



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

*TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE PREVIO A LA  
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE*

*INGENIERO MECÁNICO*

### **TÍTULO DE TESIS**

---

**SISTEMAS ERGONÓMICOS APLICADOS AL MONTAJE Y  
DESMONTAJE DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE  
VEHÍCULOS AUTOMOTORES LIVIANOS PARA FACILITAR  
SU FUNCIONALIDAD.**

---

#### **AUTOR**

Fernando Paúl Vargas Cuaical.

#### **TUTOR**

Ing. M.Sc. Juan Correa Jácome.

**AMBATO – ECUADOR**

**2011**

## CERTIFICACIÓN

En mi calidad de director de tesis de grado, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: Sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad, elaborada por el señor Fernando Paúl Vargas Cuaical, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- Está concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Junio del 2011.

.....

Ing. M.Sc. Juan Correa Jácome.

Director de Tesis

## AUTORÍA

El contenido del presente trabajo investigativo, así como sus ideas, opiniones, diseños, resultados y análisis, son exclusiva responsabilidad de su autor.

Ambato, Junio del 2011.

.....

Fernando Paúl Vargas Cuaical.

C.I: 1720639259

## **APROBACIÓN DEL JURADO EXAMINADOR**

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

Los miembros del tribunal examinador aprueban el informe de investigación, sobre el tema: **“SISTEMAS ERGONÓMICOS APLICADOS AL MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE VEHÍCULOS AUTOMOTORES LIVIANOS PARA FACILITAR SU FUNCIONALIDAD.”**, Trabajo elaborado por el Sr. Fernando Paúl VargasCuaical, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Para constancia firman

\_\_\_\_\_

## *Dedicatoria*

*A Dios, por darme la vida, salud y fortaleza para lograr alcanzar mis objetivos planteados.*

*A mi madre Margoth, a mi padre Wilson, quienes constantemente me han alentado para poder culminar este proyecto, y a mis hermanos Brenda, Saúl y Natasha quienes me han apoyado moralmente para seguir adelante en esta carrera educativa.*

*A la dueña de mi corazón Karina quien ha estado en todo momento en las buenas y malas ayudándome a superar los obstáculos que se han ido presentando, y a mi hijo que viene en camino.*

*A mis tíos y primos que fueron igualmente el aliento cotidiano hasta los últimos momentos de este paso importante en mi vida.*

## *Agradecimiento*

*Al Ing. Juan Correa, quien ha sido un gran apoyo incondicional para iniciar y culminar esta tesis, gracias a su invaluable guía y colaboración.*

*Al personal docente de la Carrera de Ingeniería Mecánica por todos los conocimientos impartidos a lo largo del trayecto de mi carrera educativa.*

*De igual manera a todas las personas que colaboraron moral o materialmente en la realización de esta tesis, a quienes quedo eternamente agradecido.*

# ÍNDICE GENERAL

## A. PÁGINAS

## PRELIMINARES

### PÁG.

PORTADA.....	I
CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR .....	II
AUTORÍA.....	III
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	IV
DEDICATORIA .....	V
AGRADECIMIENTO .....	VI
INDICE GENERAL .....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	XVI
INDICE DE TABLAS .....	XXI
SIMBOLOGÍA .....	XXIV
RESUMEN EJECUTIVO .....	XXIX

## B. TEXTO

INTRODUCCIÓN .....	1
--------------------	---

## CAPÍTULO I

### EL PROBLEMA

1.1 Tema .....	2
1.2 Planteamiento del problema .....	2
1.2.1 Contextualización .....	2

1.2.2	Análisis crítico .....	3
1.2.3	Prognosis .....	3
1.2.4	Formulación del problema .....	4
1.2.5	Interrogantes .....	4
1.2.6	Delimitación del objeto de investigación .....	4
1.2.6.1	Delimitación de contenidos .....	5
1.2.6.2	Delimitación espacial .....	5
1.2.6.3	Delimitación temporal .....	5
1.3	Justificación .....	5
1.4	Objetivos .....	6
1.4.1	General .....	6
1.4.2	Específicos .....	6

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

2.1.	Antecedentes investigativos .....	7
2.2.	Fundamentación teórica .....	7
2.2.1.	Ergonomía.....	7
2.2.2.	Etapas de la intervención ergonómica .....	8
2.2.3.	Clasificación de la ergonomía.....	8
2.2.4.	Tipos de sistemas ergonómicos .....	9
2.2.4.1.	Sistemas de interacción persona – máquina .....	10
2.2.4.2.	Sistemas de alumbrado .....	12
2.2.4.3.	Sistemas de iluminación .....	13
2.2.4.4.	El hombre un sistema .....	14
2.2.5.	Relaciones dimensionales .....	15



2.2.5.1. Antropometría.....	15
2.2.5.2. Relaciones dimensionales del sistema P-M.....	15
2.2.5.3. Medidas antropométricas.....	15
2.2.5.4. El diseño ergonómico y la antropometría.....	16
2.2.6. Método ergonómico NIOSH.....	17
2.2.7. Vehículo automotor liviano .....	32
2.2.8. Clasificación de vehículos automotores livianos.....	32
2.2.8.1. Vehículos automotores de pasajeros.....	32
2.2.8.2. Vehículo de carga .....	32
2.3. Categorías fundamentales .....	33
2.4. Hipótesis.....	34
2.5. Señalamiento de variables.....	34
2.5.1. Variable independiente .....	34
2.5.2. Variable dependiente.....	34

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

3.1. Modalidad básica de la investigación .....	35
3.1.1. Bibliográfica .....	35
3.1.2. Investigación de Campo.....	36
3.2. Nivel o tipo de investigación.....	36
3.2.1. Descriptivo .....	36
3.2.2. Asociación de variables .....	36
3.2.3. Explicativo .....	36
3.3. Población y muestra .....	36
3.3.1. Población y muestra para la prueba de levantamiento de carga .....	36

3.3.2. Población y muestra para la encuesta realizada a varias mecánicas .....	37
3.4.Operacionalización de variables .....	38
3.4.1. Variable independiente: estudio ergonómico.....	38
3.4.2.Variable dependiente: funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores de combustión interna .....	39
3.5. Plan de recolección de información .....	40
3.6. Plan de procesamiento de la información .....	40

## **CAPÍTULO IV**

### **ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

4.1. Análisis de los resultados .....	41
4.1.1. Análisis del método ergonómico NIOSH .....	41
4.1.1.1. Desmontaje de un motor de vehiculo automotor liviano.....	41
4.1.1.2. Montaje de un motor de combustión interna de vehiculo automotor liviano .....	50
4.1.2. Análisis de los resultados de la encuesta .....	58
4.2. Interpretación de resultados .....	67
4.2.1. Interpretación de resultados del método NIOSH .....	67
a. Resultados del método NIOSH del desmontaje de un motor .....	67
b. Resultados del método NIOSH del montaje de un motor .....	69
4.2.2. Interpretación de resultados de la encuesta.....	71
4.3. Verificación de la hipótesis .....	71

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

5.1. Conclusiones .....	72
5.2. Recomendaciones.....	73

## **CAPÍTULO VI**

### **PROPUESTA**

6.1. Datos informativos .....	74
6.2. Antecedentes de la propuesta .....	74
6.2.1. Parámetros de diseño .....	74
6.3. Justificación.....	77
6.4. Objetivos .....	77
6.5. Análisis de factibilidad.....	78
6.6. Fundamentación .....	78
6.6.1. Grúa.....	78
6.6.2. Tipos de grúa.....	78
6.6.2.1. Grúas tipo pluma .....	78
6.6.2.2. Grúas pórtico .....	79
6.6.2.3. Grúas puente .....	79
6.6.2.4. Grúas móviles .....	80
6.6.3. Cargas .....	80
6.6.4. Tipos de cargas .....	80
6.6.4.1. Cargas muertas .....	80
6.6.4.2. Cargas vivas.....	81
6.6.5. Métodos de diseño bajo norma AISC .....	81

6.6.5.1. ASD (Diseño por esfuerzos permisibles) .....	81
6.6.5.2. Combinaciones de carga para el método ASD .....	82
6.6.5.3. LRFD (Diseño por factores de carga y resistencia).....	82
6.6.5.4. Combinaciones de carga para el método LRFD.....	83
6.6.6. Oleohidráulica.....	84
6.6.6.1. Principios básicos .....	84
6.6.6.2. Aplicaciones .....	84
6.6.7. Componentes de un sistema oleohidráulico.....	85
6.6.8. Actuadores hidráulicos.....	85
6.6.9. Clasificación de cilindros hidráulicos .....	86
6.6.9.1. Cilindros de simple efecto .....	86
6.6.9.2. Cilindros de doble efecto.....	86
6.6.9.3. Cilindro de doble vástago .....	87
6.6.9.4. Cilindros ciegos .....	87
6.6.9.5. Cilindros telescópicos.....	88
6.6.10. Accesorios de un sistema oleohidráulico .....	88
6.6.10.1. Depósitos .....	89
6.7. Metodología .....	91
6.7.1. Diseño ergonómico .....	91
6.7.2. Diseño geométrico .....	94
6.7.3. Diseño estructural .....	99
6.7.3.1. Análisis de la estructura en la retracción del brazo .....	102
6.7.3.2. Análisis de la estructura en la extensión del brazo.....	109
6.7.4. Diseño de juntas de soldadura y elementos de sujeción .....	116
6.7.4.1. Junta de soldadura en te del elemento columna .....	116
6.7.4.2. Junta de soldadura en te de la base con el soporte de la columna .....	121
6.7.4.3. Junta de soldadura en te en la parte superior de la columna a la placa base de la articulación del brazo .....	127
6.7.4.4. Junta de soldadura en te y borde de las ménsulas (articulación) y la placa superior de la columna .....	132
6.7.4.5. Diseño de la unión emperrada .....	137

6.7.5. Diseño oleohidráulico .....	144
6.7.5.1. Cálculo y dimensionamiento del cilindro hidráulico 1 para elevar la carga.....	144
6.7.5.2. Cálculo y dimensionamiento del cilindro hidráulico 2 para el desplazamiento del brazo .....	151
6.7.5.3. Caudales reales en el sistema oleohidráulico .....	157
6.7.5.4. Cálculo de pérdidas y presiones en el sistema oleohidráulico	159
6.7.5.5. Potencia del motor eléctrico .....	182
6.7.5.6. Selección de la bomba oleohidráulica .....	182
6.7.5.7. Selección del motor eléctrico .....	183
6.7.5.8. Diseño del depósito de aceite .....	183
6.7.5.9. Selección del filtro.....	187
6.7.6. Diseño mecánico .....	188
6.7.6.1 Sistemas de transmisión de potencia .....	188
6.7.7. Especificaciones técnicas y de construcción de la grúa oleohidráulica. ....	198
6.7.7.1. Especificaciones técnicas de la grúa.....	198
6.7.7.2. Especificaciones técnicas de construcción .....	198
6.7.7.3. Elementos construidos de la grúa .....	199
6.7.7.4. Equipos adquiridos para el funcionamiento de la grúa.....	202
6.7.8. Ensayos de capacidad de carga y tiempos de levantamientos de carga .....	204
6.7.8.1. Ensayos de capacidad de carga de la grúa.....	204
6.7.8.2. Ensayo de tiempos de levantamientos de carga.....	205
6.8. Administración.....	208
6.8.1. Proceso para el diseño y construcción de la grúa oleohidráulica.....	208
6.8.2. Análisis de costos.....	211
6.8.2.1. Costos directos. (C.D) .....	211
6.8.2.2. Costos indirectos .....	215
6.8.3. Vida útil de la grúa oleohidráulica .....	217
6.8.4. Valor actual neto (VAN).....	217
6.8.5. Tasa interna de retorno (TIR).....	219

6.9. Previsión de la evaluación.....	220
6.9.1. Recomendaciones de operación .....	220
6.9.2. Recomendaciones de mantenimiento.....	221

## C. MATERIALES DE REFERENCIA

Bibliografía .....	223
<b>ANEXOS.</b> .....	226

ANEXO 1	ENCUESTA.....	227
ANEXO 2	CERTIFICACIÓN INEN DE LA GRÚA.....	230
ANEXO 3	DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO AUTOMOVILES.....	233
ANEXO 4	DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO CAMIONETAS. ....	237
ANEXO 5	DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO TODO TERRENO... ..	241
ANEXO 6	DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO FURGONETA. ....	244
ANEXO 7	RESULTADO DE LAS DIMENSIONES Y PESOS DE LOS MOTORES DE LOS VEHÍCULOS. ....	246
ANEXO 8	PROPIEDADES A LA TORSIÓN DE SOLDADURADE FILETE. ....	249
ANEXO 9	PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURADE FILETE. ....	250
ANEXO 10	PROPIEDADES MÍNIMAS DEL METAL DE SOLDADURA. ....	251
ANEXO 11	ESFUERZOS PERMITIDOS POR EL REGLAMENTO AISC PARA METAL DE SOLDADURA. ....	252
ANEXO 12	ESPECIFICACIONES Y MARCAS DE IDENTIFICACIÓN PARA PERNOS.....	253
ANEXO 13	CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF.....	254
ANEXO 14	CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LAS MANGUERAS.....	255
ANEXO 15	CARACTERÍSTICAS DE MANGUERAS FLEXIBLES DE	256

	ALTA PRESIÓN. ....	
ANEXO 16	CAÍDAS DE PRESIÓN EN VÁLVULAS DIRECCIONALES. ....	257
ANEXO 17	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE TIPOS DE BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS. ....	258
ANEXO 18	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTOR ELÉCTRICO. ....	259
ANEXO 19	DIAGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE SUMERSIÓN DE LAS TUBERIAS DE SUCCIÓN Y RETORNO. ....	260
ANEXO 20	NIVELES DE LIMPIEZA SUGERIDOS PARA FILTROS DE SUCCIÓN. ....	261
ANEXO 21	NÚMERO DE PARTÍCULAS SEGÚN RANGO DE NÚMEROS ISO. ....	262
ANEXO 22	INFORME NEUMAC S.A. ....	263
ANEXO 23	DESIGNACIONES NORMALES PARA BANDAS TRAPECIALES O EN V. ....	264
ANEXO 24	FACTORES DE SERVICIO $K_s$ SUGERIDOS PARA TRANSMISIONES DE BANDAS V. ....	265
ANEXO 25	CONSTANTES PARA LA POTENCIA NOMINAL DE TRANSMISIONES DE BANDA. ....	266
ANEXO 26	FACTORES DE RELACIÓN DE VELOCIDAD PARA LA POTENCIA NOMINAL DE TRANSMISIONES DE BANDA. ....	267
ANEXO 27	FACTOR DE CORRECCIÓN $K_1$ . ....	268
ANEXO 28	LONGITUD NOMINAL DE LA BANDA. ....	269
ANEXO 29	FACTORES $K_b$ y $K_c$ . ....	270
ANEXO 30	FACTORES PARA CALCULAR LA VIDA DE LA BANDA..	271
ANEXO 31	FACTOR DE EFICIENCIA DE JUNTAS PARA DISEÑO DE DEPOSITOS. ....	272
ANEXO 32	CATÁLOGO DE TUBERÍA CUADRADA ASTM-A500. ....	273
ANEXO 33	CATÁLOGO DE PLANCHAS ASTM-A36. ....	274
ANEXO 34	PLANOS. ....	275

## ÍNDICE DE FIGURAS

N°	FIGURA	PÁG
<b>Figura. N°2.1</b>	Sistema P-M.	10
<b>Figura. N°2.2</b>	Localización estándar de levantamiento.	18
<b>Figura N°2.3</b>	Posición estándar de levantamiento.	22
<b>Figura N°2.4</b>	Medición del Ángulo de Asimetría.	24
<b>Figura N°2.5</b>	Ejemplos de tipo de agarre.	32
<b>Figura N°4.1</b>	Medición de la distancia vertical en el origen del desmontaje.	41
<b>Figura N°4.2</b>	Medición de la distancia vertical en el destino del desmontaje.	42
<b>Figura N°4.3</b>	Medición de la distancia horizontal en el origen del desmontaje	42
<b>Figura N°4.4</b>	Medición de la distancia horizontal en el destino del desmontaje.	43
<b>Figura N°4.5</b>	Medición de la distancia vertical en el origen del montaje.	50
<b>Figura N°4.6</b>	Medición de la distancia vertical en el destino del montaje.	50
<b>Figura N°4.7</b>	Medición de la distancia horizontal en el origen del montaje.	51
<b>Figura N°4.8</b>	Medición de la distancia horizontal en el destino del montaje.	51
<b>Figura N° 4.9</b>	Diagrama estadístico usa una grúa oleohidráulica en su taller de trabajo.	59
<b>Figura N°4.10</b>	Diagrama estadístico vehículos automotores a la cual realiza mantenimiento.	60
<b>Figura N°4.11</b>	Diagrama estadístico camionetas, furgones, furgonetas a la que realiza mantenimiento.	61



<b>Figura N° 4.12</b>	Diagrama estadístico distancias para elevar y retirar el motor.	62
<b>Figura N° 4.13</b>	Diagrama estadístico indicadores para su seguridad laboral.	63
<b>Figura N° 4.14</b>	Diagrama estadístico posturas de trabajo adoptadas en sus labores.	64
<b>Figura N° 4.15</b>	Diagrama estadístico tiempo para el montaje y desmontaje de un motor.	65
<b>Figura N° 4.16</b>	Diagrama estadístico sujeciones más viables para el montaje y desmontaje de un motor.	66
<b>Figura N° 6.1</b>	Grúa.	79
<b>Figura N° 6.2</b>	Cilindro lleno de líquido compresible.	84
<b>Figura N° 6.3</b>	Partes de un Cilindro Hidráulico simple.	86
<b>Figura N° 6.4</b>	Cilindro de doble efecto.	87
<b>Figura N° 6.5</b>	Cilindro de doble vástago.	87
<b>Figura N° 6.6</b>	Cilindro ciego.	88
<b>Figura N° 6.7</b>	Cilindro telescópico.	88
<b>Figura N° 6.8</b>	Depósito de aceite.	90
<b>Figura N°6.9</b>	Vista lateral de la grúa extendida el brazo en su máxima elevación.	95
<b>Figura N°6.10</b>	Vista lateral de la grúa retraída el brazo en su máxima elevación.	95
<b>Figura N°6.11</b>	Vista lateral de la grúa extendida el brazo en su mínima inclinación.	96
<b>Figura N°6.12</b>	Vista lateral de la grúa retraída el brazo en su mínima inclinación.	96
<b>Figura N°6.13</b>	Diferentes posiciones del brazo de la grúa extendida el brazo.	97
<b>Figura N°6.14</b>	Diferentes posiciones del brazo de la grúa retraída el brazo.	97
<b>Figura N° 6.15</b>	Vista superior-ancho entre largueros.	98

<b>Figura N°6.16</b>	Control del Programa.	102
<b>Figura N°6.17</b>	Vista alámbrica análisis 1.	103
<b>Figura N°6.18</b>	Vista alámbrica análisis 2.	105
<b>Figura N°6.19</b>	Vista alámbrica análisis 3.	107
<b>Figura N°6.20</b>	Comprobación del diseño de la estructura en la retracción del brazo.	108
<b>Figura N°6.22</b>	Vista alámbrica análisis 5.	112
<b>Figura N°6.23</b>	Vista alámbrica análisis 6.	113
<b>Figura N°6.24</b>	Comprobación del diseño de la estructura en la extensión del brazo.	115
<b>Figura N°6.25</b>	Junta de soldadura en te del elemento columna.	117
<b>Figura N°6.26</b>	Fuerzas y Momentos en la junta del elemento columna.	118
<b>Figura N°6.27</b>	Fuerzas y Momentos en la junta del elemento columna.	118
<b>Figura N°6.28</b>	Momento y Fuerzas en plano xz para la junta de soldadura del elemento columna.	119
<b>Figura N°6.29</b>	Junta de soldadura en Te de la base con el soporte de la columna.	122
<b>Figura N°6.30</b>	Fuerzas y Momentos en la junta en te de la base con el soporte de la columna.	123
<b>Figura N°6.31</b>	Dimensiones y Simbología de la junta en te de la base con el soporte de la columna.	123
<b>Figura N°6.32</b>	Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en Te de la base con el soporte de la columna.	124
<b>Figura N°6.33</b>	Junta de soldadura en Te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación.	127
<b>Figura N°6.34</b>	Fuerzas y Momentos en la junta en te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación.	128
<b>Figura N°6.35</b>	Dimensiones y Simbología de la junta en te de la parte superior de la columna a la placa base para la	128

	articulación.	
<b>Figura N°6.36</b>	Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en Te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación.	129
<b>Figura N°6.37</b>	Junta de soldadura en te y borde de las ménsulas (articulación) y la placa.	132
<b>Figura N°6.38</b>	Fuerzas y Momentos en la junta en te y borde de las ménsulas y la placa.	133
<b>Figura N°6.39</b>	Dimensiones y Simbología de la junta en te y borde de las ménsulas y la placa.	133
<b>Figura N°6.40</b>	Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en te y borde de las ménsulas y la placa.	134
<b>Figura N°6.41</b>	Unión de la base con la placa inferior de la columna.	137
<b>Figura N°6.42</b>	Fuerzas y Momentos en la unión empernada.	138
<b>Figura N°6.43</b>	Momento y Fuerzas en plano xy en la unión empernada.	139
<b>Figura N°6.44</b>	Cargas cortantes primarias y secundarias en cada perno en el plano xy.	140
<b>Figura N°6.45</b>	Carga resultante en el perno.	140
<b>Figura N°6.46</b>	Cilindro hidráulico 1 para elevar la carga.	144
<b>Figura N° 6.47</b>	Carrera del pistón hidráulico para subir o bajar la carga.	147
<b>Figura N° 6.48</b>	Sección del diámetro del cilindro 1 a la ida.	148
<b>Figura N° 6.49</b>	Cilindro hidráulico 2 para el desplazamiento del brazo.	152
<b>Figura N° 6.50</b>	Carrera del cilindro de desplazamiento 2.	153
<b>Figura N° 6.51</b>	Sección del diámetro del cilindro 2 a la ida.	154
<b>Figura N° 6.52</b>	Caudales reales en el sistema oleohidráulico.	158
<b>Figura N° 6.53</b>	Distribución del sistema oleohidráulico.	159
<b>Figura N° 6.54</b>	Sistema oleohidráulico para la retracción del cilindro 2 de desplazamiento ubicado en el brazo.	162
<b>Figura N° 6.55</b>	Sistema oleohidráulico para la retracción del cilindro 1 que baja la carga.	172

<b>Figura N°6.56</b>	Rangos mínimos para sumergir la tubería de succión y retorno.	184
<b>Figura N°6.57</b>	Dimensiones mínimas del depósito de aceite.	185
<b>Figura N° 6.58</b>	Sistema de transmisión de potencia motor-bomba.	188
<b>Figura N° 6.59</b>	Esquema de la transmisión de potencia.	191
<b>Figura N° 6.60</b>	Fuerzas que actúan en el sistema de transmisión.	194
<b>Figura N°6.61</b>	Etapas final de construcción de la grúa.	199
<b>Figura N°6.62</b>	Motor eléctrico.	202
<b>Figura N°6.63</b>	Bomba Oleohidráulica.	203
<b>Figura N°6.64</b>	Cilindros Oleohidráulicos.	203
<b>Figura N°6.65</b>	Válvula Direccional.	203
<b>Figura N°6.66</b>	Válvula Direccional.	204
<b>Figura N° 6.67</b>	Desmontaje de motor.	206
<b>Figura N°6.68</b>	Red del Proyecto.	209
<b>Figura N°6.69</b>	Red del Proyecto con tiempos.	210
<b>Figura N°6.70</b>	Flujo efectivo para cinco años.	219

## INDICE DE TABLAS

<b>N°</b>	<b>TABLA</b>	<b>PÁG</b>
<b>Tabla N°2.1</b>	Diferentes enfoques de la clasificación de la ergonomía.	9
<b>Tabla N°2.2</b>	Ecuación de NIOSH.	18
<b>Tabla N°2.3</b>	Cálculo del Factor de Frecuencia.	29
<b>Tabla N°2.4</b>	Cálculo de la duración de la tarea.	30
<b>Tabla N°2.5</b>	Cálculo del factor de agarre.	31
<b>Tabla N° 3.1</b>	Variable Independiente.	38
<b>Tabla N°3.2</b>	Variable Dependiente.	39
<b>Tabla N°4.1</b>	Valor de frecuencias origen monotarea para el desmontaje.	45
<b>Tabla N° 4.2</b>	Tipo de agarre, origen para el desmontaje.	45
<b>Tabla N°4.3</b>	Valor de frecuencias destino para el desmontaje.	48
<b>Tabla N° 4.4</b>	Tipo de agarre, destino para el desmontaje.	49
<b>Tabla N°4.5</b>	Valor de frecuencias origen monotarea.	53
<b>Tabla N° 4.6</b>	Tipo de agarre, origen monotarea.	54
<b>Tabla N°4.7</b>	Valor de frecuencias origen monotarea.	57
<b>Tabla N° 4.8</b>	Tipo de agarre, origen monotarea.	57
<b>Tabla N° 4.9</b>	Resultados de la Pregunta N°1.	58
<b>Tabla N° 4.10</b>	Resultados de la Pregunta N°2 relacionados al mantenimiento y reparación en automóviles.	59
<b>Tabla N° 4.11</b>	Resultados de la Pregunta N°2 relacionados al mantenimiento y reparación en camionetas y otros vehículos.	60
<b>Tabla N° 4.12</b>	Resultados de la Pregunta N°3.	62
<b>Tabla N° 4.13</b>	Resultados de la Pregunta N°4.	63
<b>Tabla N° 4.14</b>	Resultados de la Pregunta N°5.	64
<b>Tabla N° 4.15</b>	Resultados de la Pregunta N°6.	65
<b>Tabla N° 4.16</b>	Resultados de la Pregunta N°7.	66

<b>Tabla N°4.17</b>	Datos iniciales para el método NIOSH del desmontaje de un motor de 207Kg.	67
<b>Tabla N°4.18</b>	Resultados NIOSH del desmontaje de un motor de 207Kg.	68
<b>Tabla N°4.19</b>	Datos iniciales para el método NIOSH del montaje de un motor de 207Kg.	69
<b>Tabla N°4.20</b>	Resultados NIOSH del montaje de un motor de 207Kg.	70
<b>Tabla N°6.1</b>	Control del Software de análisis estructural.	99
<b>Tabla N°6.2</b>	Perfiles y secciones aplicado al análisis de la estructura.	100
<b>Tabla N°6.3</b>	Reacciones en los apoyos análisis 1.	103
<b>Tabla N°6.4</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 1.	104
<b>Tabla N°6.5</b>	Reacciones en los apoyos análisis 2.	104
<b>Tabla N°6.6</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 2.	105
<b>Tabla N°6.7</b>	Reacciones en los apoyos análisis 3.	106
<b>Tabla N°6.8</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 3.	106
<b>Tabla N°6.9</b>	Fuerzas en el cilindro 1 con respecto al giro de la pluma en la retracción del brazo.	108
<b>Tabla N°6.10</b>	Fuerzas en el cilindro 2 con respecto al giro de la pluma en la retracción del brazo.	109
<b>Tabla N°6.11</b>	Reacciones en los apoyos análisis 4.	110
<b>Tabla N°6.12</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 4.	111
<b>Tabla N°6.13</b>	Reacciones en los apoyos análisis 5.	111
<b>Tabla N°6.14</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 5.	112
<b>Tabla N°6.15</b>	Reacciones en los apoyos análisis 6.	113
<b>Tabla N°6.16</b>	Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 6.	114
<b>Tabla N°6.17</b>	Fuerzas en el cilindro 1 con respecto al giro de la pluma en la extensión del brazo.	115
<b>Tabla N°6.18</b>	Fuerzas en el cilindro 2 con respecto al giro de la pluma en la extensión del brazo.	116
<b>Tabla N°6.19</b>	Fuerzas generadas en el cilindro 1.	145
<b>Tabla N°6.20</b>	Fuerzas generadas en el cilindro 2.	151
<b>Tabla N°6.21</b>	Grado de viscosidad del aceite ISO VG 32.	159
<b>Tabla N°6.22</b>	Velocidades de flujo recomendables para sistemas de fluidos de potencia.	161
<b>Tabla N°6.23</b>	Constantes para el cálculo de la potencia nominal de la	192

	banda.	
<b>Tabla N° 6.24</b>	Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 37° (+).	204
<b>Tabla N° 6.25</b>	Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 0°.	205
<b>Tabla N° 6.26</b>	Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 30° (-).	205
<b>Tabla N° 6.27</b>	Tiempo que tarda la grúa al realizar el desmontaje de un motor.	206
<b>Tabla N° 6.28</b>	Tiempo que tarda la grúa al realizar el montaje de un motor.	207
<b>Tabla N° 6.29</b>	Tiempo total del montaje y desmontaje de un motor.	208
<b>Tabla N° 6.30</b>	Actividades y tiempos para el diseño y construcción de la grúa oleohidráulica.	209
<b>Tabla N° 6.31</b>	Costos unitarios de materiales metalmecánicos.	211
<b>Tabla N° 6.32</b>	Costos de materiales para el sistema oleohidráulico.	213
<b>Tabla N° 6.33</b>	Costos de materiales eléctricos.	214
<b>Tabla N° 6.34</b>	Costos de materiales para pintura.	214
<b>Tabla N° 6.35</b>	Costos de maquinaria empleada.	215
<b>Tabla N° 6.36</b>	Costo del Proyecto.	216
<b>Tabla N° 6.37</b>	Costos de montaje y desmontaje de un motor.	217
<b>Tabla N° 6.38</b>	Ahorro en el proceso de montaje y desmontaje.	218

## SIMBOLOGÍA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
CL	Carga Levantada.
LPR	Límite de Peso Recomendado.
IL	Índice de Levantamiento.
LC	Constante de carga.
HM	Factor de distancia horizontal.
VM	Factor de altura.
DM	Factor de desplazamiento vertical.
AM	Factor de asimetría.
FM	Factor de frecuencia.
CM	Factor de agarre.
H	Distancia proyectada en un plano horizontal, entre el punto medio entre los agarres de la carga y el punto medio entre los tobillos.
Vo	Altura de la carga al inicio del levantamiento en el origen.
Vd	Altura de la carga al final del levantamiento en el destino.
MR	Momento Resultante en el plano xz.
A	Área de garganta.
Iu	Segundo Momento de área unitario.
I	Segundo Momento de área basado en la garganta de la junta.
$\sigma_z$	Esfuerzo cortante debido al momento y al $F_z$ .
$\tau_{zx}$	Esfuerzo cortante debido a $F_x$ .
$S_{sy}$	Esfuerzo Permisible.
n	Factor de seguridad contra la fluencia estática en la unión soldada; población o muestra.
F'	Carga cortante primaria por perno.
Np	Número de pernos.
F''	Carga cortante secundaria por perno.
$F_A$	Carga resultante aplicada sobre un perno.



$F$	Carga resultante máxima a la que está sometido un perno.
$A_s$	Área de esfuerzo cortante sobre un perno.
$\tau$	Esfuerzo de corte sobre un perno.
$A_b$	Área de aplastamiento.
$d_p$	Diámetro del perno.
$K_b$	Constante de Rigidez del perno.
$l$	Longitud de agarre del perno.
$K_m$	Constante de Rigidez de los elementos.
$C$	Constante de Relación de Rigidez.
$S_p$	Esfuerzo de prueba en el perno.
$F_p$	Carga de prueba.
$F_{i(\min)}$	Precarga mínima en el perno.
$F_{i(\max)}$	Precarga máxima en el perno.
$D$	Diámetro del pistón del cilindro hidráulico.
$d$	Diámetro del vástago del cilindro hidráulico.
$F_{\text{retracción}}$	Fuerza que debe ejercer el cilindro para retraer el vástago.
$F_{\text{retracción}}$	Fuerza que debe ejercer el cilindro para extender el vástago.
$P$	Presión de operación del cilindro.
$CD$	Carrera del pistón hidráulico para subir o bajar la carga.
$S$	Sección del diámetro del cilindro 1 a la ida.
$P$	Presión del cilindro 1 a la ida.
$S'$	Sección del diámetro del cilindro 1 a la vuelta.
$P'$	Presión del cilindro 1 a la vuelta.
$v$	Velocidad de salida e ingreso del vástago.
$t$	Tiempo que tarda el vástago en efectuar la carrera.
$Q_n$	Caudal necesario para hacer una carrera "DE IDA".
$Q_r$	Caudal real para hacer una carrera "DE IDA".
$\eta$	Rendimiento volumétrico.
$Q_n'$	Caudal necesario para hacer una carrera "DE VUELTA".
$Q_r'$	Caudal real para hacer una carrera "DE VUELTA".
$S_g$	Gravedad específica del fluido.

$\gamma_w$	Viscosidad dinámica del fluido.
$\rho$	Densidad del aceite.
$\gamma$	Peso específico del fluido.
$g$	Gravedad.
$n_d$	Viscosidad Dinámica.
$v$	Viscosidad cinética del fluido.
$L_d$	Longitud de manguera en la línea de descarga.
$L_r$	Longitud de manguera en la línea de retorno.
$P_1, P_2, \dots, P_8$	Presiones en los diferentes puntos del sistema oleohidráulico.
$h_{Ld}$	Pérdida en la línea de descarga.
$h_{Lr}$	Pérdida en la línea de retorno.
$P_m$	Potencia del motor eléctrico.
$n_{mb}$	Rendimiento motor-bomba.
$V$	Volumen requerido del depósito de aceite.
$v_s$	Velocidad en la línea de succión.
$D_f$	Diámetro del filtro.
$D_p$	Diámetro del depósito.
$L_{dp}$	Altura del depósito.
$V_{dp}$	Volumen del depósito de aceite.
$t$	Espesor de la pared del depósito.
$S$	Esfuerzo máximo del material.
$E$	Eficiencia de la Junta de Soldadura
$R_e$	Radio exterior del depósito.
$N$	Número de revoluciones por minuto.
$A$	Anchura del rotor.
$R$	Radio mayor del estator.
$r$	Radio menor del estator.
$e$	Espesor de la aleta.
$z$	Número de aletas.
$\gamma$	Ángulo de inclinación de la aleta de la paleta con respecto al radio.

$d_1$	Diámetro de la polea motriz.
$d_2$	Diámetro de la polea trasmisora.
$K_s$	Sobrecarga en la transmisión de la banda.
$\theta_s$	Ángulo de contacto menor.
$\theta_L$	Ángulo de contacto mayor.
$L_p$	Longitud de paso.
$K_a$	Factor de relación de velocidad.
$H_r$	Potencia nominal en la transmisión de la banda.
$\kappa_1$	Factor de corrección para ángulos de contacto.
$K_2$	Factor de corrección para la longitud de la banda.
$H_a$	Potencia permitida para la transmisión de la banda.
$N_b$	Número de bandas.
$V_b$	Velocidad de la banda.
$F_c$	Tensión centrífuga en la banda.
$K_c$	Parámetro para fuerza centrífuga
$F_1$	Tensión mayor de la banda.
$F_2$	Tensión menor de la banda.
$F_i$	Tensión inicial de la banda.
$f_s$	Factor seguridad de la banda.
$F_{b1}, F_{b2}$	Tensiones equivalentes en la banda.
$N_p$	Vida de la banda.
VAN	Valor Actual Neto.
FNE <sub>n</sub>	Flujo neto de efectivo del año (n), que corresponde a la ganancia neta después del impuesto en el año (n).
$i$	Tasa de referencia que corresponde a la TMAR.
TIR	Tasa Interna de Retorno.

## **RESUMEN EJECUTIVO**

El presente trabajo consiste en el estudio ergonómico en el montaje y desmontaje de motores y así disminuir el riesgo laboral de posibles trastornos musculoesqueléticos que sufran los trabajadores, para lo cual en esta tesis se ha propuesto el diseño de una grúa oleohidráulica que presente parámetros de seguridad y facilite la funcionalidad a los trabajadores de la mecánica automotriz Rivera al realizar el montaje y desmontaje de motores de vehículos automotores livianos.

La investigación partió de una serie de mediciones del método NIOSH que se aplicó para evaluar el riesgo en esta actividad laboral, cuyos resultados indican que es necesario realizar esta actividad aplicando equipos de elevación mecánicos oleohidráulicos, también para tener más parámetros en el diseño se realizó posteriormente una encuesta de preguntas relacionadas con la ergonomía y la utilización de una grúa oleohidráulica, esta encuesta conllevó a descubrir más detalles relacionados con el montaje y desmontaje de motores. Posteriormente se obtuvo las dimensiones que se ven involucradas en este proceso de los vehículos automotores livianos.

Una vez obtenidas las dimensiones de los vehículos se procedió a determinar un diseño geométrico relacionado con la ergonomía, el cual permitió calcular la estructura sometida a carga por el peso del motor que se va a montar o a desmontar en el vehículo. En el diseño estructural se obtuvieron esfuerzos que permitieron dimensionar los cilindros oleohidráulicos y así diseñar todo su circuito compuesto por la bomba, válvula, motor eléctrico, mangueras y diversos accesorios.

Conformado todos los diseños como: geométrico, ergonómico, estructural, mecánico y eléctrico se ensambló la máquina y se puso en marcha para proceder a las pruebas de capacidad de carga, caudal, presión y maniobrabilidad; este

ensayo se lo realizó en el Instituto Ecuatoriano de Normalización en el área de ensayos de masa.

**Autor:** Fernando Paúl Vargas Cuaical.

**Tutor:** Ing. M.Sc. Juan Correa Jácome.

**Fecha:** Junio del 2011.

## INTRODUCCIÓN

El estudio de la ergonomía en los últimos años ha suscitado el interés de varios especialistas de todas las ramas de la ciencia: ingeniería, medicina, psicología, sociología, arquitectura, diseño, etc.; para acoplar las máquinas y puestos de trabajo a la antropometría del hombre.

La aplicación de sistemas ergonómicos en máquinas eléctricas, manuales, neumáticas, oleohidráulicas y electrónicas ha demostrado que es un conjunto de elementos muy importantes para la reducción de accidentes y de lesiones, en el incremento de la productividad y de la calidad de vida, motivo por el cual en esta investigación se ha realizado un estudio aplicando el método de NIOSH en la manipulación de carga como es en el montaje y desmontaje de motores de vehículos automotores livianos, con dicho método se puede determinar si existe o no riesgo laboral en esta actividad, con la finalidad de reducir posibles accidentes y enfermedades mediante la mejora sistemática de la actividad o la implementación de algún equipo de elevación.

Todo el contenido de esta investigación llevó a determinar que tan factible sería diseñar una grúa oleohidráulica para facilitar la funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores y así disminuir de 1 a 0 el índice de levantamiento de carga en esta actividad, enfocándose a plantear el problema para reducir riesgos en las labores del operario aplicando conocimientos de ergonomía, diseño de máquinas, oleohidráulica y electricidad con la finalidad de realizar un análisis en cada diseño.

Como última parte espero que esta investigación sirva para aportar conocimientos y parámetros de diseño que ayuden a crear nuevas máquinas que mejoren la calidad de vida de la sociedad.

# CAPÍTULO I

## EL PROBLEMA

### 1.1 TEMA

Sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad.

### 1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

#### 1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN

El riesgo ergonómico a escala **Mundial** tiene afectación en todos los procesos de trabajo en talleres mecánicos, al utilizar técnicas y procesos de trabajo inadecuadas, posturas humanas forzosas, movimientos repetitivos y esfuerzos físicos, estos parámetros atentan contra el personal que labora en este sector exponiéndolo a realizar actos y condiciones con un alto potencial de materializarse en accidentes y enfermedades profesionales.

En el **Ecuador** existe un estudio de la aplicación de métodos mecánicos ergonómicos para realizar el montaje y desmontaje de motores de combustión interna. Los aparatos y máquinas de elevación y transporte modernos de alta productividad que trabajan a elevadas velocidades y que poseen gran capacidad de carga aparecieron en nuestro país como resultado de la perfección gradual de las máquinas en el curso de mucho tiempo.

En la ciudad de **Ambato** la mecánica automotriz Rivera, es un taller donde se brinda los servicios de mecánica automotriz y metalmecánica no es la excepción

por lo que el presente trabajo pretende identificar, evaluar y controlar los factores de riesgo ergonómico, y disminuir los trastornos musculo esqueléticos.

### **1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO**

La preocupación por el bienestar y seguridad de cada trabajador es una de las características más importantes para mantener un buen desempeño laboral, siempre y cuando este acompañada como herramientas y equipos de trabajo adecuados.

El buen desempeño de cada trabajador está vinculado directamente con la salud mental y física, pero debido a riesgos laborales se pueden originar lesiones y problemas musculo esqueléticos, provocando pérdidas de días de trabajo y costos por la atención médica, por no contar no utilizar equipo adecuado.

La inexistencia de un estudio de sistemas ergonómicos aplicado al montaje y desmontaje de motores que contemple evaluaciones para un adecuado control de los factores de riesgo asociados en la mecánica automotriz Rivera, sería una causa en el incremento del índice de accidentes en los trabajadores.

En el proceso del montaje y desmontaje del motor, el peso es un factor importante que se debe considerar en el momento que se va a transportar, elevar o bajar hacia una mesa de trabajo ya que esta actividad en la mayoría de los casos es ardua y peligrosa, necesitándose así un sistema que evite el menor contacto entre el trabajador y el equipo a elevar.

### **1.2.3 PROGNOSIS**

Sin un estudio de sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su



funcionalidad, se originan condiciones de riesgos laborales que conllevan a problemas musculoesqueléticos para los trabajadores y mayor tiempo en el proceso de montaje y desmontaje.

#### **1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

¿Se facilitará la funcionalidad en el montaje y desmontaje de un motor de combustión interna de vehículos automotores livianos con un estudio de sistemas ergonómicos?

#### **1.2.5 INTERROGANTES**

¿Mejorará la funcionalidad en el montaje y desmontaje de un motor de combustión interna de vehículos automotores livianos con el estudio de sistemas ergonómicos?

¿Mejorará el desempeño del trabajador si se realiza una evaluación ergonómica de cargas para disminuir riesgos laborales?

¿Facilitará la labor de los trabajadores con sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna?

#### **1.2.6 DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN**

Para el desarrollo de esta investigación es ineludible delimitar el tiempo y el lugar, es por ello que se procederá a la delimitación de contenidos, espacial y temporal.

##### **1.2.6.1 DELIMITACIÓN DE CONTENIDOS**

Este proyecto se realizará con fundamentos basados en:

- Ergonomía Básica.
- Norma técnica de Prevención 477.

#### **1.2.6.2 DELIMITACIÓN ESPACIAL**

El estudio de este proyecto se realizará en la provincia de Tungurahua, Cantón Ambato, en la mecánica automotriz Rivera. Las actividades complementarias se realizarán en la biblioteca de la Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Campus Huachi Chico.

#### **1.2.6.3 DELIMITACIÓN TEMPORAL**

Este estudio se realizará desde Junio del 2010 a Marzo del 2011.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN**

La presente investigación se desarrollará con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de un motor de combustión interna de un vehículo automotor liviano y así mejorar las actividades laborales de los trabajadores de la mecánica automotriz Rivera ya que dichas labores estarán relacionadas con la ergonomía.

Por tal razón este proyecto merece ser estudiado y realizado para reducir trastornos musculo esqueléticos, ahorrar tiempo en el proceso de montaje y desmontaje y mejorar el ambiente laboral.

Por ello, esta tesis se centra en el estudio de sistemas ergonómicos para así evaluar el levantamiento de carga relacionado con el montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 GENERAL**

Realizar un estudio de sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad y disminuir trastornos musculo esqueléticos.

### **1.4.2 ESPECÍFICOS**

1. Efectuar un estudio sistémico de la interacción persona-máquina para definir límites de actuación de la persona detectando y corrigiendo riesgos de fatiga física.
2. Establecer los factores y medidas ergonómicas que requiere el montaje y desmontaje de motores en la mecánica automotriz Rivera.
3. Realizar una evaluación ergonómica del levantamiento de cargas para disminuir trastornos musculo esqueléticos.
4. Dar las medidas adecuadas para facilitar la funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores usando legislación y normativa específica vigente.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS**

El desconocimiento de técnicas de trabajo seguro de los trabajadores en el campo automotriz motivó a desarrollar este trabajo de investigación debido que en el área automotriz artesanal, no existe un enfoque sobre la salud y seguridad de los trabajadores, generando condiciones y actos inseguros, que atentan contra la salud mental y física de los trabajadores.

En la mayoría de talleres automotrices de la ciudad de Ambato que realizan el montaje y desmontaje de motores de vehículos livianos no existe ninguna evaluación ni estudio en el levantamiento de cargas de peso considerable, esto indica que no existe el sistema T – MP – A (Trabajador, Medios de producción y ambiente laboral), y para poder controlar estos elementos se deriva de una evaluación de riesgos.

#### **2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

##### **2.2.1 ERGONOMIA<sup>1</sup>**

La palabra ergonomía se deriva de las palabras griegas: "ergos", que significa trabajo, y "nomos", leyes. Por lo que literalmente significa "leyes del trabajo".

---

<sup>1</sup> <http://www.estrucplan.com.ar/Producciones/entrega.asp?IdEntrega=5>

### 2.2.2 ETAPAS DE LA INTERVENCIÓN ERGONÓMICA<sup>2</sup>

Podemos reducir la intervención ergonómica a una serie de etapas fácilmente identificables en cualquier proyecto:

- **Análisis de la situación:** ésta se realiza cuando aparece algún tipo de conflicto.
- **Diagnóstico y propuestas:** una vez detectado el problema el siguiente paso reside en diferenciar lo latente de lo manifiesto, destacando las variables relevantes en función de su importancia para el caso.
- **Experimentación:** simulación o modelaje de las posibles soluciones.
- **Aplicación:** de las propuestas ergonómicas que se consideran pertinentes al caso.
- **Validación de los resultados:** grado de efectividad, valoración económica de la intervención y análisis de fiabilidad.
- **Seguimiento:** por último, cabe retroalimentar y comprobar el grado de desviación para ajustar las diferencias obtenidas a los valores pretendidos mediante un programa.

El objetivo que se persigue siempre en ergonomía es el de mejorar “la calidad de vida” del usuario, tanto delante de una máquina herramienta como delante de una cocina doméstica, y en todos estos casos este objetivo se concreta con la reducción de los riesgos de error, y con el incremento de bienestar de los usuarios.

### 2.2.3 CLASIFICACIÓN DE LA ERGONOMÍA<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup>MONDELO, Pedro; “Ergonomía 1”; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 25-27.

<sup>3</sup>MONDELO, Pedro; “Ergonomía 1”; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Pág. 21.

**Tabla N°2.1** Diferentes enfoques de la clasificación de la ergonomía

ERGONOMÍA	PUESTO DE TRABAJO P-M
	SISTEMAS PP-MM

ERGONOMÍA	PREVENTIVA Diseño-Concepción
	CORRECTIVA Análisis de errores y rediseño
ERGONOMÍA	GEOMÉTRICA Postural, movimientos, entornos
	AMBIENTAL Iluminación, sonido, calor,....
	TEMPORAL Ritmos, pausas, horarios,...
	TRABAJO FÍSICO TRABAJO MENTAL

**Fuente:** Mondelo Pedro.

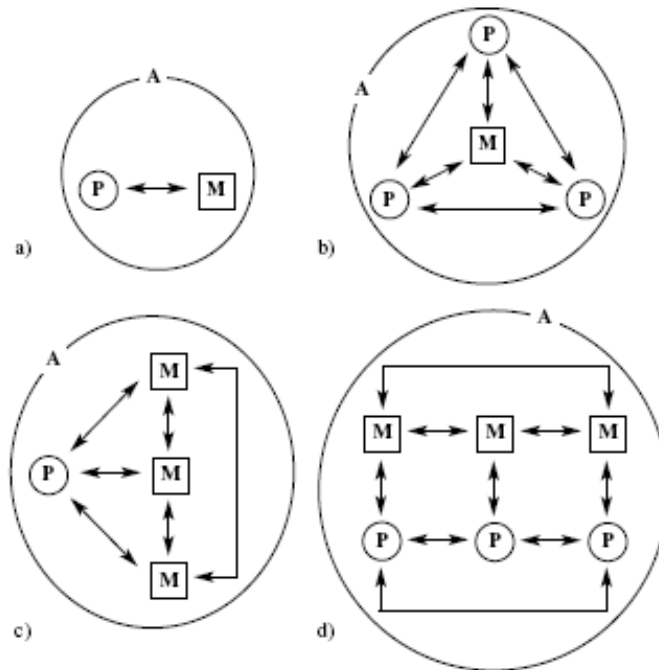
#### **2.2.4 TIPOS DE SISTEMAS ERGÓNICOS**

Un sistema es un conjunto de elementos interrelacionados con un fin determinado, dentro de un ambiente, a continuación de se detalla varios tipos:

#### 2.2.4.1 SISTEMAS DE INTERACCIÓN PERSONA – MÁQUINA<sup>4</sup>

Un sistema persona-máquina (P-M) está constituido por una o más personas y una o más máquinas, interrelacionados con un objetivo determinado, dentro de un ambiente.

Ejemplos: a) Una persona con un martillo, b) Tres personas dentro de un automóvil, c) Una operaria controlando telares, d) Una partida de cartas; como se observa en la Figura N° 2.1.



**Figura. N°2.1** Sistema P-M (Fuente Mondelo Pedro.)

El conjunto de útiles y mecanismos, su entorno y el usuario, forman una unidad que podemos definir y analizar como un sistema P-M, considerando, no sólo los valores de interacción de variables, sino también las relaciones sinérgicas.

Podemos clasificar estos sistemas en función del grado y de la calidad de interacción entre el usuario y los elementos del entorno; utilizando una

<sup>4</sup>MONDELO, Pedro; "Ergonomía 1"; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 29-59.

clasificación comúnmente aceptada, obtendríamos tres tipos básicos de sistemas de interacción:

1. Manuales
2. Mecánicos
3. Automáticos

### **Sistemas Manuales**

La principal característica estriba en que es el propio usuario el que aporta su energía para el funcionamiento, y que el control que ejerce sobre los resultados es directo: un albañil levantando una pared, o un artesano manejando un martillo y una escarpa, o un ciclista, podrían ser buenos ejemplos.

### **Sistemas Mecánicos**

A diferencia de los sistemas manuales, el usuario aporta una cantidad limitada de energía, ya que la mayor cantidad de ésta es producida por las máquinas o por alguna fuente exterior. Son sistemas en los cuales el hombre recibe la información del funcionamiento directamente o a través de dispositivos informativos y mediante su actuación sobre los controles regula el funcionamiento del sistema.

Un motorista, un operario abriendo una zanja con un martillo neumático, nos pueden ilustrar la idea.

De todas formas, el ejemplo más recurrido para la exposición de sistemas mecánicos es la conducción de un automóvil. El sistema conductor-automóvil está incluido en un sistema de rango superior, la circulación, en el cual el conductor recibe un plus de información de los propios componentes intrínsecos del vehículo (velocidad, potencia, características, ruidos...), y del entorno (carretera, señales de tráfico, edificios, señales naturales, otros vehículos, etc.).



Los indicadores: velocímetro, tacómetro, displays de iluminación, termómetros, y niveles de aceite, gasolina, agua... nos darán la referencia acerca de las medidas de velocidad, de las revoluciones del motor, del tipo de iluminación utilizada, de la temperatura del agua en el circuito de refrigeración, del nivel de los depósitos, etc.

Los controles del sistema serán el volante de dirección, los pedales de aceleración, freno y embrague, las palancas para el cambio de velocidades y para accionar las luces, las galgas de nivel de los líquidos, etc., cuya resistencia, posición, altura, olor, color y textura, actúan de retroalimentación sobre el conductor y le permiten calibrar en todo momento el grado de fiabilidad del sistema.

Si a todo esto le sumamos los componentes propios del conductor, características antropométricas, edad, sexo, pericia, aptitud, capacidades fisiológicas, etc., obtendremos la resultante total de variables a analizar en el sistema mecánico conductor-automóvil.

### **Sistemas Automáticos**

Los sistemas automáticos, o de autocontrol, son más teóricos que reales, ya que deberían, una vez programados, mantener la capacidad de autoregularse. En la práctica no existen sistemas totalmente automáticos, siendo imprescindible la intervención de la persona como parte del sistema, al menos en las funciones de supervisión y mantenimiento.

#### **2.2.4.2 SISTEMAS DE ALUMBRADO<sup>5</sup>**

La iluminación en un local y en sus distintos puestos de trabajo implica un análisis previo, no sólo de las necesidades de alumbrado de acuerdo con las tareas que se realizan en el lugar, sino también de aspectos económicos, como son: el consumo energético, los costos y disponibilidades de luminarias y lámparas, posibilidades de aprovechamiento de la luz natural, etc.

---

<sup>5</sup>MONDELO, Pedro; "Ergonomía 1"; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 135-137.

Los tipos de alumbrados que deberán utilizarse pueden clasificarse según la dirección de la luz que emiten. Esta clasificación considera seis tipos:

1. Las luminarias directas son aquellas de las que al menos el 90% de su luz está dirigido hacia el plano de trabajo.
2. Las semi-directas son las que dirigen hacia dicho plano entre el 60% y el 90% de su flujo luminoso.
3. Las directas-indirectas aquellas que envían hacia el plano de trabajo entre el 40% y el 60% de su luz directamente.
4. Las semi-indirectas dirigen entre el 10% y el 40% de la luz directamente hacia el plano de trabajo.
5. Las indirectas, a lo sumo, dirigen el 10% de su flujo luminoso al plano.
6. General difusa se puede decir que su flujo luminoso cubre en su totalidad, pero requiere de mucho cuidado en su emplazamiento para evitar deslumbramientos y sombras.

#### **2.2.4.3 SISTEMAS DE ILUMINACIÓN<sup>6</sup>**

Los sistemas de iluminación básicos son tres:

- Iluminación general
- Iluminación general localizada
- Iluminación suplementaria.

Su selección depende de las condiciones y necesidades de las tareas que se realizan en el lugar. Los sistemas de iluminación general tienen el objetivo de garantizar un determinado nivel de iluminación homogéneo a todos los puestos situados en un mismo plano en el local. Estos sistemas están dirigidos a locales

---

<sup>6</sup>MONDELO, Pedro; “Ergonomía 1”; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 138-142.

donde el nivel de iluminación recomendado es el mismo para todos o casi todos los puestos de trabajo.

#### **2.2.4.4 EL HOMBRE UN SISTEMA<sup>7</sup>**

Sin duda alguna, el hombre es el elemento principal del sistema hombre-máquina (H-M). Todo lo que hace es para sí mismo y, nada ha podido reemplazarlo en su máxima cualidad de creador. Su posición en el sistema es, no sólo la fundamental, sino su razón de ser, aún en los sistemas más automáticos, ya que él los diseña y construye y sus programas son obra suya.

Hasta ahora, no ha podido crearse un sistema que pueda sustituir esta capacidad creadora del hombre.

#### **Los sistemas funcionales del hombre**

El hombre es un sistema complejo compuesto por numerosos subsistemas interrelacionados, con un objetivo definido y dentro de un ambiente determinado.

Obsérvese cómo los seres humanos cumplen también con la definición de sistema.

En el hombre se integran:

- El sistema cardiovascular,
- El sistema músculo-esquelético,
- El sistema respiratorio,
- El sistema nervioso;
- Los sistemas sensoriales, visual, auditivo, táctil, olfativo, y otros.

---

<sup>7</sup>MONDELO, Pedro; “Ergonomía 1”; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 145-148.

## **2.2.5 RELACIONES DIMENSIONALES<sup>8</sup>**

### **2.2.5.1 ANTROPOMETRÍA**

La antropometría es la disciplina que describe las diferencias cuantitativas de las medidas del cuerpo humano, estudia las dimensiones tomando como referencia distintas estructuras anatómicas, y sirve de herramienta a la ergonomía con objeto de adaptar el entorno a las personas.

### **2.2.5.2 RELACIONES DIMENSIONALES DEL SISTEMA P-M**

Bienestar, salud, productividad, calidad, satisfacción en el puesto de trabajo, etc., lo proporcionan, en gran medida, las relaciones dimensionales armónicas entre el hombre y su área de actividad.

Un principio ergonómico es adaptar la actividad a las capacidades y limitaciones de los usuarios, y no a la inversa como suele ocurrir con mucha frecuencia.

### **2.2.5.3 MEDIDAS ANTROPOMÉTRICAS**

Las medidas que debemos poseer de la población dependerán de la aplicación funcional que le queramos dar a las mismas; partiendo del diseño de lugares de trabajo existe un número mínimo de dimensiones relevantes que debemos conocer.

Debido a las especiales características de los estudios antropométricos, se debe analizar con mucho rigor el tipo de medidas a tomar y el error admisible, ya que la precisión y el número total de medidas guardan relación con la posibilidad de viabilidad económica del estudio. Si dejamos de considerar alguna medida

---

<sup>8</sup>MONDELO, Pedro; "Ergonomía 1"; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 61-68.

relevante, o exigimos una precisión exagerada, la limitación económica hará prácticamente imposible la realización o la replicación del estudio.

#### **2.2.5.4 EL DISEÑO ERGONÓMICO Y LA ANTROPOMETRÍA**

A la hora de diseñar antropométricamente un mueble, una máquina, una herramienta, un puesto de trabajo con displays de variadas formas, controles, etc. Podemos encontrar uno de estos tres supuestos.

1. Que el diseño sea para una persona específica.
2. Que sea para un grupo de personas.
3. Que sea para una población numerosa.

##### **Diseño para una persona.**

Este caso es como hacer un traje a la medida; sería lo mejor, pero también lo más caro, y sólo estaría justificado en casos muy específicos. Aún así, cuando el diseño es individual, debemos actuar como los sastres o las modistas: tomamos las medidas antropométricas del sujeto. Sin embargo, si este puesto debe ser utilizado por un grupo de personas, digamos 5, habrá que tener en cuenta a los cinco para hacer el diseño.

##### **Diseño para un grupo poco numeroso y diseño para una población numerosa.**

Para abordar estos casos tenemos que hablar de los tres principios para el diseño antropométrico:

1. Principio del diseño para extremos.
2. Principio del diseño para un intervalo ajustable.
3. Principio del diseño para el promedio.

## 2.2.6 MÉTODO ERGONÓMICO NIOSH<sup>9</sup>

La ecuación del NIOSH, es utilizada en su aplicación práctica y para el cálculo del peso máximo recomendado en la manipulación manual de cargas, con el fin de poder rediseñar el puesto de trabajo y evitar el riesgo de padecer unas lumbalgias, debido al manejo de cargas.

Éstas pueden aparecer por sobreesfuerzo o como resultado de esfuerzos repetitivos. Otros factores como son el empujar o tirar de cargas, las posturas inadecuadas y forzadas o la vibración están directamente relacionadas con la aparición de este trauma.

La biomecánica, que limita el estrés en la región lumbosacra, que es más importante en levantamientos poco frecuentes pero que requieren un sobreesfuerzo; el criterio fisiológico, que limita el estrés metabólico y la fatiga asociada a tareas de carácter repetitivo; y el criterio psicofísico, que limita la carga basándose en la percepción que tiene el trabajador de su propia capacidad, aplicable a todo tipo de tareas, excepto a aquellas en las que se da una frecuencia de levantamiento elevada (de más de 6 levantamientos por minuto).

1). Tras esta última revisión, la ecuación NIOSH para el levantamiento de cargas determina el límite de peso recomendado (LPR), a partir del cociente de siete factores, como lo indica la tabla N°2.2 y la figura N°2.2, siendo el índice de riesgo asociado al levantamiento, el cociente entre el peso de la carga levantada y el límite de peso recomendado para esas condiciones concretas de levantamiento, carga levantada, en la ecuación 2.1 se indica el Índice de levantamiento.

$$IL = \frac{CL}{LPR} \quad \text{Ec. 2.1}$$

IL = Índice de Levantamiento

---

<sup>9</sup>NTP 477 Levantamiento manual de cargas: ecuación del NIOSH. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España.

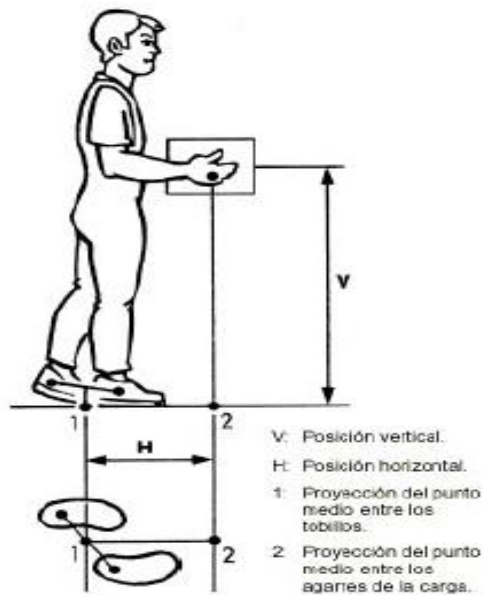
CL = Carga Levantada

LPR = Limite de Peso Recomendado

**Tabla N°2.2** Ecuación de NIOSH

NIOSH 1994
$LPR = LC \times HM \times VM \times DM \times AM \times FM \times CM$
LC= Constante de carga
HM= Factor de distancia horizontal
VM= Factor de altura
DM= Factor de desplazamiento vertical
AM= Factor de asimetría
FM= Factor de frecuencia
CM= Factor de agarre

**Fuente:** NTP 477.



**Figura. N°2.2** Localización estándar de levantamiento (Fuente NTP 477.)

La ecuación de NIOSH permite evaluar tareas en las que se realizan levantamientos de carga, ofreciendo como resultado el peso máximo recomendado (RWL: RecommendedWeightLimit) que es posible levantar en las condiciones del puesto para evitar la aparición de lumbalgias y problemas de espalda. Además, el método proporciona una valoración de la posibilidad de aparición de dichos

trastornos dadas las condiciones del levantamiento y el peso levantado. Los resultados intermedios sirven de apoyo al evaluador para determinar los cambios a introducir en el puesto para mejorar las condiciones del levantamiento.<sup>10</sup>

Diversos estudios afirman que cerca del 20% de todas las lesiones producidas en el puesto de trabajo son lesiones de espalda, y que cerca del 30% son debidas a sobreesfuerzos. Estos datos proporcionan una idea de la importancia de una correcta evaluación de las tareas que implican levantamiento de carga y del adecuado acondicionamiento de los puestos implicados.

En 1981 el Instituto para la Seguridad Ocupacional y Salud del Departamento de Salud y Servicios Humanos publicó una primera versión de la ecuación NIOSH; posteriormente, en 1991 hizo pública una segunda versión en la que se recogían los nuevos avances en la materia, permitiendo evaluar levantamientos asimétricos, con agarres de la carga no óptimos y con un mayor rango de tiempos y frecuencias de levantamiento. Introdujo además el Índice de Levantamiento (IL), un indicador que permite identificar levantamientos peligrosos.

Básicamente son tres los criterios empleados para definir los componentes de la ecuación: biomecánica, fisiológico y psicofísico. El criterio biomecánica se basa en que al manejar una carga pesada o una carga ligera incorrectamente levantada, aparecen momentos mecánicos que se transmiten por los segmentos corporales hasta las vértebras lumbares dando lugar a un acusado estrés. A través del empleo de modelos biomecánicas, y usando datos recogidos en estudios sobre la resistencia de dichas vértebras, se llegó a considerar un valor de 3,4 KN como fuerza límite de compresión en la vértebra L5/S1 para la aparición de riesgo de lumbalgias.

El criterio fisiológico reconoce que las tareas con levantamientos repetitivos pueden fácilmente exceder las capacidades normales de energía del trabajador, provocando una prematura disminución de su resistencia y un aumento de la

---

<sup>10</sup> WATERS, T., PUTZ ANDERSON, V., GARG, A. Applications manual for the revised NIOSH



probabilidad de lesión. El comité NIOSH recogió unos límites de la máxima capacidad aeróbica para el cálculo del gasto energético y los aplicó a su fórmula.

La capacidad de levantamiento máximo aeróbico se fijó para aplicar este criterio en 9,5 Kcal/min. Por último, el criterio psicofísico se basa en datos sobre la resistencia y la capacidad de los trabajadores que manejan cargas con diferentes frecuencias y duraciones, para considerar combinadamente los efectos biomecánica y fisiológico del levantamiento.

A partir de los criterios expuestos se establecen los componentes de la ecuación de NIOSH.

La ecuación parte de definir un "levantamiento ideal", que sería aquél realizado desde lo que NIOSH define como "localización estándar de levantamiento" y bajo condiciones óptimas; es decir, en posición sagital (sin giros de torso ni posturas asimétricas), haciendo un levantamiento ocasional, con un buen asimiento de la carga y levantándola menos de 25 cm.

En estas condiciones, el peso máximo recomendado es de 23 kg. Este valor, denominado Constante de Carga (LC) se basa en los criterios psicofísico y biomecánica. Y es la que podría ser levantada sin problemas en esas condiciones por el 75% de las mujeres y el 90% de los hombres. Es decir, el peso límite recomendado (LPR) para un levantamiento ideal es de 23 kg. Otros estudio consideran que la Constante de Carga puede tomar valores mayores (por ejemplo 25 Kg.)

La ecuación 2.2 de NIOSH calcula el límite peso recomendado mediante la siguiente fórmula:

$$\text{LPR} = \text{LC} \cdot \text{HM} \cdot \text{VM} \cdot \text{DM} \cdot \text{AM} \cdot \text{FM} \cdot \text{CM} \quad \text{Ec. 2.2}$$

LPR= Limite de Peso Recomendado

LC= Constante de carga

HM= Factor de distancia horizontal

VM= Factor de altura

DM= Factor de desplazamiento vertical

AM= Factor de asimetría

FM= Factor de frecuencia

CM= Factor de agarre

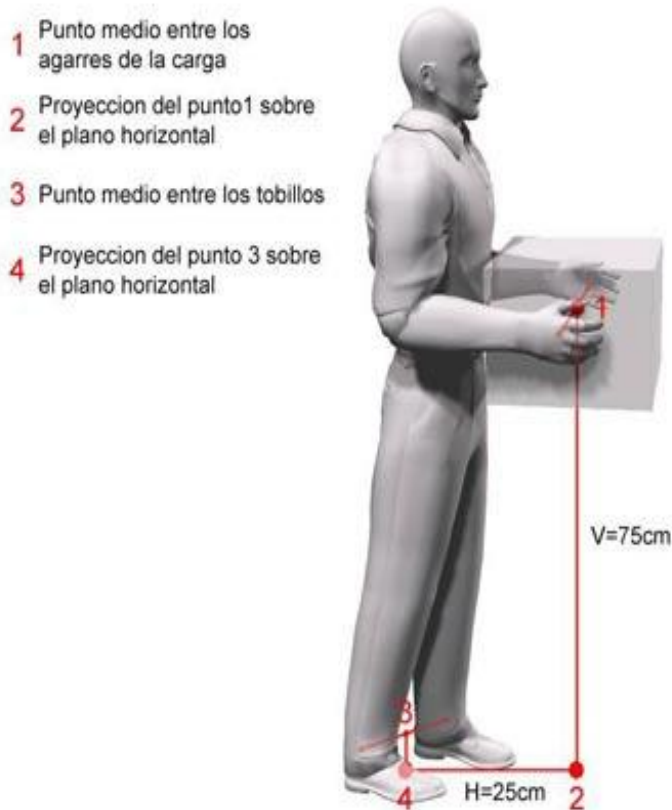
En la que LC es la constante de carga y el resto de los términos del segundo miembro de la ecuación 2.2, son factores multiplicadores que toman el valor 1 en el caso de tratarse de un levantamiento en condiciones óptimas, y valores más cercanos a 0 cuanto mayor sea la desviación de las condiciones del levantamiento respecto de las ideales. Así pues, LPR toma el valor de LC (23 kg) en caso de un levantamiento óptimo, y valores menores conforme empeora la forma de llevar a cabo el levantamiento.

### **Localización Estándar de Levantamiento**

La Localización Estándar de Levantamiento es la posición considerada óptima para llevar a cabo el izado de la carga; cualquier desviación respecto a esta referencia implica un alejamiento de las condiciones ideales de levantamiento.

Esta postura estándar se da cuando la distancia (proyectada en un plano horizontal) entre el punto agarre y el punto medio entre los tobillos es de 25 centímetros y la vertical desde el punto de agarre hasta el suelo de 75 como lo indica la figura N°2.3.

Se hace necesario recordar que en la aplicación del método todas las medidas deben ser expresadas en centímetros.



**Figura N°2.3** Posición estándar de levantamiento (Fuente NTP 477)

La distancia vertical del agarre de la carga al suelo es de 75 cm. (V)

La distancia horizontal del agarre al punto medio entre los tobillos es de 25 cm.

### **Limitaciones del método**

Como en la aplicación de cualquier método de evaluación ergonómica, para emplear la ecuación de NIOSH deben cumplirse una serie de condiciones en la tarea a evaluar. En caso de no cumplirse dichas condiciones será necesario un análisis de la tarea por otros medios. Para que una tarea pueda ser evaluada convenientemente con la ecuación de NIOSH ésta debe cumplir que:

- Las tareas de manejo de cargas que habitualmente acompañan al levantamiento (mantener la carga, empujar, estirar, transportar, subir,

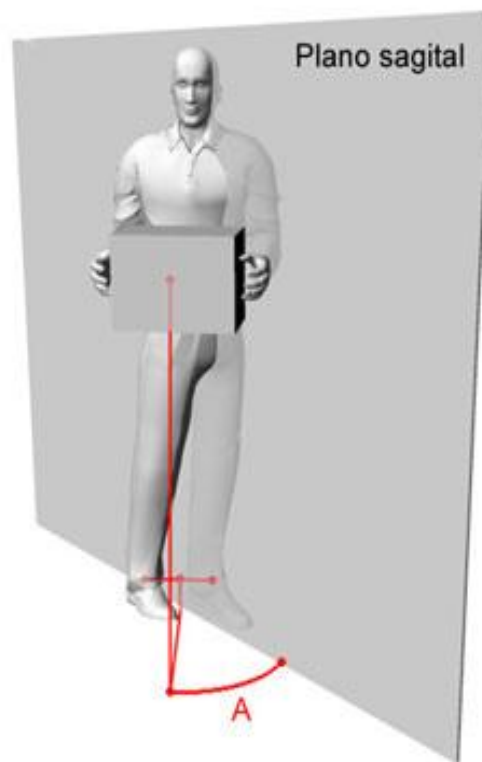
caminar.) no supongan un gasto significativo de energía respecto al propio levantamiento.

- En general no deben suponer más de un 10% de la actividad desarrollada por el trabajador.
- No debe haber posibilidad de caídas o incrementos bruscos de la carga.
- El ambiente térmico debe ser adecuado, con un rango de temperaturas de entre 19° y 26° y una humedad relativa entre el 35% y el 50%.
- La carga no sea inestable, no se levante con una sola mano, en posición sentado o arrodillado, ni en espacios reducidos.
- El coeficiente de rozamiento entre el suelo y las suelas del calzado del trabajador debe ser suficiente para impedir deslizamiento y caídas, debiendo estar entre 0.4 y 0.5.
- No se emplean carretillas o elevadores
- El riesgo del levantamiento y descenso de la carga es similar.
- El levantamiento no es excesivamente rápido, no debiendo superar los 76 centímetros por segundo.
- El peso del objeto manipulado en kilogramos incluido su posible contenedor.
- Las distancias horizontal (H) y vertical (V) existente entre el punto de agarre y la proyección sobre el suelo del punto medio de la línea que une los tobillos V debe medirse tanto en el origen del levantamiento como en el destino del mismo independientemente de que exista o no control significativo de la carga.
- La Frecuencia de los levantamientos (F) en cada tarea. Se debe determinar el número de veces por minuto que el trabajador levanta la carga en cada tarea. Para ello se observará al trabajador durante 15 minutos de desempeño de la tarea obteniendo el número medio de levantamientos por minuto. Si existen diferencias superiores a dos levantamientos por minuto en la misma tarea entre diferentes sesiones de trabajo debería considerarse la división en tareas diferentes.<sup>11</sup>

---

<sup>11</sup> WATERS, T., PUTZ ANDERSON, V., GARG, A. Applications manual for the revised NIOSH.

- La Duración del Levantamiento y los Tiempos de Recuperación. Se debe establecer el tiempo total empleado en los levantamientos y el tiempo de recuperación tras un periodo de levantamiento. Se considera que el tiempo de recuperación es un periodo en el que se realiza una actividad ligera diferente al propio levantamiento.
- El Tipo de Agarre clasificado como Bueno, Regular o Malo. En apartados posteriores se indicará como clasificar los diferentes tipos de agarre.
- El Ángulo de Asimetría (A) formado por el plano sagital del trabajador y el centro de la carga. El ángulo de asimetría es un indicador de la torsión del tronco del trabajador durante el levantamiento, tanto en el origen como en el destino del levantamiento como lo demuestra la figura N°2.4.



**Figura N° 2.4** Medición del Ángulo de Asimetría (Fuente NTP 477)

Realizada la toma de datos se procederá a calcular los factores multiplicadores de la ecuación de NIOSH (HM, VM, DM, AM, FM y CM). El procedimiento de cálculo de cada factor se expondrá en apartados posteriores. Conocidos los

factores se obtendrá el valor del Peso Máximo Recomendado (LPR) para cada tarea mediante la aplicación de la ecuación 2.2 de NIOSH:

En el caso de tareas con control significativo de la carga en el destino se calculará un LPR para el origen del desplazamiento y otro para el destino. El LPR de cada tarea es el peso máximo que es recomendable manipular en las condiciones del levantamiento analizado. Si el LPR es mayor o igual al peso levantado se considera que la tarea puede ser desarrollada por la mayor parte de los trabajadores sin problemas. Si el LPR es menor que el peso realmente levantado existe riesgo de lumbalgias y lesiones. Conocido el LPR se calcula el Índice de levantamiento (IL). Es necesario distinguir la forma en la que se calcula IL en función de si se trata de una única tarea o si el análisis es multitarea:

La aplicación del método comienza con la observación de la actividad desarrollada por el trabajador y la determinación de cada una de las tareas realizadas. A partir de dicha observación deberá determinarse si el puesto será analizado como tarea simple o multitarea.

Se escogerá un análisis multitarea cuando las variables a considerar en los diferentes levantamientos varíen significativamente. Por ejemplo, si la carga debe ser recogida desde diferentes alturas o el peso de la carga varía de unos levantamientos a otros se dividirá la actividad en una tarea para cada tipo de levantamiento y se efectuará un análisis multitarea.

El análisis multitarea requiere recoger información de cada una de las tareas, llevando a cabo la aplicación de la ecuación de NIOSH para cada una de ellas y calculando, posteriormente, el Índice de Levantamiento Compuesto.

En caso de que los levantamientos no varíen significativamente de unos a otros se llevará a cabo un análisis simple.

En segundo lugar, para cada una de las tareas determinadas, se establecerá si existe control significativo de la carga en el destino del levantamiento.

Habitualmente la parte más problemática de un levantamiento es el inicio del levantamiento, pues es en éste donde mayores esfuerzos se efectúan. Por ello las mediciones se realizan habitualmente en el origen del movimiento, y a partir de ellas se obtiene el límite de peso recomendado.

Sin embargo, en determinadas tareas, puede ocurrir que el gesto de dejar la carga provoque esfuerzos equiparables o superiores a levantarla. Esto suele suceder cuando la carga debe ser depositada con exactitud, debe mantenerse suspendida durante algún tiempo antes de colocarla, o el lugar de colocación tiene dificultades de acceso.

Cuando esto ocurre diremos que el levantamiento requiere control significativo de la carga en el destino. En estos casos se deben evaluar ambos gestos, el inicio y el final del levantamiento, aplicando dos veces la ecuación de NIOSH seleccionando como peso máximo recomendado (LPR) el más desfavorable de los dos (el menor), y como índice de carga (IL) el mayor.

Una vez determinadas las tareas a analizar y si existe control de la carga en el destino se debe realizar la toma de los datos pertinentes para cada tarea. Estos datos deben recogerse en el origen del levantamiento, y si existe control significativo de la carga en el destino.

### **Calculo de IL en análisis monotarea**

El Índice de Levantamiento se calcula como el cociente entre el peso de la carga levantada y el límite de peso recomendado, ecuación 2.1

### **HM (Factor de distancia horizontal)**

Penaliza los levantamientos en los que la carga se levanta alejada del cuerpo. Para calcularlo se emplea la siguiente ecuación 2.3.

$$HM = \frac{25}{H} \quad \text{Ec.2.3}$$

Donde H es la distancia proyectada en un plano horizontal, entre el punto medio entre los agarres de la carga y el punto medio entre los tobillos. Se tendrá en cuenta que:

Si H es menor de 25 cm., se dará a HM el valor de 1

Si H es mayor de 63 cm., se dará a HM el valor de 0

Una forma alternativa a la medición directa para obtener H es estimarla a partir de la altura de las manos medida desde el suelo (V) y de la anchura de la carga en el plano sagital del trabajador (w). Para ello consideraremos:

$$\text{Si } V \geq 25\text{cm} \quad H = 20 + w/2$$

$$\text{Si } V < 25\text{cm} \quad H = 25 + w/2$$

Si existe control significativo de la carga en el destino HM deberá calcularse con el valor de H en el origen y con el valor de H en el destino.

### **VM (Factor de distancia vertical)**

Penaliza levantamientos con origen o destino en posiciones muy bajas o muy elevadas. Se calcula empleando la siguiente ecuación 2.4.

$$VM = \left[ -0,003 |V - 75| \right] \quad \text{Ec. 2.4}$$

En la que V es la distancia entre el punto medio entre los agarres de la carga y el suelo medida verticalmente. Es fácil comprobar que en la posición estándar de levantamiento el factor de altura vale 1, puesto que V toma el valor de 75. VM



decrece conforme la altura del origen del levantamiento se aleja de 75 cm. Se tendrá en cuenta que:

Si  $V > 175$  cm, se dará a VM el valor de 0

### **DM (Factor de desplazamiento vertical)**

Penaliza los levantamientos en los que el recorrido vertical de la carga es grande. Para su cálculo se emplea la ecuación 2.5.

$$DM = 0.82 + \frac{4.5}{D} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde D es la diferencia, tomada en valor absoluto, entre la altura de la carga al inicio del levantamiento ( $V_o$  en el origen) y al final del levantamiento ( $V_d$  en el destino) ecuación 2.6. Así pues DM decrece gradualmente cuando aumenta el desnivel del levantamiento.

$$D = |V_o - V_d| \quad \text{Ec. 2.6}$$

Se tendrá en cuenta que:

Si  $D < 25$  cm, DM toma el valor de 1

D no podrá ser mayor de 175 cm

### **AM (Factor de asimetría)**

Penaliza los levantamientos que requieran torsión del tronco. Si en el levantamiento la carga empieza o termina su movimiento fuera del plano sagital del trabajador se tratará de un levantamiento asimétrico. En general los levantamientos asimétricos deben ser evitados. Para calcular el factor de asimetría se empleará la siguiente ecuación 2.7.

$$AM = 1 - (0.0032 \times A) \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde A, es ángulo de giro (en grados sexagesimales) que debe medirse como se muestra en la Figura N° 2.4. AM toma el valor 1 cuando no existe asimetría, y su valor decrece conforme aumenta el ángulo de asimetría. Se considerará que:

Si  $A > 135^\circ$ , AM toma el valor 0

Si existe control significativo de la carga en el destino AM deberá calcularse con el valor de A en el origen y con el valor de A en el destino.

### FM (Factor de frecuencia)

Penaliza elevaciones realizadas con mucha frecuencia, durante periodos prolongados o sin tiempo de recuperación. El factor de frecuencia puede calcularse a partir de la tabla N°2.3. Con la duración del trabajo, la frecuencia y la distancia vertical del levantamiento.

Como ya se ha indicado la frecuencia de levantamiento se mide en elevaciones por minuto y se determinara observando al trabajador en periodos de 15 minutos. Para calcular la duración del trabajo solicitada, deberá emplearse la tabla N°2.4.

**Tabla N°2.3** Cálculo del Factor de Frecuencia.

FRECUENCIA elev/min	DURACIÓN DEL TRABAJO					
	Corta		Moderada		Larga	
	V<75	V≥75	V<75	V≥75	V<75	V≥75
≤0,2	1,00	1,00	0,95	0,95	0,85	0,85
0,5	0,97	0,97	0,92	0,92	0,81	0,81
1	0,94	0,94	0,88	0,88	0,75	0,75
2	0,91	0,91	0,84	0,84	0,65	0,65
3	0,88	0,88	0,79	0,79	0,55	0,55

4	0,84	0,84	0,72	0,72	0,45	0,45
5	0,80	0,80	0,60	0,60	0,35	0,35
6	0,75	0,75	0,50	0,50	0,27	0,27
7	0,70	0,70	0,42	0,42	0,22	0,22
8	0,60	0,60	0,35	0,35	0,18	0,18
9	0,52	0,52	0,30	0,30	0,00	0,15
10	0,45	0,45	0,26	0,26	0,00	0,13
11	0,41	0,41	0,00	0,23	0,00	0,00
12	0,37	0,37	0,00	0,21	0,00	0,00
13	0,00	0,34	0,00	0,00	0,00	0,00
14	0,00	0,31	0,00	0,00	0,00	0,00
15	0,00	0,28	0,00	0,00	0,00	0,00
>15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

**Fuente:** NTP 477.

**Tabla N°2.4** Cálculo de la duración de la tarea.

<b>Tiempo</b>	<b>Duración</b>	<b>Tiempo de recuperación</b>
<=1 hora	Corta	al menos 1,2 veces el tiempo de trabajo
>1 - 2 horas	Moderada	al menos 0,3 veces el tiempo de trabajo
>2 - 8 horas	Larga	

**Fuente:** NTP 477.

Para considerar ‘Corta’ una tarea debe durar menor o igual de 1 hora como máximo y estar seguida de un tiempo de recuperación de al menos 1’2 veces el tiempo de trabajo. En caso de no cumplirse esta condición, se considerará de duración ‘Moderada’. Para considerar ‘Moderada’ una tarea debe durar entre 1 y 2 horas y estar seguida de un tiempo de recuperación de al menos 0,3 veces el

tiempo de trabajo. En caso de no cumplirse esta condición, se considerará de duración 'Larga'.

### CM (Factor de agarre)

El factor penaliza elevaciones en las que el agarre de la carga es deficiente. El factor de agarre puede obtenerse en la tabla N°2.5 a partir del tipo y de la altura del agarre.

**Tabla N°2.5** Cálculo del factor de agarre

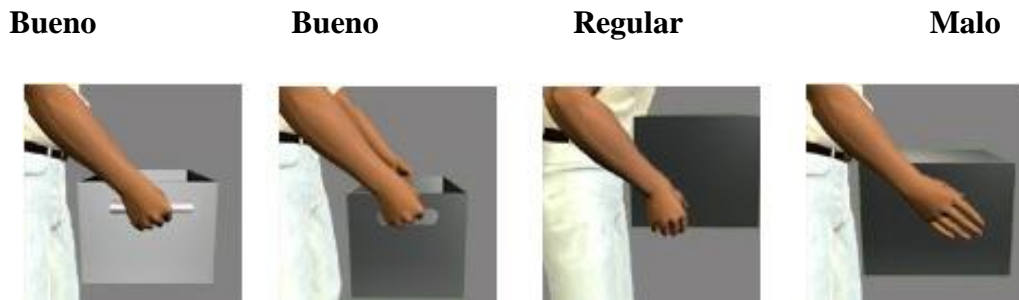
TIPO DE AGARRE	(CM) FACTOR DE AGARRE	
	v < 75	v ≥ 75
Bueno	1,00	1,00
Regular	0,95	1,00
Malo	0,90	0,90

**Fuente:** NTP 477.

Se consideran agarres buenos los llevados a cabo con contenedores de diseño óptimo con asas o agarraderas, o aquellos sobre objetos sin contenedor que permitan un buen asimiento y en el que las manos pueden ser bien acomodadas alrededor del objeto como se puede ver en la figura N°2.5.

Un agarre regular es el llevado a cabo sobre contenedores con asas o agarraderas no óptimas por ser de tamaño inadecuado, o el realizado sujetando el objeto flexionando los dedos 90°.

Se considera agarre pobre el realizado sobre contenedores mal diseñados, objetos voluminosos a granel, irregulares o con aristas, y los realizados sin flexionar los dedos manteniendo el objeto presionando sobre sus laterales.



**Figura N°2.5** Ejemplos de tipo de agarre (Fuente NTP 477).

### **2.2.7 VEHÍCULO AUTOMOTOR LIVIANO<sup>12</sup>**

Se entiende por tal, todo artefacto a motor destinado a transportar pasajeros y/o carga por carretera.

### **2.2.8 CLASIFICACIÓN DE VEHÍCULOS AUTOMOTORES LIVIANOS**

#### **2.2.8.1 VEHÍCULOS AUTOMOTORES DE PASAJEROS**

Es el que está destinado exclusivamente o principalmente al transporte de personas.

- Automóvil.- Vehículo liviano que puede transportar hasta cinco personas.
- Jeep.- Vehículo liviano de carrocería con diseño especial y capacidad de hasta 12 personas.
- Motocicleta.- Vehículo liviano de 2 ruedas y capacidad de hasta 2 asientos.
- StationWagon.- Vehículo liviano de mayor amplitud que el automóvil, con 2 o 3 filas de asientos y capacidad de hasta 12 asientos.

#### **2.2.8.2 VEHÍCULO DE CARGA**

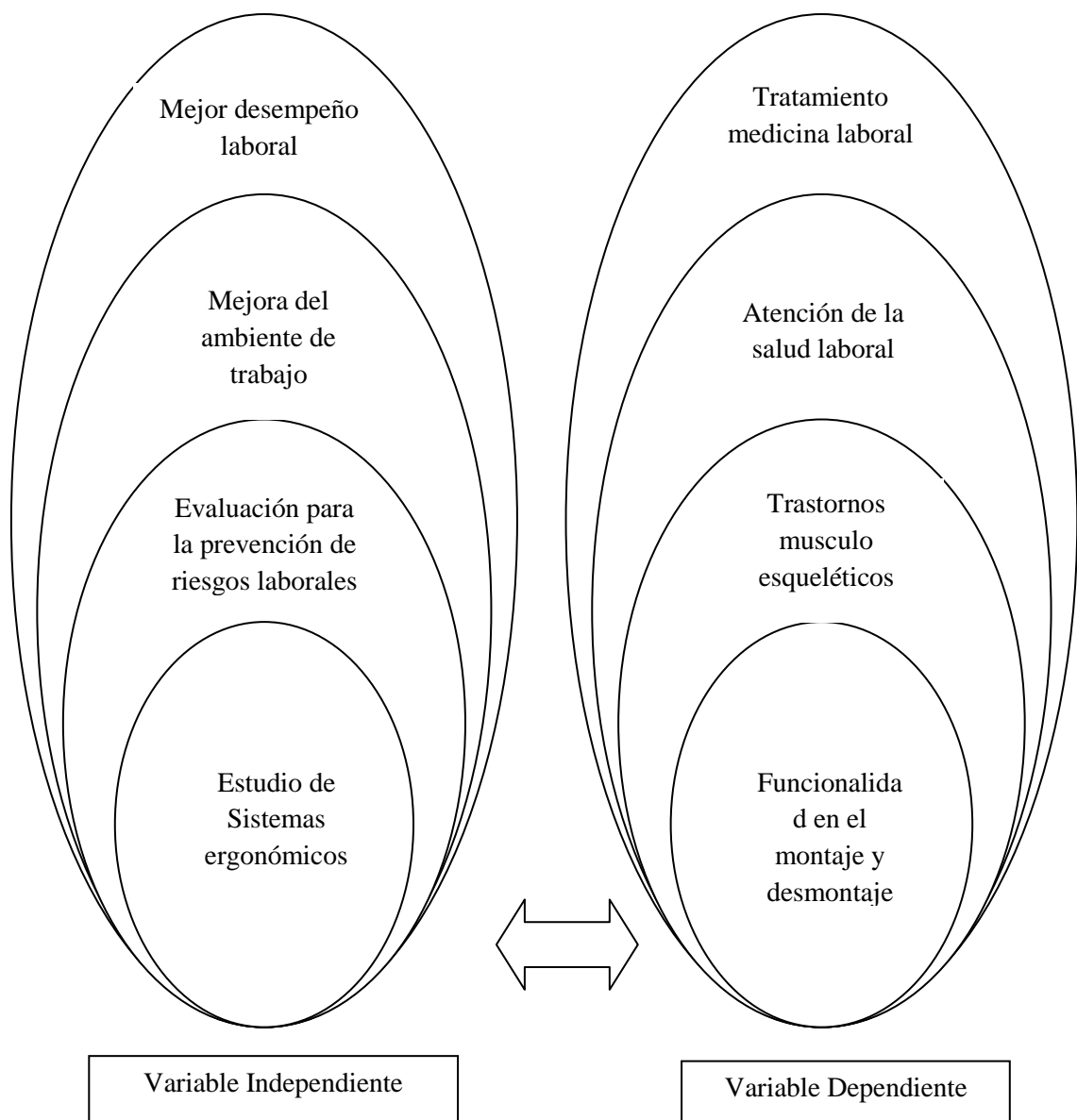
---

<sup>12</sup>INEC; INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS; Estadísticas e Indicadores del Transporte Carretero 2007.

Es el que está destinado exclusivamente o principalmente al transporte de carga. A continuación se describen los tipos existentes:

- Camioneta.- Vehículo liviano de 4 llantas, con capacidad desde ¼ a 3 toneladas.
- Furgoneta.- Vehículo liviano con carrocería completamente cerrada, diseñado para fácil reparto de mercaderías, su capacidad varía ¼ a 3 toneladas.

### 2.3 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES



## **2.4 HIPÓTESIS**

Los sistemas ergonómicos facilitarán la funcionalidad aplicada al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos.

## **2.5 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES**

Sistemas ergonómicos aplicados al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad.

### **2.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE**

Sistemas ergonómicos

### **2.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE**

Aplicación al montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos para facilitar su funcionalidad.

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

#### **3.1 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN**

La investigación que se está realizando tendrá un enfoque cualitativo acorde con una realidad cambiante, que demanda respuestas integrales, con un compromiso de búsqueda para la mejor calidad de vida del ser humano, comprometida con la transformación positiva para nuestra sociedad, en el marco de la investigación social cualitativa lo que predomina en nuestra investigación, que trascienda y supere los modelos técnicos tradicionales.

Y está dado por la preferente utilización de los siguientes datos:

- Identificar los riesgos laborales en el taller automotriz Rivera.
- Medir los factores de riesgo ergonómico.
- Utilizar el método NIOSH en la evaluación de riesgos ergonómicos.

El diseño de la investigación estará de acuerdo con las siguientes modalidades:

##### **3.1.1 BIBLIOGRÁFICA**

Además la investigación basada en los sistemas ergonómicos será bibliográfica ya que para profundizar diferentes teorías, conceptualizaciones y criterios de diversos autores sobre la aplicación de la ergonomía se utilizará información de libros e internet, la misma que será facilitada por la biblioteca de la misma Facultad o en fuentes secundarias.



### **3.1.2. INVESTIGACIÓN DE CAMPO**

Porque la totalidad de la investigación se realizará en la mecánica automotriz Rivera, y sobre todo observando cómo se realiza el trabajo y tomando datos e identificando todos los riesgos ergonómicos.

## **3.2 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN**

### **3.2.1 DESCRIPTIVO**

El nivel de investigación es descriptivo debido que para desarrollar el proyecto se deben ir describiendo y especificando cada variable (dependiente e independiente) y además todos los recursos que se necesitan para realizar la investigación.

### **3.2.2 ASOCIACIÓN DE VARIABLES**

En la asociación de variables se realizará la respectiva comparación de la variable dependiente e independiente debido a que ambas están enlazadas respectivamente, para llegar a un fin común.

### **3.2.3 EXPLICATIVO**

En el proyecto se aplicará un nivel explicativo para ir detallando cada paso de la investigación para desarrollar lógicamente el proceso de estudio ergonómico manteniendo y cumpliendo normas establecidas.

## **3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA**

### **3.3.1 Población y muestra para la prueba de levantamiento de carga.**

Para el desarrollo de la presente investigación, la población objeto de estudio, hace referencia a la mecánica automotriz Rivera.

**Población.-** se utilizará toda la población de la mecánica automotriz Rivera.

**Muestra.-** no existe muestra porque se utiliza toda la población.

### 3.3.2 Población y muestra para la encuesta realizada a varias mecánicas.

Para poblaciones finitas (menos de 100,000 habitantes)

$$n = \frac{m}{e^2(m-1) + 1} \text{ Ec. 3.1}$$

Donde:

m: población o muestra.

e: porcentaje de error.

n: muestra.

**Datos:**

- **m= 80** talleres automotrices, donde se realizan reparaciones de motores; esto es en base a la Cámara de Artesanos de Tungurahua.
- **e= 8%=0.08**

Aplicando la ecuación Ec. 3.1 obtenemos:

$$n = \frac{m}{e^2(m-1) + 1}$$

$$n = \frac{80}{(0.08)^2(80-1) + 1}$$

$$n = 53 \text{ personas para la encuesta}$$

### 3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

#### 3.4.1 variable independiente: Estudio ergonómico.

**Tabla N° 3.1** Variable Independiente (Fuente Autor)

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
A nivel técnico; es una tecnología de las comunicaciones entre el hombre y las máquinas.	Técnicas	Empíricas Documentadas	¿Al momento de realizar mantenimiento vehicular se toman medidas de seguridad?	Observación .- Directa
A nivel laboral; es la disciplina que tiene como meta primordial la de medir las capacidades del hombre y ajustar el ambiente para ellas.	Ambiente Laboral,	Espacios físicos	¿Siguen un procedimiento al momento de realizar un trabajo especial?	Observación .- Directa
A nivel legal, representa "leyes del trabajo", que son operaciones de carácter multidisciplinario encargadas del estudio de la conducta y las actividades de las personas.	Normas, legislación	Leyes y reglamentos	¿Cumplen con las disposiciones legales de seguridad en el trabajo?	Observación .- Directa
A nivel metodológico; es un conjunto de estudios e investigaciones sobre la organización metódica del trabajo, en función de las posibilidades del hombre.	Acondiciona miento, equipos	Postural, movimientos	¿Se han desarrollado mediciones del ambiente laboral?	Observación .- Directa

**3.4.2 Variable Dependiente:** Funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores de combustión interna.

**Tabla N°3.2** Variable Dependiente (Fuente Autor)

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
<p>Debido a una mala funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores se originan problemas musculo esqueléticos que son una infinidad de dolencias que aqueja al trabajador, acareando a la incapacidad temporal o permanente.</p> <p>Los métodos ergonómicos que cuantifican los problemas musculo esqueléticos con una serie de estándares relacionados con la gestión de seguridad y salud ocupacional.</p> <p>Estos métodos buscan a través de una gestión sistemática y estructurada asegurar el mejoramiento de la salud y seguridad del trabajador.</p>	Problemas	Riesgos Ergonómicos	¿Existe un plan de manejo de riesgos ergonómico que ayude a prevenir los problemas Musculo esqueléticos?	Observación .- Directa
	Estándares	Seguridad y salud ocupacional. Requerimientos	¿Existe una base de datos que ayuden a cuantificar los problemas musculo esqueléticos?	Observación .- Directa
	Métodos	Evaluación de condiciones del espacio de trabajo	¿En su labor diaria existen normas o estándares de seguridad y salud en la mecánica automotriz?	Observación .- Directa

### **3.5 PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN**

La recolección de información del presente proyecto se basa en la observación directa y aplicación del método de NIOSH, dicho es específico para el levantamiento de causas el cuál se necesita para la investigación propuesta, y así poder identificar actos y condiciones inseguras que ocasionan los factores de riesgo ergonómico.

- a- Evaluación y codificación de la información.
- b- Cuantificación y Tabulación de la información.
- c- Análisis y resultado de los datos.

En lo que respecta a la encuesta se utilizó un cuestionario, el propósito del cuestionario es permitir obtener información de las personas que están involucradas en el problema a solucionarse mediante un sin número de preguntas acorde al tema planteado.

### **3.6 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN**

Los datos cuantificados en el método de NIOSH se detallarán posteriormente con el método ergonómico respectivo, en cuanto a las encuestas se realizaron mediante un cuestionario a una población específica en la ciudad de Ambato, determinado en la población y muestra de esta investigación.

Las entrevistas se realizaron basadas en requerimientos ergonómicos y operacionales aplicados al montaje y desmontaje de un motor. También a cada encuestado se le pidió sugerencias en la implementación de equipos ergonómicos para facilitar su desempeño laboral.

## CAPÍTULO IV

### ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

#### 4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

##### 4.1.1 ANÁLISIS DEL MÉTODO ERGONÓMICO NIOSH.

##### 4.1.1.1 DESMONTAJE DE UN MOTOR DE VEHICULO AUTOMOTOR LIVIANO.

Para el desmontaje se utilizó el motor de un vehiculo tipo camioneta cabina simple es de Toyota Hilux de 2700cc, tomamos el peso del motor que es de 207 Kg (Anexo 4), adicionalmente para el levantamiento se considera una ayuda mecánica maniobrado por cadena el cual disminuira el peso en un 40% al levantar la carga.



**Figura N°4.1** Medición de la distancia vertical en el origen del desmontaje(Fuente Autor)

Posteriormente se procede a medir la distancias verticales del levantamiento del motor en su origen y destino como lo podemos observar en las figuras N°4.1 y 4.2.



**Figura N°4.2** Medición de la distancia vertical en el destino del desmontaje  
(Fuente Autor)

Luego se procede a medir la distancias horizontales del levantamiento del motor en su origen y destino como se observa en las figuras N°4.3 y 4.4.



**Figura N°4.3** Medición de la distancia horizontal en el origen del desmontaje  
(Fuente Autor)



**Figura N°4.4** Medición de la distancia horizontal en el destino del desmontaje  
(Fuente Autor)

**ORIGEN:**

Peso total del motor= 207Kg.

Peso del motor con ayuda mecánica= 124.2Kg.

H (distancia horizontal)= 46 cm

Vo (distancia vertical origen) = 100 cm

Vd (distancia vertical destino) = 60 cm

Tiempo = 1 hora

LC= 23 Kg constante criterios biomecánicas.

**CÁLCULOS DE FACTORES:**

**HM = Factor de distancia horizontal**, aplicando la ecuación 2.3

$$HM = \frac{25}{H}$$

$$HM = \frac{25}{46}$$



$$HM = 0,54$$

**VM = Factor de altura**, aplicando la ecuación 2.4.

$$VM = \left( -0,003 \left[ V_o - 75 \right] \right)$$

$$VM = \left( -0,003 \left[ 100 - 75 \right] \right)$$

$$VM = 0.925$$

**DM = Factor de desplazamiento vertical**, aplicando la ecuación 2.5.

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{D}$$

**D = Diferencia de levantamientos (cm)**, aplicando la ecuación 2.6.

$$D = Vd - Vo$$

$$D = 60 - 100$$

$$D = -40cm$$

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{-40}$$

$$DM = 0,7075$$

**AM = Factor de asimetría**, aplicando la ecuación 2.7.

$$AM = 1 - 0,0032 \times A$$

$$AM = 1 - 0,0032 \times 0$$

$$AM = 1$$

**FM = Factor de frecuencia**

FM = 1 (en la tabla N°4.1, para frecuencia inferior a 5 min se utiliza F=0,2 elev/min).

**Tabla N°4.1** Valor de frecuencias origen monotarea para el desmontaje..

FRECUENCIA elev/min	Duración Corta	
	V < 75	V ≥ 75
≤ 0,2	1	1
0,5	0,97	0,97
1	0,94	0,94

Fuente: NTP 477.

**CM = Factor de agarre**

CM = 0,9 (en piezas voluminosas, difíciles de asir o con bordes afilados se utiliza la tabla N° 4.2).

**Tabla N° 4.2** Tipo de agarre, origen para el desmontaje.

TIPO DE AGARRE	FACTOR DE AGARRE (CM)	
	V < 75	V ≥ 75
Bueno	1	1
Regular	0,95	1
Malo	0,9	0,9

Fuente: NTP 477.

## ECUACIÓN DE NIOSH

LPR = Limite de peso recomendado, aplicando la ecuación 2.2.

$$LPR = LC \times HM \times VM \times DM \times AM \times FM \times CM$$

$$LPR = 23\text{Kg} \times 0.54 \times 0.925 \times 0.7075 \times 1 \times 1 \times 0.9$$

$$LPR = 7.31 \text{ Kg}$$

$$IL = \frac{CL}{LPR}$$

Dónde:

IL = Índice de levantamiento

CL = Carga levantada

Para calcular la carga levantada (aplicando la ecuación 2.1) se considera que la realizan 3 personas con ayuda mecánica que reduce el peso del motor en un 40% del peso del motor, es decir el peso sería de 124.2Kg y este peso se divide para 3 y obtenemos:

$$IL = \frac{41.4\text{Kg}}{7.31\text{Kg}}$$

$$IL = 5.66$$

## DESTINO:

Peso total del motor = 207Kg.

Peso del motor con ayuda mecánica = 124.2Kg.

H (distancia horizontal) = 48 cm

Vo (distancia vertical origen) = 100 cm

Vd (distancia vertical destino) = 60 cm

Tiempo = 1 hora

LC= 23Kg constante criterios biomecánicas.

### **CALCULO DE FACTORES:**

**HM = Factor de distancia horizontal**, aplicando la ecuación 2.3.

$$HM = \frac{25}{H}$$

$$HM = \frac{25}{48}$$

$$HM = 0,52$$

**VM = factor de altura**, aplicando la ecuación 2.4.

$$VM = \left( -0,003 \left[ d - 75 \right] \right)$$

$$VM = \left( -0,003 \left[ 60 - 75 \right] \right)$$

$$VM = 1,045$$

**DM = Factor de desplazamiento vertical**, aplicando la ecuación 2.5.

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{D}$$

**D = Diferencia de levantamientos (cm)**, aplicando la ecuación 2.6.

$$D = Vd - Vo$$

$$D = 60 - 100$$

$$D = -40cm$$

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{-40}$$

$$DM = 0,7075$$

**AM = Factor de asimetría**, aplicando la ecuación 2.7.

$$AM = 1 - (0,0032 \times A)$$

$$AM = 1 - (0,0032 \times 0)$$

$$AM = 1$$

**FM = Factor de frecuencia**

FM = 1 (en la tabla N° 4.3, para frecuencia inferior a 5 min se utiliza F=0,2 (elev/min)).

**Tabla N°4.3** Valor de frecuencias destino para el desmontaje.

FRECUENCIA elev/min	Duración Corta	
	V<75	V≥75
≤0,2	1	1
0,5	0,97	0,97
1	0,94	0,94

**Fuente:** NTP 477.

**CM = Factor de agarre**

CM = 0,9 (en piezas voluminosas, difíciles de asir o con bordes afilados utilizar tabla N° 4.4).

**Tabla N° 4.4** Tipo de agarre, destino para el desmontaje.

TIPO DE AGARRE	FACTOR DE AGARRE (CM)	
	V < 75	V ≥ 75
Bueno	1	1
Regular	0,95	1
Malo	0,9	0,9

Fuente: NTP 477.

### ECUACIÓN DE NIOSH

LPR = Limite de peso recomendable

LPR = LC x HM x VM x DM x AM x FM x CM

LPR = 23Kg x 0.52 x 1.045 x 0.7075 x 1 x 1 x 0.9

LPR = 7.96Kg

$$IL = \frac{CL}{LPR}$$

Dónde:

IL = Índice de levantamiento

CL = Carga levantada

Para calcular la carga levantada (aplicando ecuación 2.1) se considera que la realizan 3 personas con ayuda mecánica que reduce el peso del motor en un 40% del peso del motor, es decir el peso sería de 41.4Kg y este peso se divide para 3 y obtenemos:

$$IL = \frac{41.4Kg}{7.96Kg} \quad IL = 5.2$$

#### 4.1.1.2 MONTAJE DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE VEHICULO AUTOMOTOR LIVIANO.

EL motor que se utilizó para el levantamiento en el montaje de un vehiculo tipo camioneta cabina simple es de Toyota Hilux de 2700cc, tomamos el peso del motor que es de 207 Kg (Anexo 4), adicionalmente para el levantamiento se considera una ayuda mecánica maniobrado por cadena el cual disminuira el peso en un 40% al levantar la carga.

Posteriormente se procede a medir la distancias verticales del levantamiento del motor en su origen y destino como lo podemos observar en las figuras N°4.5 y 4.6.



**Figura N°4.5** Medición de la distancia vertical en el origen del montaje (Fuente Autor)



**Figura N°4.6** Medición de la distancia vertical en el destino del montaje (Fuente Autor)

Luego se procede a medir la distancias horizontales del levantamiento del motor en su origen y destino como se observa en las figuras N°4.7 y 4.8.



**Figura N°4.7** Medición de la distancia horizontal en el origen del montaje (Fuente Autor)



**Figura N°4.8** Medición de la distancia horizontal en el destino del montaje (Fuente Autor)

**ORIGEN:**

Peso total del motor= 207Kg.

Peso del motor con ayuda mecánica= 124.2Kg.

H (distancia horizontal)= 46 cm

Vo (distancia vertical origen) = 60 cm



Vd (distancia vertical destino) = 100 cm

Tiempo = 1 hora

LC= 23 Kg constante criterios biomecánicas.

### **CÁLCULOS DE FACTORES:**

**HM = Factor de distancia horizontal**, aplicando ecuación 2.3.

$$HM = \frac{25}{H}$$

$$HM = \frac{25}{46}$$

$$HM = 0,54$$

**VM = Factor de altura**, aplicando ecuación 2.4.

$$VM = \left( -0,003 \left[ 10 - 75 \right] \right)$$

$$VM = \left( -0,003 \left[ 10 - 75 \right] \right)$$

$$VM = 1,045$$

**DM = Factor de desplazamiento vertical**, aplicando ecuación 2.5.

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{D}$$

**D = Diferencia de levantamientos (cm)**, aplicando ecuación 2.6.

$$D = Vd - Vo$$

$$D = 100 - 60$$

$$D = 40cm$$

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{40}$$

$$DM = 0,932$$

**AM = Factor de asimetría**, aplicando ecuación 2.7.

$$AM = 1 - (0,0032 \times A)$$

$$AM = 1 - (0,0032 \times 0)$$

$$AM = 1$$

**FM = Factor de frecuencia**

FM = 1 (en la tabla N°4.5, para frecuencia inferior a 5 min se utiliza F=0,2 elev/min).

**Tabla N°4.5** Valor de frecuencias origen monotarea.

FRECUENCIA elev/min	Duración Corta	
	V<75	V≥75
≤0,2	1	1
0,5	0,97	0,97
1	0,94	0,94

**Fuente:** NTP 477.

**CM = Factor de agarre**

CM = 0,9 (en piezas voluminosas, difíciles de asir o con bordes afilados se utiliza la tabla N° 4.6).

**Tabla N° 4.6** Tipo de agarre, origen monotarea.

TIPO DE AGARRE	FACTOR DE AGARRE (CM)	
	V < 75	V ≥ 75
Bueno	1	1
Regular	0,95	1
Malo	0,9	0,9

Fuente: NTP 477.

### ECUACIÓN DE NIOSH

LPR = Limite de peso recomendado, aplicando ecuación 2.2.

$LPR = LC \times HM \times VM \times DM \times AM \times FM \times CM$

$LPR = 23\text{Kg} \times 0.54 \times 1.045 \times 0.932 \times 1 \times 1 \times 0.9$

LPR = 10.88 Kg

$$IL = \frac{CL}{LPR}$$

Dónde:

IL = Índice de levantamiento

CL = Carga levantada

Para calcular la carga levantada (aplicando ecuación 2.1) se considera que la realizan 3 personas con ayuda mecánica que reduce el peso del motor en un 40% del peso del motor, es decir el peso sería de 124.2Kg y este peso se divide para 3 y obtenemos:

$$IL = \frac{41.4Kg}{10.88Kg}$$

$$IL = 3.8$$

### **DESTINO:**

Peso total del motor= 207Kg.

Peso del motor con ayuda mecánica= 124.2Kg.

H (distancia horizontal) = 48 cm

Vo (distancia vertical origen) = 60 cm

Vd (distancia vertical destino) = 100 cm

Tiempo = 1hora

LC= 23Kg constante criterios biomecánicas.

### **CALCULO DE FACTORES:**

**HM = Factor de distancia horizontal**, aplicando ecuación 2.3.

$$HM = \frac{25}{H}$$

$$HM = \frac{25}{48}$$

$$HM = 0,52$$

**VM = factor de altura**, aplicando ecuación 2.4.

$$VM = \left[ -0,003 \left( d - 75 \right) \right]$$

$$VM = \left[ -0,003 \left( 100 - 75 \right) \right]$$

$$VM = 0,925$$

**DM = Factor de desplazamiento vertical**, aplicando ecuación 2.5.

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{D}$$

**D = Diferencia de levantamientos (cm)**

$$D = Vd - Vo$$

$$D = 100 - 60$$

$$D = 40cm$$

$$DM = 0,82 + \frac{4,5}{40}$$

$$DM = 0,932$$

**AM = Factor de asimetría**, aplicando ecuación 2.7.

$$AM = 1 - (0,0032 \times A)$$

$$AM = 1 - (0,0032 \times 0)$$

$$AM = 1$$

**FM = Factor de frecuencia**

FM = 1 (en la tabla N° 4.7, para frecuencia inferior a 5 min se utiliza F=0,2 (elev/min)).

**Tabla N°4.7** Valor de frecuencias origen monotarea.

FRECUENCIA elev/min	Duración Corta	
	V<75	V≥75
≤0,2	1	1
0,5	0,97	0,97
1	0,94	0,94

Fuente: NTP 477.

**CM = Factor de agarre**

CM = 0,9 (en piezas voluminosas, difíciles de asir o con bordes afilados utilizar tabla N° 4.8).

**Tabla N° 4.8** Tipo de agarre, origen monotarea.

TIPO DE AGARRE	FACTOR DE AGARRE (CM)	
	V < 75	V ≥ 75
Bueno	1	1
Regular	0,95	1
Malo	0,9	0,9

Fuente: NTP 477.

### ECUACIÓN DE NIOSH

LPR = Limite de peso recomendable, aplicando ecuación 2.2.

$LPR = LC \times HM \times VM \times DM \times AM \times FM \times CM$

$LPR = 23Kg \times 0.52 \times 0.925 \times 0.932 \times 1 \times 1 \times 0.9$

$LPR = 9.27Kg$

$$IL = \frac{CL}{LPR}$$

Dónde:

IL = Índice de levantamiento

CL = Carga levantada

Para calcular la carga levantada (aplicando ecuación 2.1) se considera que la realizan 3 personas con ayuda mecánica que reduce el peso del motor en un 40% del peso del motor, es decir el peso sería de 41.4Kg y este peso se divide para 3 y obtenemos:

$$IL = \frac{41.4Kg}{9,27 Kg}$$

$$IL = 4.46$$

#### 4.1.2 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA ENCUESTA.

Las encuestas realizadas a los 53 talleres mecánicos automotrices en base a la población y muestra obtenida, formulado en el cuestionario (Anexo 1) han resultado con los siguientes datos:

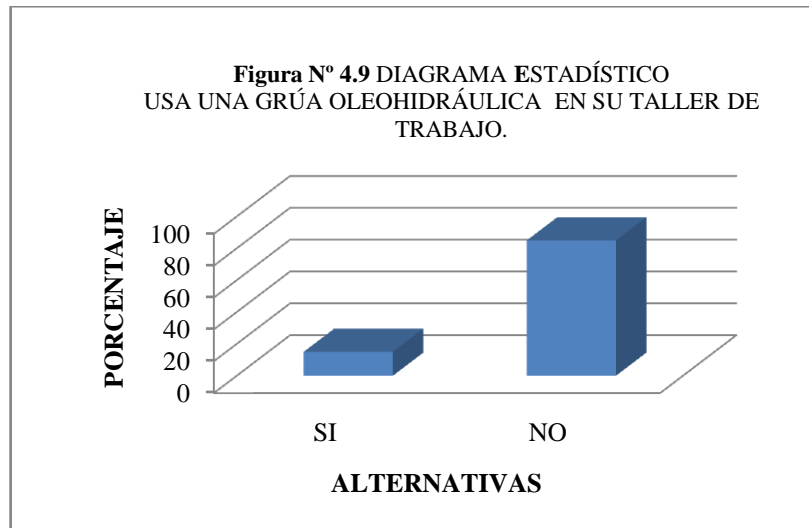
##### Pregunta 1

**¿Usa una grúa hidráulica en su taller de trabajo?**

<b>Tabla N° 4.9 Resultados de la Pregunta N°1.</b>		
<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
SI	7	15
NO	46	85
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.

El 85% de las personas encuestadas dijeron que NO usan una grúa oleohidráulica en su taller y el restante 15% dijeron que SI (Tabla N° 4.9). Como conclusión se establece que en la mayoría de talleres de mecánica automotriz no existen equipos para el montaje y desmontaje de motores (Figura N° 4.9), permitiendo proponer el diseño de este equipo.



**Fuente:** Autor.

## Pregunta 2

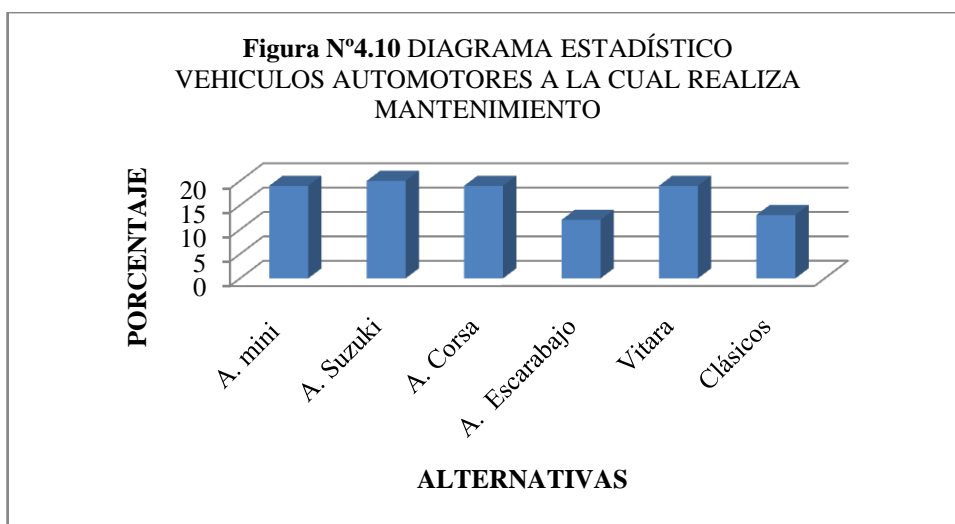
**¿De la siguiente lista de vehículos automotores a cuál realiza mantenimiento y reparación del motor y otras partes de vehículo?**

<b>Tabla N° 4.10 Resultados de la Pregunta N°2 relacionados al mantenimiento y reparación en automóviles.</b>				
<b>ALTERNATIVA</b>	<b>PERSONAL</b>		<b>TOTAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
	<b>SI</b>	<b>NO</b>		
Automóvil tipo mini (Spark)	38	15	53	19
Automóvil Suzuki	40	13	53	20
Automóvil tipo	38	15	53	19



Corsa				
Automóvil tipo Escarabajo VW	25	28	53	12
Vitara	38	15	53	19
Clásicos	26	27	53	13

**Fuente:** Autor.



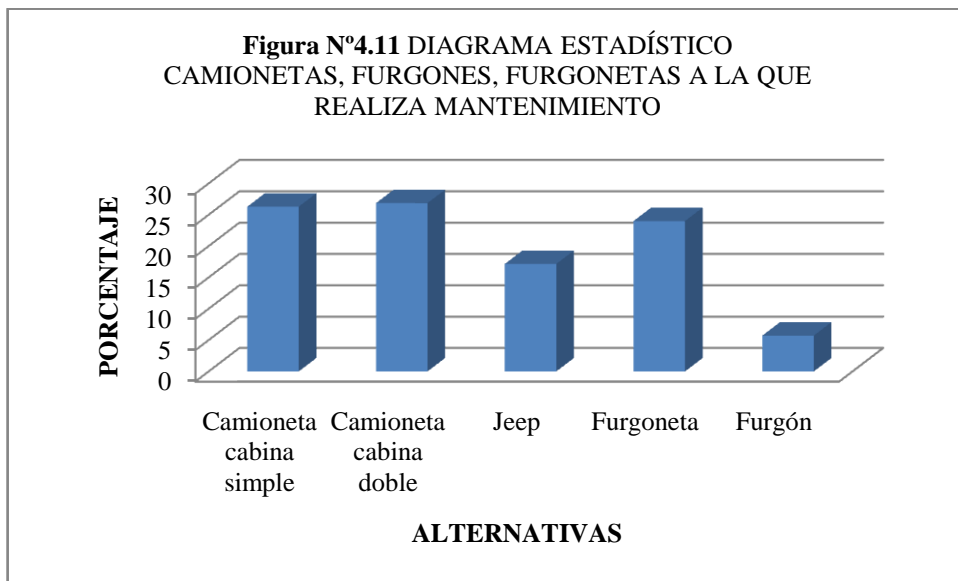
**Fuente:** Autor.

La mayor parte de las personas encuestadas dijeron los automóviles Suzuki reparan más en sus talleres, también en un gran porcentaje el resto de automóviles como se muestra en la Tabla N° 4.10. Como conclusión se establece que en la mayoría de talleres de mecánica automotriz existe la reparación de una gran variedad de automóviles como se detalla en la Figura N° 4.10.

<b>Tabla N° 4.11 Resultados de la Pregunta N°2 relacionados al mantenimiento y reparación en camionetas y otros vehículos.</b>				
ALTERNATIVA	PERSONAL		TOTAL	PORCENTAJE%
	SI	NO		
Camioneta cabina	46	7	53	19

simple				
Camioneta cabina doble	47	6	53	20
Jeep	30	23	53	19
Furgoneta	42	11	53	12
Furgón	10	43	53	19

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

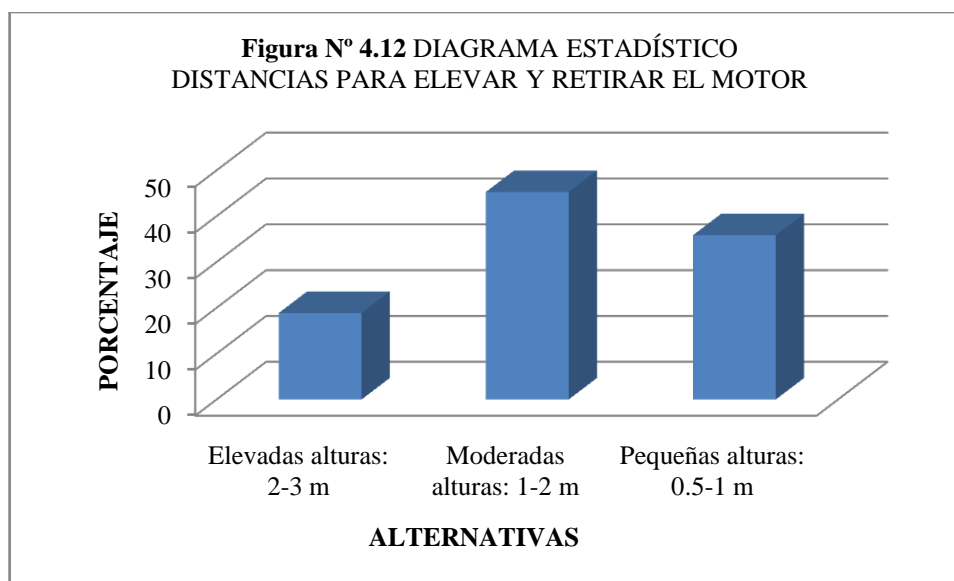
La mayor parte de las personas encuestadas dijeron que los vehículos como camionetas doble cabina reparan más en sus talleres, también en un gran porcentaje el resto de vehículos como se muestra en la Tabla N° 4.11. Pudiendo establecer que en la mayoría de talleres de mecánica automotriz existe la reparación de una gran variedad de vehículos como se detalla en la Figura N° 4.11.

### Pregunta 3

**¿Cuál de las siguientes distancias requiere para elevar y retirar el motor en el momento de realizar el montaje y desmontaje?**

<b>Tabla N° 4.12 Resultados de la Pregunta N°3.</b>		
<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
Elevadas alturas: 2-3 m	10	19
Moderadas alturas: 1-2 m	24	45
Pequeñas alturas: 0.5-1 m	19	36
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

El 45% de las personas encuestadas dijeron que las distancias requeridas para elevar y retirar el motor en el momento de realizar el montaje y desmontaje son de 1 a 2 metros como se observa en la Tabla N° 4.12. Así se puede concluir que esta distancia moderada estaría en un rango normal para establecer parámetros ergonómicos de diseño (Figura N° 4.12).

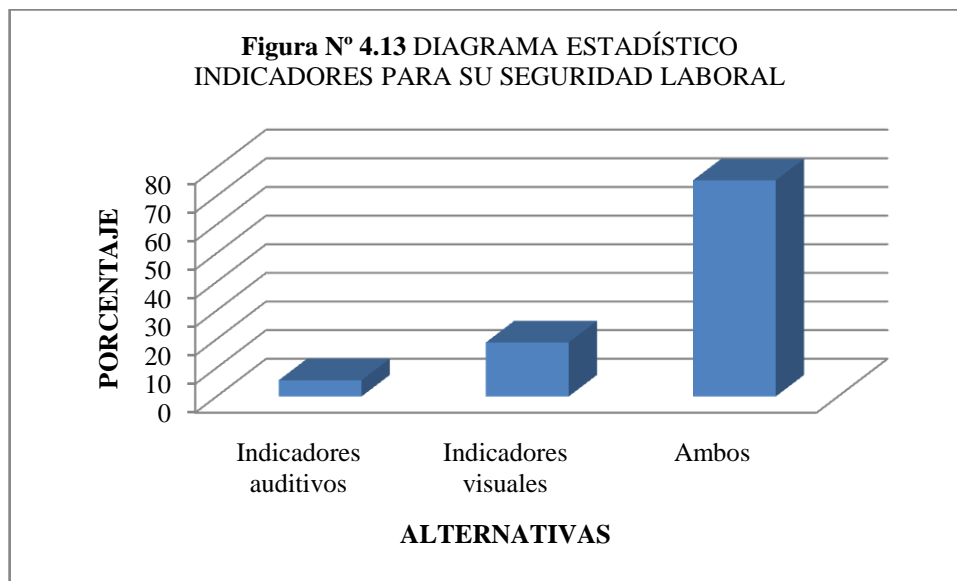
#### **Pregunta 4**

**¿Cuál de los siguientes indicadores necesitaría para mantener su seguridad laboral?**

<b>TABLA N° 4.13 Resultados de la Pregunta N°4.</b>
---

<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
Indicadores auditivos	3	6
Indicadores visuales	10	19
Ambos	40	75
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

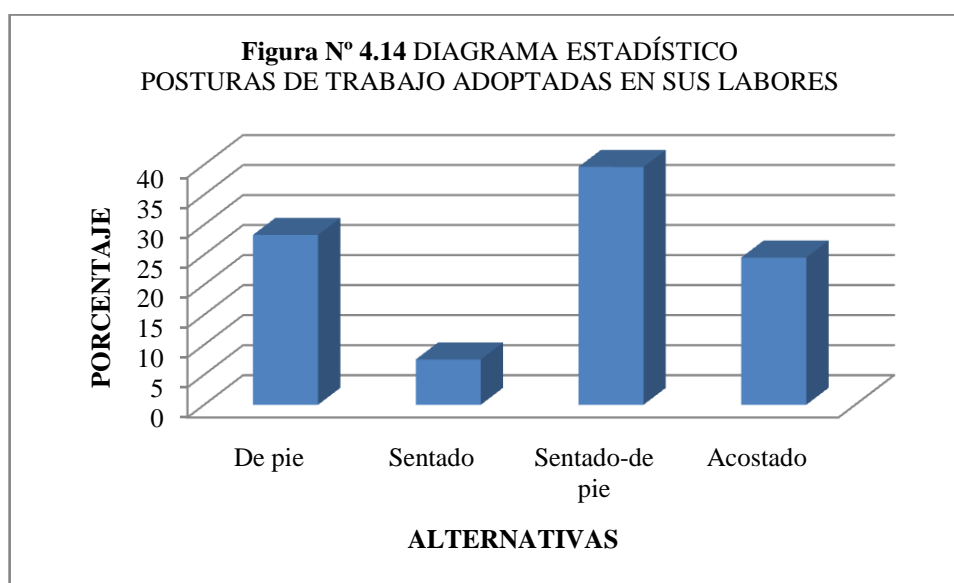
El 75% de las personas encuestadas (Tabla N° 4.13) dijeron que los indicadores necesarios para mantener una seguridad laboral deben ser auditivos y visuales el momento de manipular equipos para el montaje y desmontaje de motores, prevaleciendo una ergonomía ambiental, de diseño y evaluación. Por tal razón es necesario que en el diseño de la grúa oleohidráulica ergonómica se seleccione sistemas ergonómicos que involucren estos parámetros (Figura N° 4.13).

### **Pregunta 5**

**¿Qué tipo de posturas de trabajo adopta en sus labores?**

<b>Tabla N° 4.14 Resultados de la Pregunta N°5.</b>		
<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
De pie	15	28
Sentado	4	8
Sentado-de pie	21	40
Acostado	13	25
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

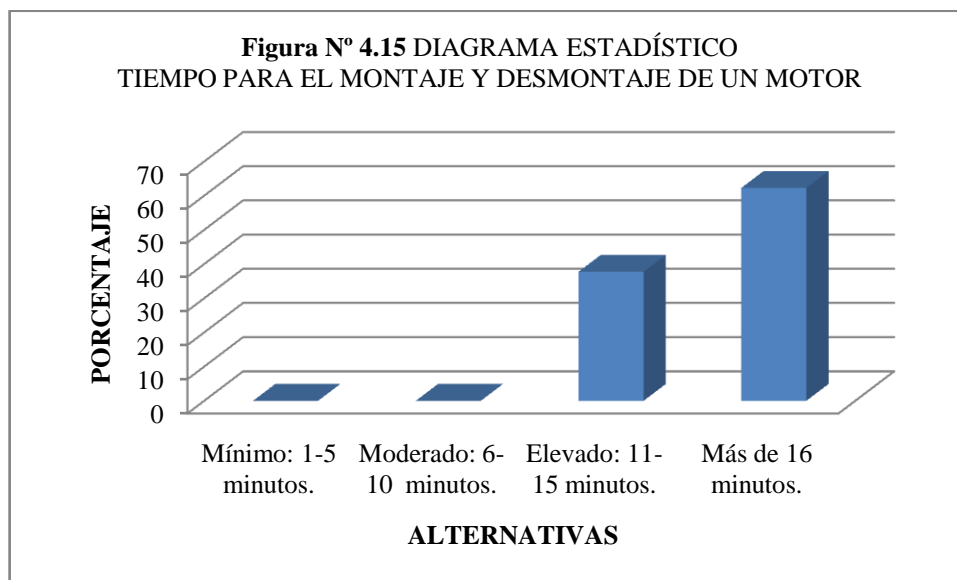
El 40% de las personas encuestadas (Tabla N° 4.14) expusieron que las posturas de trabajo que en su mayoría adoptan son sentado-de pie. Por ello se determina que se debe mantener un sistema ergonómico de funcionamiento de la grúa oleohidráulica ergonómica basado en un funcionamiento rápido y preciso para evitar la fatiga en el operario (Figura N° 4.14).

### **Pregunta 6**

**¿Qué tiempo le lleva a usted el montaje y desmontaje de un motor?**

<b>Tabla N° 4.15 Resultados de la Pregunta N°6.</b>		
<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
Mínimo: 1-5 minutos.	0	0
Moderado: 6-10 minutos.	0	0
Elevado: 11-15 minutos.	20	38
Más de 16 minutos.	33	62
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

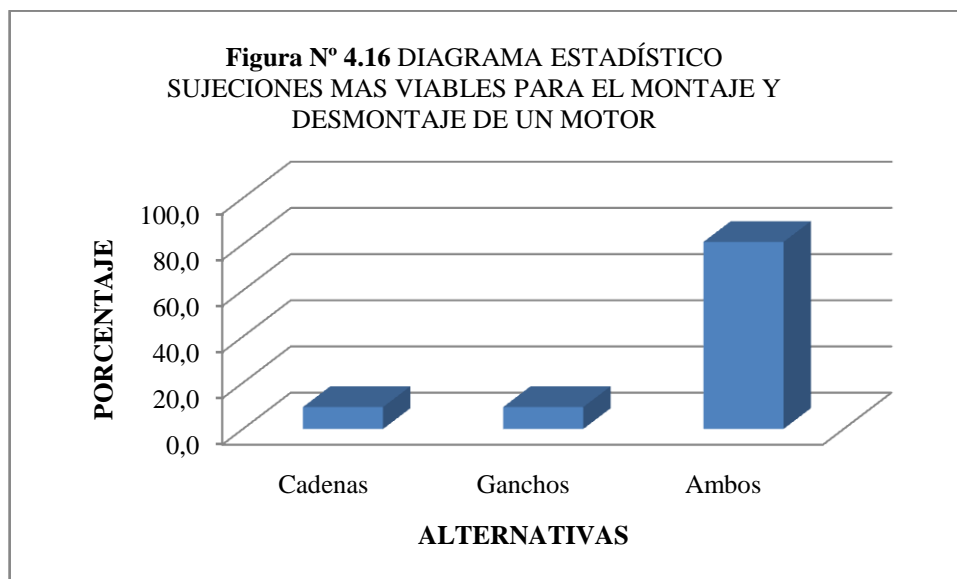
El 62 % de las personas encuestadas (Tabla N° 4.15) señala que el tiempo que emplean para realizar el montaje y desmontaje de un motor es mayor de 16 minutos. Debido a esta situación el equipo ergonómico que se diseñe y se construya debe facilitar un fácil manejo y operación para reducir estos tiempos de operación en el momento del trabajo (Figura N° 4.15).

### **Pregunta 7**

**¿Cuál de las siguientes sujeciones sería más viable para el montaje y desmontaje de un motor?**

<b>Tabla N° 4.16 Resultados de la Pregunta N°7.</b>		
<b>ALTERNATIVAS</b>	<b>PERSONAL</b>	<b>PORCENTAJE%</b>
Cadenas	5	9.5
Ganchos	5	9.5
Ambos	43	81
<b>TOTAL</b>	<b>53</b>	<b>100</b>

**Fuente:** Autor.



**Fuente:** Autor.

El 81 % de las personas encuestadas (Tabla N° 4.16) señala que los elementos de sujeción empleados en el montaje y desmontaje de un motor deben ser cadenas y ganchos para evitar riesgos laborales por la falta de seguridad en la utilización adecuada de los elementos mencionados. Por tal motivo se necesario considerar que la grúa oleohidráulica ergonómica debe poseer estos elementos de sujeción (Figura N° 4.16).

## 4.2 INTERPRETACION DE RESULTADOS.

### 4.2.1 INTERPRETACION DE RESULTADOS DEL MÉTODO NIOSH.

En la mecánica automotriz Rivera, el montaje y desmontaje de motores considerado como un problema crítico en el levantamiento de pesos, se analiza como tarea única siguiendo el procedimiento de la norma NTP 477 obteniéndose los siguientes resultados indicados en las tablas N°4.17 y 4.20.

#### c. RESULTADOS DEL MÉTODO NIOSH DEL DESMONTAJE DE UN MOTOR.

**Tabla N°4.17** Datos iniciales para el método NIOSH del desmontaje de un motor de 207Kg.

<b>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA</b>			
<b>MÉTODO NIOSH</b>			
<b>DATOS INICIALES LUGAR: MECÁNICA AUTOMOTRIZ RIVERA.</b>			
<b>LEVANTAMIENTO: MOTOR DE 2700 cc, CON PESO DE 207 KG.</b>			
<b>TRABAJO: MONOTAREA.</b>			
<b>DATOS DE ESTUDIO ORIGEN</b>	<b>DATOS DE ESTUDIO DESTINO</b>	<b>FACTORES ORIGEN</b>	<b>FACTORES DESTINO</b>
Peso del motor = 207 Kg	Peso del motor = 207 Kg		
Peso con ayuda = 124.2Kg	Peso con ayuda = 124.2Kg	HM = 0.54	HM = 0.52
Angulo A = 0°	Angulo A = 0°	VM = 0.925	VM = 1.045



Localización Horizontal H = 46 cm.	Localización Horizontal H = 48 cm.	DM = 0.7075	DM = 0.7075
Localización Vertical V = 100 cm.	Localización Vertical V = 60 cm.	AM = 1	AM = 1
Agarre = Malo	Agarre = Malo	FM = 1	FM = 1
		CM = 0,9	CM = 0,9

**Fuente:** Autor.

**Tabla N°4.18** Resultados NIOSH del desmontaje de un motor de 207Kg.

<b>MÉTODO NIOSH</b>			
<b>RESULTADOS DE LEVANTAMIENTO</b>			
<b>ORIGEN</b>		<b>DESTINO</b>	
Límite de Peso Recomendable LPR	7.31 Kg	Límite de Peso Recomendable LPR	7.96 Kg
Índice de Levantamiento IL	5.66	Índice de Levantamiento IL	5.2
<b>VALIDACIÓN</b> <b>Dr. José Molina</b> <b>ERGÓNOMO</b>		.....	
		Validado por: Registro:	

**Fuente:** Autor.

El índice de levantamiento y el peso es muy elevado para el trabajador, por lo que se recomienda manipular la carga con equipos grúas o utilizar herramientas mecánicas de transportación.

**d. RESULTADOS DEL MÉTODO NIOSH DEL MONTAJE DE UN MOTOR .**

**Tabla N°4.19** Datos iniciales para el método NIOSH del montaje de un motor de 207Kg.

<b>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO</b> <b>FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA</b> <b>MÉTODO NIOSH</b> <b>DATOS INICIALES LUGAR: MECÁNICA AUTOMOTRIZ RIVERA.</b> <b>LEVANTAMIENTO: MOTOR DE 2700 cc, CON PESO DE 207 KG.</b> <b>TRABAJO: MONOTAREA.</b>			
<b>DATOS DE ESTUDIO</b>	<b>DATOS DE ESTUDIO</b>	<b>FACTORES</b>	<b>FACTORES</b>
<b>ORIGEN</b>	<b>DESTINO</b>	<b>ORIGEN</b>	<b>DESTINO</b>
Peso del motor = 207 Kg	Peso del motor = 207 Kg		
Peso con ayuda = 124.2Kg	Peso con ayuda = 124.2Kg	HM = 0.54	HM = 0.52
Angulo A = 0°	Angulo A = 0°	VM = 1.045	VM = 0.925
Localización Horizontal H = 46 cm.	Localización Horizontal H = 48 cm.	DM = 0.932	DM = 0.932
Localización Vertical V = 60 cm.	Localización Vertical V = 100 cm.	AM = 1	AM = 1
		FM = 1	FM = 1
Agarre = Malo	Agarre = Malo	CM = 0,9	CM = 0,9

**Fuente:** Autor.

**Tabla N°4.20** Resultados NIOSH del montaje de un motor de 207Kg.

<b>MÉTODO NIOSH</b>			
<b>RESULTADOS DE LEVANTAMIENTO</b>			
<b>ORIGEN</b>		<b>DESTINO</b>	
Límite de Peso Recomendable LPR	10.88 Kg	Límite de Peso Recomendable LPR	9.27 Kg
Índice de Levantamiento IL	3.8	Índice de Levantamiento IL	4.46
<b>VALIDACIÓN</b> <b>Dr. José Molina</b> <b>ERGÓNOMO</b>		..... Validado por: Registro:	

**Fuente:** Autor.

El índice de levantamiento y el peso es muy elevado para el trabajador, por lo que se recomienda manipular la carga con equipos grúas o utilizar herramientas mecánicas de transportación.

#### **4.2.2 INTERPRETACION DE RESULTADOS DE LA ENCUESTA**

Con las respuestas obtenidas de la encuesta se puede indicar que las personas dedicadas a realizar el montaje y desmontaje de motores de vehículos livianos desconocen utilización de sistemas ergonómicos como es una grúa oleohidráulica conformada por diversos sistemas ya sean manuales, auditivos, visuales, etc.; que ayuden a facilitar la funcionalidad de los mecánicos automotrices o de personas que realicen estas actividades.

#### **4.3 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.**

El estudio ergonómico realizado en el montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos fue evaluado mediante el método NIOSH de levantamiento de cargas con diversas condiciones físicas en la cual se obtuvo un índice de levantamiento de carga mayor a 1 esto indica que existe el riesgo de sufrir trastornos musculo esqueléticos, por dicha razón para facilitar la funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores y disminuir el riesgo se prevé un diseño de una grúa o máquina herramienta.

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **5.1 CONCLUSIONES**

- En el proceso de desmontaje se obtiene un índice de levantamiento en el origen de 5.66 y de destino de 5.2 mayores que en el proceso de montaje en la cual los índices de levantamiento son: 3.8 en el origen y en el destino de 4.46, basados en la tabla N° 4.17 y 4.20.
- Con la conclusión anterior se puede determinar que el montaje es un 24 % menos complicado realizarlo en comparación con el desmontaje.
- Se puede disminuir el índice de levantamiento mientras mayor sea el factor de altura (VM) y el factor de desplazamiento vertical (DM), es decir depende mucho de la altura de origen y destino.
- El índice de levantamiento aumenta a medida que el vehículo al que se le realice el montaje y desmontaje del motor tenga mayor altura, y por el contrario cuando el vehículo es bajo ayuda a reducir el riesgo de trabajo.
- Para facilitar la funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores y disminuir el riesgo se plantea desarrollar una medida preventiva como el diseño de una ayuda mecánica.

## 5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda diseñar y construir una máquina para disminuir el índice de levantamiento de mayor a 1 a 0.
- Para el diseño de la máquina se debe considerar que debe soportar el peso del motor del vehículo automotor liviano con mayor cilindraje.
- Para el proceso de montaje y desmontaje se debe disponer de una mesa con ruedas para poder transportar el motor hasta un espacio suficiente para poder repararlo o dar su respectivo mantenimiento.
- Realizar una evaluación médica a los trabajadores que realizan esta actividad de montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos.

## **CAPÍTULO VI**

### **PROPUESTA**

#### **6.1. DATOS INFORMATIVOS**

**Título:**

Diseño y construcción de una grúa oleohidráulica para facilitar el montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos.

**Beneficiario:**

Este trabajo está dirigido a dar solución a los problemas sobre trastornos musculoesqueléticos que sufren los trabajadores de la mecánica automotriz Rivera.

**Ubicación:**

La mecánica automotriz Rivera está ubicada en la provincia de Tungurahua en la ciudad de Ambato, Huachi Chico.

#### **6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA**

##### **6.2.1. PARÁMETROS DE DISEÑO**

- **Sistemas ergonómicos que se aplicarán en el diseño**

Los diferentes tipos de sistemas ergonómicos que se involucran en el diseño de la grúa oleohidráulica son:

- Sistemas manuales.
- Sistemas mecánicos.
- Dispositivos visuales.
- Dispositivos sonoros.
- Dispositivos táctiles.
- Compatibilidad espacial.
- Compatibilidad de movimiento.
- Compatibilidad temporal.

- **Dimensiones de los vehículos automotores livianos**

Primero se debe conocer cuáles son los tipos de vehículos automotores livianos de los cuales se obtendrán las dimensiones, estos son:

- Automóviles.
- Camionetas.
- Todo terreno.
- Furgonetas.

Las marcas de vehículos que se han considerado para este estudio son los vehículos más comerciales en el país:

- Chevrolet.
- Toyota.
- Hyundai.
- Kía.
- Peugeot.
- Renault.
- Mitsubishi.
- Citroën.



- Fiat.
- Nissan.
- Mercedes Benz.
- Volkswagen.

Luego se da a conocer cuáles son las dimensiones relevantes que hay que considerar, y cuáles se pueden obviar del análisis, que involucre en el diseño de una máquina que ayudaría al montaje y desmontaje de un motor.

Estas dimensiones son las siguientes:

- A: Volado delantero.
- B: Distancia entre ejes.
- C: Volado trasero.
- D: Ancho del vehículo.
- E: Trocha delantera.
- F: Altura desde el nivel del suelo hacia el inicio del capot.
- G: Altura desde el nivel del suelo hacia el capot cuando está abierto.
- H: Altura del vehículo.
- I: Largo del vehículo.

En los Anexos 3 al 6 se adjuntan las dimensiones requeridas de cada tipo de vehículo de acuerdo a su marca.

- **Peso del motor de combustión del vehículo.**

Un parámetro fundamental es el peso del motor de cada vehículo, esta valor se convierte en una variable que se debe considerar en el diseño de la máquina ergonómica que facilitará el montaje y desmontaje del motor de combustión, este parámetro depende del cilindraje de cada motor

En base a la investigación Anexo 7 se ha obtenido el peso mínimo y máximo que tienen los motores de los vehículos automotores livianos más un 20% de dicho peso debido a circunstancias como: apoyo del operario intencionalmente, movimientos bruscos del motor, peso a elevar superior a la capacidad de carga.

- $P_{\text{máx}} = \text{Peso máximo: } 413 \text{ Kg} + (0.20 \times 413 \text{ Kg}) = 495.6 \text{ Kg} \approx 500 \text{ Kg}.$
- $P_{\text{mín}} = \text{Peso mínimo: } 76 \text{ Kg} + (0.20 \times 76 \text{ Kg}) = 91.2 \text{ Kg} \approx 93 \text{ Kg}.$

### **6.3. JUSTIFICACIÓN**

Para disminuir el índice de levantamiento de carga en la mecánica automotriz Rivera se ha visto la necesidad de diseñar y construir una grúa oleohidráulica la cual permita una mejor funcionalidad en el montaje y desmontaje de motores de combustión interna de vehículos automotores livianos.

### **6.4. OBJETIVOS**

- Diseñar una grúa oleohidráulica para el montaje y desmontaje de motores, con el fin de mejorar la funcionalidad del trabajo y así disminuir el índice levantamiento de 1 a 0.
- Diseñar el sistema oleohidráulico de acuerdo a los parámetros de diseño relacionados con la capacidad de carga.
- Seleccionar los materiales adecuados y existentes en el mercado para construir la grúa oleohidráulica.
- Construir la grúa oleohidráulica.
- Verificar el correcto funcionamiento de la grúa oleohidráulica.
- Comprobar las capacidades de carga para la cual fue diseñada la grúa.

## **6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD**

Para que exista una buena perspectiva en el diseño y construcción de la grúa oleohidráulica es necesario utilizar materiales y equipos existentes en el mercado nacional, esto ayudaría a coordinar mejor los procesos de construcción de la máquina permitiendo tomar decisiones relacionadas al costo-beneficio; para lo cual posteriormente calcularemos que tan rentable resultaría la implementación y servicio de la máquina.

## **6.6. FUNDAMENTACIÓN**

### **6.6.1. GRÚA<sup>13</sup>**

Es una máquina empleada para la elevación de cargas, por medio de un gancho suspendido de un cable, y su transporte, en un radio de varios metros, a todos los niveles y en todas direcciones.

### **6.6.2. TIPOS DE GRÚA**

#### **6.6.2.1. GRÚAS TIPO PLUMA<sup>14</sup>**

Las grúas de pluma sirven perfectamente para el manejo de objetos pesados alrededor de una máquina determinada.

La superficie en abanico barrida por esta unidad es, en general, suficiente para el funcionamiento normal de la máquina en condiciones medias.

El tipo de pluma más comúnmente usado es el pescante de pared o columna (Figura N° 6.1) unido a un elemento vertical de la estructura del edificio.

---

<sup>13</sup><http://es.wikipedia.org/wiki/Gr%C3%B3>

<sup>14</sup><http://www.kneeland-erkco.com.mx/gruas.html>



**Figura N° 6.1** Grúa Pluma (Fuente Grúas ERKCO)

### **6.6.2.2. GRÚAS PÓRTICO<sup>15</sup>**

Dentro de los límites del taller, se utiliza mucho la grúa pórtico de un solo pilar, en la cual el extremo de la viga horizontal descansa generalmente sobre un camino de rodadura elevado, mientras que el pilar rueda sobre un carril situado en el suelo.

La principal ventaja de esta clase de unidades es que suministran un barrido completo de la nave de mecanización y además no interfieren con el trabajo de la grúa puente.

### **6.6.2.3. GRÚAS PUENTE<sup>16</sup>**

Para las operaciones corrientes de montaje, la grúa puente es indispensable por su flexibilidad y por el espacio que cubre.

Los caminos de rodadura de la grúa se disponen a altura suficiente para permitir el paso a los elementos de máquinas que se transporten, y se les da longitud suficiente para que la grúa tenga acceso a toda la superficie ocupada por las máquinas-herramientas.

<sup>15</sup><http://www.trhon.com/PGruaG.htm>.

<sup>16</sup>ALEXANDROV. M; Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte; 1976; Editorial Mir; primera edición; Pág. 29.

La capacidad de cada uno de los carros suele ser de 75 a 100 toneladas.

#### **6.6.2.4. GRÚAS MÓVILES<sup>17</sup>**

Estas unidades, que suelen ser más usadas en instalaciones al aire libre, donde se requiere una mayor flexibilidad de movimientos, proporcionan un barrido completo de una extensa superficie de almacenamiento, y por otra parte, el adquirirlas no supone una inversión tan fuerte como la que exigiría la compra de unidades elevadas, es decir, de grúas pórtico o de grúas puente.

#### **6.6.3. CARGAS<sup>18</sup>**

Quizá la tarea más importante y difícil que debe enfrentar un diseñador de estructuras, proyectista, es la estimación precisa de las cargas que recibirá una estructura durante su vida útil.

No debe dejarse de considerar cualquier carga que pueda llegar a presentarse. Después de que se han estimado las cargas, es necesario investigar las combinaciones más desfavorables que pueden ocurrir en un momento dado.

#### **6.6.4. TIPOS DE CARGAS**

##### **6.6.4.1. CARGAS MUERTAS**

Las cargas muertas son cargas de magnitud constante que permanecen fijas en un mismo lugar. Estas son el peso propio de la estructura y otras cargas permanentemente unidas a ésta.

---

<sup>17</sup>ALEXANDROV. M; Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte; 1976; Editorial Mir; primera edición; Pág. 48.

<sup>18</sup>Mc. CORMAC, Jack; Diseño de Estructuras Metálicas-Método ASD; 1998; Editorial alfaomega, cuarta edición; Pág. 32.

Para diseñar una estructura es necesario estimar los pesos o cargas muertas de sus partes.

Los tamaños y pesos exactos de las partes no se conocen, hasta que se hace el análisis estructural y se seleccionan los miembros de la estructura. Los pesos, determinados de acuerdo con el diseño, deben compararse con los pesos estimados. Si se tienen grandes discrepancias, será necesario repetir el análisis y efectuar el diseño con una estimación más precisa de las cargas.

#### **6.6.4.2. CARGAS VIVAS**

Las cargas vivas son aquellas que pueden cambiar de lugar y magnitud. Dicho simplemente, todas las cargas que no son muertas, son vivas. Las cargas que se mueven bajo su propio impulso como camiones, gente, grúas, etc., se denominan cargas móviles y aquellas que pueden ser desplazadas, como muebles, materiales en un almacén, nieve, etc., se denominan cargas movibles. Otras cargas vivas son aquellas causadas al construir, viento lluvia, sismo, voladuras, suelos y cambios de temperatura.

#### **6.6.5. MÉTODOS DE DISEÑO BAJO NORMA AISC**

##### **6.6.5.1. ASD (DISEÑO POR ESFUERZOS PERMISIBLES)<sup>19</sup>**

Casi todas las estructuras de acero existentes, se diseñaron con métodos elásticos. El proyectista estima las cargas de trabajo o servicio, es decir, las cargas que la estructura tiene que soportar y diseña los miembros estructurales con base en ciertos esfuerzos permisibles.

Estos usualmente son cierta fracción del esfuerzo mínimo de fluencia especificado del acero. Aunque el término "diseño elástico" se usa comúnmente para describir

---

<sup>19</sup>Mc. CORMAC, Jack; Diseño de Estructuras Metálicas-Método ASD; 1998; Editorial alfaomega, cuarta edición; Pág. 41.

este método, los términos diseño por esfuerzos permisibles o diseño por esfuerzos de trabajo son más apropiados.

Muchas de las especificaciones para este método se basan en el comportamiento plástico o en la resistencia última, y no en el comportamiento elástico.

#### **6.6.5.2. COMBINACIONES DE CARGA PARA EL MÉTODO ASD<sup>20</sup>**

Las cargas nominales siguientes serán consideradas:

CM: la carga muerta debido al peso de los elementos estructurales.

CV: la carga viva debido a la ocupación y el equipo móvil

CW: la carga del viento

*C. M.*

*C. M. + C. V.*

*C. M. ± C. W*

*C. M. + C. V. + C. W.*

#### **6.6.5.3. LRFD (DISEÑO POR FACTORES DE CARGA Y RESISTENCIA)<sup>21</sup>**

El AISC edita también el Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design (Manual de Construcción en Acero con Diseño por Factores de Carga y Resistencia). Este método de diseño, abreviado LRFD, combina el cálculo de estados límites de resistencia y servicio con un enfoque probabilístico de la seguridad.

El LRFD es similar al diseño plástico en tanto que considera la condición de falla o de resistencia última.

---

<sup>20</sup>MANUAL AISC N690-06; NB2- 10; Loads and Load Combinations; September 20, 2006; Pág.14.

<sup>21</sup>Mc. CORMAC, Jack; Diseño de Estructuras Metálicas-Método ASD; 1998; Editorial alfaomega, cuarta edición; Pág. 42.

Las cargas se multiplican por factores de carga (mayores que 1.0), y los miembros se diseñan para proporcionar suficiente resistencia frente a las cargas factorizadas. Además, la capacidad nominal o teórica de cada miembro se multiplica por un factor de resistencia menor que 1.0 (para tomar en cuenta variaciones en las propiedades del material y en las dimensiones del miembro). El criterio LRFD se puede expresar:

$$\text{Resistencia útil o de diseño} > \sum \text{Efectos de las cargas factorizadas}$$

#### **6.6.5.4. COMBINACIONES DE CARGA PARA EL MÉTODO LRFD<sup>22</sup>**

Las cargas nominales siguientes serán consideradas:

D: la carga muerta debido al peso de los elementos estructurales.

L: la carga viva debido a la ocupación y el equipo móvil

L<sub>r</sub>: carga viva del techo.

W: la carga del viento

S: carga de nieve

E: la carga de sismo.

R: la carga debido a lluvia.

$$1.4D$$

$$1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ or } S \text{ or } R)$$

$$1.2D + 1.6(L_r \text{ or } S \text{ or } R) + (0.5L \text{ or } 0.8W)$$

$$1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(L_r \text{ or } S \text{ or } R)$$

$$1.2D \pm 1.0E + 0.5L + 0.2S$$

$$0.9D \pm (1.3W \text{ or } 1.0E)$$

---

<sup>22</sup>MANUAL AISC N690-06; NB2- 1; Loads and Load Combinations; September 20, 2006; Pág. 13.

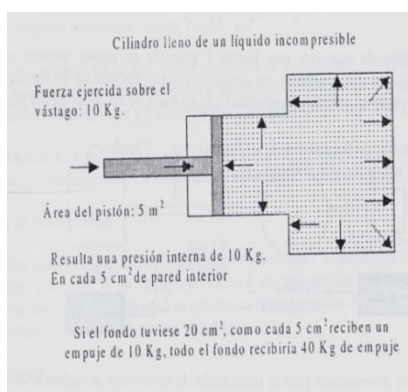


## 6.6.6. OLEOHIDRÁULICA

### 6.6.6.1. PRINCIPIOS BÁSICOS<sup>23</sup>

El principio precursor de la oleohidráulica es la ley de Pascal, que enunciada simplídicamente, dice: "La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección".

El principio de Pascal se muestra en la (Fig. N° 6.2) muestra gráficamente. Como complemento a este principio se ha de decir que los líquidos son prácticamente incompresibles: a diferencia de los gases que pueden comprimirse, los líquidos, como los sólidos, no experimentan una reducción significativa de su volumen al verse sometidos a presión.



**Figura N° 6.2** Cilindro lleno de líquido compresible (Fuente Felipe Roca)

### 6.6.6.2. APLICACIONES<sup>24</sup>

La oleohidráulica es una ciencia que estudia la transmisión de la energía empujando un líquido. Es sólo un medio de transmisión, no una fuente de potencia que sería el accionador primario (motor eléctrico, motor de explosión, tracción animal, etc.).

<sup>23</sup>ROCA, Felipe; Oleohidráulica Básica-Diseño de circuitos; 1998; Editorial Alfaomega-Grupo Editorial S.A.; primera edición; Pág. 15.

<sup>24</sup>ROCA, Felipe; Oleohidráulica Básica-Diseño de circuitos; 1998; Editorial Alfaomega-Grupo Editorial S.A.; primera edición; Págs. 19-20.

Son muchas las razones para el empleo de transmisiones oleohidráulicas, siendo la principal la versatilidad que éstas presentan frente a transmisiones mecánicas.

Lo que en oleohidráulica se soluciona con tuberías y válvulas, mecánicamente implica el empleo de fuentes adicionales de energía, transmisiones, embragues, reductores, bielas, frenos, etc.

#### **6.6.7. COMPONENTES DE UN SISTEMA OLEOHIDRÁULICO**

Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control, y pueden agruparse en cuatro grupos:

- Bombas o elementos que transforman la energía mecánica en hidráulica.
- Elementos de regulación y control, encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- Actuadores, que son los elementos que vuelven a transformar la energía hidráulica en mecánica.
- Acondicionadores y accesorios, que son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, etc.).

#### **6.6.8. ACTUADORES HIDRÁULICOS<sup>25</sup>**

Son los elementos que transforman la energía hidráulica, obtenida en la bomba y regulada y controlada por los distintos elementos de regulación y control, en energía mecánica capaz de desarrollar el movimiento y la fuerza deseados para el trabajo a realizar.

---

<sup>25</sup>ROCA, Felipe; Oleohidráulica Básica-Diseño de circuitos; 1998; Editorial Alfaomega-Grupo Editorial S.A; primera edición; Págs. 89-93.

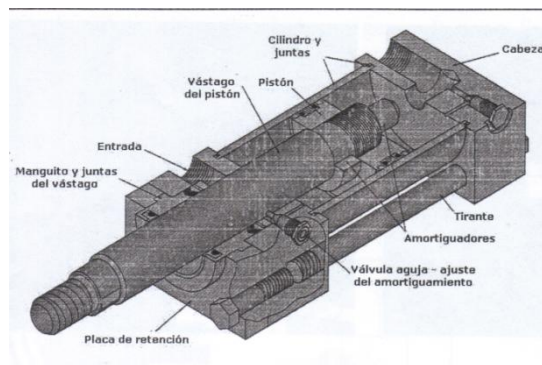
Según sea el movimiento y trabajo que realicen, los actuadores se pueden agrupar en:

- Lineales: cilindros
- Rotativos: motores

## 6.6.9. CLASIFICACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS

### 6.6.9.1. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

En estos cilindros el fluido entra y sale por una sola cámara del mismo, mientras que el movimiento en sentido contrario se realiza por fuerzas externas al propio sistema hidráulico (gravedad o fuerzas mecánicas).



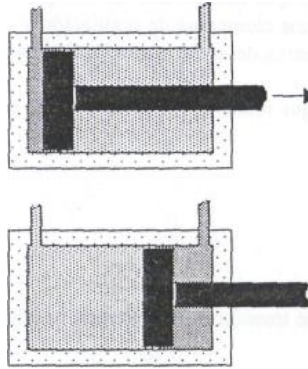
**Figura N° 6.3** Partes de un Cilindro Hidráulico simple (Fuente Felipe Roca)

La figura N° 6.3 muestra las partes del cilindro de simple efecto. Estos cilindros pueden también tener el retroceso por muelles, que a su vez pueden estar instalados interior o exteriormente al propio cilindro.

### 6.6.9.2. CILINDROS DE DOBLE EFECTO

La figura N° 6.4 muestra un cilindro de doble efecto en el cual el desplazamiento en uno y otro sentido del vástago del cilindro se realizan por medio de la presión hidráulica.

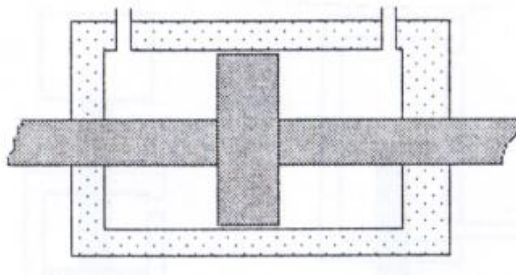
El cilindro de doble efecto puede estar montado en cualquier posición o dirección ya que el retorno del mismo no se debe a ninguna acción ajena al mismo. A pesar de que los cilindros de simple efecto son bastante utilizados, la mayoría de los cilindros de los sistemas hidráulicos son de doble efecto.



**Figura N° 6.4** Cilindro de doble efecto (Fuente Felipe Roca)

### 6.6.9.3. CILINDRO DE DOBLE VÁSTAGO

Los cilindros de doble vástago, como muestra la figura N° 6.5, presentan la ventaja de que en ambas caras del pistón tienen las superficies idénticas, por lo cual pueden trabajar a iguales velocidades en ambas direcciones.

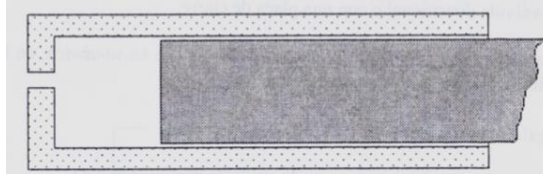


**Figura N° 6.5** Cilindro de doble vástago (Fuente Felipe Roca)

### 6.6.9.4. CILINDROS CIEGOS

En estos cilindros (Fig. N° 6.6) el pistón y el émbolo tienen el mismo diámetro, y como no hay área diferencial entre los extremos del cilindro sólo se pueden presurizar por el extremo. Estos cilindros ciegos son siempre de simple acción y se montan verticalmente. El peso de la carga hace retraer al cilindro.

Normalmente son utilizados para desplazamientos muy cortos y cargas elevadas. Un ejemplo de estos cilindros es el gato hidráulico.



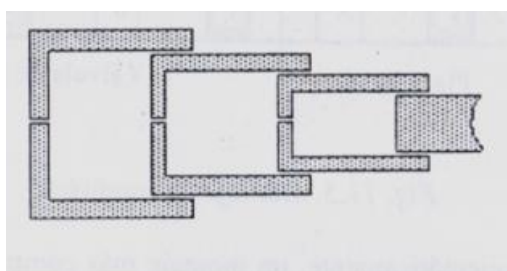
**Figura N° 6.6** Cilindro ciego (Fuente Felipe Roca)

#### **6.6.9.5. CILINDROS TELESCÓPICOS**

Cilindros, normalmente de simple acción, usados para largos desplazamientos y en equipos móviles (elevación de volquetes y camiones).

Los cilindros telescópicos tienen dos o más fases, también llamadas secciones o camisas que están construidas una dentro de la otra (Figura N° 6.7).

Son usados para aplicaciones que requieran largas carreras y donde normalmente el espacio de montaje es limitado, por lo que su longitud, una vez elongada, puede superar varias veces su longitud cuando está retraído.



**Figura N° 6.7** Cilindro telescópico (Fuente Felipe Roca)

#### **6.6.10. ACCESORIOS DE UN SISTEMA OLEOHIDRÁULICO**

### 6.6.10.1. DEPÓSITOS<sup>26</sup>

El depósito de aceite es el recipiente metálico que contiene el fluido destinado a alimentar una instalación hidráulica. Normalmente aparece como un bloque cerrado, llamado central oleohidráulica, que contiene también la bomba, el motor eléctrico, el filtro, las válvulas precisas, etc. (Fig. N° 6.8).

El depósito (1), propiamente dicho, se construye de chapa de acero, con unas aletas de refrigeración para contribuir a la eliminación del calor generado. La tapa del depósito (2) se atornilla firmemente a éste y sirve de soporte a los elementos auxiliares que se citaban.

La bomba (4), movida por el motor (3) aspira aceite a través del filtro (5) y lo envía a la válvula limitadora de presión (9) provista de un manómetro (10), de donde sale hacia la instalación.

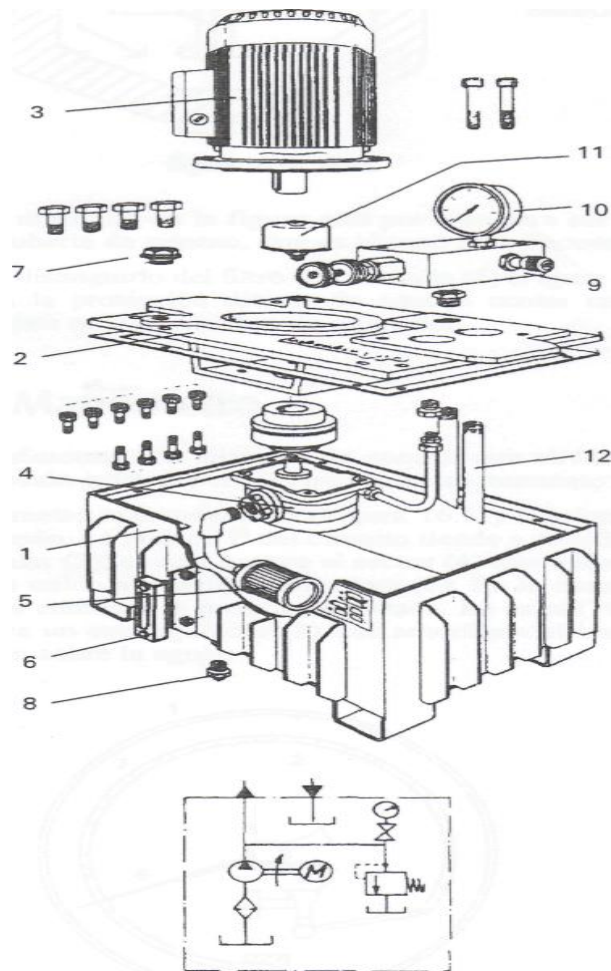
El aceite se introduce por el orificio de llenado, quitando el tapón correspondiente (7). El vaciado se efectúa por el orificio de purga (8). El nivel del líquido en el depósito se controla por medio de la mirilla (6) o bien, por medio de una varilla metálica de sonda.

Todo depósito debe disponer de un sistema suficiente de aireación y desaireación, provisto de un filtro de aire (11).

Es necesario airearlo y desairearlo para que la presión atmosférica pueda actuar sin ningún impedimento sobre el nivel del líquido, con el objeto de que la bomba pueda aspirar y el aceite se mantenga sin burbujas de aire. El retorno del aceite se efectúa por el tubo de retorno (12).

---

<sup>26</sup>CEMBRANOS, Jesús; Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos; 2002; Colección Thomson-Paraninfo; cuarta edición; Pág. 146.



**Figura N° 6.8** Depósito de aceite (Fuente Jesús Cembranos)

El depósito puede diseñarse para que cumpla varias funciones. En primer lugar, sirve de almacenamiento para el fluido requerido por el sistema.

El depósito también debe tener espacio para que el aire pueda separarse del fluido y debe permitir igualmente que los contaminantes se sedimenten. Además, un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado en el sistema.

Todos los circuitos hidráulicos deben incluir uno o más depósitos, según las necesidades y el diseño del sistema. Entre otras características, el depósito debe:

- Disponer de suficiente superficie para que el fluido caliente pueda, por convención, transferir su temperatura al ambiente que le rodea.

- Almacenar un volumen de fluido relativamente grande, suficiente para que la velocidad de circulación de éste a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten.
- Debe permitir el almacenamiento de todo el fluido contenido en el interior del circuito, y que puede pasar al depósito durante una operación de mantenimiento.
- Disponer de una cámara de aire que facilite la eliminación del aire disuelto en el fluido.
- Ofrecer una superficie que permita el montaje de algunos de los componentes del sistema.

## **6.7. METODOLOGÍA**

Una vez realizado el análisis de las dimensiones de los vehículos y pesos de los motores de acuerdo al cilindraje procedemos a desarrollar el diseño de la grúa oleohidráulica: este diseño estará compuesto por diseño ergonómico, estructural, oleohidráulico, mecánico y eléctrico, lo que conlleva a obtener un solo conjunto conformado por diversos sistemas que se irán detallando en la propuesta.

### **6.7.1. DISEÑO ERGONÓMICO<sup>27</sup>**

- **Sistemas Manuales.**

La grúa oleohidráulica dispondrá de largueros (patas) abatibles para fijar la grúa o retraer las patas y poder ubicarla en un espacio para guardarla. El sistema ergonómico aplicado es manual debido a que los elementos que las articulan son pernos regulables.

- **Sistemas mecánicos.**

---

<sup>27</sup>MONDELO, Pedro; "Ergonomía 1"; 1994; Editorial Mutua Universal; tercera edición; Págs. 29.-56.



La máquina propuesta está conformada por una serie de elementos mecánicos y eléctricos como: bomba y cilindros oleohidráulicos, motor eléctrico, válvulas, poleas, banda V, etc.; los cuales forman un sistema mecánico debido a que el operario de la grúa manipula las palancas de las válvulas direccionales para el accionamiento de los cilindros 1 y 2 para realizar el trabajo propuesto con la grúa oleohidráulica; y para que funcione este sistema todos los elementos antes enunciados deben estar enlazados.

- **Dispositivos visuales.**

La grúa dispondrá de dispositivos visuales, para ello se debe seleccionar desde los dispositivos más simples a los más complejos; en esta selección se debe considerar que la información debe ser la necesaria y suficiente, sin excesos ni defectos, los dispositivos visuales a utilizarse son:

**Alarma**, este dispositivo será para transmitir información rápida o urgente en el momento del funcionamiento de la máquina y para que los operarios en el lugar de trabajo estén prevenidos del funcionamiento de la máquina al escuchar el sonido de este dispositivo.

Esta señal estará conformada por una luz piloto de color rojo intermitente y será ubicada en la parte superior del brazo de la grúa para mantener una legibilidad, visibilidad y compatibilidad.

**Símbolos**, también se incluirá estas señales por su sencillez y fácil comprensión para evitar accidentes como riesgo eléctrico, etc.

**Dial**, este dispositivo se observará en el manómetro en el cual indicará el cambio de régimen de presiones que se vayan dando en el sistema oleohidráulico de la grúa cuando esté trabajando.

**Lenguaje escrito**, con este tipo de señal se indicará: capacidad máxima de carga, presión máxima, y demás anuncios que sean necesarios para mantener la seguridad del operario.

**Color de la máquina**, debido que el amarillo es el color básico para indicar precaución, cautela, este color se empleará para pintar la grúa, este color se aplica en máquinas elevadoras de horquilla, puente grúa, etc.

- **Dispositivos sonoros.**

El dispositivo sonoro a emplearse es una chicharra que acompañará en el funcionamiento a la luz piloto (dispositivo visual); esto ayudará a precautelar al operario en lugares muy oscuros o muy claros, o cuando el operario no permanezca fijo en las operaciones de su trabajo.

- **Dispositivos táctiles.**

Este dispositivo se utiliza para identificar los controles en lugares con baja iluminación o cuando los operarios tienen dificultades visuales graves.

**Botón pulsador manual**, es el control más simple y más rápido, en este caso utilizaremos una botonera ON/OFF para encender o apagar el motor eléctrico.

**Palancas**, este dispositivo se observará en las válvulas direccionales para el accionamiento de los dos cilindros.

- **Compatibilidad espacial.**

Para este tipo de compatibilidad, al accionar las palancas de las válvulas existirá una correspondencia homotética entre indicadores y controles lo cual ayuda a disminuir errores y el tiempo de respuesta; por tal razón se incluirán señales en números en cada palanca correspondiente a cada cilindro.

- **Compatibilidad de movimiento.**

En la compatibilidad respecto al movimiento las dos palancas al accionarlas extienden los cilindros o por el contrario retraen los cilindros, esto sucede debido a que estas palancas tienen tres posiciones de movimiento, por otro lado al accionar la palanca hacia la derecha se extienden los cilindros y el dial del manómetro gira en sentido de las agujas del reloj.

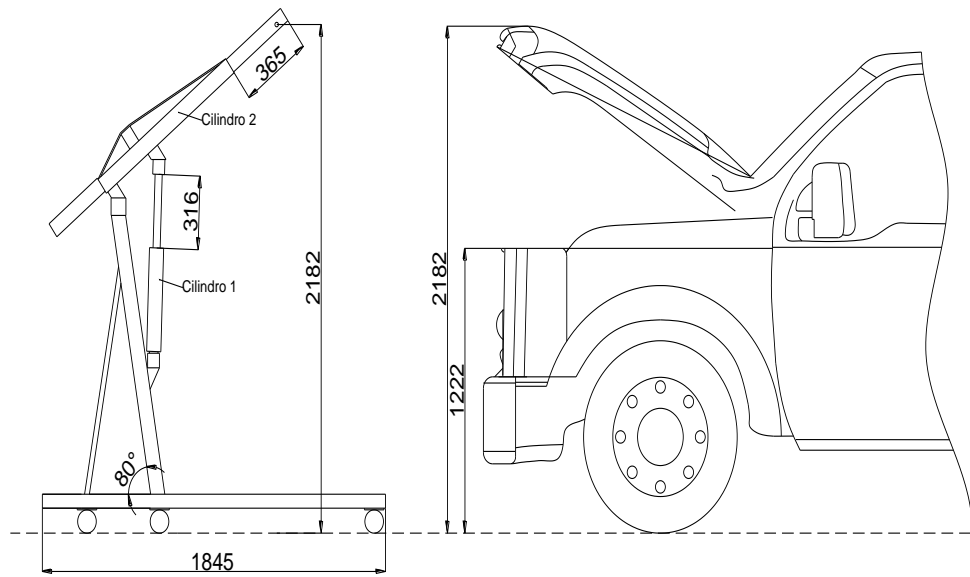
- **Compatibilidad temporal.**

Respecto a la compatibilidad temporal aplicada a la grúa se refiere a la respuesta rápida en casos que el operario manipule erróneamente la grúa, para ello fue necesario que las palancas de las válvulas tengan una posición central con muelle retráctil (centro tándem) que en el momento que el operario suelte la palanca de emergencia la grúa automáticamente se detiene sin ser necesario apagar el motor eléctrico.

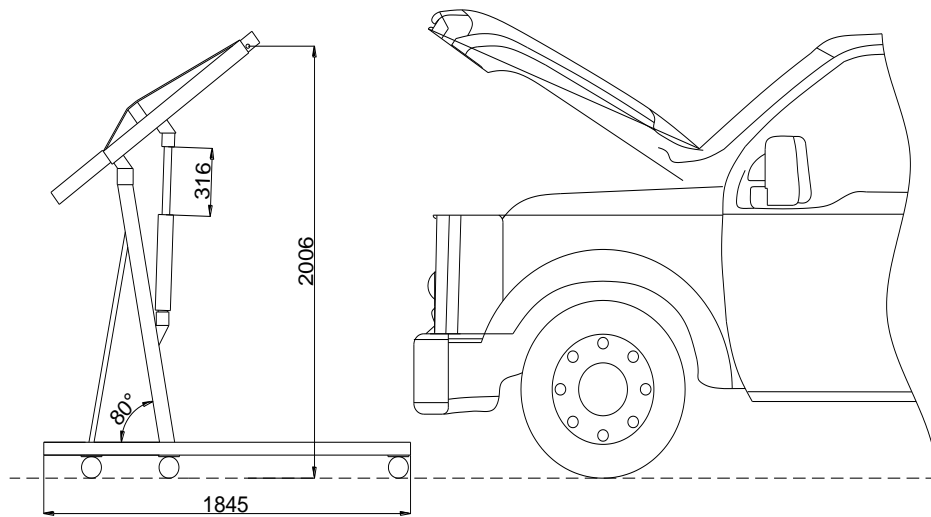
### **6.7.2. DISEÑO GEOMÉTRICO**

De acuerdo a la investigación relacionada con las dimensiones de los vehículos como se adjuntan en los Anexos 3 al 6, el diseño geométrico se establece de la siguiente manera.

#### **Diseño geométrico para el vehículo más grande.**

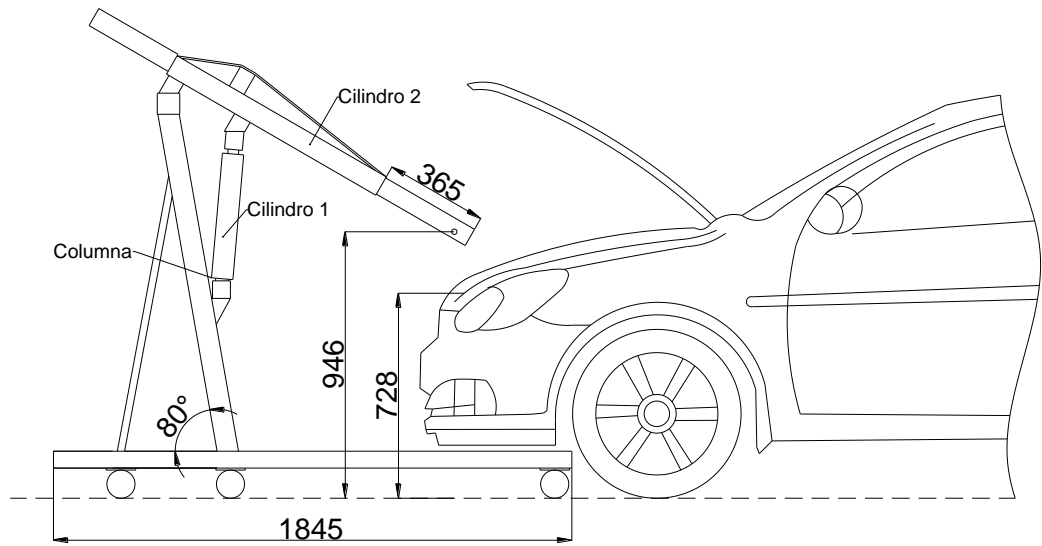


**Figura N°6.9** Vista lateral de la grúa extendida el brazo en su máxima elevación.  
(Fuente Autor).

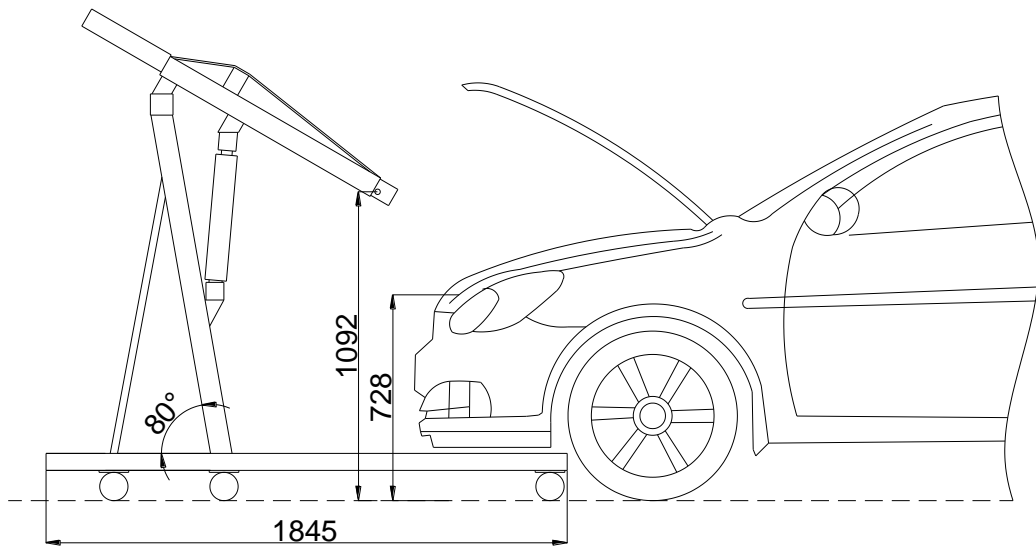


**Figura N°6.10** Vista lateral de la grúa retraída el brazo en su máxima elevación  
(Fuente Autor).

**Diseño geométrico para el vehículo más pequeño**

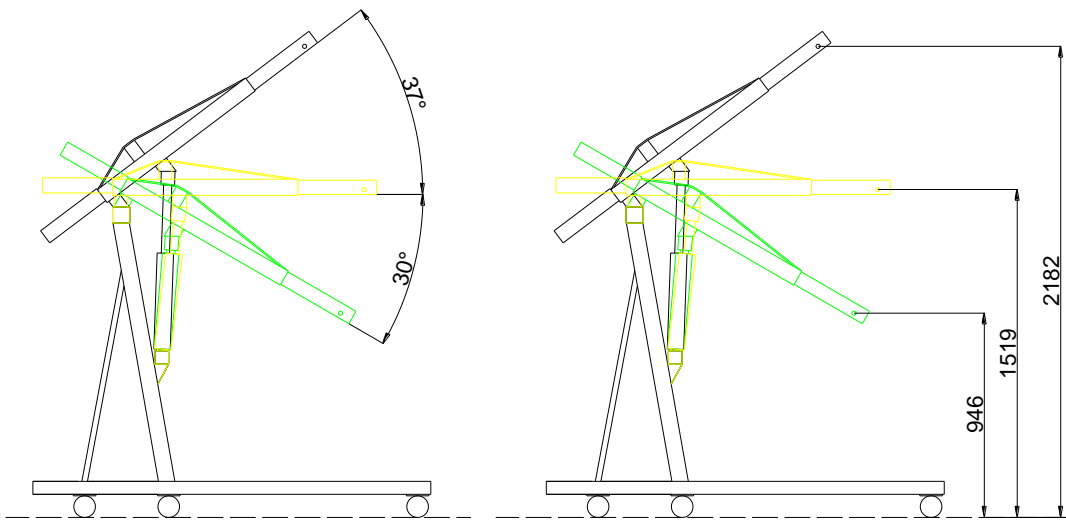


**Figura N°6.11** Vista lateral de la grúa extendida el brazo en su mínima inclinación (Fuente Autor)

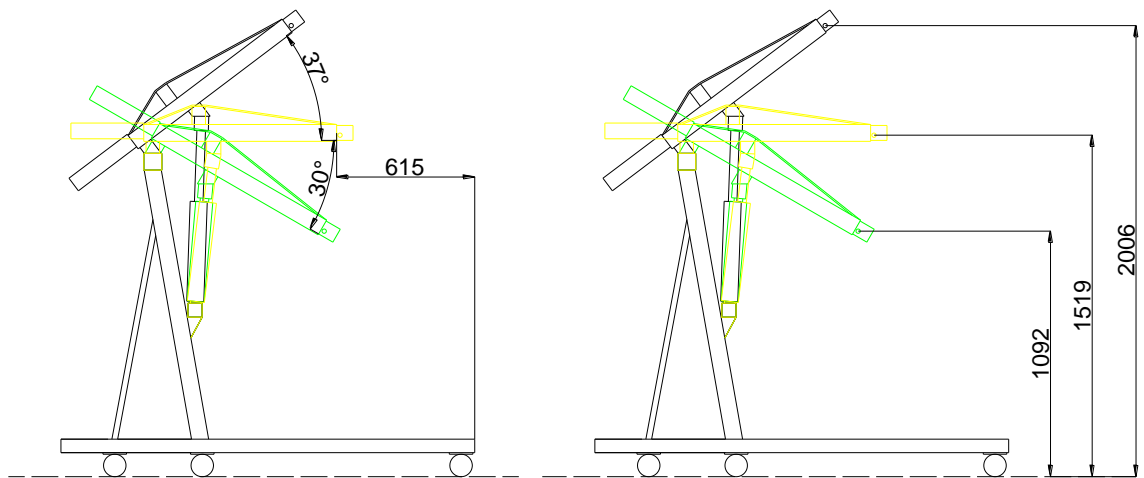


**Figura N°6.12** Vista lateral de la grúa retraída el brazo en su mínima inclinación (Fuente Autor).

**Diseño geométrico de las diferentes posiciones del brazo.**

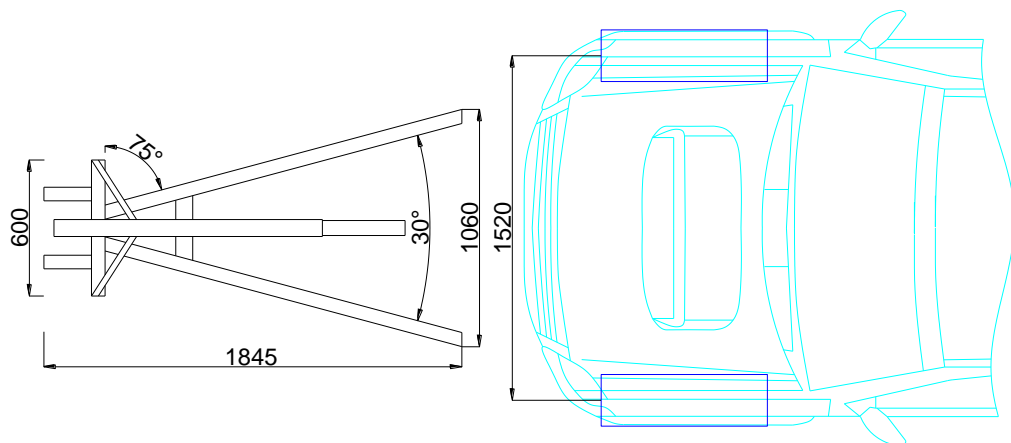


**Figura N°6.13** Diferentes posiciones del brazo de la grúa extendida el brazo  
(Fuente Autor).



**Figura N°6.14** Diferentes posiciones del brazo de la grúa retraída el brazo (Fuente Autor).

**Diseño geométrico del ancho de la grúa (distancia entre largueros)**



**Figura N° 6.15** Vista superior-ancho entre largueros (Fuente Autor).

Una vez realizado estos esquemas geométricos se procederá detallar los siguientes parámetros geométricos:

1. La altura máxima desde el piso a la parte más elevada cuando el brazo de la grúa está extendida debe ser de 2182mm de acuerdo a la dimensión obtenida en el Anexo 7 el literal G para el vehículo más alto.
2. La altura mínima desde el piso a la parte más baja cuando el brazo de la grúa está extendido debe ser de 946mm de acuerdo a la dimensión obtenida en el Anexo 7 del literal F para el vehículo más pequeño cuya dimensión es inferior y está dentro de la propuesta.
3. La carrera del cilindro 1 será de 316mm para cumplir con el numeral 1 y2 de estos parámetros que se están detallando.
4. La carrera del cilindro 2 será 365mm en base a la figura N°6.11; esto indica que la carrera de un brazo oleohidráulico será el 60% de la distancia entre el extremo del brazo de la grúa y el larguero es decir el 60% de 615mm, esto es necesario para evitar inestabilidad de la grúa.
5. La distancia entre los largueros figura N°6.15, que es definitiva es el ancho de la grúa será de 1060mm de acuerdo a los resultados del Anexo 7 literal E referente a la distancia de trocha delantera.

6. Para las posiciones del brazo de la grúa, se considera la figura N°6.14, donde se encuentran altura máxima y mínima del brazo, generando 2 ángulos de movilidad de la grúa; uno de giro positivo de 37° y otro de ángulo negativo de 30°.
7. La columna de la grúa figura N°6.11, tendrá una inclinación de 80°, esta columna no puede ser perpendicular ya que por recomendaciones la columna debe tener 10° menos con respecto a la perpendicular para una mejor conveniencia de agarre, transporte y colocación.<sup>28</sup>

### 6.7.3. DISEÑO ESTRUCTURAL

Una vez establecido el diseño geométrico y ergonómico procedemos a realizar el análisis de la estructura con la ayuda de un software debido a que la estructura es hiperestática por sus múltiples apoyos, la grúa dispondrá de 6 llantas, a continuación en la tabla N°6.1 se muestra la norma que maneja este software.

**Tabla N°6.1** Control del Software de análisis estructural

<b>CONTROL DEL PROGRAMA</b>			
<b>PROGRAMA</b>	<b>VERSIÓN</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>NORMA</b>
Fuente Software de análisis estructural	11.0.0	Kgf, mm, °C	AISC-ASD

**Fuente:** Fuente Software de análisis estructural.

- El diseño se lo realizó bajo la norma AISC y por el método de diseño de esfuerzos permisibles (ASD).
- Con perfiles estructurales como se muestran en la tabla N °6.2:

<sup>28</sup>ALEXANDROV. M; Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte; 1976; Editorial Mir; primera edición; Pág. 61.



**Tabla N°6.2** Perfiles y secciones aplicado al análisis de la estructura

<b>ELEMENTO</b>	<b>TIPO DE PERFIL</b>	<b>DISEÑO DE SECCIÓN</b>
1	Cadena Ø=12mm	CADENA
3	Angulo (70x70x6,35)mm	ANGULO
4	Tubo cuadrado	60X60X3
5	Dos Platinas (80x8)mm	ARTICULACIÓN
6	Tubo cuadrado	75X75X2
8	Dos Platinas (2 ½ x 3/8)pulg	MENSULA1
9	Dos Platinas (2 ½ x 3/8)pulg	MENSULA2
10	Eje Ø=1 ½ pulg	EJE
11	Dos Platinas (2 ½ x 3/8)pulg	MENSULA3
12	Dos Platinas (2 ½ x 3/8)pulg	MENSULA4
14	Tubo cuadrado	60X60X3
15	Platina (1 ½ x 1/4)pulg	PLATINA1
17	Platina (1 ½ x 1/4)pulg	PLATINA1
18	Tubo cuadrado	60X60X3
19	Tubo cuadrado	60X60X3
20	Tubo cuadrado	60X60X3
21	Tubo cuadrado	60X60X3
23	Tubo cuadrado	75X75X2
24	Tubo cuadrado	60X60X3
27	Tubo cuadrado	75X75X2

28	Tubo cuadrado	60X60X3
30	Platina (1x1/4)pulg	PLATINA2
31	Platina (1x1/4)pulg	PLATINA2
32	Platina (48x8)mm	SOPORTE
33	Platina (48x8)mm	SOPORTE
34	Platina (48x8)mm	SOPORTE
35	Tubo cuadrado	75X75X2
36	Tubo cuadrado	75X75X2
37	Tubo cuadrado	75X75X2
38	Tubo cuadrado	75X75X2
39	Tubo cuadrado	75X75X2
40	Tubo cuadrado	75X75X2
41	Tubo cuadrado	75X75X2
42	Tubo cuadrado	75X75X2
43	Tubo cuadrado	75X75X2
44	Tubo cuadrado	75X75X2
45	Tubo cuadrado	60X60X3
46	Tubo cuadrado	60X60X3
47	Tubo cuadrado	60X60X3
48	Tubo cuadrado	60X60X3
49	Tubo cuadrado	60X60X3
50	Tubo cuadrado	60X60X3
51	Tubo cuadrado	60X60X3
52	Tubo cuadrado	60X60X3
53	Tubo cuadrado	60X60X3
54	Tubo cuadrado	60X60X3
55	Tubo cuadrado	60X60X3

**Fuente:** Autor.

El software utilizado para el análisis estructural permite realizar un estudio tridimensional de estructuras de acuerdo a los perfiles o material que se utilice como se muestra en la figura N°6.16.



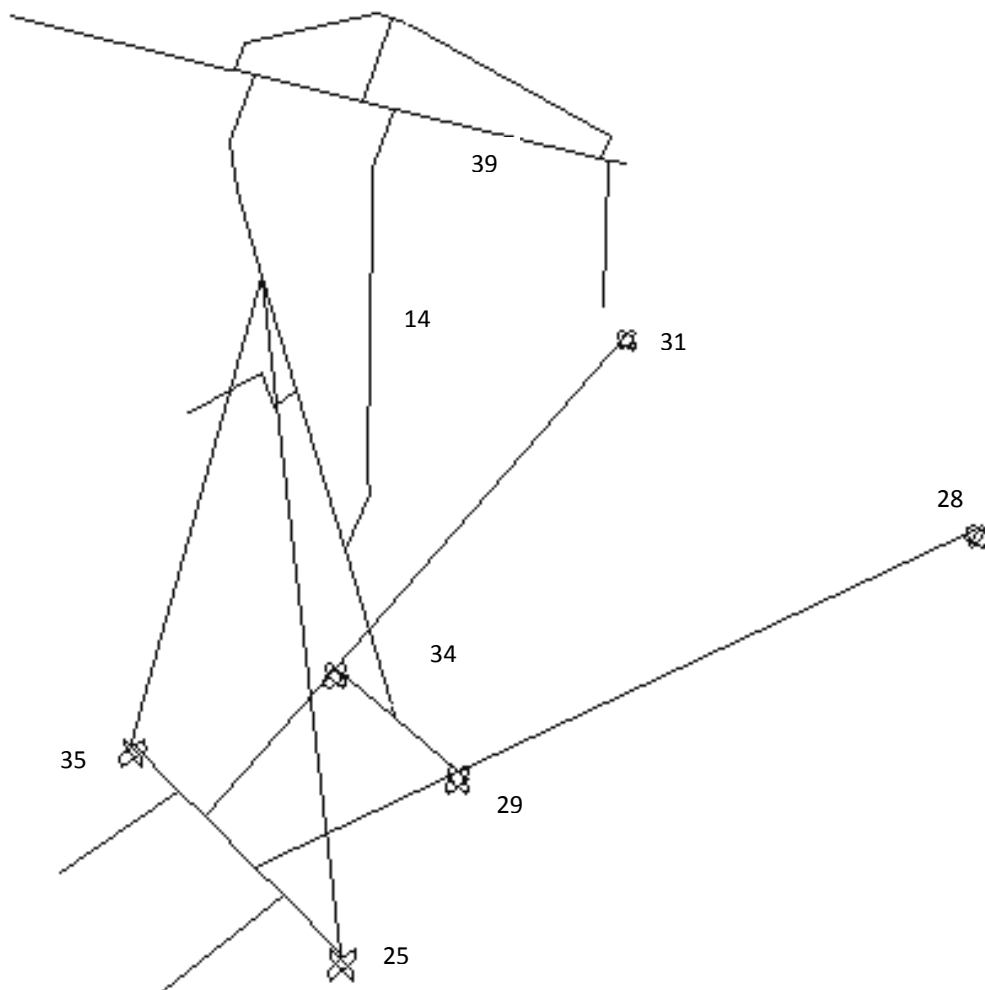
**Figura N°6.16** Control del Programa (Fuente Software de análisis estructural)

### **6.7.3.1 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA EN LA RETRACCIÓN DEL BRAZO**

#### **Análisis 1**

En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.3) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.4).

- Longitud de brazo=873mm y  $P_{max}=500Kgf$ ; figura N°6.17.
- Ángulo de giro=  $-30^\circ$



**Figura N°6.17** Vista alámbrica análisis 1 (Fuente Software de análisis estructural)

**Tabla N°6.3** Reacciones en los apoyos análisis 1

<b>REACCIONES EN LOS APOYOS ANÁLISIS 1</b>						
<b>APOYOS</b>	<b>Fz</b>	<b>Fx</b>	<b>Fy</b>	<b>Mz</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
25	3.906E-10	-116.27	-275.74	19228.88	2121.58	-9754.18
28	0	0	-3.14	0	0	0
29	0	0	648.12	0	0	0
31	0	0	-3.14	0	0	0
34	0	0	648.12	0	0	0

35	3.906E-10	116.27	-275.74	-19228.88	2121.58	9754.18
----	-----------	--------	---------	-----------	---------	---------

**Fuente:** Software de análisis estructural.

**Tabla N°6.4 Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 1**

<b>FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANÁLISIS 1</b>							
<b>ELEMENTO</b>	<b>Posición</b>	<b>P</b>	<b>Vx</b>	<b>Vy</b>	<b>T</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
14	490.62	-1588.9	-26.11	1.224E-17	5.741E-17	-9.608E-15	-5194.79
39	0	-953.63	256.17	-3.424E-20	-6.984E-19	1.715E-18	35685.41

**Fuente:** Software de análisis estructural.

## Análisis 2

En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.5) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.6).

- Longitud de brazo=873mm y Pmax=500Kgf; figura N°6.18.
- Ángulo de giro= 0°

**Tabla N°6.5 Reacciones en los apoyos análisis 2**

<b>REACCIONES EN LOS APOYOS ANÁLISIS 2</b>						
<b>APOYOS</b>	<b>Fz</b>	<b>Fx</b>	<b>Fy</b>	<b>Mz</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
26	-1.79E-10	-127.99	-313.88	19841.7	2014.57	-10735.2
29	0	0	-3.53	0	0	0
30	0	0	688.32	0	0	0
34	0	0	-3.53	0	0	0
35	0	0	688.32	0	0	0

36	-1.791E-10	127.99	-313.88	-19841.7	2014.57	10735.2
----	------------	--------	---------	----------	---------	---------

Fuente: Software de análisis estructural.

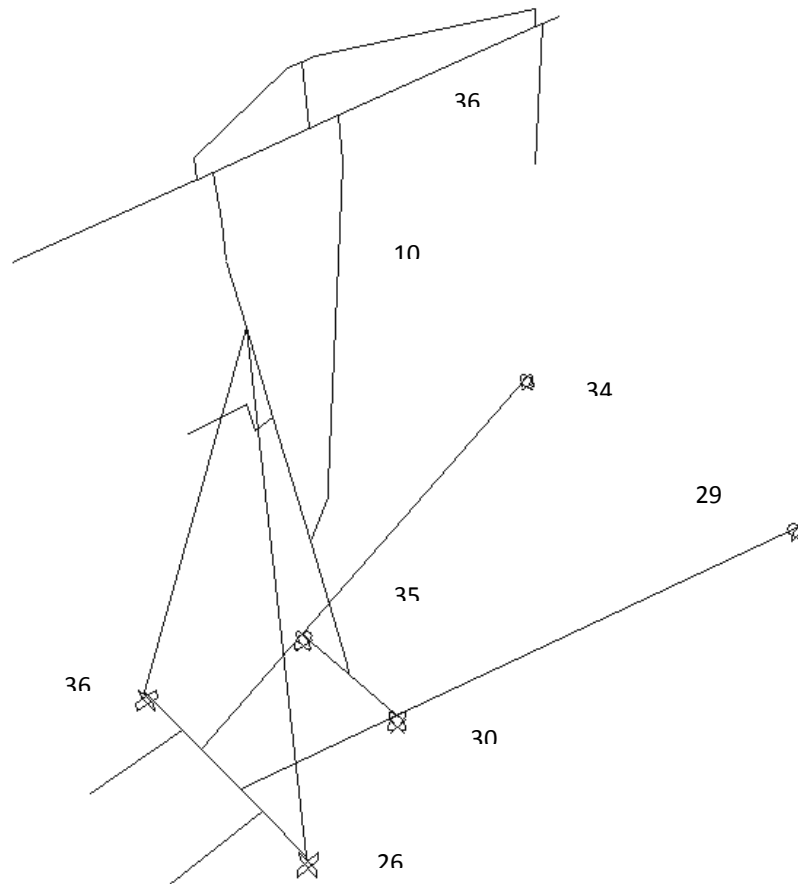


Figura N°6.18 Vista alámbrica análisis 2 (Fuente Software de análisis estructural)

Tabla N°6.6 Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 2

FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANÁLISIS 2							
ELEMENTO	Posición	P	Vx	Vy	T	Mx	My
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
10	644.41	-1619.54	26.08	-5.069E-18	-2.42E-16	4.115E-15	-15257.63
36	525.24	-1293.62	315.89	0	-7.712E-19	2.169E-18	-

Fuente: Software de análisis estructural.

### Análisis 3

En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.7) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.8).

- Longitud de brazo=873mm y Pmax=500Kgf; figura N°6.19.
- Ángulo de giro= +37°

**Tabla N°6.7** Reacciones en los apoyos análisis 3

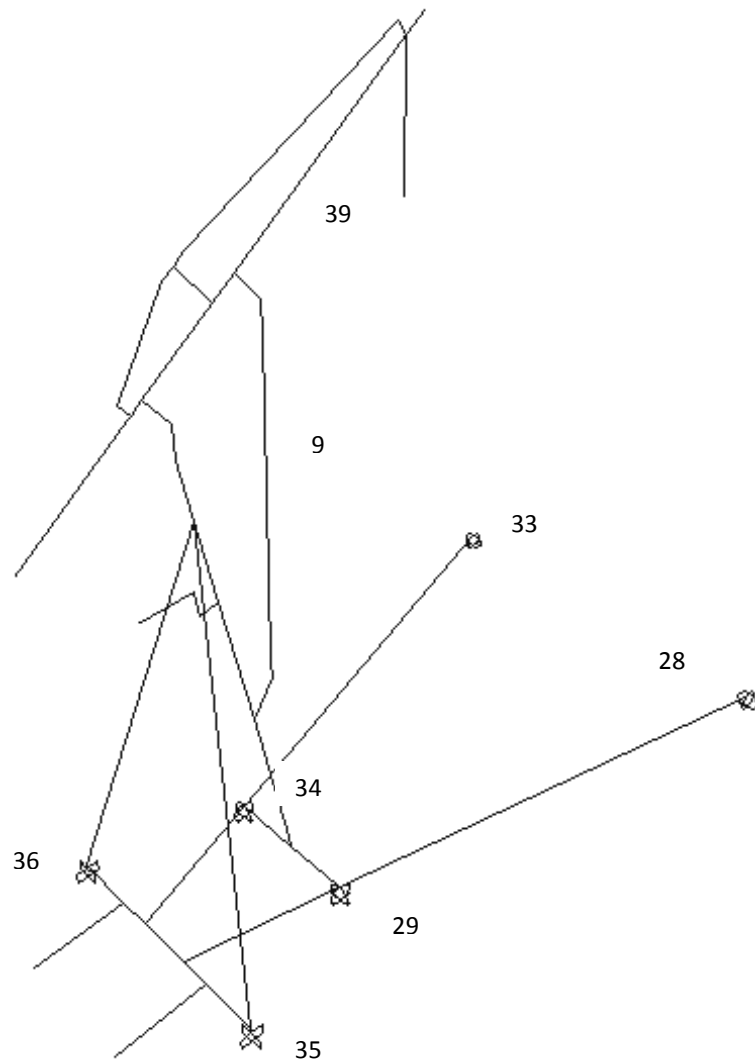
REACCIONES EN LOS APOYOS ANÁLISIS 3						
APOYOS	Fz	Fx	Fy	Mz	Mx	My
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
28	0	0	-1.54	0	0	0
29	0	0	527.41	0	0	0
33	0	0	-1.54	0	0	0
34	0	0	527.41	0	0	0
35	5.787E-11	-77.82	-153.44	16846.93	2665.28	-6520.27
36	5.777E-11	77.82	-153.44	-16846.93	2665.28	6520.27

**Fuente:** Software de análisis estructural.

**Tabla N°6.8** Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 3

FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANÁLISIS 3							
ELEMENTO	Posición	P	Vx	Vy	T	Mx	My
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
9	790.62	-1340.23	13.68	-4.383E-17	-1.489E-17	3.573E-14	-7696.1
39	525.24	-1165	274.99	-6.641E-20	-2.207E-19	4.182E-17	111595.15

**Fuente:** Software de análisis estructural.



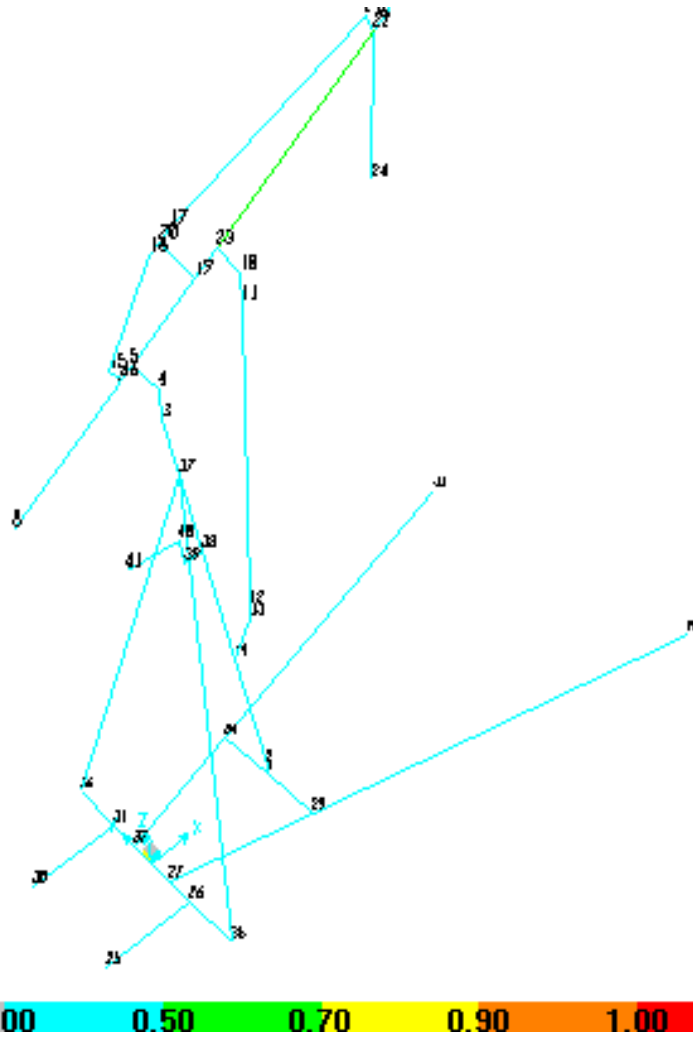
**Figura N°6.19** Vista alámbrica análisis 3 (Fuente Software de análisis estructural)

### **Comprobación del diseño de la estructura**

Según la figura N°6.20 se muestra el análisis de la estructura referente al factor de diseño que es  $f < 1$ ; este rango que se observa en la escala coloreada que va de 0-1.

Según la escala y la apreciación de colores presentes en la estructura se puede deducir que la estructura no falla.





**Figura N°6.20** Comprobación del diseño de la estructura en la retracción del brazo (Fuente Software de análisis estructural)

**Fuerzas en el cilindro 1 y 2 con respecto al giro de la pluma en la retracción del brazo**

En la tabla N°6.9 se observan las fuerzas que actúan en el cilindro 1, al igual en la tabla N°6.10 las fuerzas que actúan en el cilindro 2.

**Tabla N°6.9** Fuerzas en el cilindro 1 con respecto al giro de la pluma en la retracción del brazo

LONGITUD DE LA PLUMA(mm)	CARGA MÁXIMA	Giro de la Pluma(°)	Fuerza en el Cilindro 1 (Kgf)
--------------------------	--------------	---------------------	-------------------------------

	<b>(Kgf)</b>		
L=873	500	Posición Horizontal	<b>-1619.54</b>
	500	-30°	-1588.90
	500	+37°	-1340.23

**Fuente:** Software de análisis estructural.

**Tabla N°6.10** Fuerzas en el cilindro 2 con respecto al giro de la pluma en la retracción del brazo

<b>LONGITUD DE LA PLUMA(mm)</b>	<b>CARGA MÁXIMA (Kgf)</b>	<b>Giro de la Pluma(°)</b>	<b>Fuerza en el Cilindro 2 (Kgf)</b>
L=873	500	Posición Horizontal	<b>-1293.62</b>
	500	-30°	-953.63
	500	+37°	-1165.00

**Fuente:** Software de análisis estructural.

### 6.7.3.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA EN LA EXTENSION DEL BRAZO

#### Análisis 4

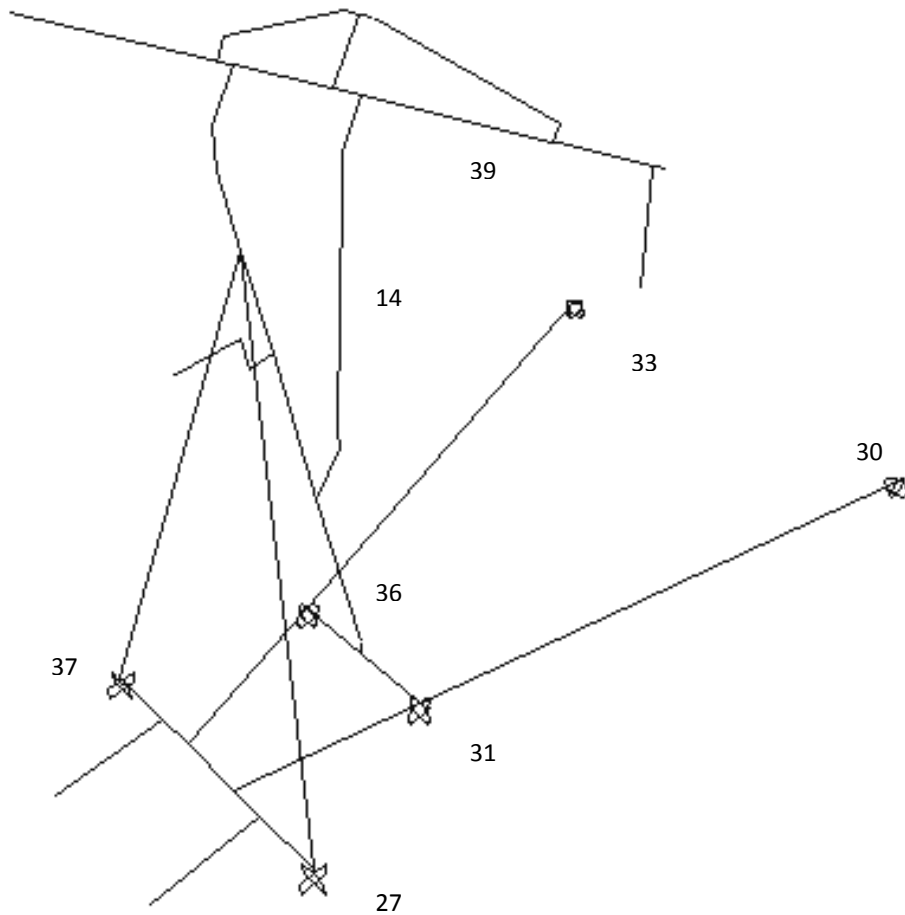
En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.11) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.12).

- Longitud de brazo=1215mm y Pmax=400Kgf; figura N°6.21.
- Ángulo de giro= -30°

**Tabla N°6.11** Reacciones en los apoyos análisis 4

<b>REACCIONES EN LOS APOYOS ANÁLISIS 4</b>						
<b>APOYOS</b>	<b>Fz</b>	<b>Fx</b>	<b>Fy</b>	<b>Mz</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
27	1,872E-10	-142,83	-363,85	20271,31	1916,31	11991,27
30	0	0	-3,85	0	0	0
31	0	0	687,85	0	0	0
33	0	0	-3,85	0	0	0
36	0	0	687,85	0	0	0
37	1,872E-10	142,83	-363,85	-20271,31	1916,31	11991,27

**Fuente** Software de análisis estructural.



**Figura N°6.21** Vista alámbrica análisis 4 (Fuente Software de análisis estructural)

**Tabla N°6.12** Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 4

<b>FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANALISIS 4</b>							
<b>ELEMENTO</b>	<b>Posición</b>	<b>P</b>	<b>Vx</b>	<b>Vy</b>	<b>T</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
14	490,62	-1781,74	-26,68	1,95E-17	3,746E-16	-1,506E-14	-6572,42
39	0	-1609,96	81,89	-6,693E-20	-2,221E-18	-1,05E-18	-58704,22

**Fuente:** Software de análisis estructural.

### Análisis 5

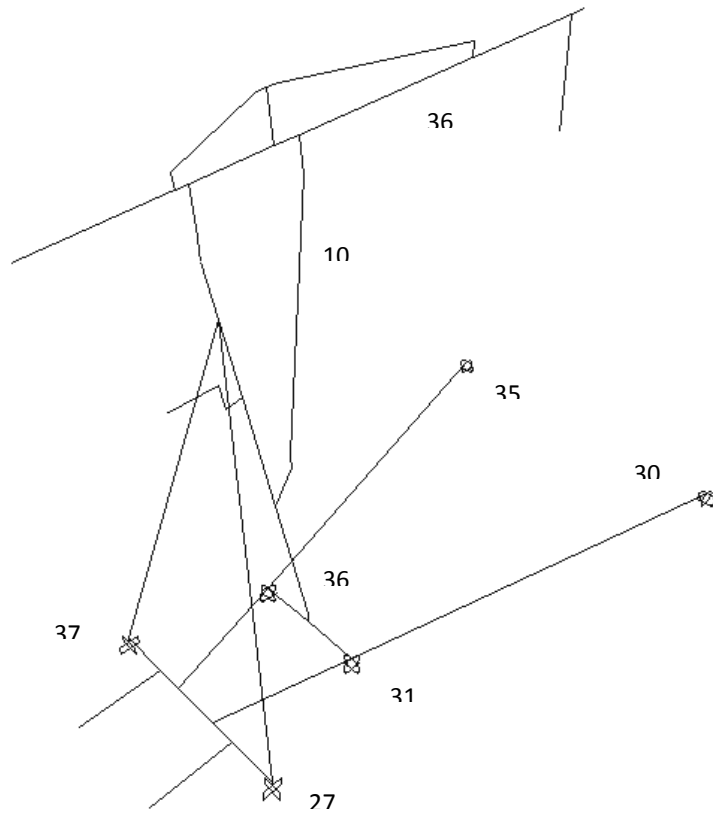
En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.13) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.14).

- Longitud de brazo=1215mm y Pmax=400Kgf; figura N°6.22.
- Ángulo de giro= 0°

**Tabla N°6.13** Reacciones en los apoyos análisis 5

<b>REACCIONES EN LOS APOYOS ANÁLISIS 5</b>						
<b>APOYOS</b>	<b>Fz</b>	<b>Fx</b>	<b>Fy</b>	<b>Mz</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
27	1,559E-10	-159,71	-418,69	21168,85	1758,99	-13405,26
30	0	0	-4,42	0	0	0
31	0	0	24,69	0	0	0
35	0	0	-4,42	0	0	0
36	0	0	744,93	0	0	0
37	1,559E-10	159,71	-418,69	-21168,85	1758,99	13405,26

**Fuente:** Software de análisis estructural.



**Figura N°6.22** Vista alámbrica análisis 5 (Fuente Software de análisis estructural)

**Tabla N°6.14** Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 5

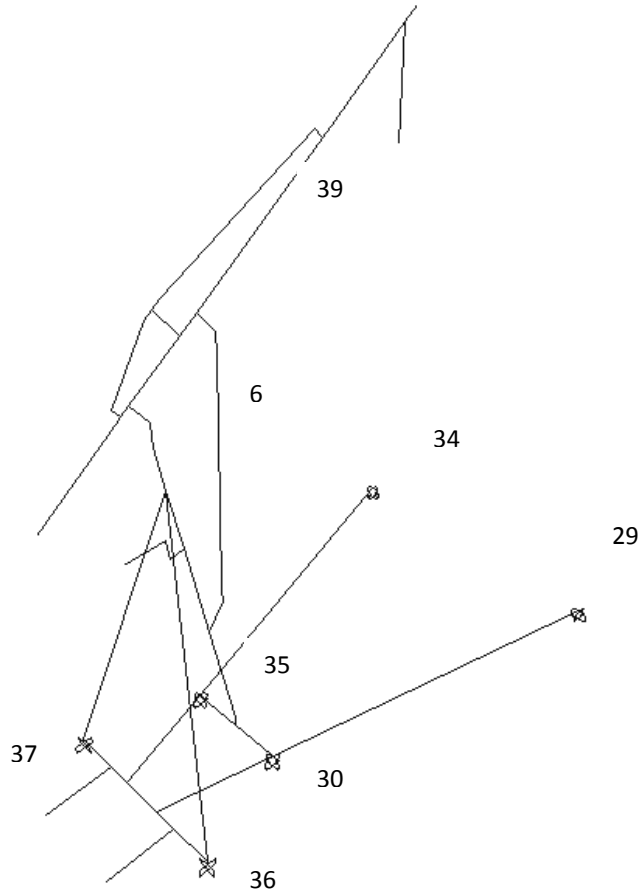
<b>FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANALISIS 5</b>							
<b>ELEMENTO</b>	<b>Posición</b>	<b>P</b>	<b>Vx</b>	<b>Vy</b>	<b>T</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
10	644,41	-1841,91	34,28	-2,655E-17	-1,618E-15	2,155E-14	-18945,9
36	525,24	-1976,87	116,69	-2,42E-20	-2,525E-18	2,72E-18	133300,64

**Fuente:** Software de análisis estructural.

### **Análisis 6**

En este análisis se obtienen las reacciones en los apoyos (tabla N°6.15) y fuerzas en los elementos de la estructura (tabla N°6.16).

- Longitud de brazo=1215mm y Pmax=400Kgf; figura N°6.23.
- Ángulo de giro= +37°



**Figura N°6.23** Vista alámbrica análisis 6 (Fuente Software de análisis estructural)

**Tabla N°6.15** Reacciones en los apoyos análisis 6

<b>REACCIONES EN LOS APOYOS ANALISIS 6</b>						
<b>APOYOS</b>	<b>Fz</b>	<b>Fx</b>	<b>Fy</b>	<b>Mz</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
29	0	0	-2.44	0	0	0
30	0	0	587.57	0	0	0
34	0	0	-2.44	0	0	0
35	0	0	587.57	0	0	0
36	3.686E-10	-110.58	-261.72	18213.06	2416.3	-9276.09

37	3.687E-10	110.58	-261.72	-18213.06	2416.3	9276.09
----	-----------	--------	---------	-----------	--------	---------

**Fuente:** Software de análisis estructural.

**Tabla N°6.16** Fuerzas en los elementos de la estructura análisis 6

<b>FUERZAS EN LOS ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA ANALISIS 6</b>							
<b>ELEMENTO</b>	<b>Posición</b>	<b>P</b>	<b>Vx</b>	<b>Vy</b>	<b>T</b>	<b>Mx</b>	<b>My</b>
	mm	Kgf	Kgf	Kgf	Kgf-mm	Kgf-mm	Kgf-mm
9	790.62	-1593.51	21.22	2.148E-17	1.235E-17	-1.751E-14	-11448.2
39	525.24	-1704.81	108.7	3.237E-20	1.014E-19	-2.041E-17	118516.69

**Fuente** Software de análisis estructural.

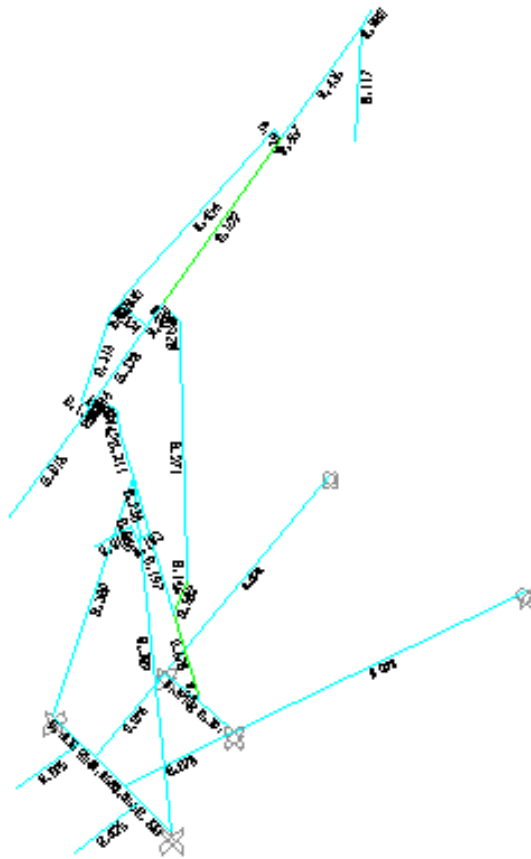
### **Comprobación del diseño de la estructura**

Según la figura N°6.24 se muestra el análisis de la estructura referente al factor de diseño que es  $f < 1$ ; este rango que se observa en la escala coloreada que va de 0-1.

Según la escala y la apreciación de colores presentes en la estructura se puede deducir que la estructura no falla.

### **Fuerzas en el cilindro 1 y 2 con respecto al giro de la pluma en la extensión del brazo**

En la tabla N°6.17 se observan las fuerzas que actúan el cilindro 1, al igual en la tabla N°6.18 las fuerzas que actúan en el cilindro 2.



**Figura N°6.24** Comprobación del diseño de la estructura en la extensión del brazo (Fuente Software de análisis estructural)

**Tabla N°6.17** Fuerzas en el cilindro 1 con respecto al giro de la pluma en la extensión del brazo

LONGITUD DE LA PLUMA (mm)	CARGA MÁXIMA (Kgf)	Giro de la Pluma (°)	Fuerza en el Cilindro 1 (Kgf)
L=1215	400	Posición Horizontal	<b>-1841.91</b>
	400	-30°	-1781.74
	400	+37°	-1593.51

**Fuente:** Software de análisis estructural.



**Tabla N°6.18** Fuerzas en el cilindro 2 con respecto al giro de la pluma en la extensión del brazo

<b>LONGITUD DE LA PLUMA(mm)</b>	<b>CARGA MÁXIMA (Kgf)</b>	<b>Giro de la Pluma(°)</b>	<b>Fuerza en el Cilindro 2 (Kgf)</b>
L=1215	400	Posición Horizontal	<b>-1976.87</b>
	400	-30°	-1609.96
	400	+37°	-1704.81

**Fuente:** Software de análisis estructural.

#### **6.7.4. DISEÑO DE JUNTAS DE SOLDADURA Y ELEMENTOS DE SUJECCIÓN**

##### **ESPECIFICACIONES**

Para el análisis y diseño se adoptaron las especificaciones estandar para soldadura AWS D.1.1. El procesos que se utilizó es el de soldadura de arco metálico protegido (SMAW), además para cada junta se establece una soldadura de filete de diferente medida y también para cada análisis se toman los datos de fuerzas y momentos en los nodos del análisis 5 debido a que en ese análisis se generan los mayores esfuerzos en toda la estructura.

##### **6.7.4.1. JUNTA DE SOLDADURA EN TE DEL ELEMENTO COLUMNA<sup>29</sup>**

Esta junta es la conexión de la columna a la placa que une a la base de la grúa dispuesto en la figura N° 6.25.

<sup>29</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; Págs. 452-460.



**Figura N°6.25** Junta de soldadura en te del elemento columna (Fuente Autor)

**Parámetros de diseño:**

- Soldadura con electrodo E6011.
- Material base Acero A500.
- Soldadura de filete de 5 mm.

Desplegando del software de análisis estructural las fuerzas y momentos en el nodo 10 del elemento 41 dispuestos en la figura N° 6.26; se obtienen los siguientes valores:

$$F_1 = F_z = 204.82\text{Kgf} = 2007.24\text{N}$$

$$F_2 = F_x = -4.89 \times 10^{-16}\text{Kgf} = -4.79 \times 10^{-15}\text{N}$$

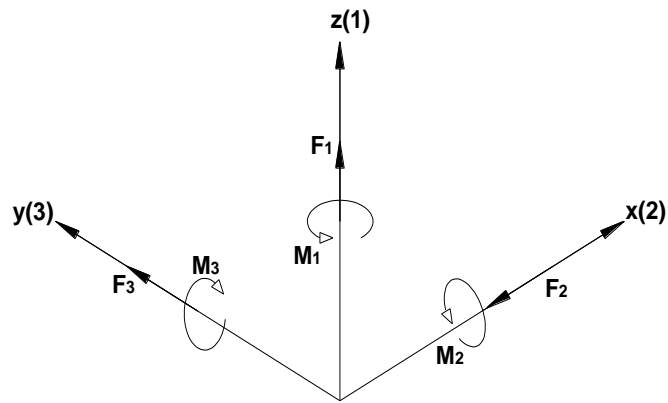
$$F_3 = F_y = 1595.52\text{Kgf} = 15636.1\text{N}$$

$$M_1 = M_z = 5.049 \times 10^{-13}\text{Kgf. mm} = 4.95 \times 10^{-15}\text{N. m}$$

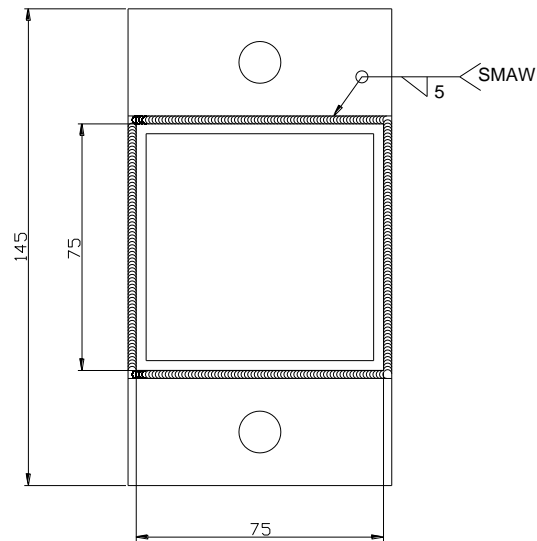
$$M_2 = M_x = 51,877.87\text{Kgf. mm} = 508.4\text{N. m}$$

$$M_3 = M_y = 9.12 \times 10^{-14}\text{Kgf. mm} = 8.94 \times 10^{-16}\text{N. m}$$

Debido a que es una junta en te de un perfil cuadrado de 75x75x2 mm a una placa de 5m de espesor; el soldeo aplicado es alrededor del perfil con un filete de 5 mm como se observa en la figura N° 6.27.



**Figura N°6.26** Fuerzas y Momentos en la junta del elemento columna (Fuente Autor)



**Figura N°6.27** Fuerzas y Momentos en la junta del elemento columna (Fuente Autor)

**Momento Resultante en el plano xz**

$$MR = \sqrt{M_z^2 + M_x^2} \tag{Ec. 6.1}$$

$$MR = \sqrt{(4.95 \times 10^{-15})^2 + (508.4)^2}$$

$$MR = 508.40\text{N.m}$$

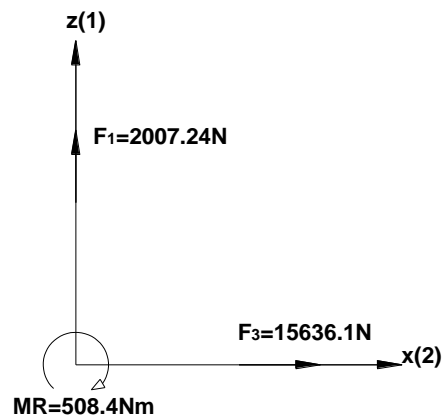
Para el diagrama de cuerpo libre del nodo 10 del elemento 41, se considera el plano xz; en dicho plano se calcula el momento resultante y debido a que  $F_2 < F_3$ , se toma a  $F_3 = F_2 = 15636.10\text{N}$  como se muestra en la figura N° 6.28.

### Área de garganta

En el Anexo 8 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del área de la garganta de acuerdo a la sección a soldar.

$$A = 1.414h(b + d) \quad \text{Ec. 6.2}$$

$$A = 1.414(5)(75 + 75) = 1060.5\text{mm}^2 = 1.0605 \times 10^{-3}\text{m}^2$$



**Figura N°6.28** Momento y Fuerzas en plano xz para la junta de soldadura del elemento columna

### Segundo Momento de área unitario

En el Anexo 9 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del momento de inercia unitario de acuerdo a la sección a soldar.

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) \quad \text{Ec. 6.3}$$

$$I_u = \frac{75^2}{6} (5 \times 75 + 75)$$

$$I_u = 421.875 \times 10^3 \text{ mm}^3 = 4.2187 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

**Segundo Momento de área basado en la garganta de la junta:**

$$I = 0.707 h I_u \quad \text{Ec. 6.4}$$

$$I = 0.707 (5 \text{ mm}) (421.875 \times 10^3 \text{ mm}^3)$$

$$I = 1.491 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

**Esfuerzo cortante debido al momento y al  $F_z$ .**

Para el material de aporte, el esfuerzo de corte es:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} + \frac{MR \times c}{I} \quad \text{Ec. 6.5}$$

$$\sigma_z = \frac{2007.24 \text{ N}}{1.0605 \times 10^{-3} \text{ m}^2} + \frac{(508.4 \text{ Nm})(37.5 \times 10^{-3} \text{ m})}{1.491 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_z = 14.7 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 14.7 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante debido a  $F_x$ , donde tiene por valor:

$$\tau_{zx} = \frac{F_x}{A} \quad \text{Ec. 6.6}$$

$$\tau_{zx} = \frac{15636.1 \text{ N}}{1.0605 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau_{zx} = 14.74 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos cortantes como son perpendiculares entre su resultante es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{zx}^2} \quad \text{Ec. 6.7}$$

$$\sigma' = \sqrt{(14.7)^2 + 3(14.74)^2} = 29.5\text{MPa}$$

Del Anexo 10 se obtiene las propiedades mínimas a la tensión del material de aporte para soldadura de arco:

### **Material de aporte E6011**

- $S_u=62$  Kpsi (427MPa)
- $S_y= 50$  Kpsi (345MPa)

### **Esfuerzo Permissible**

En el Anexo 11 se muestran los esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para el material de aporte:

$$S_{sy} = 0.4S_y \quad \text{Ec. 6.8}$$

$$S_{sy} = 0.4(345\text{MPa}) = 138\text{MPa}$$

### **Factor de seguridad contra la fluencia estática en la unión soldada**

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} \quad \text{Ec. 6.9}$$

$$n = \frac{138\text{MPa}}{29.5\text{MPa}}$$

$$n = 4.7$$

### **6.7.4.2. JUNTA DE SOLDADURA EN TE DE LA BASE CON EL SOPORTE DE LA COLUMNA<sup>30</sup>**

---

<sup>30</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; págs. 452-460.

Esta junta es la conexión de la base y las guías que alojan a los largueros para mantener la estabilidad a la grúa dispuesto en la figura N° 6.29.

**Parámetros de diseño:**

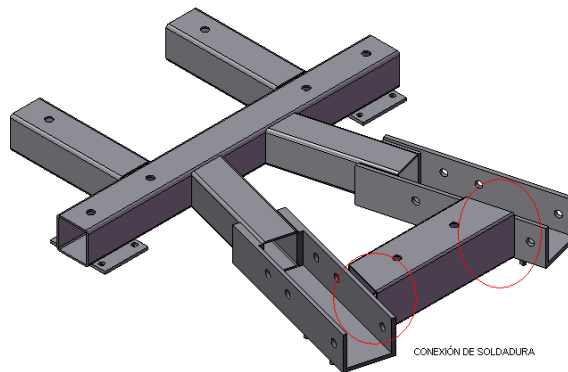
- Soldeo con electrodo E6011.
- Material base Acero A500.
- Soldadura de filete de 4 mm.

Desplegando del software de análisis estructural las fuerzas y momentos en el nodo 31 del elemento 23 dispuestos en la figura N° 6.30; se obtiene los siguientes valores:

$$F_1 = F_z = 102.41\text{Kgf} = 1003.62\text{N}$$

$$F_2 = F_x = -0.03253\text{Kgf} = -0.32\text{N}$$

$$F_3 = F_y = 798.63\text{Kgf} = 7826.57\text{N}$$

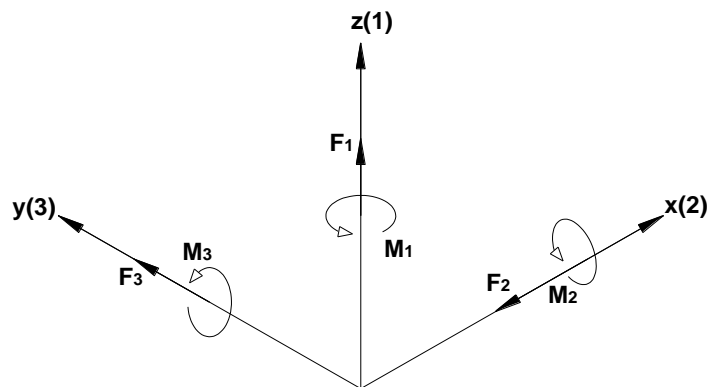


**Figura N°6.29** Junta de soldadura en Te de la base con el soporte de la columna  
(Fuente Autor)

$$M_1 = M_z = 15189.71\text{Kgf. mm} = 148.86\text{N. m}$$

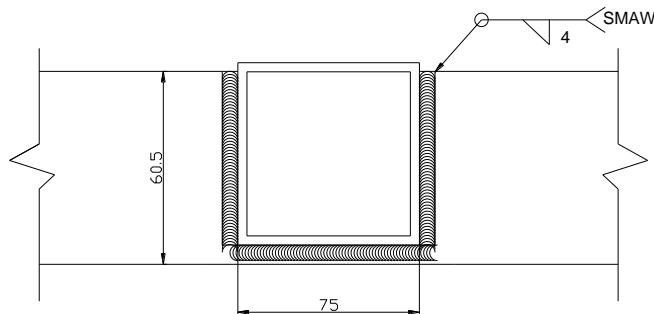
$$M_2 = M_x = 29523.27\text{Kgf. mm} = 289.33\text{N. m}$$

$$M_3 = M_y = -5373.44\text{Kgf. mm} = -52.66\text{N. m}$$



**Figura N°6.30** Fuerzas y Momentos en la junta en te de la base con el soporte de la columna (Fuente Autor)

Debido a que es una junta en te de la unión de un perfil cuadrado de 75x75x2 y las guías de los largueros; el soldeo es alrededor del perfil con un filete de 4 mm como se observa en la figura N° 6.31.



**Figura N°6.31** Dimensiones y Simbología de la junta en te de la base con el soporte de la columna (Fuente Autor)

### Momento Resultante en el plano xz

Aplicando la ecuación 6.1 obtenemos:

$$MR = \sqrt{M_z^2 + M_x^2}$$



$$MR = \sqrt{(148.86)^2 + (289.33)^2}$$

$$MR = 325.38\text{N.m}$$

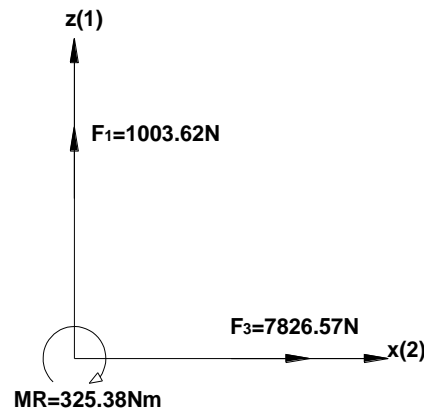
Para el diagrama de cuerpo libre del nodo 31 del elemento 23, se considera el plano xz; en dicho plano se calcula el momento resultante y debido a que  $F_2 < F_3$ , se toma a  $F_3 = F_2 = 7826.57\text{N}$  como se muestra en la figura N° 6.32.

### Área de garganta:

En el Anexo 8 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del área de la garganta de acuerdo a la sección a soldar.

$$A = 0.707h(2b + d) \quad \text{Ec. 6.10}$$

$$A = 0.707(4)(2 \times 60.5 + 75) = 554.28\text{mm}^2 = 5.54 \times 10^{-4}\text{m}^2$$



**Figura N°6.32** Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en Te de la base con el soporte de la columna (Fuente Autor)

### Segundo Momento de área unitario:

En el Anexo 9 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del momento de inercia unitario de acuerdo a la sección a soldar.

$$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d) \quad \text{Ec. 6.11}$$

$$I_u = \frac{75^2}{12}(6 \times 60.5 + 75)$$

$$I_u = 205.31 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

### **Segundo Momento de área basado en la garganta de la junta:**

Aplicando la ecuación 6.4 obtenemos:

$$I = 0.707hI_u = 0.707(4\text{mm})(205.31 \times 10^3 \text{ mm}^3)$$

$$I = 580.62 \times 10^3 \text{ mm}^4 = 5.81 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

### **Esfuerzo cortante debido al momento y al $F_z$ .**

Para el material de aporte, el esfuerzo de corte aplicando la ecuación 6.5 es:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} + \frac{MR \times c}{I}$$

$$\sigma_z = \frac{1003.62\text{N}}{5.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2} + \frac{(325.38\text{Nm})(37.5 \times 10^{-3} \text{ m})}{5.81 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_z = 22.81 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 22.81 \text{ MPa}$$

**Esfuerzo cortante debido a  $F_x$ ,** aplicando la ecuación 6.6 tiene por valor:

$$\tau_{zx} = \frac{F_x}{A}$$

$$\tau_{zx} = \frac{7826.57\text{N}}{5.54 \times 10^{-4} \text{m}^2}$$

$$\tau_{zx} = 14.13 \text{MPa}$$

### **El esfuerzo de Von Mises en el metal base**

Aplicando la ecuación 6.7 obtenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(22.81)^2 + 3(14.13)^2}$$

$$\sigma' = 33.5 \text{MPa}$$

Del Anexo 10 se obtiene las propiedades mínimas a la tensión del material de aporte para soldadura de arco:

### **Material de aporte E6011**

- $S_u = 62 \text{ Kpsi} (427 \text{MPa})$
- $S_y = 50 \text{ Kpsi} (345 \text{MPa})$

### **Esfuerzo Permisible**

En el Anexo 11 se muestran los esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para el material de aporte, aplicando la ecuación 6.8 obtenemos:

$$S_{sy} = 0.4S_y$$

$$S_{sy} = 0.4(345 \text{MPa}) = 138 \text{MPa}$$

### **Factor de seguridad contra la fluencia estática en la unión soldada:**

Aplicando la ecuación 6.9 obtenemos:

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma'} = \frac{138\text{MPa}}{33.5\text{MPa}}$$

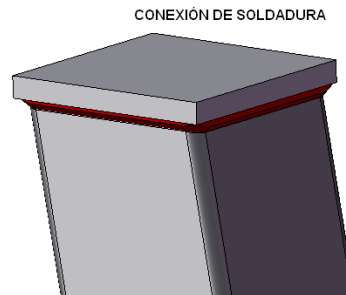
$$n = 4.2$$

### 6.7.4.3 JUNTA DE SOLDADURA EN TE EN LA PARTE SUPERIOR DE LA COLUMNA A LA PLACA BASE DE LA ARTICULACIÓN DEL BRAZO<sup>31</sup>

Esta junta es la conexión de la parte superior de la columna a la placa base que facilita la articulación del brazo dispuesto en la figura N° 6.33.

#### Parámetros de diseño:

- Soldadura con electrodo E6011.
- Material base Acero A500.
- Soldadura de filete de 4 mm.



**Figura N°6.33** Junta de soldadura en Te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación (Fuente Autor)

Desplegando del software de análisis estructural en las fuerzas y momentos en el nodo 8 del elemento 44 dispuestos en la figura N° 6.34; se obtiene los siguientes valores:

<sup>31</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; págs. 452-460.

$$F_1 = F_z = 184.25 \text{Kgf} = 1805.65 \text{N}$$

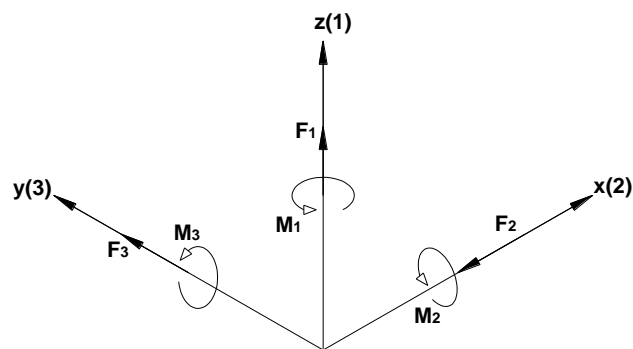
$$F_2 = F_x = -2.65 \times 10^{-17} \text{Kgf} = -2.6 \times 10^{-16} \text{N}$$

$$F_3 = F_y = 1393.19 \text{Kgf} = 13653.26 \text{N}$$

$$M_1 = M_z = 5.28 \times 10^{-15} \text{Kgf. mm} = 5.18 \times 10^{-17} \text{N. m}$$

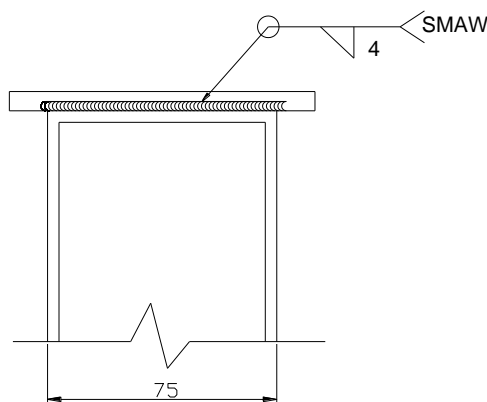
$$M_2 = M_x = -8905.1 \text{Kgf. mm} = -87.27 \text{N. m}$$

$$M_3 = M_y = -5.94 \times 10^{-15} \text{Kgf. mm} = -5.82 \times 10^{-17} \text{N. m}$$



**Figura N°6.34** Fuerzas y Momentos en la junta en te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación (Fuente Autor)

Debido a que es una junta en te y es la unión de un perfil cuadrado de 75x75x2 mm a una placa; el soldeo es alrededor del perfil cuadrado con un filete de 4 mm como se observa en la figura N° 6.35.



**Figura N°6.35** Dimensiones y Simbología de la junta en te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación (Fuente Autor)

### Momento Resultante en el plano xz

Aplicando la ecuación 6.1 obtenemos:

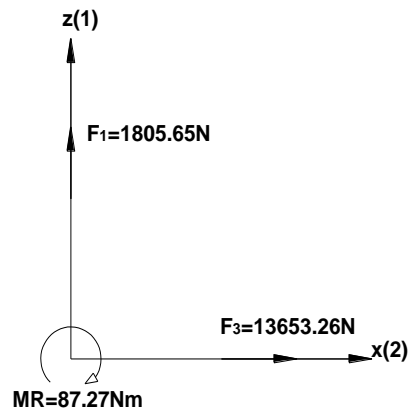
$$MR = \sqrt{M_z^2 + M_x^2}$$
$$MR = \sqrt{(5.18 \times 10^{-17})^2 + (-87.27)^2}$$
$$MR = 87.27 \text{ N.m}$$

Para el diagrama de cuerpo libre del nodo 8 del elemento 44, se considera el plano xz; en dicho plano se calcula el momento resultante y debido a que  $F_2 < F_3$ , se toma a  $F_3 = F_2 = 13653.26 \text{ N}$  como se muestra en la figura N° 6.36.

### Área de garganta:

En el Anexo 8 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del área de la garganta de acuerdo a la sección a soldar, aplicamos ecuación 6.2 y obtenemos:

$$A = 1.414h(b + d)$$
$$A = 1.414(4)(75 + 75) = 848.4 \text{ mm}^2 = 8.48 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$



**Figura N°6.36** Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en Te de la parte superior de la columna a la placa base para la articulación (Fuente Autor)

### Segundo Momento de área unitario:

En el Anexo 9 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del momento de inercia unitario de acuerdo a la sección a soldar, aplicamos ecuación 6.3 y obtenemos:

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) = \frac{75^2}{6} (3 \times 75 + 75)$$
$$I_u = 281250 \text{mm}^3$$

### Segundo Momento de área basado en la garganta de la junta:

Aplicando la ecuación 6.4 obtenemos:

$$I = 0.707hI_u = 0.707(4\text{mm})(281250\text{mm}^3)$$
$$I = 795.37 \times 10^3 \text{mm}^4 = 7.95 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

### Esfuerzo cortante debido al momento y al $F_z$ .

Para el material de aporte, el esfuerzo de corte aplicando la ecuación 6.5 es:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} + \frac{MR \times c}{I}$$
$$\sigma_z = \frac{1805.65 \text{N}}{8.48 \times 10^{-4} \text{m}^2} + \frac{(87.27 \text{Nm})(37.5 \times 10^{-3} \text{m})}{7.95 \times 10^{-7} \text{m}^4}$$
$$\sigma_z = 6.25 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6.25 \text{MPa}$$

**Esfuerzo cortante debido a  $F_x$** , aplicando la ecuación 6.6 tiene por valor:

$$\tau_{zx} = \frac{F_x}{A}$$

$$\tau_{zx} = \frac{13653.26\text{N}}{8.48 \times 10^{-4} \text{m}^2}$$

$$\tau_{zx} = 16.1 \text{MPa}$$

### El esfuerzo de Von Mises en el metal base

Aplicando la ecuación 6.7 obtenemos:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(6.25)^2 + 3(16.1)^2}$$

$$\sigma' = 28.6 \text{MPa}$$

Del Anexo 10 se obtiene las propiedades mínimas a la tensión del material de aporte para soldadura de arco:

### Material de aporte E6011

- $S_u = 62 \text{ Kpsi} (427 \text{MPa})$
- $S_y = 50 \text{ Kpsi} (345 \text{MPa})$

### Esfuerzo Permisible

En el Anexo 11 se muestran los esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para el material de aporte, aplicando la ecuación 6.8 obtenemos:

$$S_{sy} = 0.4S_y$$

$$S_{sy} = 0.4(345 \text{MPa}) = 138 \text{MPa}$$

### Factor de seguridad contra la fluencia estática en la unión soldada

Aplicando la ecuación 6.9 obtenemos:



$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma'} = \frac{138\text{MPa}}{28.6\text{MPa}}$$

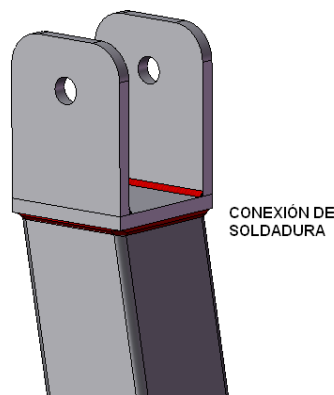
$$n = 4.8$$

#### 6.7.4.4 JUNTA DE SOLDADURA EN TE Y BORDE DE LAS MÉNSULAS (ARTICULACIÓN) Y LA PLACA SUPERIOR DE LA COLUMNA<sup>32</sup>

Esta junta es la conexión de las ménsulas de articulación del brazo de la grúa y la placa superior de la columna dispuesto en la figura N° 6.37.

##### Parámetros de diseño:

- Soldadura con electrodo E6011.
- Material base Acero A500.
- Soldadura de filete de 4 mm.



**Figura N°6.37** Junta de soldadura en te y borde de las ménsulas (articulación) y la placa (Fuente Autor).

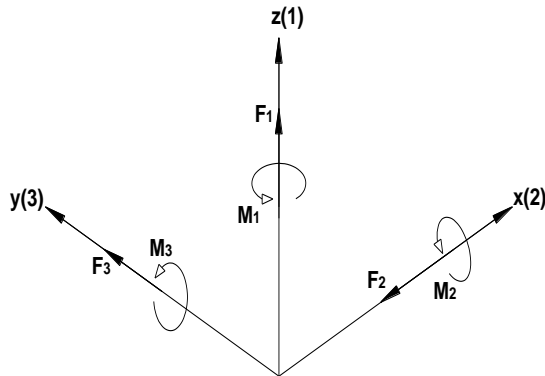
Desplegando del software de análisis estructural las fuerzas y momentos en el nodo 6 del elemento 5 dispuestos en la figura N° 6.38; se obtiene los siguientes valores:

<sup>32</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; págs. 452-460.

$$F_1 = F_z = 184.25 \text{Kgf} = 1805.65 \text{N}$$

$$F_2 = F_x = -2.65 \times 10^{-17} \text{Kgf} = -2.6 \times 10^{-16} \text{N}$$

$$F_3 = F_y = 1393.94 \text{Kgf} = 13660.61 \text{N}$$



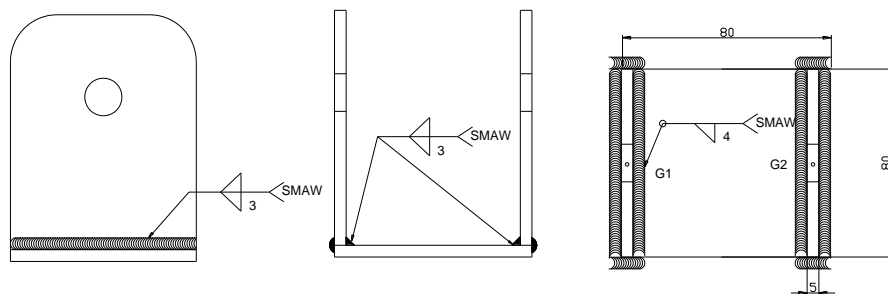
**Figura N°6.38** Fuerzas y Momentos en la junta en te y borde de las ménsulas y la placa (Fuente Autor)

$$M_1 = M_z = 3.29 \times 10^{-15} \text{Kgf. mm} = 3.23 \times 10^{-17} \text{N. m}$$

$$M_2 = M_x = -22723.78 \text{Kgf. mm} = -222.7 \text{N. m}$$

$$M_3 = M_y = -5.94 \times 10^{-15} \text{Kgf. mm} = -5.83 \times 10^{-17} \text{N. m}$$

Debido a que es una junta en te de la unión de dos ángulos a un perfil cuadrado de 60x60x3 mm; el soldeo es alrededor con un filete de 4 mm como se observa en la figura N° 6.39.



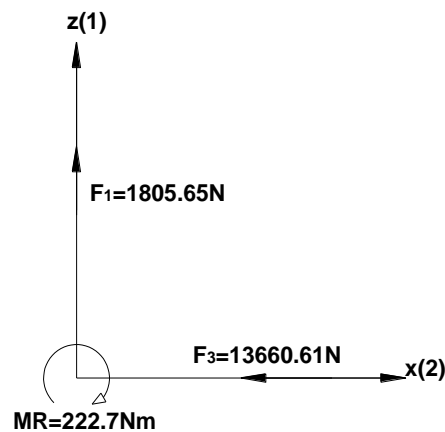
**Figura N°6.39** Dimensiones y Simbología de la junta en te y borde de las ménsulas y la placa (Fuente Autor)

## Momento Resultante en el plano xz

Aplicando la ecuación 6.1 obtenemos:

$$MR = \sqrt{M_z^2 + M_x^2}$$
$$MR = \sqrt{(3.23 \times 10^{-17})^2 + (-222.7)^2}$$
$$MR = 222.7 \text{ N.m}$$

Para el diagrama de cuerpo libre del nodo 6 del elemento 5, se considera el plano xz; en dicho plano se calcula el momento resultante y debido a que  $F_2 < F_3$ , se toma a  $F_3 = F_2 = -13660.61 \text{ N}$  como se muestra en la figura N° 6.40.



**Figura N°6.40** Momento y Fuerzas en plano xz para la junta en te y borde de las ménsulas y la placa (Fuente Autor)

## Área de garganta

En el Anexo 8 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del área de la garganta de acuerdo a la sección a soldar, aplicamos la ecuación 6.2 y obtenemos.

Para el análisis consideramos como si fuera una sola placa de 10mmx80mm.

$$A = 1.414h(b + d)$$

$$A = 1.414(4)(10 + 80) = 509.04\text{mm}^2 = 5.09 \times 10^{-4}\text{m}^2$$

### Segundo Momento de área unitario

En el Anexo 9 que son las propiedades a la flexión de uniones de soldadura de filete se selecciona la fórmula del momento de inercia unitario de acuerdo a la sección a soldar, aplicamos la ecuación 6.3 y obtenemos.

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d) = \frac{80^2}{6}(3 \times 10 + 80)$$

$$I_u = 117.32 \times 10^3 \text{mm}^3$$

### Segundo Momento de área basado en la garganta de la junta

Aplicando la ecuación 6.4 obtenemos:

$$I = 0.707hI_u = 0.707(4\text{mm})(117.32 \times 10^3 \text{mm}^3)$$

$$I = 3.31 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

### Esfuerzo cortante debido al momento y al $F_z$ .

Para el material de aporte, el esfuerzo de corte aplicando la ecuación 6.5 es:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} + \frac{MR \times c}{I}$$

$$\sigma_z = \frac{1805.65\text{N}}{5.09 \times 10^{-4}\text{m}^2} + \frac{(222.7\text{Nm})(40 \times 10^{-3}\text{m})}{3.31 \times 10^{-7}\text{m}^4}$$

$$\sigma_z = 30.5 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 30.5\text{MPa}$$

**Esfuerzo cortante debido a  $F_x$** , aplicando la ecuación 6.6 tiene por valor:

$$\tau_{zx} = \frac{F_x}{A}$$

$$\tau_{zx} = \frac{13660.61\text{N}}{5.09 \times 10^{-4} \text{m}^2}$$

$$\tau_{zx} = 26.84 \text{MPa}$$

### El esfuerzo de Von Mises en el metal base

Aplicando la ecuación 6.7 se obtiene:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{zx}^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(30.5)^2 + 3(26.84)^2}$$

$$\sigma' = 55.6 \text{MPa}$$

Del Anexo 10 se obtiene las propiedades mínimas a la tensión del material de aporte para soldadura de arco:

### Material de aporte E6011

- $S_u = 62 \text{ Kpsi} (427 \text{MPa})$
- $S_y = 50 \text{ Kpsi} (345 \text{MPa})$

### Esfuerzo Permisible

En el Anexo 11 se muestran los esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para el material de aporte, aplicando la ecuación 6.8 se obtiene:

$$S_{sy} = 0.4S_y$$

$$S_{sy} = 0.4(345 \text{MPa}) = 138 \text{MPa}$$

### Factor de seguridad contra la fluencia estática en la unión soldada

Aplicando la ecuación 6.9 obtenemos:

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma'} = \frac{138\text{MPa}}{55.6\text{MPa}}$$
$$n = 2.5$$

#### 6.7.4.5. DISEÑO DE LA UNIÓN EMPERNADA<sup>33</sup>

En la unión empernada (figura N° 6.41) de la base con la placa inferior de la columna se utiliza dos pernos con las siguientes características:

$d_p$ =Diámetro del perno=1/2pulg= 12.7 mm

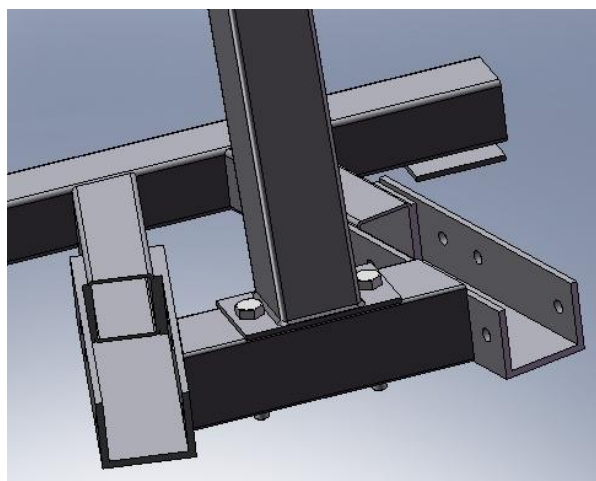
Grado SAE= 1

$S_p$ =Resistencia a la prueba= 33 Kpsi

$S_u$ =Resistencia a la tensión= 60 Kpsi

$S_y$ =Resistencia a la fluencia= 36 Kpsi

Los datos anteriores se obtuvieron del Anexo 12, a partir del diámetro del perno y del grado SAE.



**Figura N°6.41** Unión de la base con la placa inferior de la columna (Fuente Autor)

<sup>33</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; págs. 380-414.

Desplegando del software de análisis estructural las fuerzas y momentos en el nodo 10 del elemento 41 dispuestos en la figura N° 6.42; se obtienen los siguientes valores:

$$F_1 = F_z = 204.82\text{Kgf} = 2007.24\text{N}$$

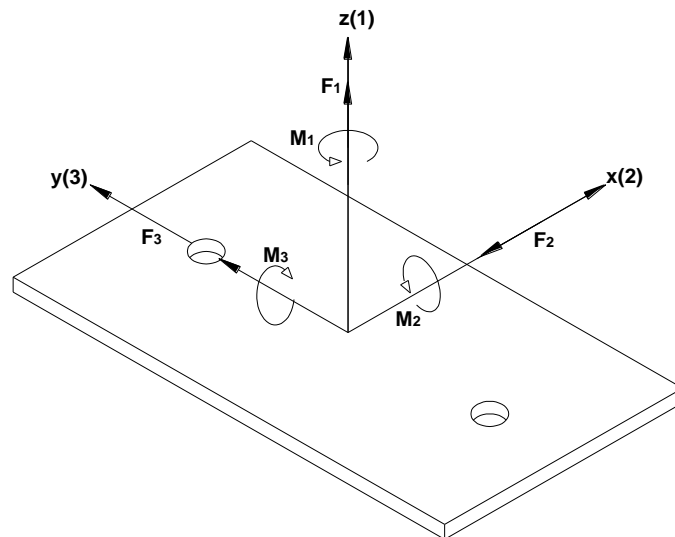
$$F_2 = F_x = -4.89 \times 10^{-16}\text{Kgf} = -4.79 \times 10^{-15}\text{N}$$

$$F_3 = F_y = 1595.52\text{Kgf} = 15636.1\text{N}$$

$$M_1 = M_z = 5.049 \times 10^{-13}\text{Kgf. mm} = 4.95 \times 10^{-15}\text{N. m}$$

$$M_2 = M_x = 51877.87\text{Kgf. mm} = 508.4\text{N. m}$$

$$M_3 = M_y = 9.12 \times 10^{-14}\text{Kgf. mm} = 8.94 \times 10^{-16}\text{N. m}$$



**Figura N°6.42** Fuerzas y Momentos en la unión empinada (Fuente Autor)

Para el diagrama de cuerpo libre del nodo 10 del elemento 41, se considera el plano xy; en dicho plano se calcula el momento resultante y debido a que  $F_2 < F_1$ , se toma a  $F_1 = F_2 = 2007.24\text{N}$  como se muestra en la figura N° 6.43.

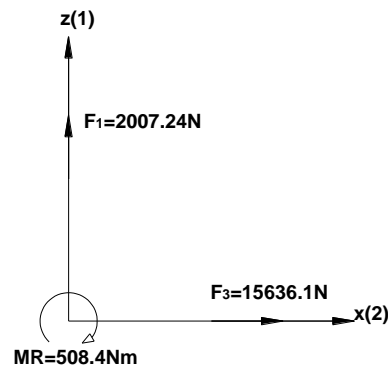
### **Momento Resultante en el plano xy**

Aplicando la ecuación 6.1, sumatoria de momentos en el eje xy obtenemos:

$$MR = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$MR = \sqrt{(508.4)^2 + (8.94 \times 10^{-16})^2}$$

$$MR = 508.4 \text{ Nm}$$



**Figura N°6.43** Momento y Fuerzas en plano xy en la unión empernada (Fuente Autor)

### Carga resultante en cada perno

La carga cortante que se origina en cada perno se obtiene debida al momento y a las fuerzas en las dos componentes xy como se observa en la figura N° 6.44.

- Carga cortante primaria por perno, siendo  $N_p=2$ (número de pernos)

$$F' = \frac{F_y}{N_p} \quad \text{Ec. 6.12}$$

$$F' = \frac{15636.1\text{N}}{2} = 7818.1\text{N}$$

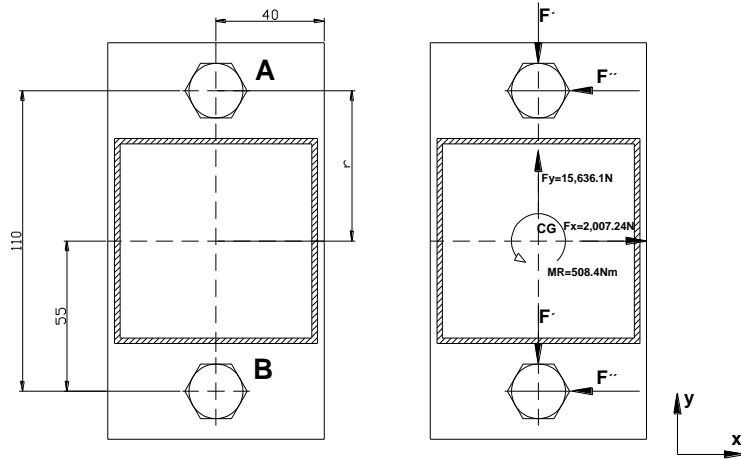
- Carga cortante secundaria por perno

La distancia entre el centroide y el centro de cada perno es  $r=r_A=r_B=55\text{mm}$



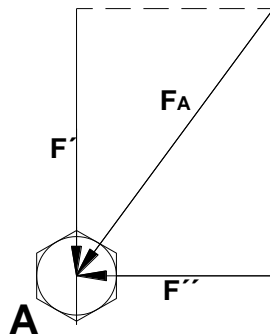
$$F'' = \frac{MR}{2r} + \frac{F_x}{N_p} \quad \text{Ec. 6.13}$$

$$F'' = \frac{508.4\text{Nm}}{2(55 \times 10^{-3}\text{m})} + \frac{2007.24\text{N}}{2} = 5625.44\text{N}$$



**Figura N°6.44** Cargas cortantes primarias y secundarias en cada perno en el plano xy (Fuente Autor)

Como las cargas cortantes primaria y secundaria son perpendiculares entre sí, la carga resultante como se observa en la figura N° 6.45; se puede obtener mediante un análisis gráfico o trigonométrico.



**Figura N°6.45** Carga resultante en el perno (Fuente Autor)

$$F_A = \sqrt{F'^2 + F''^2}$$

$$F_A = \sqrt{(7818.1)^2 + (5625.44)^2}$$

$$F_A = 9631.63 \text{ N}$$

Ahora bien la carga resultante en cada perno es igual para lo cual se establece que:  
 $F_A = F_B = 9631.63 \text{ N}$ .

Entonces la carga resultante máxima a la que está sometido el perno es:

$$\mathbf{F = F_A = F_B = 9631.63 \text{ N.}}$$

### **Esfuerzo cortante máximo en los pernos**

- Área de esfuerzo cortante

$$A_S = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad \text{Ec. 6.14}$$

$$A_S = \frac{\pi(12.7\text{mm})^2}{4} = 126.67\text{mm}^2 = 1.26 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

- Esfuerzo de corte

$$\tau = \frac{F}{A_S} \quad \text{Ec. 6.15}$$

$$\tau = \frac{F}{A_S} = \frac{9631.63 \text{ N}}{1.26 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 76.44 \text{ MPa}$$

### **Esfuerzo de aplastamiento máximo**

- Área de aplastamiento:  
 $t = 80 \text{ mm}$  (distancia de agarre)  
 $d_p = 12.7 \text{ mm}$  (diámetro del perno)

$$A_b = td_p \quad \text{Ec. 6.16}$$

$$A_b = td_p = (80)(12.7) = 1016\text{mm}^2 = 1.02 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

- Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma = -\frac{F}{A_b} \quad \text{Ec. 6.17}$$

$$\sigma = -\frac{9631.63\text{N}}{1.02 \times 10^{-3}\text{m}^2} = -9.44\text{MPa}$$

### Constante de Rigidez del perno (Kb)

$l=80$  mm (longitud de agarre)

$$K_b = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l} \quad \text{Ec. 6.18}$$

$$K_b = \frac{\pi(12.7 \times 10^{-3}\text{m})^2(207 \times 10^9\text{N/m}^2)}{4(80 \times 10^{-3}\text{m})}$$

$$K_b = 327.76 \times 10^6\text{N/m}$$

### Constante de Rigidez de los elementos (Km):

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[ \frac{5(1+0.5d)}{1+2.5d} \right]} \quad \text{Ec. 6.19}$$

$$K_m = \frac{\pi(207 \times 10^9\text{N/m}^2)(12.7 \times 10^{-3}\text{m})}{2 \ln \left[ \frac{5(80 \times 10^{-3}\text{m} + 0.5 \times 12.7 \times 10^{-3}\text{m})}{80 \times 10^{-3}\text{m} + 2.5 \times 12.7 \times 10^{-3}\text{m}} \right]}$$

$$K_m = 3055.28 \times 10^6\text{N/m}$$

**Constante de Relación de Rigidez o Unión:**

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Ec. 6.20}$$
$$C = \frac{327.76}{327.7 + 3055.28} = 0.096$$

En el Anexo 13 se selecciona el área de esfuerzo a tensión en base al diámetro del perno 1/2".

$$A_t = 0.1419 \text{ pulg}^2 = 9.154 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

**Esfuerzo de prueba en el perno:**

En el Anexo 12 se selecciona la resistencia de prueba mínima en base al diámetro y material del perno.

$$S_p = 33 \times 10^3 \text{ lb/pulg}^2 = 227.85 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

**Carga de prueba**

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ec. 6.21}$$

$$F_p = (9.154 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(227.85 \times 10^6 \text{ N/m}^2)$$

$$F_p = 20857.39 \text{ N}$$

**Precarga mínima y máxima:**

Para tener un margen de seguridad se debe mantener la precarga entre los intervalos:

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p \quad \text{Ec. 6.22}$$

$$F_{i(\min)} = 0.6F_p = 0.6(20857.39\text{N}) = 12514.43\text{N}$$

$$F_{i(\max)} = 0.9F_p = 0.9(20857.39\text{N}) = 18771.65\text{N}$$

**Factor de Seguridad contra la falla estática:**

- $F=9631.63\text{ N}$  (carga resultante máxima en cada perno)
- $S_y=36\text{ Kpsi}=248.56 \times 10^6\text{ N/m}^2$ ; esta resistencia de fluencia del perno se obtiene del Anexo 12.

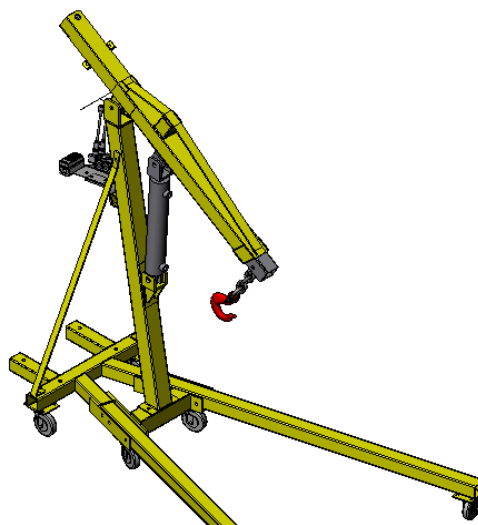
$$n = \frac{A_t S_y - F_i}{CF} \quad \text{Ec. 6.23}$$

$$n = \frac{(9.154 \times 10^{-5} \text{m}^2)(248.85 \times 10^6 \text{N/m}^2) - 18771.65\text{N}}{(0.096)(9631.63\text{N})}$$

$$n = 4.33$$

**6.7.5. DISEÑO OLEOHIDRÁULICO**

**6.7.5.1. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO HIDRÁULICO 1 PARA ELEVAR LA CARGA**



**Figura N°6.46** Cilindro hidráulico 1 para elevar la carga (Fuente Autor)

Para ver que fuerzas actúan en el cilindro 1 (figura N°6.46) según los análisis anteriores se puede dar cuenta que cuando la grúa tiene el brazo extendido en su totalidad y además con un giro del brazo en cualquier posición en el cilindro se producen fuerzas de compresión mayor.

Las fuerzas generadas se toman de los análisis en los elementos, dichas fuerzas actúa en el cilindro hidráulico para subir o bajar la carga:

**Tabla N°6.19** Fuerzas generadas en el cilindro 1

ANÁLISIS	ELEMENTO	FUERZA EN EL CILINDRO 1( Fc) Kgf
2	10	1619.54
5	10	1841.91

**Fuente:** Autor.

$$F_{\text{retracción}} = 1619.54 \text{ Kgf} = 15871.5 \text{ N}$$

$$F_{\text{extensión}} = 1841.91 \text{ Kgf} = 18050.7 \text{ N}$$

### Calculo del diámetro del pistón y del vástago del cilindro hidráulico 1<sup>34</sup>

$$D = \sqrt{\frac{40 \times F_{\text{extensión}} (\text{N})}{P(\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}} \quad \text{Ec. 6.24}$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{F_{\text{retracción}} \times 40}{P(\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}} \quad \text{Ec. 6.25}$$

Dónde:

$F_{\text{retracción}}$  = fuerza que debe ejercer el cilindro para retraer el vástago.

$F_{\text{extensión}}$  = fuerza que debe ejercer el cilindro para extender el vástago.

P = presión de operación (Bar)

D = diámetro interior del cilindro (mm)

d = diámetro del vástago del pistón (mm)

<sup>34</sup>CREUSS, Antonio; Neumática e Hidráulica; 2007; Editorial Alfaomega; primera edición; pág. 160.

0.9=coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro.

- **Diámetro interior del cilindro**

Aplicando la ecuación 6.24 obtenemos:

$$D = \sqrt{\frac{40 \times F_{\text{extensión}} (\text{N})}{P (\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}}$$
$$D = \sqrt{\frac{40 \times 18050.7 \text{N}}{100 \text{Bar} \times \pi \times 0.9}}$$
$$D = 50.53 \text{mm}$$

Por razones de construcción estándar de los cilindros en la empresa Neumac S.A el diámetro se lo toma de  $D=63.5 \text{ mm}$  (2 ½")

- **Diámetro del vástago del cilindro**

Aplicando la ecuación 6.25 obtenemos:

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{F_{\text{retracción}} \times 40}{P (\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}}$$
$$d = \sqrt{63.5^2 - \frac{15871.5 \text{N} \times 40}{100 \times \pi \times 0.9}}$$
$$d = 42.27 \text{mm}$$

De la misma manera debido a razones estándar el cilindro hidráulico se lo va a construir en Neumac S.A. y sus medidas ya son estandarizadas se consideran las siguientes dimensiones:

**D=63.5mm (2 ½ pulg)**

**d=38.1mm (1 ½ pulg)**

**L=300mm.**

### Carrera del pistón hidráulico para subir o bajar la carga

$$L1 = 854\text{mm}$$

$$L2 = 555\text{mm}$$

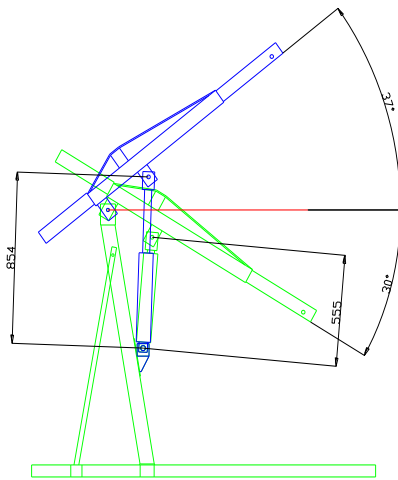
Carrera del pistón;

$$CD=L1-L2$$

Ec. 6.26

$$CD=854\text{ mm}-555\text{ mm}$$

$$CD=299\text{ mm.}$$



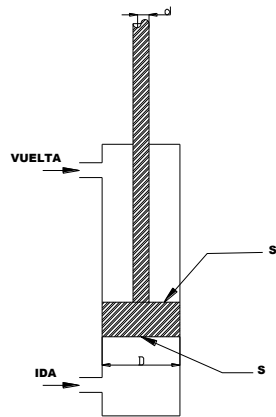
**Figura N° 6.47** Carrera del pistón hidráulico para subir o bajar la carga (Fuente Autor)

Por estándares de construcción de la empresa Neumac S.A. la carrera se la toma de **CD=300 mm (11.81 pulg)**

**Sección del diámetro del cilindro 1 a la ida<sup>35</sup>**

<sup>35</sup>ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e; Pág. 160.





**Figura N° 6.48** Sección del diámetro del cilindro 1 a la ida (Fuente Autor)

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Ec. 6.27}$$

Dónde:

S= sección en m<sup>2</sup> (lado opuesto del vástago); figura N°6.48.

$$S = \frac{\pi \times (63.5)^2}{4} = 3166.92 \text{mm}^2 = 3.17 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

**Presión del cilindro 1 a la ida**

$$P = \frac{F}{S} \text{Ec. 6.28}$$

Dónde:

F=fuerza en N

P= presión en Pa

$$P = \frac{F}{S} = \frac{18050.7 \text{N}}{3.17 \times 10^{-3} \text{m}^2} = 5694.23 \text{KPa} = 56.94 \text{Bar}$$

### Sección del diámetro del cilindro 1 a la vuelta

$$S' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad \text{Ec. 6.29}$$

Dónde:

S' = sección en m<sup>2</sup> (lado del vástago)

$$S' = \frac{\pi(63.5^2 - 38.1^2)}{4} = 2026.83\text{mm}^2 = 2.026 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

### Presión del cilindro 1 a la vuelta

$$P' = \frac{F'}{S'} \quad \text{Ec. 6.30}$$

Dónde:

F' = fuerza en N

P' = presión en Pa

$$P' = \frac{F'}{S'} = \frac{15871.5\text{N}}{2.026 \times 10^{-3}\text{m}^2} = 7833.90\text{KPa} = 78.34\text{Bar}$$

### Velocidad de salida e ingreso del vástago<sup>36</sup>

$$v = \frac{L}{10^3 \times t} \quad \text{Ec. 6.31}$$

Dónde:

L = longitud de carrera (mm)

t = tiempo que tarda el vástago en efectuar la carrera (seg); t = 15 seg.

$$v = \frac{300\text{mm}}{10^3 \times 15\text{seg}} = \frac{0.02\text{m}}{\text{seg}} = 1.2\text{m/min}$$

---

<sup>36</sup>ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e; Pág. 154.

**Caudal necesario para hacer una carrera “DE IDA”<sup>36</sup>**

$$Q_n = S \times v \quad \text{Ec. 6.32}$$

Dónde:

v= velocidad de salida del vástago (m/seg)

S=sección lado opuesto del vástago (m<sup>2</sup>)

$$Q_n = 3.17 \times 10^{-3} \text{m}^2 \times 0.02 \text{ m/seg}$$
$$Q_n = 6.34 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{seg} = 3.804 \text{ lt/min}$$

**Caudal real para hacer una carrera “DE IDA”<sup>37</sup>**

$$Q_r = \frac{Q_n}{\eta} \quad \text{Ec. 6.33}$$

Dónde:

$\eta$ = rendimiento volumétrico=0.95

$$Q_r = \frac{3.804 \text{ lt/min}}{0.95} = 4 \text{ lt/min}$$

**Caudal necesario para hacer una carrera “DE VUELTA”**

$$Q_{n'} = S' \times v \quad \text{Ec. 6.34}$$

Dónde:

v= velocidad de salida del vástago (m/seg)

S'=sección lado opuesto del vástago (m<sup>2</sup>)

$$Q_{n'} = 2.026 \times 10^{-3} \text{m}^2 \times 0.02 \text{ m/seg}$$
$$Q_{n'} = 4.052 \times 10^{-5} \text{m}^3/\text{seg} = 2.431 \text{ lt/min}$$

**Caudal real para hacer una carrera “de vuelta”**

---

<sup>37</sup>ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e; Pág. 155.

$$Qr' = \frac{Qn'}{\eta} \quad \text{Ec. 6.35}$$

Dónde:

$\eta$ = rendimiento volumétrico=0.95

$$Qr' = \frac{2.431\text{lt}/\text{min}}{0.95} = 2.56\text{lt}/\text{min}$$

### 6.7.5.2. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO HIDRÁULICO 2 PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL BRAZO

Para ver que fuerzas actúan en la pluma del brazo de la grúa, en base a los análisis realizados en el diseño estructural se puede apreciar que cuando la grúa tiene el brazo extendido en su totalidad y con cualquier giro del brazo en la pluma se producen fuerzas de compresión mayor; por tal razón tomamos dichas fuerzas para el cilindro 2 de desplazamiento (figura N° 6.49) debido a que este cilindro está conectado a la pluma como se observa en la figura, y este tiene que vencer las fuerzas generadas en ese elemento.

Las fuerzas generadas se toman de los análisis en los elementos, dichas fuerzas actúa en el cilindro hidráulico para desplazar la carga, como se observa en la tabla N°6.20.

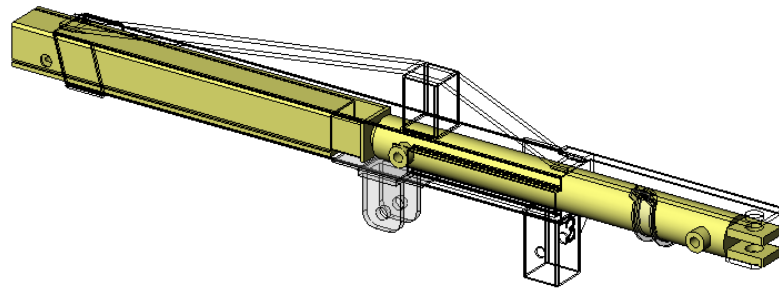
$$F_{\text{retracción}}=1976.87\text{Kgf}=19373.32\text{N}$$

$$F_{\text{extensión}}=1293.62\text{Kgf}=12677.5\text{N}$$

**Tabla N°6.20** Fuerzas generadas en el cilindro 2

ANÁLISIS	ELEMENTO	FUERZA EN EL CILINDRO ( Fc) Kgf
5	36	1976.87
2	36	1293.62

**Fuente:** Autor



**Figura N° 6.49** Cilindro hidráulico 2 para el desplazamiento del brazo (Fuente Autor)

Si se realizan los cálculos posteriormente con la  $F_{\text{retracción}}$  antes indicada obtendríamos presiones mucho mayores a la presión de trabajo del cilindro 1 ( $P=56.94\text{Bar}$  y  $P'=78.34\text{Bar}$ ), esto es lógico debido a que cuando el brazo este extendido la capacidad de carga en el extremo debe ser de menor peso, no de 400Kg como se planteó en el análisis 5; por tal razón mediante un nuevo análisis se establece que la fuerza de retracción es de:

$F_{\text{retracción}}=800.5\text{Kgf}=7844.9\text{N}$  para una carga de 160Kg en el extremo para ser retraída.

$F_{\text{extensión}}=1293.62\text{Kgf}=12677.5\text{N}$  para una carga de 400Kg para ser extendida.

### **Cálculo del diámetro del pistón y del vástago del cilindro hidráulico 2**

- **Diámetro interior del cilindro 2**

Aplicando la ecuación 6.24 se obtiene:

$$D = \sqrt{\frac{40 \times F_{\text{extensión}}(\text{N})}{P(\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}}$$

$$D = \sqrt{\frac{40 \times 12677.5\text{N}}{100\text{Bar} \times \pi \times 0.9}}$$

$$D = 42.4\text{mm}$$

Por razones de construcción estándar de los cilindros en la empresa Neumac S.A el diámetro se lo toma de  $D=50.8\text{mm}$  (2pulg)

- **Diámetro del vástago del cilindro 2**

Aplicando la ecuación 6.25 se obtiene:

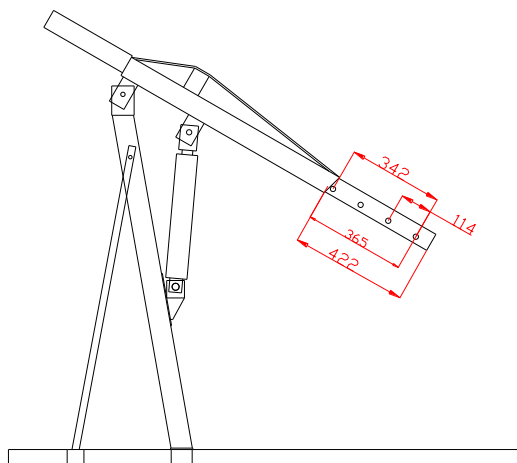
$$d = \sqrt{D^2 - \frac{F_{\text{retracción}} \times 40}{P(\text{Bar}) \times \pi \times 0.9}}$$
$$d = \sqrt{50.8^2 - \frac{7844.9\text{N} \times 40}{100 \times \pi \times 0.9}}$$
$$d = 38.35\text{mm}$$

De igual manera este cilindro hidráulico se lo va a construir en Neumac S.A. y sus medidas ya son estandarizadas para lo cual se consideran las siguientes dimensiones:

$D=50.8\text{mm}$  (2 pulg)

$d=38.1\text{mm}$  (1 ½ pulg)

### Carrera del cilindro de desplazamiento 2



**Figura N° 6.50** Carrera del cilindro de desplazamiento 2 (Fuente Autor)

Como se puede apreciar en la figura N°6.50, la pluma del brazo de la grúa tiene una carrera de 422 mm.

$L=450\text{mm}$ .

### Sección del diámetro del cilindro 2 a la ida

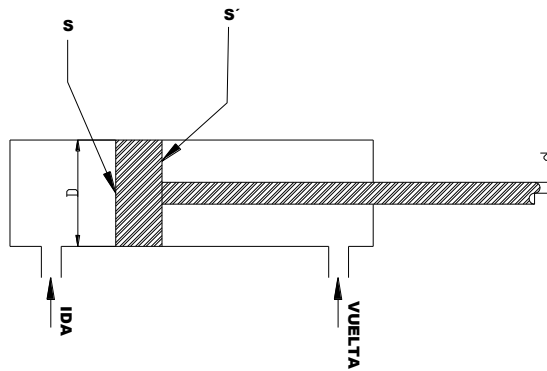
Aplicando la ecuación 6.27 se obtiene:

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

Dónde:

$S$ = sección en  $\text{m}^2$  (lado opuesto del vástago)

$$S = \frac{\pi \times 50.8^2}{4} = 2026.82\text{mm}^2 = 2.026 \times 10^{-3}\text{m}^2$$



**Figura N° 6.51** Sección del diámetro del cilindro 2 a la ida (Fuente Autor)

### Presión del cilindro 2 a la ida

Aplicando la ecuación 6.28 se obtiene:

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

Dónde:

F=fuerza en N

P= presión en Pa

$$P = \frac{F}{S} = \frac{12677.5\text{N}}{2.026 \times 10^{-3} \text{m}^2} = 6257.4 \text{KPa} = 62.57 \text{Bar}$$

### **Sección del diámetro del cilindro 2 a la vuelta**

Aplicando la ecuación 6.29 se obtiene:

$$S' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

Dónde:

S'= sección en m<sup>2</sup> (lado del vástago)

F'=fuerza en N

P'= presión en Pa

$$S' = \frac{\pi(50.8^2 - 38.1^2)}{4} = 886.74 \text{mm}^2 = 8.87 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

### **Presión del cilindro 2 a la vuelta**

Aplicando la ecuación 6.30 se obtiene:

$$P' = \frac{F'}{S'}$$

Dónde:

F'=fuerza en N

P'= presión en Pa

$$P' = \frac{F'}{S'} = \frac{7844.9\text{N}}{8.87 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 8844.3 \text{Kpa} = 88.44 \text{Bar}$$

### **Velocidad de salida e ingreso del vástago**



Aplicando la ecuación 6.31 se obtiene:

$$v = \frac{L}{10^3 \times t}$$

Dónde:

L= longitud de carrera (mm)

t= tiempo que tarda el vástago en efectuar la carrera (seg); t=20 seg

$$v = \frac{450\text{mm}}{10^3 \times 20\text{seg}} = \frac{0.023\text{m}}{\text{seg}} = 1.38\text{m/min}$$

### **Caudal necesario para hacer una carrera “DE IDA”**

Aplicando la ecuación 6.32 se obtiene:

$$Q_n = S \times v$$

Dónde:

v= velocidad de salida del vástago (m/seg)

S=sección lado opuesto del vástago (m<sup>2</sup>)

$$Q_n = 2.026 \times 10^{-3}\text{m}^2 \times 0.023 \text{ m/seg}$$

$$Q_n = 4.66 \times 10^{-5}\text{m}^3/\text{seg} = 2.79\text{lt/min}$$

### **Caudal real para hacer una carrera “DE IDA”**

Aplicando la ecuación 6.33 se obtiene:

$$Q_r = \frac{Q_n}{\eta}$$

Dónde:

$\eta$ = rendimiento volumétrico=0.95

$$Q_r = \frac{2.79 \text{ lt/min}}{0.95} = 2.94 \text{ lt/min}$$

### **Caudal necesario para hacer una carrera “DE VUELTA”**

Aplicando la ecuación 6.34 se obtiene:

$$Q_{n'} = S' \times v$$

Dónde:

$v$  = velocidad de salida del vástago (m/seg)

$S'$  = sección lado opuesto del vástago ( $m^2$ )

$$Q_{n'} = 8.87 \times 10^{-4} m^2 \times 0.023 \text{ m/seg}$$

$$Q_{n'} = 2.04 \times 10^{-5} m^3/\text{seg} = 1.224 \text{ lt/min}$$

### **Caudal real para hacer una carrera “DE VUELTA”**

Aplicando la ecuación 6.35 se obtiene:

$$Q_{r'} = \frac{Q_{n'}}{\eta}$$

Dónde:

$\eta$  = rendimiento volumétrico = 0.95

$$Q_{r'} = \frac{1.224 \text{ lt/min}}{0.95} = 1.29 \text{ lt/min}$$

### **6.7.5.3. CAUDALES REALES EN EL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO**

En la figura N°6.52 se observa la distribución de los caudales reales en el sistema oleohidráulico para el trabajo del cilindro 1 y 2.

- Caudal real al elevar la carga “DE IDA”

$Q_r = 4 \text{ lt/min}$

- Caudal real al desplazar la carga “DE IDA”

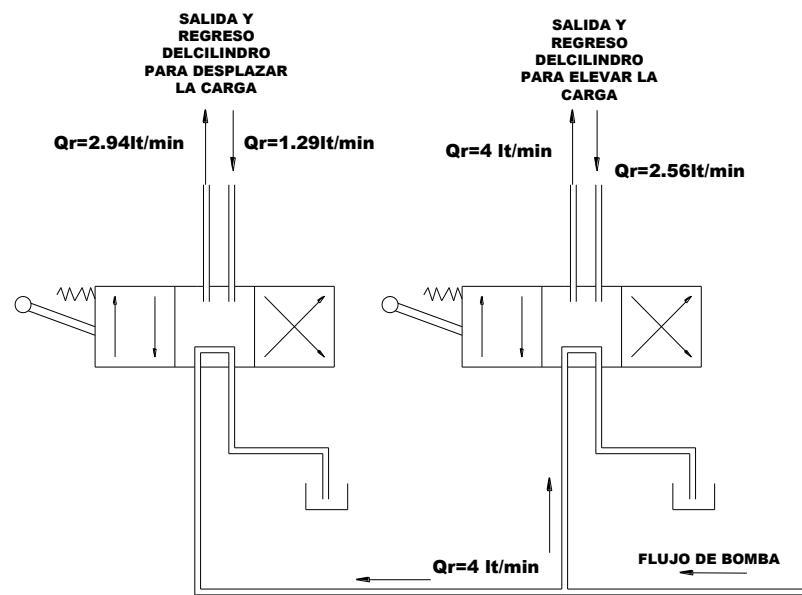
$Q_r = 2.94 \text{ lt/min}$

- Caudal real al bajar la carga “DE VUELTA”

$Q_r = 2.56 \text{ lt/min}$

- Caudal real al desplazar la carga “DE VUELTA”

$Q_r = 1.29 \text{ lt/min}$



**Figura N° 6.52** Caudales reales en el sistema oleohidráulico (Fuente Autor)

Para el diseño oleohidráulico se considera el caudal mayor, teniendo el caudal del sistema como:

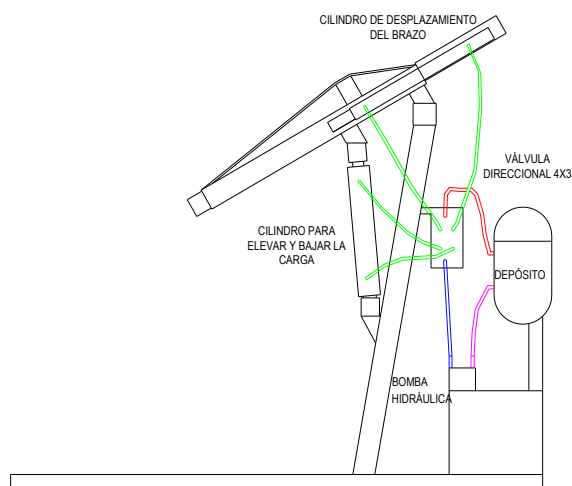
$$Q = 4 \text{ lt/min}$$

Tomando como constante el caudal del sistema hidráulico como:

$$Q = 4 \frac{\text{lt}}{\text{min}} = 6.666 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

#### 6.7.5.4. CÁLCULO DE PÉRDIDAS Y PRESIONES EN EL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

En la figura N°6.53 se observa el sistema oleohidráulico completo de la grúa y sus componentes.



**Figura N° 6.53** Distribución del sistema oleohidráulico (Fuente Autor)

#### Selección del aceite hidráulico<sup>38</sup>

Por recomendación para fluidos de potencia se utilizó ISO VG 32 que tiene las siguientes características:

- Viscosidad cinética a 40°C  $32 \text{ mm}^2/\text{seg}=3.2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$  (Nominal)

Dicha gravedad cinética es semejante a los aceites de sistemas oleohidráulicos de máquinas herramientas.

**Tabla N°6.21** Grado de viscosidad del aceite ISO VG 32

Gravedad específica	Viscosidad cinética(m <sup>2</sup> /seg)
0.887	$3.2 \times 10^{-5}$

<sup>38</sup>MOTT, Robert; Mecánica de Fluidos; 2006; Editorial Pearson; sexta edición; pág. 47.

**Fuente:** Robert Mott.

- **Peso específico del aceite:**

$$\gamma = Sg \times \gamma_w \quad \text{Ec. 6.36}$$

Dónde:

Sg: gravedad específica del fluido

$\gamma_w$ : Viscosidad dinámica del agua

$$\gamma = 0.887 \times 9.81 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} = 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}$$

- **Densidad del aceite**

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \text{Ec. 6.37}$$

Dónde:

$\gamma$ : Peso específico del fluido

g:Gravedad

$$\rho = \frac{8.70 \times 10^3 \text{N/m}^3}{9.8 \text{ m/seg}^2} = 886.85 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

- **Viscosidad Dinámica**

$$n_d = v \times \rho \quad \text{Ec. 6.38}$$

Dónde:

v: Viscosidad cinética del fluido

$\rho$ : Densidad del aceite

$$n_d = 3.2 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{seg} \times 886.85 \text{kg/m}^3$$

$$n_d = 28.37 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{seg}$$

## **Dimensionamiento del diámetro interior real de las mangueras**

Para dimensionar el diámetro interior de las mangueras se debe considerar la velocidad y el caudal del fluido.

**Tabla N°6.22** Velocidades de flujo recomendables para sistemas de fluidos de potencia

Tipo de servicio	Rango recomendado de velocidad	<b>Adopto</b>
	m/seg	
Línea de succión	0.6-1.2	0.6 m/seg
Línea de retorno	1.5-4	1.5 m/seg
Línea de descarga	2-5.5	2 m/seg

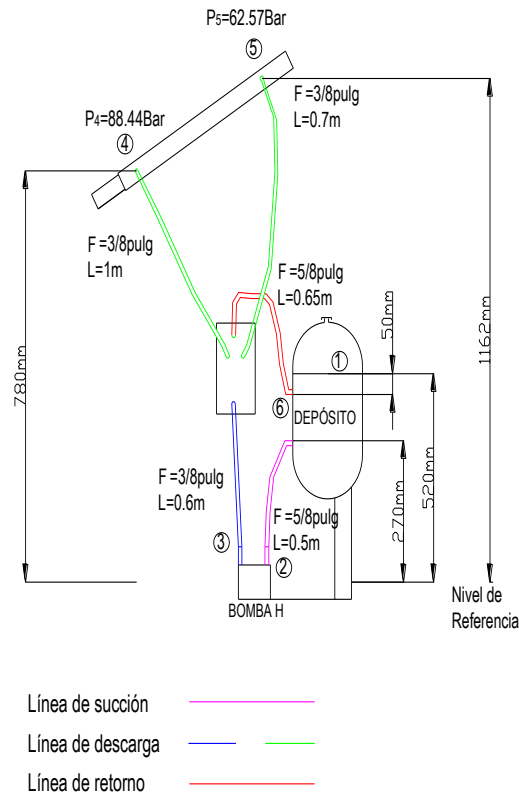
**Fuente:** Robert Mott.

Del nomograma Anexo 14, con la velocidad y el caudal seleccionamos el diámetro interior de las mangueras:

- Para la línea de succión:  $v=0.6$  m/seg y  $Q=4$  lt/min  
 $\varnothing_{int}=1/2+1/8=5/8$  pulg=15.875mm
- Para la línea de retorno:  $v=1.5$  m/seg y  $Q=4$  lt/min  
 $\varnothing_{int}=1/2+1/8=5/8$  pulg=15.875 mm
- Para la línea de descarga:  $v=2$  m/seg y  $Q=4$  lt/min  
 $\varnothing_{int}=1/4+1/8=3/8$  pulg=9.525 mm

Además en el Anexo 15 se puede observar las propiedades de la manguera flexible para trabajo en elevadas presiones la cual se adquirió para realizar sus respectivas instalaciones.

## DISEÑO HIDRÁULICO PARA LA RETRACCIÓN DEL CILINDRO DE DESPLAZAMIENTO UBICADO EN EL BRAZO



**Figura N° 6.54** Sistema oleohidráulico para la retracción del cilindro 2 de desplazamiento ubicado en el brazo (Fuente Autor)

### Presión a la entrada de la bomba<sup>39</sup>

En base al sistema del circuito oleohidráulico de la figura N°6.54 procedemos a calcular:

Ecuación de Bernulli entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_{Ls} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ec. 6.39}$$

<sup>39</sup>MOTT, Robert; Mecánica de Fluidos; 2006; Editorial Pearson; sexta edición; págs. 203-326.

Se considera el depósito expuesto libre a la atmósfera; por ello  $v_1=0$  y  $P_1=0$ .

Despejando  $P_2$  de la ecuación obtenemos:

$$P_2 = \gamma \left[ (Z_1 - Z_2) - \frac{v_2^2}{2g} - h_{Ls} \right] \quad \text{Ec. 6.40}$$

### **Pérdidas de energía en la línea de succión**

$$h_{Ls} = h_1 + h_2 + h_3 \quad \text{Ec. 6.41}$$

$h_1=420f_T$ ; pérdida en la coladera de succión

$h_2=K (v^2/2g)$ ; pérdida a la entrada

$h_3= f(L/D) (v^2/2g)$ ; pérdida por fricción en las mangueras

### **Pérdida en la coladera de succión**

$$h_1 = \frac{L_e}{D} f_T \quad \text{Ec. 6.42}$$

Dónde:

$\frac{L_e}{D}$ : Longitud equivalente en diámetros de tubería

$f_T=0.024$  para un  $\varnothing=5/8$  pulg

$$h_1 = 420(0.024)$$

$$h_1 = 10.08\text{m}$$

### **Pérdida a la entrada**

$$h_2 = K \left( \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 6.43}$$

Dónde:

$K$ : coeficiente de resistencia a la salida=1; debido a que la tubería se proyecta hacia dentro.

$v$ : velocidad en la succión=0.6 m/seg, (del depósito a la bomba)



$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{0.6^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.0183 \text{m}$$

$$h_2 = 1 \times 0.0183 \text{m}$$

$$h_2 = 0.0183 \text{m}$$

### **Pérdida por fricción en las mangueras**

$$h_3 = f_1 \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 6.44}$$

### **Número de Reynolds para un diámetro de 5/8 pulg.**

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{\mu_d} \quad \text{Ec. 6.45}$$

$$N_R = \frac{0.6 \text{m/seg} \times 15.875 \times 10^{-3} \text{m} \times 886.85 \text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{seg}}$$

$$N_R = 297.75$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula:

$$f = \frac{64}{N_R} \quad \text{Ec. 6.46}$$

$$f = \frac{64}{297.75} = 0.2149$$

$v=0.6$  m/seg, para la velocidad en la succión

$$\frac{v_2^2}{2g}$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{0.6^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.0183 \text{m}$$

$L_s=0.5$  m longitud de manguera en la línea de succión

Aplicando la ecuación 6.44 se obtiene:

$$h_3 = f \left( \frac{L_s}{D_{5/8}} \right) \left( \frac{v_2^2}{2g} \right)$$

$$h_3 = 0.2149 \left( \frac{0.5\text{m}}{15.875 \times 10^{-3}\text{m}} \right) (0.0183\text{m})$$

$$h_3 = 0.1238\text{m}$$

### **Pérdidas en la línea de succión**

Aplicando la ecuación 6.41 se obtiene:

$$h_{Ls} = h_1 + h_2 + h_3$$

$$h_{Ls} = 10.08\text{m} + 0.0183\text{m} + 0.1238\text{m}$$

$$h_{Ls} = 10.22\text{m}$$

De donde la presión a la entrada ( $P_2$ ) de la bomba aplicando la ecuación 6.40 es:

$$P_2 = \gamma \left[ (Z_1 - Z_2) - \frac{v_2^2}{2g} - h_{Ls} \right]$$

$$P_2 = 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [0.52\text{m} - 0.0183\text{m} - 10.22\text{m}]$$

$$P_2 = -84549.21 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = -0.845\text{Bar}$$

### **Presión a la salida de la bomba**

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 3 y 4:

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + -h_{Ld} = \frac{P_4}{\gamma} + Z_4 + \frac{v_4^2}{2g}$$

Se considera  $v_3=v_4=2$  m/seg; ya que en los dos puntos dicha velocidad de descarga es la misma.

Despejando  $P_3$  de la ecuación obtenemos:

$$P_3 = P_4 + \gamma[(Z_4 - Z_3) - h_{Ld}] \quad \text{Ec. 6.47}$$

### Pérdidas de energía en la línea de descarga

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 6.48}$$

### Número de Reynolds para un diámetro de 3/8 pulg.

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$

$$N_R = \frac{2\text{m/seg} \times 9.525 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{seg}}$$

$$N_R = 595.5$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46.

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{595.5} = 0.1074$$

$v=2$  m/seg, para la velocidad de descarga

$$\frac{v_3^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81\text{m/seg}^2} = 0.2038\text{m}$$

$L_d=1.6$  m longitud de manguera en la línea de descarga

Aplicando la ecuación 6.48 se obtiene:

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v_3^2}{2g} \right)$$

$$h_{Ld} = 0.1074 \left( \frac{1.6\text{m}}{9.525 \times 10^{-3}\text{m}} \right) (0.2038\text{m})$$

$$h_{Ld} = 3.6767\text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.47 se obtiene:

$$P_3 = P_4 + \gamma[(Z_4 - Z_3) - h_{Ld}]$$

$$P_3 = 88.44\text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [0.78\text{m} - 3.6767\text{m}]$$

$$P_3 = 88.44\text{Bar} - 0.25\text{Bar}$$

$$P_3 = 88.19\text{Bar}$$

Debido a que se utiliza una válvula direccional; en ella hay una caída de presión de 0.83Bar, esta presión se obtiene en el Anexo 16.

Por ello se establece que se necesita una bomba hidráulica de:

$$P_B = 88.19\text{Bar} + 0.83\text{Bar} = 89.02\text{Bar} = 8902 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

### **Potencia que la bomba transmite al aceite**

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 1 y 4:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_{Ls} - h_{Ld} = \frac{P_4}{\gamma} + Z_4 + \frac{v_4^2}{2g}$$

Se considera el depósito expuesto libre a la atmósfera; por ello  $v_1=0$  y  $P_1=0$ .

Despejando  $h_A$  de la ecuación obtenemos:

$$h_A = \frac{P_4}{\gamma} + (Z_4 - Z_1) + \frac{v_4^2}{2g} + h_{Ls} + h_{Ld}$$

$$\frac{v_4^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.2038 \text{m}$$

$$h_A = \frac{8902 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} + 0.260 \text{m} + 0.2038 \text{m} + 10.22 \text{m} + 3.6767 \text{m}$$

$$h_A = 1037.58 \text{m}$$

$$P_A = h_A \times \gamma \times Q \quad \text{Ec. 6.49}$$

$$P_A = 1037.58 \text{m} \times 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \times 6.666 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$P_A = 601.74 \frac{\text{Nm}}{\text{seg}} = 601.74 \text{W}$$

$$P_A = 0.806 \text{HP}$$

### Potencia necesaria de la Bomba

$$P_I = \frac{P_A}{e_M} \quad \text{Ec. 6.50}$$

$e_M$  = eficiencia mecánica de la bomba: 95 – 97%

$$P_I = \frac{0.806 \text{HP}}{0.95}$$

$$P_I = 0.85 \text{HP} \approx 1 \text{HP}$$

## DISEÑO HIDRÁULICO PARA LA EXTENSIÓN DEL CILINDRO DE DESPLAZAMIENTO UBICADO EN EL BRAZO

### Presión a la salida de la bomba

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 3 y 5:

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + -h_{Ld} = \frac{P_5}{\gamma} + Z_5 + \frac{v_5^2}{2g}$$

Se considera  $v_3=v_5=2$  m/seg; ya que en los dos puntos dicha velocidad de descarga es la misma.

Despejando  $P_3$  de la ecuación obtenemos:

$$P_3 = P_5 + \gamma[(Z_5 - Z_3) - h_{Ld}] \quad \text{Ec. 6.51}$$

### **Pérdidas de energía en la línea de descarga**

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

### **Número de Reynolds para un diámetro de 3/8 pulg.**

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$

$$N_R = \frac{2\text{m/seg} \times 9.525 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{seg}}$$

$$N_R = 595.5$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46:

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{595.5} = 0.1074$$

$v=2$  m/seg, para la velocidad de descarga

$$\frac{v_5^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.2038 \text{m}$$

$L_d = 1.3 \text{ m}$  longitud de manguera en la línea de descarga

Aplicando la ecuación 6.48 considerando los puntos de análisis se obtiene:

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v_5^2}{2g} \right)$$

$$h_{Ld} = 0.1074 \left( \frac{1.3 \text{m}}{9.525 \times 10^{-3} \text{m}} \right) (0.2038 \text{m})$$

$$h_{Ld} = 2.987 \text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.51 se obtiene:

$$P_3 = P_4 + \gamma[(Z_5 - Z_3) - h_{Ld}]$$

$$P_3 = 62.57 \text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [1.162 \text{m} - 2.987 \text{m}]$$

$$P_3 = 62.57 \text{Bar} - 0.1587 \text{Bar}$$

$$P_3 = 62.41 \text{Bar}$$

Debido a que se utiliza una válvula direccional; en ella hay una caída de presión de 0.83Bar, esta presión se obtiene en el Anexo 16.

Por ello se establece que se necesita una bomba hidráulica de:

$$P_B = 62.41 \text{Bar} + 0.83 \text{Bar} = 63.24 \text{Bar} = 6324 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

### **Potencia que la bomba transmite al aceite**

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 1 y 5:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_{LS} - h_{LD} = \frac{P_5}{\gamma} + Z_5 + \frac{v_5^2}{2g}$$

Se considera el depósito expuesto libre a la atmósfera; por ello  $v_1=0$  y  $P_1=0$ .

Despejando  $h_A$  de la ecuación obtenemos:

$$h_A = \frac{P_5}{\gamma} + (Z_5 - Z_1) + \frac{v_5^2}{2g} + h_{LS} + h_{LD}$$

$$\frac{v_5^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{ m/seg}^2} = 0.2038 \text{ m}$$

$$h_A = \frac{6324 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} + 0.642 \text{ m} + 0.2038 \text{ m} + 10.22 \text{ m} + 2.987 \text{ m}$$

$$h_A = 740.95 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación 6.49 se obtiene:

$$P_A = h_A \times \gamma \times Q$$

$$P_A = 740.95 \text{ m} \times 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \times 6.666 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$P_A = 429.71 \frac{\text{Nm}}{\text{seg}} = 429.71 \text{ W}$$

$$P_A = 0.58 \text{ HP}$$

### Potencia necesaria de la Bomba

Aplicando la ecuación 6.50 se obtiene:

$$P_I = \frac{P_A}{e_M}$$

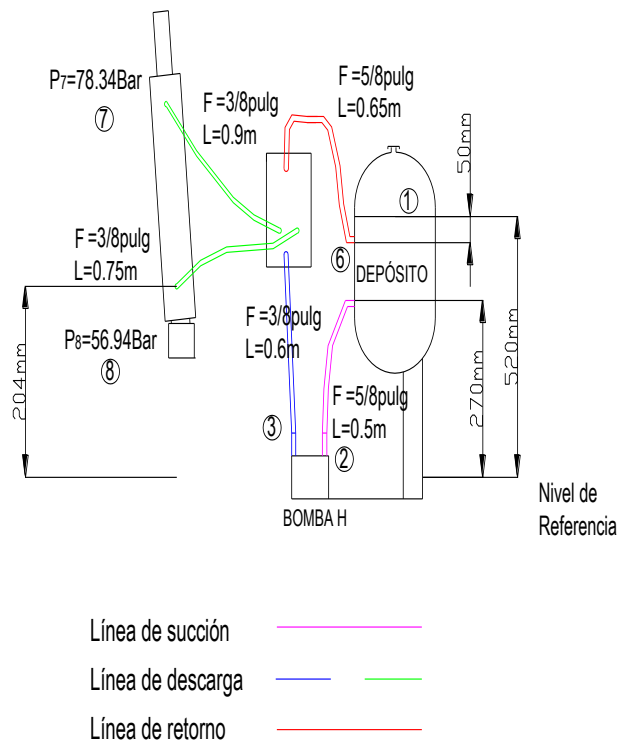


$e_M$  = eficiencia mecánica de la bomba: 95 – 97%

$$P_I = \frac{0.58\text{HP}}{0.95}$$

$$P_I = 0.61\text{HP}$$

## DISEÑO HIDRÁULICO PARA LA RETRACCIÓN DEL CILINDRO QUE BAJA LA CARGA



**Figura N° 6.55** Sistema oleohidráulico para la retracción del cilindro 1 que baja la carga (Fuente Autor)

### Presión a la salida de la Bomba

En base al sistema del circuito oleohidráulico de la figura N°6.55 procedemos a calcular:

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 3 y 7:

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + -h_{Ld} = \frac{P_7}{\gamma} + Z_7 + \frac{v_7^2}{2g}$$

Se considera  $v_3=v_7= 2$  m/seg; ya que en los dos puntos dicha velocidad de descarga es la misma.

Despejando  $P_3$  de la ecuación obtenemos:

$$P_3 = P_7 + \gamma[(Z_7 - Z_3) - h_{Ld}] \quad \text{Ec. 6.52}$$

### **Pérdidas de energía en la línea de descarga**

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

### **Número de Reynolds para un diámetro de 5/8 pulg.**

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$

$$N_R = \frac{2\text{m/seg} \times 9.525 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa. seg}}$$

$$N_R = 595.5$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46:

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{595.5} = 0.1074$$

$v=2$  m/seg, para la velocidad de descarga

$$\frac{v_7^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.2038 \text{m}$$

$L_d=1.5$  m longitud de manguera en la línea de descarga

Aplicando la ecuación 6.48 considerando los puntos de análisis se obtiene:

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v_7^2}{2g} \right)$$
$$h_{Ld} = 0.1074 \left( \frac{1.5 \text{m}}{9.525 \times 10^{-3} \text{m}} \right) (0.2038 \text{m})$$
$$h_{Ld} = 3.446 \text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.52 se obtiene:

$$P_3 = P_7 + \gamma[(Z_7 - Z_3) - h_{Ld}]$$
$$P_3 = 78.34 \text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [0.556 \text{m} - 3.446 \text{m}]$$
$$P_3 = 78.34 \text{Bar} - 0.2514 \text{Bar}$$
$$P_3 = 78.08 \text{Bar}$$

Debido a que se utiliza una válvula direccional; en ella hay una caída de presión de 0.83Bar, esta presión se obtiene en el Anexo 16.

Por ello se establece que se necesita una bomba hidráulica de:

$$P_B = 78.08 \text{Bar} + 0.83 \text{Bar} = 78.91 \text{Bar} = 7891 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

### **Potencia que la bomba transmite al aceite**

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 1 y 7:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_{Ls} - h_{Ld} = \frac{P_7}{\gamma} + Z_7 + \frac{v_7^2}{2g}$$

Se considera el depósito expuesto libre a la atmósfera; por ello  $v_1=0$  y  $P_1=0$ .

Despejando  $h_A$  de la ecuación obtenemos:

$$h_A = \frac{P_7}{\gamma} + (Z_7 - Z_1) + \frac{v_7^2}{2g} + h_{Ls} + h_{Ld}$$

$$\frac{v_7^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.2038 \text{m}$$

$$h_A = \frac{7891 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} + 0.036 \text{m} + 0.2038 \text{m} + 10.22 \text{m} + 3.446 \text{m}$$

$$h_A = 920.92 \text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.49 se obtiene:

$$P_A = h_A \times \gamma \times Q$$

$$P_A = 920.92 \text{m} \times 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \times 6.666 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$P_A = 534.08 \frac{\text{Nm}}{\text{seg}} = 534.08 \text{W}$$

$$P_A = 0.716 \text{HP}$$

### Potencia necesaria de la Bomba

Aplicando la ecuación 6.50 se obtiene:

$$P_1 = \frac{P_A}{e_M}$$

$e_M$  = eficiencia mecánica de la bomba: 95 – 97%

$$P_1 = \frac{0.716\text{HP}}{0.95}$$

$$P_1 = 0.75\text{HP}$$

## **DISEÑO HIDRÁULICO PARA LA EXTENSIÓN DEL CILINDRO QUE ELEVA LA CARGA**

### **Presión a la salida de la Bomba**

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 3 y 8:

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{v_3^2}{2g} + -h_{Ld} = \frac{P_8}{\gamma} + Z_8 + \frac{v_8^2}{2g}$$

Se considera  $v_3=v_8= 2$  m/seg; ya que en los dos puntos dicha velocidad de descarga es la misma.

Despejando  $P_3$  de la ecuación obtenemos:

$$P_3 = P_8 + \gamma[(Z_8 - Z_3) - h_{Ld}] \quad \text{Ec. 6.53}$$

### **Pérdidas de energía en la línea de descarga**

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

### **Número de Reynolds para un diámetro de 5/8 pulg.**

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$

$$N_R = \frac{2\text{m/seg} \times 9.525 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{seg}}$$

$$N_R = 595.5$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46:

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{595.5} = 0.1074$$

$v=2$  m/seg, para la velocidad de descarga

$$\frac{v_8^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81\text{m/seg}^2} = 0.2038\text{m}$$

$L_d=1.35$  m longitud de manguera en la línea de descarga

Aplicando la ecuación 6.48 considerando los puntos de análisis se obtiene:

$$h_{Ld} = f \left( \frac{L_d}{D} \right) \left( \frac{v_8^2}{2g} \right)$$

$$h_{Ld} = 0.1074 \left( \frac{1.35\text{m}}{9.525 \times 10^{-3}\text{m}} \right) (0.2038\text{m})$$

$$h_{Ld} = 3.102\text{m}$$

$$P_3 = P_8 + \gamma[(Z_8 - Z_3) - h_{Ld}]$$

$$P_3 = 56.94\text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [0.204\text{m} - 3.102\text{m}]$$

$$P_3 = 56.94\text{Bar} - 0.252\text{Bar}$$

$$P_3 = 56.69\text{Bar}$$

Debido a que se utiliza una válvula direccional; en ella hay una caída de presión de 0.83Bar, esta presión se obtiene en el Anexo 16.

Por ello se establece que se necesita una bomba hidráulica de:

$$P_B = 56.69\text{Bar} + 0.83\text{Bar} = 57.52\text{Bar} = 5752 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

### Potencia que la bomba transmite al aceite

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 1 y 8:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_{Ls} - h_{Ld} = \frac{P_8}{\gamma} + Z_8 + \frac{v_8^2}{2g}$$

Se considera el depósito expuesto libre a la atmósfera; por ello  $v_1=0$  y  $P_1=0$ .

Despejando  $h_A$  de la ecuación obtenemos:

$$h_A = \frac{P_8}{\gamma} + (Z_8 - Z_1) + \frac{v_8^2}{2g} + h_{Ls} + h_{Ld}$$

$$\frac{v_8^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81\text{m/seg}^2} = 0.2038\text{m}$$

$$h_A = \frac{5752 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} - 0.316\text{m} + 0.2038\text{m} + 10.22\text{m} + 3.102\text{m}$$

$$h_A = 674.36\text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.49 se obtiene.

$$P_A = h_A \times \gamma \times Q$$

$$P_A = 674.36\text{m} \times 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \times 6.666 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$P_A = 391.09 \frac{\text{Nm}}{\text{seg}} = 391.09\text{W}$$

$$P_A = 0.52\text{HP}$$

### Potencia necesaria de la Bomba

Aplicando la ecuación 6.50 se obtiene.

$$P_I = \frac{P_A}{e_M}$$

$e_M$  = eficiencia mecánica de la bomba: 95 – 97%

$$P_I = \frac{0.52\text{HP}}{0.95}$$

$$P_I = 0.55\text{HP}$$

### RETORNO DEL FLUIDO AL DEPÓSITO

En base al sistema del circuito oleohidráulico de la figura N°6.55 procedemos a calcular:

#### Presión a la entrada del depósito

Aplicando la ecuación de Bernulli 6.39 entre los puntos 3 y 6:

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{v_3^2}{2g} - h_{Ld} - h_{Lr} = \frac{P_6}{\gamma} + Z_6 + \frac{v_6^2}{2g}$$

Despejando  $P_6$  de la ecuación obtenemos:

$$P_6 = P_3 + \gamma \left[ (Z_3 - Z_6) - \frac{v_3^2 - v_6^2}{2g} - h_{Ld} - h_{Lr} \right] \quad \text{Ec. 6.54}$$



### Número de Reynolds para un diámetro de 3/8 pulg.

$v=2$  m/seg (velocidad de descarga)

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$
$$N_R = \frac{2\text{m/seg} \times 9.525 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa. seg}}$$
$$N_R = 595.5$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46:

$$f_1 = \frac{64}{N_R}$$
$$f_1 = \frac{64}{595.5} = 0.1074$$

### Número de Reynolds para un diámetro de 5/8 pulg.

$v=1.5$  m/seg (velocidad de retorno)

Aplicando la ecuación 6.45 se obtiene:

$$N_R = \frac{v \times D \times \rho}{n_d}$$
$$N_R = \frac{1.5\text{m/seg} \times 15.875 \times 10^{-3}\text{m} \times 886.85\text{kg/m}^3}{28.37 \times 10^{-3}\text{Pa. seg}}$$
$$N_R = 744.38$$

Como  $N_R < 2000$ ; el flujo es laminar y el factor de fricción se calcula aplicando la ecuación 6.46:

$$f_2 = \frac{64}{N_R}$$
$$f_2 = \frac{64}{744.38} = 0.086$$

- $v=2$  m/seg, para la velocidad en la línea de descarga.

$$\frac{v_3^2}{2g} = \frac{2^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.2038 \text{m}$$

- $v=1.5$  m/seg, para la velocidad en la succión.

$$\frac{v_6^2}{2g} = \frac{1.5^2}{2 \times 9.81 \text{m/seg}^2} = 0.1146 \text{m}$$

$L_d=0.6$  m longitud de manguera en la línea de descarga.

$L_r=0.65$  m longitud de manguera en la línea de retorno.

### **Pérdida en la línea de descarga**

Aplicando la ecuación 6.48 considerando los puntos de análisis se obtiene:

$$h_{L_d} = f_1 \left( \frac{L_d}{D_{3/8}} \right) \left( \frac{v_3^2}{2g} \right)$$

$$h_{L_d} = 0.1074 \left( \frac{0.6 \text{m}}{9.525 \times 10^{-3} \text{m}} \right) (0.2038 \text{m})$$

$$h_{L_d} = 1.378 \text{m}$$

### **Pérdida en la línea de retorno**

$$h_{L_r} = f_2 \left( \frac{L_r}{D_{5/8}} \right) \left( \frac{v_6^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 6.55}$$

$$h_{L_r} = 0.086 \left( \frac{0.65 \text{m}}{15.875 \times 10^{-3} \text{m}} \right) (0.1146 \text{m})$$

$$h_{L_r} = 0.40 \text{m}$$

Aplicando la ecuación 6.54 se obtiene:

$$P_6 = P_3 + \gamma \left[ (Z_3 - Z_6) - \frac{v_3^2 - v_6^2}{2g} - h_{Ld} - h_{Lr} \right]$$

$$P_6 = 88.19\text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [-0.52\text{m} - (0.2038 - 0.1146\text{m}) - 1.378\text{m} - 0.4\text{m}]$$

$$P_6 = 88.19\text{Bar} + 8.70 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} [-2.387\text{m}]$$

$$P_6 = 88.19\text{Bar} - 0.21\text{Bar}$$

$$P_6 = 87.98\text{Bar}$$

Pero debido a que existe una caída de presión en la válvula direccional se le restaría dicha presión que se pierde, esta presión se obtiene en el Anexo 16.

$$P_6 = 87.98\text{Bar} - 0.34\text{Bar}$$

$$P_6 = 87.64\text{Bar}$$

#### 6.7.5.5. POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

$$P_m = \frac{P \times Q}{450 \times n_{mb}} [\text{CV}] \quad \text{Ec. 6.56}$$

Dónde:

P=presión en Bar

Q=caudal en lt/min

$n_{mb}$ =rendimiento motor-bomba=0.8

$$P_m = \frac{100\text{Bar} \times 4\text{lt/min}}{450 \times 0.8} [\text{CV}]$$

$$P_m = 1.111\text{CV} = 1.095\text{HP} \approx 1.0\text{HP}$$

#### 6.7.5.6. SELECCIÓN DE LA BOMBA OLEOHIDRÁULICA

Para la selección de la bomba se considera los siguientes parámetros:

- Presión máxima  $P_B = 90\text{Bar} = 1305\text{psi}$ .

- Condiciones de trabajo, con fluidos de calidad media.

Con estos parámetros y en base al Anexo 17 referente a la comparación de varias bombas, se llega a la conclusión que se puede utilizar la bomba de paletas.

#### **6.7.5.7. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO**

Debido a que la potencia que debe tener el motor eléctrico  $P_m = 1.0\text{HP}$ , se seleccionará un motor con dicha capacidad y que trabaje a un voltaje de 110V que es lo más común referente al suministro eléctrico; la ficha técnica del motor eléctrico se adjunta en el Anexo 18.

#### **6.7.5.8. DISEÑO DEL DEPÓSITO DE ACEITE**

**Volumen requerido en el depósito<sup>40</sup>**

$$V = 2 \text{ ó } 3 (Q)$$

$$V = 3 (Q) \quad \text{Ec. 6.57}$$

$$V = 3 \left( 4 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \right)$$

$$V = 12\text{lt} = 0.012\text{m}^3 = 3.17\text{gal}$$

$$V = 3.17\text{gal} \approx 3\text{gal}$$

Par mantener valores enteros tomamos  $V=3$  galones; y con dicho volumen determinamos las medidas del depósito, considerando las dimensiones mínimas que deben sumergirse las tuberías de succión y retorno, como se observa en la figura N°6.56.

**Velocidad en la línea de succión**

---

<sup>40</sup>CREUSS, Antonio; Neumática e Hidráulica; 2007; Editorial Alfaomega; primera edición; pág. 160.

$$v_s = \frac{Q \times 0.4085}{D_f^2}$$

Ec. 6.58

Dónde:

$v_s$ =Velocidad en la línea de succión (pie/seg)

Q: caudal en la línea (gpm)

$D_f$ : diámetro del filtro (pulg)=2.5 pulg

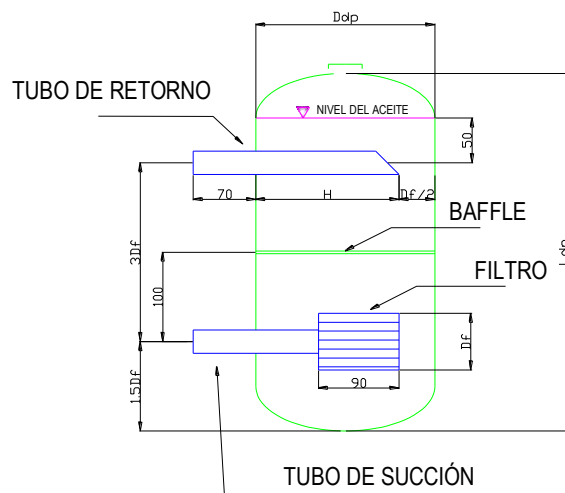
$$v_s = \frac{1.057 \times 0.4085}{2.5 \text{ pulg}^2}$$

$$v_s = 0.07 \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

Pero como la velocidad es mínima debido a que el caudal es pequeño; tomamos como  $V_s=0.1$  m/seg; para tomar datos más reales.

Con esta velocidad podemos determinar de la figura ubicada en el Anexo 19, la distancia mínima que debe sumergirse las líneas de succión y retorno.

Con  $v_s=0.1$  pie/seg: **H=0.25 pies= 76.2 mm.**



**Figura N°6.56** Rangos mínimos para sumergir la tubería de succión y retorno  
(Fuente Autor)

### Dimensionamiento del depósito

Dónde:

$D_f$ : diámetro del filtro (pulg)=2.5 pulg=63.5mm.

$$3 \times D_f = 3 \times 63.5\text{mm} = 190.5\text{mm} \quad \text{Ec. 6.59}$$

$$1.5 \times D_f = 1.5 \times 63.5\text{mm} = 95.25\text{mm} \quad \text{Ec. 6.60}$$

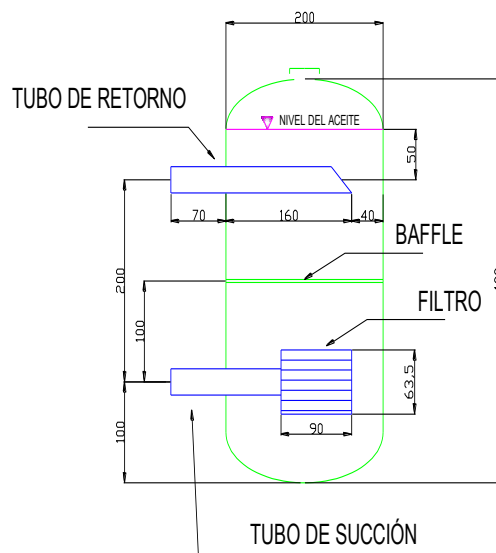
$$\frac{D_f}{2} = \frac{63.5\text{mm}}{2} = 31.75\text{mm}$$

Una vez establecido las dimensiones que deben ir sumergidas las líneas y filtro determinamos el diámetro y altura del depósito, como se observa en la figura N°6.57.

Quedando el depósito de las siguientes medidas:

$D_p$ =diámetro del depósito=**200 mm**

$L_{dp}$ =altura del depósito=**400 mm**



**Figura N°6.57** Dimensiones mínimas del depósito de aceite (Fuente Autor)

### Volumen del depósito

$$V_{dp} = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \times L_{dp} \quad \text{Ec. 6.61}$$

$$V_{dp} = \frac{\pi \times 0.2^2}{4} \times 0.4\text{m}$$

$$V_{dp} = 0.0125\text{m}^3 = 3.32\text{gal}$$

### Comprobación del volumen necesario:

$$V = 0.0113\text{m}^3 = 3\text{gal} \quad V_{dp} = 0.0125\text{m}^3 = 3.32\text{gal}$$

El volumen del depósito es suficiente para almacenar el aceite por la siguiente razón:

$$V_{dp} > V$$

$$3.32\text{gal} > 3\text{gal}$$

### Cálculo del espesor del depósito<sup>41</sup>

Con el diámetro exterior del depósito de 200mm, la presión máxima del sistema oleohidráulico y sabiendo que se construirá de plancha de material ASTM-A36 se plantea la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P \times Re}{SE + 0.4P} \quad \text{Ec. 6.62}$$

Dónde:

t: espesor de la pared del depósito (pulg).

---

<sup>41</sup> MEGYESY, Eugene; Manual de recipientes a presión-Diseño y cálculo; 1989; Editorial Limusa S.A; Primera edición; Págs.: 22 y 142.

P: Presión de diseño o presión de trabajo (lb/pulg<sup>2</sup>); Presión máxima P<sub>B</sub> = 90Bar = 1305psi.

S: Esfuerzo máximo del material (lb/pulg<sup>2</sup>); si el material a utilizarse es ASTM-A36 es de S=550Mpa ó 79.775x10<sup>3</sup> lb/pul<sup>2</sup>.

E: Eficiencia de la Junta de Soldadura, del Anexo 31 se puede encontrar este factor considerando lo siguiente: la junta es a tope de un solo cordón y será examinada por zonas; E=0.8.

Re: Radio exterior del depósito (pulg); debido que el diámetro exterior del depósito es de 200mm, el radio exterior será 100pulg=3.937pulg.

Con estas consideraciones se calcula aplicando la ecuación 6.62:

$$t = \frac{P \times Re}{SE + 0.4P}$$

$$t = \frac{\left(\frac{1305\text{lb}}{\text{pulg}^2}\right) \times (3.937\text{pulg})}{\left(\frac{79.77 \times 10^3 \text{lb}}{\text{pulg}^2}\right) (0.80) + 0.4 \left(\frac{1305\text{lb}}{\text{pulg}^2}\right)}$$

$$t = 0.07985\text{pulg} = 2.0283\text{mm} \approx 2\text{mm}.$$

#### 6.7.5.9. SELECCIÓN DEL FILTRO

Para proceder a seleccionar el filtro tomamos como dato:

Presión de trabajo=90Bar=1305psi.

Luego del Anexo 20, se obtiene el nivel de contaminación ISO, para posteriormente del Anexo 21 hallar el rango de número de partículas que debe tener el filtro.

El filtro adquirido tiene las siguientes características:

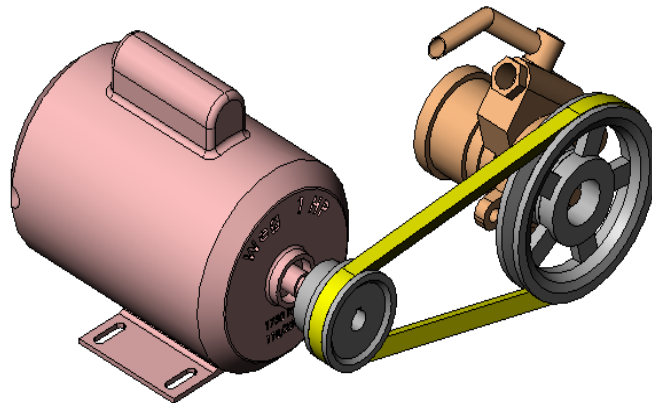


- Malla inoxidable.
- Abertura: 140u.
- Malla ASTM: 100= 39.76 mallas por cm.
- Temperatura máxima de trabajo: 250°F=120°C.

## 6.7.6. DISEÑO MECÁNICO

### 6.7.6.1 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA<sup>42</sup>

Para iniciar el análisis del sistema de transmisión (figura N° 6.58) de potencia se envió a realizar el cubicaje de la bomba hidráulica en la empresa Neumac S.A.; debido a que la bomba no presentaba los datos de placa, dichos resultados se presentan en un informe en el Anexo 22.



**Figura N° 6.58** Sistema de transmisión de potencia motor-bomba (Fuente Autor)

Dicho informe indica que la bomba a una velocidad  $v=1600$  rpm, origina un caudal  $Q=2$  gpm; como para el sistema hidráulico se necesita un caudal  $Q= 4$  lt/min=1.0566 gpm. Necesitamos calcular la velocidad a la que debería girar la

<sup>42</sup>SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición; págs. 797-814.

bomba para proporcionar dicho caudal para la cual aplicamos la siguiente ecuación<sup>43</sup>:

$$n = \frac{Q}{A \left[ \pi(R^2 - r^2) - \frac{(R+r).e.z}{\cos \gamma} \right]} \quad \text{Ec. 6.63}$$

Dónde:

N: Número de revoluciones por minuto.

Q: Caudal en cm<sup>3</sup>/min.

A: Anchura del rotor en cm.

R: Radio mayor del estator en cm.

r: Radio menor del estator en cm.

e: Espesor de la aleta en cm.

z: Número de aletas.

$\gamma$ : Ángulo de inclinación de la aleta de la paleta con respecto al radio.

Para poder calcular la velocidad necesaria se tuvo de medir dichos requerimientos a la bomba y se obtuvo los siguientes datos.

Q=4 lt/min=4000cm<sup>3</sup>/min.

A: 2cm.

R: 3.5cm

r: 3cm.

e: 0.15cm.

z: 8 aletas.

$\gamma$ : 9°.

$$n = \frac{4000 \text{ cm}^3/\text{min}}{2 \left[ \pi(3.5^2 - 3^2) - \frac{(3.5+3) \times 0.15 \times 8}{\cos 9^\circ} \right]}$$

$$n = \frac{4000 \text{ cm}^3/\text{min}}{2[10.21 - 7.89]}$$

$$n = 862 \text{ rpm}$$

---

<sup>43</sup>ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e.

## Cálculo de los diámetros de las poleas

Para calcular los diámetros de la polea se debe considerar los siguientes parámetros del Anexo 23:

- Servicio que presta en el sistema de transmisión: Para servicio pesado.
- Sección transversal: la más común es A, para la cual el diámetro mínimo de la polea es 3 pulg.

Entonces, el diámetro de la polea motriz  $d_1=3$  pulg, considerando la siguiente restricción para poder reducir la velocidad:

$$d_1 < d_2$$

Para reducir la velocidad se establece:

$$d_2 = \frac{n_1 d_1}{n_2} \quad \text{Ec. 6.64}$$
$$d_2 = \frac{1730\text{rpm} \times 3\text{pulg}}{862\text{rpm}}$$
$$d_2 = 6.02 \text{ pulg} \approx 6 \text{ pulg}$$

## Sobrecarga en la transmisión de la banda

$K_s=1.2$  (uniforme): factor de servicio sugerido para transmisiones de bandas V. Anexo 24.

$$H_d = K_s \times H_{\text{nom}} \times n_d \quad \text{Ec. 6.65}$$

$$H_d = 1.2 \times 1\text{hp} \times 1$$

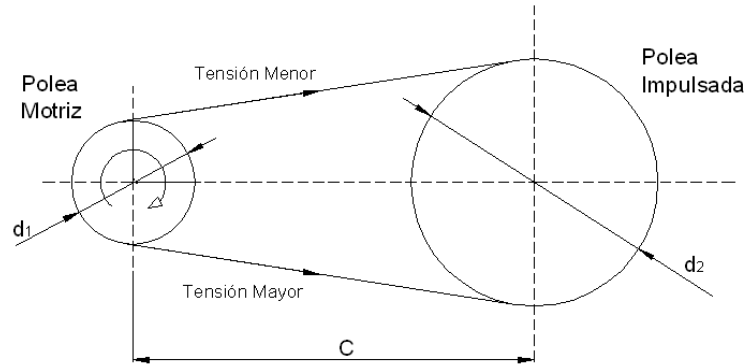
$$H_d = 1.2\text{hp}$$

Para el cálculo de los ángulos de contacto y longitud primaria se considera los siguientes parámetros:

- $d_1 = 3$  pulg
- $d_2 = 6$  pulg

- $C=9.75$  pulg

De acuerdo al esquema de la figura N° 6.59, en la cual la polea motriz gira en sentido horario para impulsar a la bomba hidráulica.



**Figura N° 6.59** Esquema de la transmisión de potencia (Fuente Autor)

### Ángulo de contacto menor

$$\theta_S = \pi - 2 \times \text{Sen}^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2 \times C} \right) \quad \text{Ec. 6.66}$$

$$\theta_S = \pi - 2 \times \text{Sen}^{-1} \left( \frac{6 - 3}{2 \times 9.75} \right)$$

$$\theta_S = 2.8326 \text{rad} = 162.30^\circ$$

### Ángulo de contacto mayor

$$\theta_L = \pi + 2 \times \text{Sen}^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2 \times C} \right) \quad \text{Ec. 6.67}$$

$$\theta_L = \pi + 2 \times \text{Sen}^{-1} \left( \frac{6 - 3}{2 \times 9.75} \right)$$

$$\theta_L = 3.4505 \text{rad} = 197.7^\circ$$

### Selección del tipo de banda

Con distancia entre centros  $C=9.75$  pulg

### Longitud de paso

$$L_p = 2 \times C + 1.57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \times C} \quad \text{Ec. 6.68}$$

$$L_p = 2 \times 9.75 \text{pulg} + 1.57(6 + 3) + \frac{(6 - 3)^2}{4 \times 9.75}$$

$$L_p = 19.5 \text{pulg} + 14.13 \text{pulg} + 0.78 \text{pulg}$$

$$L_p = 34.41 \text{pulg} \approx 34 \text{pulg}$$

### Perímetro interior

$$L = L_p - 1.3 \quad \text{Ec. 6.69}$$

$$L = 34 \text{pulg} - 1.3 = 32.7 \text{pulg}$$

Las Constantes para el cálculo de la potencia nominal de la banda se obtienen del Anexo 25, en base a la sección de la banda en este caso es de tipo A:

**Tabla N°6.23** Constantes para el cálculo de la potencia nominal de la banda

Sección transversal	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>
A	0.8542	1.342	2.436x10 <sup>-4</sup>	0.1703

**Fuente:** Robert Mott.

### Factor de relación de velocidad (K<sub>a</sub>)

El factor de relación de velocidad se obtiene del Anexo 26 considerando la siguiente relación entre diámetros:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{6 \text{pulg}}{3 \text{pulg}} = 2$$

Como  $\frac{d_2}{d_1} > 1.64$  ; K<sub>a</sub>=1.1106

### POTENCIA NOMINAL ( $H_r$ )

$$H_r = \left[ C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(rd)^2 - C_4 \log(rd) \right] (rd) + C_2 r \left( 1 - \frac{1}{K_a} \right) \quad \text{Ec.6.70}$$

$$H_r = \left[ 0.8542 - \frac{1.342}{3} - 2.436 \times 10^{-4} (1.73 \times 3)^2 - 0.1703 \log(1.73 \times 3) \right] (1.73 \times 3) + 1.342 \times 1.73 \left( 1 - \frac{1}{1.1106} \right)$$
$$H_r = [0.8542 - 0.4473 - 6.5616 \times 10^{-3} - 0.1217] 5.19 + 0.2312$$

$$H_r = 1.6773 \text{hp}$$

### Factor de corrección para ángulos de contacto ( $K_1$ )

El factor de corrección para ángulos de contacto  $K_1$  se obtiene del Anexo 27 con el ángulo de contacto menor  $\theta_s = 162.30^\circ$ :

$$K_1 = 0.97$$

### Factor de corrección para la longitud de la banda

En el Anexo 28 podemos determinar el factor de corrección de la longitud de la banda con  $L_p = 34 \text{pulg} = 863.6 \text{mm}$  y el tipo de banda en este caso es A, teniendo así:

$$K_2 = 0.85$$

### Potencia permitida

$$H_a = K_1 \times K_2 \times H_r \quad \text{Ec. 6.71}$$

$$H_a = 0.97 \times 0.85 \times 1.6773 \text{hp}$$

$$H_a = 1.38 \text{hp}$$

### Número de bandas

Puesto que la potencia de diseño es de  $H_a=1.38\text{hp}$  y la sobrecarga de transmisión  $H_d = 1.2\text{hp}$

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. 6.72}$$
$$N_b = \frac{1.2\text{hp}}{1.38\text{hp}}$$

$$N_b = 0.87\text{banda} \approx 1 \text{ banda}$$

Es decir para el sistema de transmisión se necesita una banda.

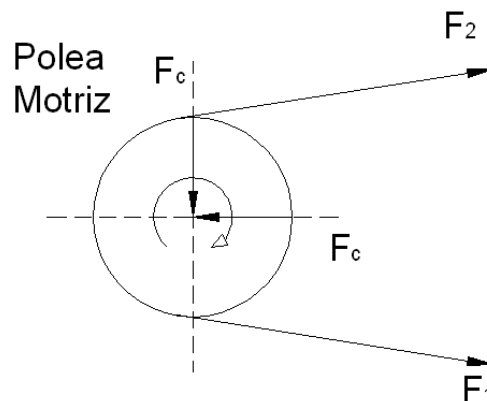
En consecuencia se selecciona una banda:

#### A34

- Servicio pesado, tipo A
- Tiene una longitud efectiva 863mm

### Análisis de fuerzas de tensión en la banda

Para análisis de las fuerzas (figura N° 6.60): centrífuga y tensión; se debe considerar que la mayor tensión  $F_1$  se produce en sentido de giro de la polea motriz y la menor tensión  $F_2$  es la tensión que llega a la polea impulsada.



**Figura N° 6.60** Fuerzas que actúan en el sistema de transmisión (Fuente Autor).

### Velocidad de la banda

$$V_b = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{12} \quad \text{Ec. 6.73}$$

$$n_2 = \frac{n_1 d_1}{d_2} \quad \text{Ec. 6.74}$$

$$n_2 = \frac{1730 \times 3}{6} = 865 \text{rpm}$$

$$V_b = \frac{\pi \times 6 \text{pulg} \times 865 \text{rpm}}{12}$$

$$V_b = 1358.74 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

### Tensión centrífuga

$K_c$ =parámetro para fuerza centrífuga=0.561; Anexo 29.

$$F_c = K_c \left( \frac{V_b}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. 6.75}$$

$$F_c = 0.561 \times \left( \frac{1358.74 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 1.036 \text{ lb}$$

Luego:

$$\Delta F = \frac{63025 \times H_d / N_b}{n \left( \frac{d}{2} \right)} \quad \text{Ec. 6.76}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \times 1.2 / 1}{1730 \times \left( \frac{3}{2} \right)}$$

$$\Delta F = 29.14 \text{ lb}$$

### Tensión mayor $F_1$

- $f$ : coeficiente de fricción de la banda, como es de caucho;  $f=0.5123$ .
- $\theta$ : ángulo de contacto de  $\theta_L$  y  $\theta_S$ ; se toma el de valor menor.

$$\theta_L = 3.4505 \text{rad}$$

$$\theta_S = 2.8326 \text{rad}; \text{ Se toma } \theta = 2.8326 \text{rad}$$



$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \times \exp f \theta_s}{\exp f \theta_s - 1} \quad \text{Ec. 6.77}$$

$$F_1 = 1.036 \text{ lb} + \frac{29.14 \text{ lb} \times \exp (0.5123 \times 2.8326)}{\exp (0.5123 \times 2.8326) - 1}$$

$$F_1 = 39.09 \text{ lb}$$

### Tensión menor $F_2$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. 6.78}$$

$$F_2 = 39.09 \text{ lb} - 29.14 \text{ lb}$$

$$F_2 = 9.95 \text{ lb}$$

### Tensión inicial con relación a las fuerzas $F_1$ y $F_2$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad \text{Ec. 6.79}$$

$$F_i = \frac{39.09 \text{ lb} + 9.95 \text{ lb}}{2} - 1.036 \text{ lb}$$

$$F_i = 45.10 \text{ lb}$$

### Factor seguridad

$$f_s = \frac{H_a N_b}{H_{\text{nom}} K_s} \quad \text{Ec. 6.80}$$

$$f_s = \frac{1.38 \text{ hp} \times 1}{1 \text{ hp} \times 1.2}$$

$$f_s = 1.15$$

### Tensiones equivalentes

$K_b$ =parámetro para las tensiones equivalentes=200; Anexo 29.

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d_1} = \frac{220}{3} = 73.33 \text{ lb} \quad \text{Ec. 6.81}$$

$$F_{b2} = \frac{K_b}{d_2} = \frac{220}{6} = 36.67\text{lb} \quad \text{Ec. 6.82}$$

$$\begin{aligned} T_1 &= F_1 + F_{b1} \\ T_1 &= 39.09\text{lb} + 73.33\text{lb} \\ T_1 &= 112.42\text{lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= F_1 + F_{b2} \\ T_2 &= 39.09\text{lb} + 36.67\text{lb} \\ T_2 &= 75.76\text{lb} \end{aligned}$$

### Vida de la banda

Dónde:

K y b son parámetros de durabilidad para la sección de la banda en V; dichos valores se los obtienen en el Anexo 30.

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 6.83}$$

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{112.42\text{lb}} \right)^{-11.089} + \left( \frac{674}{75.7\text{lb}} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 0.416 \times 10^9 \text{pasadas} = 4.16 \times 10^8 \text{pasadas}$$

Como  $N_p < 10^9$ ; tomamos el valor que calculamos.

### La vida en horas

$$t = \frac{N_p L_p}{720 V_b} \quad \text{Ec.6.84}$$

$$t = \frac{4.16 \times 10^8 \text{pasadas} \times 34 \text{pulg}}{720 \times 1358.74 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}$$

$$t = 6950.9 \text{horas}$$

Este será el tiempo de duración óptimo en horas que tendrá la banda en funcionamiento.

## **6.7.7 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y DE CONSTRUCCIÓN DE LA GRÚA OLEOHIDRÁULICA.**

### **6.7.7.1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA GRÚA**

- **Peso Total:** 126.0 Kg.
- **Capacidad Máxima de carga:** 500.0 Kg.
- **Dimensiones Generales:**

Largo: 1.85m.

Ancho: 1.10m.

Alto: 1.80m.

- **Fuente de Energía:** Energía Eléctrica 110Voltios.
- **Fuente Oleohidráulica:** Bomba oleohidráulica de paletas conectada al depósito de aceite controlado con mando manual mediante válvula direccional.
- **Materiales Principales de la Grúa Oleohidráulica:** Materiales fabricados con Aceros A-36, accesorios de tubería, Motor eléctrico de 1HP, Bomba Oleohidráulica, válvula direccional, manómetro, mangueras para alta presión, aceite oleohidráulico, entre otros que se describen en la lista de equipos y materiales en el Anexo 34 (plano N°1).

### **6.7.7.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE CONSTRUCCIÓN**

A continuación se describe como se realizó la construcción de las diferentes partes de la grúa oleohidráulica figura 6.61.

### 6.7.7.3 ELEMENTOS CONSTRUIDOS DE LA GRÚA.

#### Construcción del Brazo

Para realizar la construcción del brazo se cortó una longitud de 860 mm de un tubo cuadrado metálico de 75x75x2 mm, a esta se le une en la parte superior mediante soldadura un pedazo de 80 mm de tubo cuadrado metálico de 60x60x3 mm, además en el mismo lugar va soldado de extremo a extremo una platina metálica de 1 1/2 x 1/4 pulg.



**Figura N°6.61** Etapa final de construcción de la grúa (Fuente Autor)

Para la articulación del brazo se le une mediante soldadura un pedazo de 100 mm de tubo cuadrado metálico de 60x60x3 mm, a dicho pedazo se le realiza agujeros con una broca de 5/8 pulg.

En el extremo del brazo va soldado un ángulo metálico de 70x70x6.35 mm con una longitud de 325 mm, a la cual se une mediante soldadura unas orejas con agujeros de 3/8 pulg donde se acopla una abrazadera para fijar al cilindro que realiza el desplazamiento.

### **Construcción de la Pluma**

Para la construcción de la pluma se corta 540 mm de tubo cuadrado metálico de 60x60x3 mm, a la misma que va soldada dos platinas metálicas de 2 ½ x 1/4 pulg de una longitud de 590 mm, en el extremo se realiza una perforación por toda la pluma con una broca de ¾ pulg y en el otro se le suelda una placa de 2 ½ x 2 1/2 pul de ¼ pulg de espesor, a dicha placa también se le realiza un agujero de ¾ pulg.

### **Construcción de la columna**

La columna se realiza de tubo cuadrado metálico de 75x75x2 mm de una longitud de 1228 mm, en el extremo inferior va soldado a una placa metálica de 80x145x5 mm, en dicha placa se hacen dos agujeros de ½ pulg, en cambio en el extremo superior va soldado una ménsula para la articulación del brazo que están formadas por tres placas y tienen agujeros de 5/8 pulg. Además a la columna se le realizan agujeros de ½ pulg para acoplar a los tensores que van de la columna a la base.

### **Construcción de la base**

La base de la grúa hidráulica está construida por diferentes tubos cuadrados metálicos como: 60x60x3 mm y 75x75x2 mm; además para el alojamiento de los largueros a la base se sueldan dos ángulos metálicos de 2 ½ x 1/4 pulg unidos para dar la forma de un canal, para más detalles observe el Anexo 34 (plano N° 2).

Además en la base se deben realizar agujeros de ½ pulg en el soporte de la base donde va alojada la base, donde se unen los tensores, en la unión de la base con la

columna y en los alojamientos de los largueros. También para el ensamble de las llantas con la base se deben realizar agujeros de 3/8 pulg.

### **Construcción de los Largueros**

Los largueros son los que mantienen estable a la grúa, son construidos con tubo cuadrado metálico de 60x60x3 mm, en el extremo se realizan agujeros de ½ pulg para poder ensamblar con las guías de la base, y en el otro extremo se realizan agujeros de 3/8 pulg en la placa base para las llantas de los largueros.

### **Construcción de los Tensores**

Los tensores permiten que la columna no fleje y principalmente ayudan a distribuir las fuerzas simétricamente, son construidos de platina metálica de 1x1/4 pulg. En los dos extremos se realizan agujeros de ½ pulg para unir la base y la columna a los tensores.

### **Construcción de la base estructural de la central hidráulica**

La estructura de la central está construida con una plancha de 2.5 mm para la base de la estructura de la central donde va alojada una estructura cuadrada mediante ángulos de 3/4x1/8 pulg, en la parte superior se ubican platinas metálicas de 48x8 mm y ángulos metálicos de 2x3/16 pulg, además se ubica una base metálica de 135x127x8 mm para fijar a la bomba hidráulica. También la estructura presenta en su contorno exterior agujeros de 1/8 pulg para remachar la estructura al cobertor. Para su mejor compresión revisar el Anexo 34 (plano N° 8) donde se encuentran las dimensiones de la distribución de medidas en la estructura.

### **Construcción del depósito de aceite**

El depósito está conformado por el tanque y el casco, está construido en plancha metálica de 2 mm, en su periferia va soldado un ángulo de 2x1/8 pulg con agujeros de 3/8 pulg, también en la superficie exterior del depósito se realizan

agujeros de 1 pulg para alojar a 2 neplós de  $\frac{3}{4}$  pulg. En el extremo del tanque y del casco se sueldan cuellos elaborados de platina de  $\frac{3}{4} \times \frac{1}{4}$  pul, en los cuellos se realizan 8 agujeros de diámetro  $\frac{5}{16}$  para unir con pernos y evitar que el aceite hidráulico se derrame. Para observar con mejores detalles las medidas del depósito ver Anexo 34 (plano N° 10).

#### **6.7.7.4 EQUIPOS ADQUIRIDOS PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LA GRÚA**

##### **Motor Eléctrico**

Se adquirió un motor eléctrico de 1hp y de 1730rpm para impulsar a la bomba oleohidráulica, figura N°6.62.



**Figura N°6.62** Motor eléctrico (Fuente Autor)

##### **Bomba y Cilindros Oleohidráulicos**

Se adquirió una bomba hidráulica de 100 Bar y de 1gpm para transmitir la potencia hacia los cilindros oleohidráulicos del sistema, figuras N°6.63 y 6.64.



**Figura N°6.63** Bomba Oleohidráulica (Fuente Autor)



**Figura N°6.64** Cilindros Oleohidráulicos (Fuente Autor)

### **Válvula direccional**

La Válvula direccional se compró para controlar el funcionamiento independiente de los dos cilindros, esta válvula es de centro tándem de 4 posiciones y 3 empalmes, figura N°6.65.



**Figura N°6.65** Válvula Direccional (Fuente Autor)



## Mangueras para alta presión

Las mangueras para alta presión son de 3/8 y 5/8 pulg, las cuales sirven para unir los componentes del sistema hidráulico y la más importante es para transmitir la presión generada por la bomba hacia los cilindros oleohidráulicos, figura N°6.66.



Figura N°6.66 Válvula Direccional (Fuente Autor)

### 6.7.8 ENSAYOS DE CAPACIDAD DE CARGA Y TIEMPOS DE LEVANTAMIENTOS DE CARGA.

#### 6.7.8.1 ENSAYOS DE CAPACIDAD DE CARGA DE LA GRÚA.

Para cumplir con el objetivo de capacidad de carga para la cual fue diseñada la grúa oleohidráulica se realizó los ensayos de carga en los Laboratorios de Ensayos Físicos y Mecánicos del Instituto Ecuatoriano de Normalización.

Tabla N° 6.24 Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 37° (+).

Posición	Angulo de giro del Brazo (°)	Longitud del Brazo (m)	Carga a elevar (Kg)	Altura de elevación (m)	Presión del sistema oleohidráulico (lb/pulg <sup>2</sup> )
----------	------------------------------	------------------------	---------------------	-------------------------	--

1	37° (+)	0.83	500	1.5	1000
2	37° (+)	0.54	250	1.5	500

**Fuente:** Autor.

**Tabla N° 6.25** Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 0°.

<b>Posición</b>	<b>Angulo de giro del Brazo (°)</b>	<b>Longitud del Brazo (m)</b>	<b>Carga a elevar (Kg)</b>	<b>Altura de elevación (m)</b>	<b>Presión del sistema oleohidráulico (lb/pulg<sup>2</sup>)</b>
1	0°	0.83	500	1.0	850
2	0°	0.54	250	1.0	400

**Fuente:** Autor.

**Tabla N° 6.26** Ensayo de carga con un ángulo de giro del Brazo 30° (-).

<b>Posición</b>	<b>Angulo de giro del Brazo (°)</b>	<b>Longitud del Brazo (m)</b>	<b>Carga a elevar (Kg)</b>	<b>Altura de elevación (m)</b>	<b>Presión del sistema oleohidráulico (lb/pulg<sup>2</sup>)</b>
1	30° (-)	0.83	500	0.5	650
2	30° (-)	0.54	250	0.5	300

**Fuente:** Autor.

Como se observa en las tablas N° 6.24 a la 6.26, los resultados de capacidad de carga se encuentran dentro de los requerimientos para levantar un peso máximo de 500Kg; como respaldo técnico en el Anexo 2 se adjunta la certificación de capacidad de carga N°LEFM-2011-014 y el informe de ensayos otorgado por el INEN para la grúa oleohidráulica.

#### **6.7.8.2 ENSAYO DE TIEMPOS DE LEVANTAMIENTOS DE CARGA.**

El ensayo de levantamiento (figura N°6.67) para calcular el tiempo de operación en el montaje y desmontaje de un motor con tres diferentes pesos se detalla a continuación en las tablas N° 6.27 y 6.28



**Tabla N° 6.67** Desmontaje de motor (Fuente Autor).

**Tabla N° 6.27** Tiempo que tarda la grúa al realizar el desmontaje de un motor.

<b>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA</b>			
<b>TIEMPO QUE TARDA LA GRÚA REALIZAR EL DESMONTAJE UN MOTOR</b>			
<b>DESPLAZAMIENTO DE CARGA VERTICAL= 120cm.</b>			
<b>MANIOBRABILIDAD</b>	<b>PESO 1=100Kg.</b>	<b>PESO 2=207Kg.</b>	<b>PESO 3=250Kg.</b>
<b>REGULAR</b>	26 seg.	30 seg.	32 seg.
<b>MODERADA</b>	15 seg.	20seg.	22 seg.

<b>RÁPIDA</b>	10 seg.	15 seg.	18 seg.
<b>TIEMPO MÁXIMO PARA EL DESMONTAJE</b>			32 seg.

**Fuente:** Autor.

**Tabla N° 6.28** Tiempo que tarda la grúa al realizar el montaje de un motor.

<b>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA</b>			
<b>TIEMPO QUE TARDA LA GRÚA REALIZAR EL MONTAJE UN MOTOR</b>			
<b>DESPLAZAMIENTO DE CARGA VERTICAL= 120cm.</b>			
<b>MANIOBRABILIDAD</b>	<b>PESO 1=100Kg.</b>	<b>PESO 2=207Kg.</b>	<b>PESO 3=250Kg.</b>
<b>REGULAR</b>	39 seg.	45 seg.	61 seg.
<b>MODERADA</b>	34 seg.	40 seg.	45 seg.
<b>RÁPIDA</b>	29 seg.	36 seg.	38 seg.
<b>TIEMPO MÁXIMO PARA EL MONTAJE</b>			60 seg.

**Fuente:** Autor.

Con estos resultados podemos decir que el mayor tiempo que toma realizar el montaje para levantar un peso de motor de 250Kg es de 60 segundos, con este análisis podemos decir que para realizar el montaje de un motor de 500Kg tardaría un tiempo de 120 segundos que equivale a 2 minutos.

Por otra parte el tiempo que tarda en realizar el desmontaje, en la cual para desmontar un peso de motor de 250Kg es de 32 segundos, con este análisis podemos decir que para realizar el montaje de un motor de 500Kg tardaría un tiempo de 62 segundos, equivale a 1 minuto aproximadamente.

A estos tiempos calculados debemos sumarle el tiempo que los trabajadores tardan en armar y fijar el motor al vehículo que por recomendaciones de la

mecánica automotriz Rivera se tarda 1 hora para el desmontaje y 1 para el montaje, y que sumado en total para cada proceso se obtiene:

**Tabla N° 6.29** Tiempo total del montaje y desmontaje de un motor.

OPERACIÓN	Tiempo (Minutos)
Tiempo total para el desmontaje	62
Tiempo total para el montaje	62
Tiempo total del montaje y desmontaje de un motor.	124

**Fuente:** Autor.

Con equipos anteriores en la mecánica automotriz Rivera se demoran unos 10 a 15 minutos más, tanto en el desmontaje como en el montaje debido a que no contaban con el equipo necesario para estas operaciones, dando un promedio de **tiempo de ahorro de 24 minutos**.

## 6.8. ADMINISTRACIÓN

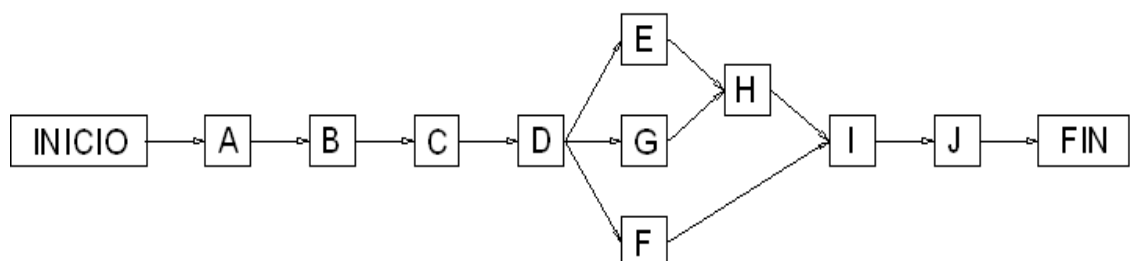
### 6.8.1. PROCESO PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA GRÚA OLEOHIDRÁULICA

- A. Elaborar el diseño.
- B. Revisar el diseño.
- C. Aprobar el diseño.
- D. Seleccionar los materiales.
- E. Comprar los materiales.
- F. Comprar los equipos y accesorios.
- G. Seleccionar los procesos de construcción.
- H. Construir la grúa oleohidráulica.
- I. Ensamblaje de la grúa e instalación de los equipos.
- J. Verificar el ensamblaje e instalación de los equipos.
- K. Realizar las pruebas correspondientes en la grúa.

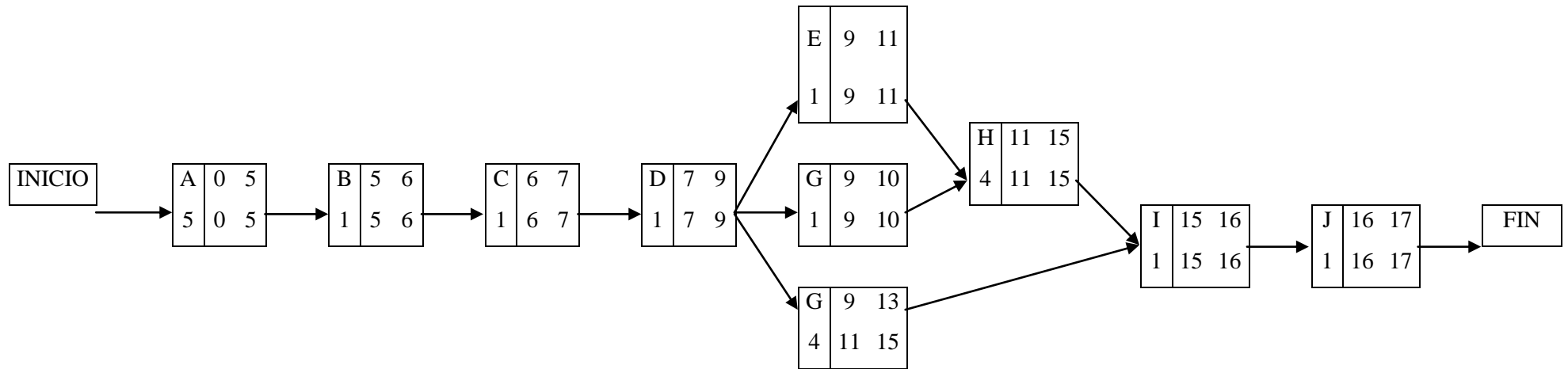
**Tabla N° 6.30** Actividades y tiempos para el diseño y construcción de la grúa oleohidráulica

Act	Descripción	Predecesor	Tiempo (Semanas)				Hol
			Opt	NPro	Pes	Esp	
A	Elaborar el diseño	-----	3	5	7	5	0
B	Revisar el diseño	A	0.5	1	1.5	1	0
C	Aprobar el diseño	B	0.5	1	1.5	1	0
D	Seleccionar los materiales	C	1	2	3	2	0
E	Comprar los materiales	D	1	2	3	2	0
F	Comprar los equipos y accesorios	D	2	4	6	4	2
G	Seleccionar los procesos de construcción	D	0.5	1	1.5	1	0
H	Construir la grúa oleohidráulica	E,G	3	4	5	4	0
I	Ensamblaje de la grúa e instalación de equipos	H,F	0.5	1	2	1	0
J	Verificar ensamblaje e instalación de equipos	I	0.5	1	1.5	1	0
K	Realizar las pruebas	J	1	2	3	2	0

**Fuente:** Autor.



**Figura N°6.68** Red del Proyecto (Fuente Autor)



**Figura N°6.69** Red del Proyecto con tiempos (Fuente Autor)

En la red del proyecto (figuras N°6.68 y 6.69) se determina que la culminación del proyecto relacionado con el diseño y construcción de la grúa oleohidráulica es en 17 semanas equivalente a 4 meses y 1 semana.

## 6.8.2. ANÁLISIS DE COSTOS

El análisis de costos que se calcula para la construcción de la grúa oleohidráulica, se basa en la utilización de materiales y equipos fundamentales que se encuentren dentro de parámetros ergonómicos, para garantizar seguridad, bienestar y eficacia, y así mejorar la fiabilidad en el montaje y desmontaje de motores de combustión interna.

La construcción de la grúa oleohidráulica se fundamenta en los costos de producción en la cual incluyen los costos que a continuación se describen:

### 6.8.2.1. COSTOS DIRECTOS. (C.D)

Los costos directos son los valores que cancelan para cubrir actividades indispensables para generar un progreso operativo; y son aquellos rubros, que se emplean para adquirir los materiales y equipos empleados directamente en la construcción:

### COSTOS DE MATERIALES. (C.M)

En las tablas N° 6.31 a la 6.34 se muestran costos unitarios de cada material y equipo utilizado para la construcción de la grúa oleohidráulica.

**Tabla N° 6.31** Costos unitarios de materiales metalmecánicos.

DESCRIPCIÓN	MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO (USD)	P. TOTAL (USD)
Tubo cuadrado 60x60x3mm	ASTM-A500	unidad	1.00	35.19	35.19
Tubo cuadrado	ASTM-A500	unidad	0.42	31.43	13.20



75x75x2mm					
Platina de 1 x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.50	8.94	4.47
Platina ½ x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.50	7.60	3.80
Platina de 1 ½ x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.17	13.60	2.31
Platina 2 ½ x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.08	25.30	2.02
Platina 2 x 5/16 pulg	ASTM-A36	unidad	0.20	15.60	3.12
Ángulo ¾ x 1/8 pulg	ASTM-A36	unidad	0.5	6.70	3.35
Ángulo 2 ½ x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.26	56.45	14.68
Ángulo 3 x ¼ pulg	ASTM-A36	unidad	0.08	68.50	5.48
Ángulo 1 ¾ x 1/8 pulg	ASTM-A36	unidad	0.08	14.50	1.16
Plancha 1mm	ASTM-A653	unidad	0.25	20.00	5.00
Plancha 3/8pulg	ASTM-A36	unidad	0.15	273.40	41.01
Plancha 5mm	ASTM-A36	unidad	0.05	151.90	7.60
Perno ¾ x 3 pulg	SAE 1	unidad	3.00	3.50	10.50
Perno 5/8 x 3 ½ pulg	SAE 1	unidad	1.00	4.00	4.00
Perno ½ x 4 pulg	SAE 1	unidad	13.00	0.36	4.68
Perno 3/8 x ¾ pulg	SAE 1	unidad	2.00	0.10	0.20
Perno ½ x 3 ½ pulg	SAE 1	unidad	2.00	0.40	0.80
Perno ½ x ¾ pulg	SAE 1	unidad	2.00	0.12	0.24
Perno 5/16 x ¾ pulg	SAE 1	unidad	38.00	0.08	3.04
Perno ½ x 1 pulg	SAE 1	unidad	1.00	0.15	0.15
Perno ¼ x ½ pulg	SAE 1	unidad	2.00	0.70	1.40
Electrodo	E6011	libras	4.00	1.25	5.00
Disco de pulir		unidad	3.00	0.80	2.40
Broca 1/8 pulg		unidad	1.00	0.19	0.19
Broca 5/16 pulg		unidad	1.00	0.85	0.85
Broca 3/8 pulg		unidad	1.00	1.95	1.95
Broca 5/8 pulg		unidad	1.00	2.10	2.10
Broca ¼ pulg		unidad	1.00	1.00	1.00
Broca ½ pulg		unidad	1.00	3.40	3.40

Broca ¾ pulg		unidad	1.00	6.50	6.50
Broca 1 pulg		unidad	1.00	15.00	15.00
Hoja de sierra Sanflex		unidad	3.00	0.75	2.25
Banda tipo V	Caucho	unidad	1.00	3.75	3.75
Llanta giratoria N° 100		unidad	6.00	1.76	10.56
Polea simple 3 pulg	Aluminio	unidad	1.00	2.05	2.05
Polea simple 6 pulg	Aluminio	unidad	1.00	4.25	4.25
Cadena de eslabones rectos		metros	0.5	5.00	2.50
Gancho de 2Ton.		unidad	1.00	4.00	4.00
<b>Subtotal</b>					<b>235.15</b>

Fuente: Autor.

**Tabla N° 6.32** Costos de materiales para el sistema oleohidráulico.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO(USD)	P. TOTAL(USD)
Cilindro oleohidráulico 1 ½ x 1 ½ pulgx30cm	unidad	1	250.0	250.0
Cilindro oleohidráulico 2 x ½ pulgx45cm	unidad	1	180.0	180.0
Válvula direccional	unidad	1	300.0	300.0
Bomba hidráulica	unidad	1	210.0	210.0
Aceite ISO 32VG	galones	3	12.0	36.0
Manómetro	unidad	1	20.0	20.0
Manguera de 3/8pulg	metros	5	5.40	27.0
Manguera de 5/8pulg	metros	0.5	3.0	1.50
Neplo 3/8x3/8pulg	unidad	1	1.0	1.0
Capsula de 3/8pulg	unidad	12	0.75	9.0

Prensada de manguera	unidad	4.50	1.0	4.50
Acoples	unidad	19	1.50	28.50
<b>Subtotal</b>				<b>1,067.50</b>

**Fuente:** Autor.

**Tabla N° 6.33** Costos de materiales eléctricos.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO(USD)	P. TOTAL(USD)
Motor de 1 HP	unidad	1	95.0	95.0
Cable gemelo	metros	4	1.00	4.0
Botonera	unidad	1	5.00	5.0
Luz intermitente Led	unidad	1	15.00	15.0
Enchufe	unidad	1	0.50	0.5
Chicharra	unidad	1	6.00	6.0
Taype	unidad	1	0.50	0.5
<b>Subtotal</b>				<b>126.0</b>

**Fuente:** Autor.

**Tabla N° 6.34** Costos de materiales para pintura.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO(USD)	P. TOTAL(USD)
Pintura Poliuretano	Litro	2	12.50	25.00
Catalizador	Litro	1	6.50	6.50
Lijas	Litro	30	0.35	10.50
Masilla Plástica	Libra	2	1.50	3.00
<b>Subtotal</b>				<b>45.00</b>

**Fuente:** Autor.

Para la construcción de la grúa oleohidráulica referente al costo de materiales se tiene un gasto total de **1,473.65 dólares**.

C. M. = 1,473.65 dólares.

### 6.8.2.2. COSTOS INDIRECTOS

En los costos indirectos se incluyen todos aquellos egresos correspondientes a la utilización de maquinaria, costo de mano de obra, entre otros gastos que no se ven reflejados directamente en la construcción pero que son necesarios para la construcción.

#### COSTO POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA Y HERRAMIENTAS (C.M.H)

Para el costo de maquinaria y herramientas se considera las máquinas que se va a utilizar, como se observa en la tabla N°6.35:

**Tabla N° 6.35** Costos de maquinaria empleada

<b>MAQUINARIA</b>	<b>COSTO/HORA</b>	<b>HORAS EMPLEADAS</b>	<b>SUB-TOTAL (USD)</b>
Suelda Eléctrica	1.40	10	14.00
Torno	2.00	2	4.00
Taladros	0.50	6	3.0
Compresor	1	2	2
Dobladora	1.00	1	1.00
Esmeril	0.50	6	3.00
Suelda Autógena	2.00	1	2.00
Pulidora	0.50	2	1.00
		<b>TOTAL</b>	<b>30.0</b>

**Fuente:** Autor.

## **COSTO DE MANO DE OBRA (C.M.O)**

Para la construcción de la grúa oleohidráulica, se ha considerado el salario de 1 trabajador, el cual trabaja 8 horas diarias, 5 días a la semana, 20 días al mes, durante un mes.

### **TÉCNICO**

- El valor de cada hora es de \$ 2
- El valor por las 8 horas es de \$ 16.00
- El valor por los 20 días es de \$ 320.00

El costo de mano de obra por parte del trabajador que va a realizar la construcción es de **\$ 320.00 dólares.**

$$\text{C. M. O} = 320.00 \text{ dólares.}$$

### **Costo de Operación (C.OP)**

El costo referente a la operación de la grúa oleohidráulica es de:

$$\text{C.O.P} = 5.00 \text{ dólares.}$$

Este valor se refiere al consumo de energía durante su funcionamiento.

### **Costo Total del Proyecto (C.T.P)**

**Tabla N° 6.36 Costo del Proyecto**

<b>N°</b>	<b>COSTO</b>	<b>VALOR (USD)</b>
1	C.M	1,473.65
2	C.M.H	30.00

3	C.M.O	320.00
4	C.OP	5.00
<b>Subtotal</b>		1,828.65
<b>10% Imprevistos</b>		186.86
<b>Total</b>		2,011.52

**Fuente:** Autor.

$$C.T.P = C.D + C.I + 10\% IMPREVISTOS$$

### COSTO TOTAL DE LA GRÚA OLEOHIDRÁULICA

<b>Total</b>	<b>2,011.52 dólares</b>
--------------	-------------------------

#### 6.8.3. VIDA UTIL DE LA GRÚA OLEOHIDRÁULICA

La grúa oleohidráulica está construida en su mayoría con materiales de acero ASTM-A500 y ASTM-A36 existentes en el mercado como: tubos cuadrados, ángulos, planchas y otros perfiles más. También a la grúa se le aplicó fondo de anclaje para la pintura poliuretano permitiendo protegerla del medio exterior, pero lo que le deteriora y disminuye la vida útil es el trabajo pesado para la cual está diseñada, el lapso de tiempo que estaría en normal funcionamiento la máquina es de 5 años ya que el trabajo en el montaje y desmontaje de motores no es constante.

#### 6.8.4. VALOR ACTUAL NETO (VAN)

**Tabla N° 6.37** Costos de montaje y desmontaje de un motor

VEHICULOS	N° DE CILINDROS	COSTO DE REPARACIÓN DE MOTOR	COSTO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DE MOTOR
Automóviles	4	200 dólares	80 dólares

Camionetas, Todo terreno, Furgonetas	6	280 dólares	120 dólares
Camionetas, Todo terreno, Furgonetas	8	360 dólares	160 dólares

**Fuente:** Autor.

Como se observa en la Tabla N°6.37 el costo promedio del montaje y desmontaje de un motor seria de 120dólares por cada vehículo al que se le realice el mantenimiento o reparación. En base a la investigación realizada en la mecánica automotriz Rivera ellos realizan un promedio de 2 reparaciones cada mes.

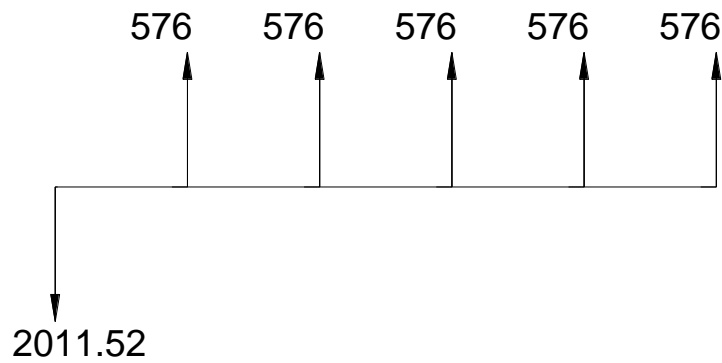
Tomamos el tiempo de ahorro del análisis detallado en la página 148 en base a tabla N° 6.29 y calculamos:

**Tabla N° 6.38** Ahorro en el proceso de montaje y desmontaje.

<b>PROCESO</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>CANTIDAD</b>
Producción	Trabajos/mes	2
Ahorro en tiempo	minutos	24
Ahorro minutos en el mes	Minutos/mes	48
Ahorro horas en el mes	Horas/mes	0.8
Costo hora	Dólares/hora	60
Ahorro mensual	Dólares	48
<b>Ahorro anual</b>	<b>Dólares</b>	<b>576</b>

**Fuente:** Autor.

Con la vida útil de la grúa de que es de 5 años y considerando una tasa de interés de 12% (tasa de préstamo bancario), se calculó el valor actual neto considerando una inversión inicial de 2,055.52 dólares y un beneficio anual de ahorro de 576 dólares.



**Figura N°6.70** Flujo efectivo para cinco años (Fuente Autor).

$$VAN = -P + \frac{FNE_1}{(1+i)^1} + \frac{FNE_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNE_n}{(1+i)^n} \text{ Ec. 6.85}$$

Dónde:

**P:** Inversión inicial en el año cero.

**FNE<sub>n</sub>:** Flujo neto de efectivo del año (n), que corresponde a la ganancia neta después del impuesto en el año (n).

**i:** tasa de referencia que corresponde a la TMAR.

**Datos:**

**TMAR:** 12%=0.12.

$$VAN = -2011.52 + \frac{576}{(1 + 0.12)^1} + \frac{576}{(1 + 0.12)^2} + \frac{576}{(1 + 0.12)^3} + \frac{576}{(1 + 0.12)^4} + \frac{720}{(1 + 0.12)^5}$$

VAN = 64.83 dólares.

Por tanto VAN=20.83 dólares > 0 el proyecto es rentable.

### 6.8.5. TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Aplicando ecuación 6.85 y VAN=0 calculamos:



$$VAN = -2011.52 + \frac{576}{(1+i)^1} + \frac{576}{(1+i)^2} + \frac{576}{(1+i)^3} + \frac{576}{(1+i)^4} + \frac{576}{(1+i)^5}$$

$$2011.52 = \frac{576}{(1+i)^1} + \frac{576}{(1+i)^2} + \frac{576}{(1+i)^3} + \frac{576}{(1+i)^4} + \frac{576}{(1+i)^5}$$

De la ecuación planteada calculamos la tasa TMAR (**i**) por medio de un método de igualación de ecuaciones.

Por tanto VAN=0 LA TIR=0.1326>0.12 el proyecto es rentable.

## **6.9. PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN**

### **6.9.1. RECOMENDACIONES DE OPERACIÓN**

- Usar aceite de las especificaciones y cantidad recomendada en la página 130.
- Calentar previamente el sistema hidráulico realizando con una pequeña maniobrabilidad, antes de aplicarle carga.
- Verificar las posibles fugas de aceite por mangueras, cilindros, válvula, bomba, etc.
- Ajustar en posición correcta de trabajo el brazo grúa y todos los elementos que utilizan para la operación de la grúa.
- Levantar cargas con un peso máximo de 500Kg, debido a que es la capacidad de carga máxima de la grúa.
- Cuando no se esté utilizando la máquina deberá permanecer protegida con algún protector ya sea plástico o de otros materiales, para evitar la acumulación de suciedad, polvo o agentes contaminantes al normal funcionamiento de la máquina. Recuerde que el enemigo número uno del Sistema oleohidráulico es la suciedad.

- El depósito de aceite debe permanecer abierto la atmosfera mediante el desaireador para evitar presión interna en el depósito, cavitación en la bomba o aireación.

### **6.9.2. RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO**

- Verificar periódicamente o cuando se requiera, la máxima presión del sistema usando instrumentos y personal especializado.
- Mantenimiento preventivo de todo la grúa en periodos mensuales.
- Cambio de aceite del depósito cada 3 meses, este proceso se debe realizar con una previa limpieza interna del depósito para eliminar impurezas o sedimentos del trabajo normal de la máquina.
- Limpieza del filtro de succión cada 3 meses, este proceso se lo puede realizar aplicando flujo de aire comprimido (sopletear), pero solo cuando se encuentre seco el filtro.
- Limpieza externa periódica de todo el sistema oleohidráulico para evitar acumulación de suciedad, considerando que la regla general de mantenimiento de sistemas oleohidráulicos es mantener todo limpio.
- Cambio de sellos de los cilindros Oleohidráulicos cada 12 meses, pero si se considera que la máquina ha trabajado constantemente.
- Limpieza interna de cilindros oleohidráulicos para eliminar impurezas llevadas por el fluido (aceite), este proceso se realizará cuando se efectúe el mantenimiento interior del cilindro.
- Verificación y reajuste de los elementos de uniones de las mangueras y pernos de la estructura, en el caso de cambio de mangueras por estar deterioradas, usar mangueras, terminales, etc., de resistencia garantizada por el fabricante.
- Cambio de la Banda del sistema de transmisión de poleas cada 9 meses siempre y cuando la máquina trabaje todos los días, o se podría cambiar la banda cada 12 meses si el trabajo no se realiza a diario con la finalidad de prevenir cualquier daño inesperado de la banda.

- Chequear los sellos y empaques de la bomba y del depósito de aceite para evitar fugas y desperdicios del líquido de potencia del sistema oleohidráulico.
- Chequear periódicamente el sistema eléctrico de alimentación y de operación para evitar problemas en el momento de realizar cualquier trabajo.

## **BIBLIOGRAFÍA**

### **LIBROS:**

1. ALEXANDROV. M; Aparatos y Máquinas de Elevación y Transporte; 1976; Editorial Mir; primera edición.
2. CEMBRANOS, Jesús; Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos; 2002; Colección Thomson-Paraninfo; cuarta edición.
3. CREUSS, Antonio; Neumática e Hidráulica; 2007; Editorial Alfaomega; primera edición.
4. HAMROCK, Bernard J; Elementos de Máquinas; S/A; s/e. MacGRAW – HILL INTERAMERICANA Editores S.A. México D.F.
5. INEC; INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS; Estadísticas e Indicadores del Transporte Carretero 2007.
6. INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN; Código de Dibujo Técnico – Mecánico. Serie de Normalización 009; 1981;S/E. Quito – Ecuador.
7. LARBURU, L. Máquinas Prontuario; S/A; décima tercera edición. THOSON- PARANINFO Editores. España.
8. MANUAL AISC N690-06; NB2- 10; Loads and Load Combinations; September 20, 2006.
9. Mc. CORMAC, Jack; Diseño de Estructuras Metálicas-Método ASD; 1998; Editorial alfaomega, cuarta edición.
10. MEGYESY, Eugene; Manual de recipientes a presión-Diseño y cálculo; 1989; Editorial Limusa S.A; Primera edición; Págs.: 22 y 142.
11. MONDELO, Pedro; “Ergonomía 1”; 1999; Editorial Mutua Universal; tercera edición.
12. MOTT, Robert; Mecánica de Fluidos; 2006; Editorial Pearson; sexta edición.
13. MOTT, Roberth; Diseño de Elementos de máquinas; 2006; Cuarta Edición. Pearson Educación Editores. México D.F.

14. NARANJO, Galo y otros; Tutoría de Investigación Científica. Producción Diemerino; 2004; Editores. Segunda Edición. Quito – Ecuador.
15. NTP 477 Levantamiento manual de cargas: ecuación del NIOSH. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, España.
16. ROCA, Felipe; Oleohidráulica Básica-Diseño de circuitos; 1998; Editorial Alfaomega-Grupo Editorial S.A.; primera edición.
17. ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e.
18. SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.
19. WATERS, T., PUTZ ANDERSON, V., GARG, A. Applications manual for the revised NIOSH.

#### **INTERNET:**

1. <http://www.team.net/sol/tech/engine.html>.
2. <http://www.estrucplan.com.ar/Producciones/entrega.asp?IdEntrega=55>
3. <http://es.wikipedia.org/wiki/Gr%C3%BAa>.
4. <http://www.kneeland-erkco.com.mx/gruas.html>
5. <http://www.trhon.com/PGruaG.htm>.
6. <http://www.kia.com.ec/modelo.php?idcar=10>
7. <http://www.kia.com.ec/modelo.php?idcar=11>
8. <http://www.kia.com.ec/modelo.php?idcar=19>
9. <http://www.kia.com.ec/modelo.php?idcar=78>
10. <http://www.nissan.com.ec/php/vehicle.php?car=AUT0000010>
11. <http://www.nissan.com.ec/php/vehicle.php?car=AUT0000019>
12. <http://www.nissan.com.ec/php/vehicle.php?car=AUT0000014>
13. <http://www.toyota.com.ec/ebrochure.php?vehID=2>
14. <http://www.chevrolet.com.ec/vehiculos/Autos/Aveo-activo/Aveo-activo-general.html>
15. <http://www.chevrolet.com.ec/vehiculos/Autos/Optra/Sedan-ficha-tecnica.html>

16. <http://www.chevrolet.com.ec/vehiculos/Autos/Spark/Hatchback-5-puertas-ficha-tecnica.html>
17. [http://www.hyundai.com.ec/pages/2\\_pasajeros\\_accent\\_1.html](http://www.hyundai.com.ec/pages/2_pasajeros_accent_1.html)
18. [http://www.hyundai.com.ec/pages/2\\_pasajeros\\_elantra\\_1.html](http://www.hyundai.com.ec/pages/2_pasajeros_elantra_1.html)
19. [http://www.hyundai.com.ec/pages/2\\_pasajeros\\_getz\\_4.html](http://www.hyundai.com.ec/pages/2_pasajeros_getz_4.html)
20. [http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master\\_public/virtualmaster/es\\_ec/modelo/Nuevo\\_Gol/caracteristicas\\_y/datos\\_tecnicos.html](http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master_public/virtualmaster/es_ec/modelo/Nuevo_Gol/caracteristicas_y/datos_tecnicos.html)
21. [http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master\\_public/virtualmaster/es\\_ec/modelo/crossfox/caracteristicas\\_y/datos\\_tecnicos.html](http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master_public/virtualmaster/es_ec/modelo/crossfox/caracteristicas_y/datos_tecnicos.html)
22. [http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master\\_public/virtualmaster/es\\_ec/modelo/parati/caracteristicas\\_y/datos\\_tecnicos.html](http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master_public/virtualmaster/es_ec/modelo/parati/caracteristicas_y/datos_tecnicos.html)
23. [http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master\\_public/virtualmaster/es\\_ec/modelo/saveiro/caracteristicas\\_y/datos\\_tecnicos.html](http://www.volkswagen.com.ec/vwcms/master_public/virtualmaster/es_ec/modelo/saveiro/caracteristicas_y/datos_tecnicos.html)
24. <http://www.mazda.com.ec/DatosGenerales.aspx?id=12&v=7>
25. <http://www.mazda.com.ec/DatosGenerales.aspx?id=13>
26. <http://www.mazda.com.ec/DatosGenerales.aspx?id=14>

# ANEXOS

## ANEXO 1

### ENCUESTA PREVIO AL DESARROLLO DEL PROYECTO DE TESIS

Nº de Encuesta:..... Fecha:.....

Nombre del Encuestado:.....

**Instrucciones:** Lea detenidamente cada pregunta y marque con una **X**.

1. ¿Usa una grúa hidráulica en su taller de trabajo?

Si ( ) No ( )

2. ¿De la siguiente lista de vehículos automotores a cuál realiza mantenimiento y reparación del motor y otras partes de vehículo?

	SI	NO
Automóvil Tipo Mini (Spark)	( )	( )
Automóvil Suzuki	( )	( )
Automóvil Tipo Corsa	( )	( )
Escarabajo (VW)	( )	( )
Vitara	( )	( )
Clásicos	( )	( )
Otro tipo de automóvil	.....	.....
Camioneta de cabina simple	( )	( )
Camioneta de cabina doble	( )	( )
Jeep	( )	( )
Furgoneta	( )	( )
Furgón	( )	( )



Bus	( )	( )
Camión	( )	( )
Tanquero	( )	( )
Volqueta	( )	( )
Trayler	( )	( )

3. ¿Cuál de las siguientes distancias requiere para elevar y retirar el motor en el momento de realizar el montaje y desmontaje?

Elevadas alturas: 2-3 m.	( )
Moderadas alturas: 1-2 m.	( )
Pequeñas alturas: 0.5-1 m.	( )

4. ¿Cuál de los siguientes indicadores necesitaría para mantener su seguridad laboral?

Indicadores auditivos	( )
Indicadores visuales	( )
Ambos	( )

5. ¿Qué tipo de posturas de trabajo adopta en sus labores?

De pie	( )
Sentado	( )
Sentado-de pie	( )
Acostado	( )

6. ¿Qué tiempo le lleva a usted el montaje y desmontaje de un motor?

Mínimo: 1-5 min.	( )
Moderado: 6-10 min.	( )
Elevado: 11-15 min.	( )

Más de 16 min. ( )

7. ¿Cuál de las siguientes sujeciones sería más viable para el montaje y desmontaje de un motor?

Cadenas ( )

Ganchos ( )

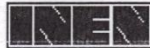
Ambos ( )

**Fuente:** Autor.

## ANEXO 2

### CERTIFICACIÓN INEN DE LA GRÚA.

	<b>INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN</b> <small>EL ECUADOR HA SIDO, ES Y SERÁ PAÍS AMAZÓNICO</small>		
Oficio N°	LPC 20110263		
<b>Distrito Metropolitano de Quito,</b>	<b>DESPACHADO 24 FEB 2011</b>		
Señor Fernando Vargas <b>RESPONSABLE</b> Av. Pichincha y Rumiñahui Teléf: 083057579 Fax: ***** Ambato	<b>Laboratorio de Pruebas de Calibración, LPC</b> Valle de los Chillos-Conocoto Teléf: (593-2) 2343-356/379/716 Teléf-Fax : (593-2) 2344-394		
Su Referencia:	Of: s/n	Fecha:	2010-12-29
De muestra consideración:			
Atendiendo su pedido, técnicos de este Instituto realizaron en los Laboratorios del INEN en Conocoto, el ensayo de capacidad de carga de una grúa oleohidráulica.			
Adjunto encontrará el Certificado No. LEFM-2011-014.			
Para la siguiente calibración le agradeceríamos especifique en la solicitud de calibración si (los) instrumento(s) o elemento(s) enviado(s) a calibrar es (son) utilizado(s) como Patrón(es) medición o no.			
Reciba un cordial saludo.			
Atentamente,			
			
Ing. Arturo Arévalo COORDINADOR DEL LABORATORIO DE PRUEBAS DE CALIBRACIÓN			
<p><i>"El Laboratorio de Longitud del INEN comunica que se está prestando el nuevo servicio de Calibración de Patrones de Longitud (bloques de caras paralelas), en el rango de 0,5 mm hasta 150 mm"</i></p> <p><i>"El Laboratorio de Masa del INEN, está acreditado por Organismo Argentino de Acreditación-OAA y por el Organismo de Acreditación Ecuatoriano-OAE, de acuerdo con la reconocida Norma Internacional ISO/IEC 17025:2005. Esta acreditación demuestra competencia técnica para un alcance definido y la aplicación de un sistema de gestión de la calidad del laboratorio."</i></p>			
<small>El presente informe es propiedad del INEN y no debe ser utilizado para fines comerciales. El INEN no es responsable de los daños o perjuicios que se ocasionen por el uso de este informe. PLF. AG.01.01</small>			



LABORATORIO DE  
ENSAYOS FISICOS Y  
MECANICOS

## INFORME DE ENSAYOS

LEFM No.: 2011-014

Fecha: 2011-02-24

Páginas: 1 de 2

### IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE

INTERNO

EXTERNO

ENTIDAD/EMPRESA: Fernando Vargas.....

REPRESENTANTE: Fernando Vargas.....

CARGO: Autor de Diseño y Construcción de Grúa Oleohidráulica.....

RUC / C.I.: 1720639259.....

DIRECCIÓN: Av. Pichincha y Rumiñahui..... CIUDAD: Ambato.....

TELÉFONO: 083057579..... FAX:\*\*\*\*\*.....E-mail :fvargas160285@yahoo.com

CASILLA: \*\*\*\*\*.....

### PETICIÓN

DOCUMENTO: S/N..... FECHA: 2010-12-29..... CONTROL DOC. INEN. No.0063906. FECHA: 2010-12-30

PRODUCTO: GRÚA OLEOHIDRÁULICA.....

MARCA COMERCIAL: TESIS DE GRADO.....

TRABAJO SOLICITADO: Ensayo de capacidad de carga.....

NORMA DE REQUISITOS: No aplica.....

FACTURAR: SI  A: Fernando Vargas RUC No.: 1720639259.....

### MUESTRAS

CÓDIGO No.	DESCRIPCION	UNIDADES
FV01-160285	Grúa OLEOHIDRÁULICA	1
	Total	1

OBSERVACIONES:.....

### RESULTADO DEL ENSAYO

**ENSAYO: CAPACIDAD DE CARGA**

NORMA DE ENSAYO No.: No aplica

MÉTODO DE ENSAYO:

Se utilizaron 2 cargas, una de 250 kg y otra de 500 kg las que tienen certificación LPC-M-2010-026. El ensayo consistió en:

- 1.- Levantar una pesa de 250 kg, con el brazo extendido.
- 2.- Levantar una carga de 500 kg constituida de 2 pesas de 250 kg, con el brazo retraído.

En las dos ocasiones se levantó una altura de 1,5 m.

Se anexan fotos del ensayo.

CONCLUSIÓN: La GRÚA OLEOHIDRÁULICA tiene una capacidad de carga para levantar 500 kg, verificada en el presente ensayo.

LUGAR DE EJECUCIÓN DEL ENSAYO: Laboratorio de Ensayos Físicos y Mecánicos del INEN

CONDICIONES AMBIENTALES: TEMPERATURA (°C) .....20 ± 5..... HUMEDAD RELATIVA (%).....60 ± 5.....

PATRONES UTILIZADOS: 2 pesas de 250 kg certificado No. LPC-M-2010-026

PRODUCTOR: Talleres Mejía..... PROCEDENCIA: .....

COLADA No./BATCH No.:..... CERTIFICADO DE ORIGEN No.:..... DE FECHA: .....

QUITO: Baquerizo Moreno E 8-29 y Almagro  
Teléf.: (593) 2 2501-885 - FAX (593) 2 2567-815  
Casilla: 17-01-3999 e-mail: baguilera@inen.gov.ec  
URL : www.inen.gov.ec

CONOCOTO: Autopista General Rumiñahui. Puente No. 5  
Margen derecho. Barrio El Rosal.  
Teléfonos: (593) 2 2343-358 / 2343-379 / 2343-716  
Telefax: (593) 2 2344-394 e-mail:  
inenlaboratorios@inen.gov.ec



LABORATORIO DE  
ENSAYOS FISICOS Y  
MECANICOS

## INFORME DE ENSAYOS

LEFM No.: 2011-014

Fecha: 2011-02-24

Páginas: 2 de 2

### ANEXO



**LOS RESULTADOS DE ESTE INFORME SON EXCLUSIVOS DEL EQUIPO ENSAYADO.**

**ESTE INFORME NO SIGNIFICA CERTIFICACIÓN DE CALIDAD. NO DEBE SER USADO CON FINES PUBLICITARIOS Y NO DEBE SER REPRODUCIDO SIN AUTORIZACIÓN ESCRITA Y CERTIFICADA DEL ENTE EMISOR.**

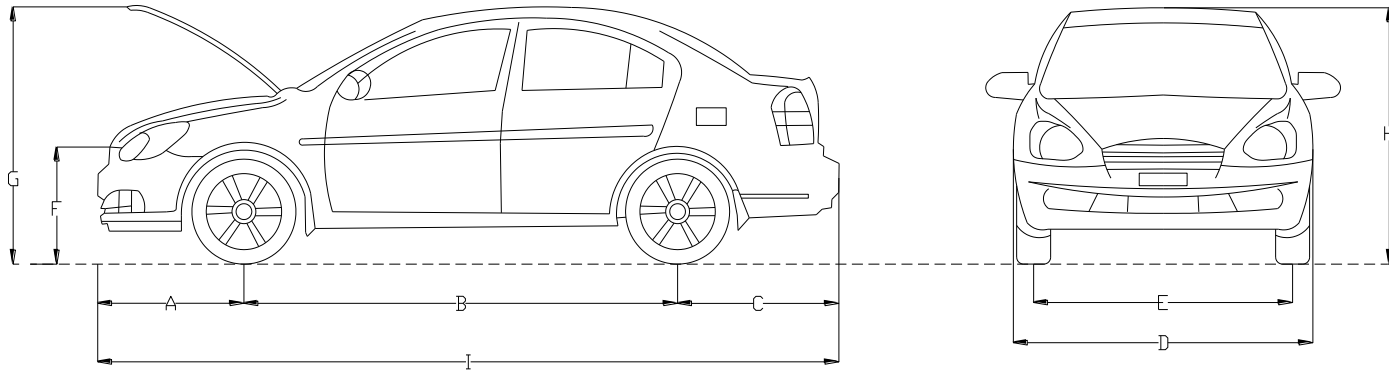
### RESPONSABLES

Sr. Wilson Angulo  
LABORATORIO DE ENSAYOS FISICOS  
Y MECANICOS

## ANEXO 3

### DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO AUTOMOVILES

233



Nº ITEM	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Aveo Activo	Chevrolet	1598	122	821	2480	1024	1670	1419	879	1570	1495	4325
2	Aveo Emotion	Chevrolet	1598	122	818	2480	1012	1710	1436	885	1580	1505	4310

3	Aveo GT	Chevrolet	1598	122	663	2480	737	1670	1402	879	1570	1495	3880
4	Spark	Chevrolet	995	76	486	2345	664	1495	1255	882	1575	1500	3495
5	Mazda 2	Mazda	1498	115	806	2490	948	1695	1475	872	1557	1483	4244
6	Mazda 3	Mazda	1598	122	850	2640	1000	1755	1474	862	1538	1465	4490
7	Mazda 5	Mazda	2000	153	850	2750	905	1755	1530	982	1754	1670	4505
8	Mazda 6	Mazda	2500	191	900	2725	1110	1795	1570	847	1512	1440	4735
9	Nitro	Toyota	1300	99	606	2460	719	1695	1423	900	1607	1530	3785
10	Prius	Toyota	1800	138	847	2700	913	1745	1466	871	1554	1480	4460
11	Yaris	Toyota	1300	99	817	2550	933	1690	1419	859	1533	1460	4300
12	Accent	Hyundai	1400	107	840	2500	940	1750	1470	876	1565	1490	4280
13	Elantra	Hyundai	1600	122	865	3650	990	1775	1543	876	1565	1490	4505
14	Getz	Hyundai	1600	122	755	2455	600	1665	1450	879	1570	1495	3810
15	Sonata	Hyundai	2400	184	960	2730	1110	1863	1565	868	1549	1475	4800
16	Tiburon	Hyundai	2000	153	975	2530	890	1773	1490	782	1397	1330	4395
17	Cerato Forte	Kía	1600	122	895	2650	985	1775	1557	859	1533	1460	4530
18	Cerato Koup	Kía	2000	153	895	2650	995	1765	1560	823	1470	1400	4480
19	Picanto	Kía	1100	84	675	2370	505	1595	1400	876	1565	1490	3550
20	Rio Stylus	Kía	1500	115	800	2410	1030	1680	1430	844	1507	1435	4240
21	Rondo	Kía	2000	153	864	2700	981	1820	1573	971	1733	1650	4545
22	Fusion	Ford	2500	191	919	2727	1195	1835	1567	850	1517	1445	4841
23	206	Peugeot	1400	107	664	2443	728	1664	1398	840	1499	1428	3835
24	207 Sedan	Peugeot	1400	107	720	2540	770	1720	1445	866	1546	1472	4030
25	207	Peugeot	1600	122	726	2544	767	1722	1446	822	1467	1397	4037
26	308	Peugeot	1600	122	812	2594	870	2038	1712	881	1573	1498	4276

27	407	Peugeot	1800	138	1028	2725	1012	1811	1560	859	1533	1460	4765
28	407 Coupe	Peugeot	2200	168	914	2825	1076	1868	1569	823	1469	1399	4815
29	Koleos	Renault	2488	190	859	2690	971	1865	1566	997	1780	1695	4520
30	Logan	Renault	1598	122	777	2600	843	1653	1466	897	1601	1525	4250
31	Stepway	Renault	1600	122	764	2588	669	1746	1467	931	1661	1582	4021
32	Lancer	Mitsubishi	1998	153	868	2635	1067	1760	1478	876	1565	1490	4570
33	Nativa	Mitsubishi	3200	245	892	2800	1003	1815	1524	1059	1890	1800	4695
34	Outlander	Mitsubishi	3000	230	881	2670	1089	1800	1512	988	1764	1680	4640
35	C3	Citroën	1200	92	750	2460	640	1412	1435	893	1595	1519	3850
36	C4	Citroën	1500	115	935	2608	731	1942	1497	858	1531	1458	4273
37	C5	Citroën	2000	153	1033	2750	962	1780	1528	868	1550	1476	4745
38	Berlingo	Citroën	2000	153	836	2693	608	1724	1420	1065	1901	1810	4137
39	Xsara Picasso	Citroën	2200	168	838	2760	678	1751	1434	963	1719	1637	4276
40	Fiorino	Fiat	1242	95	795	2576	813	1622	1362	1102	1967	1873	4184
41	Idea Aventura	Fiat	1800	138	792	2511	628	1924	1616	995	1776	1691	3931
42	Palio	Fiat	1400	107	720	2373	734	1906	1601	851	1518	1446	3827
43	Almera	Nissan	1596	122	856	2535	1119	1710	1490	847	1512	1440	4540
44	Sentra	Nissan	1597	122	821	2430	1074	1650	1444	812	1450	1381	4325
45	Tiida hatchback	Nissan	1598	122	816	2600	881	1695	1480	911	1625	1548	4297
46	Tiida sedan	Nissan	1598	122	849	2600	1021	1695	1480	911	1625	1548	4470



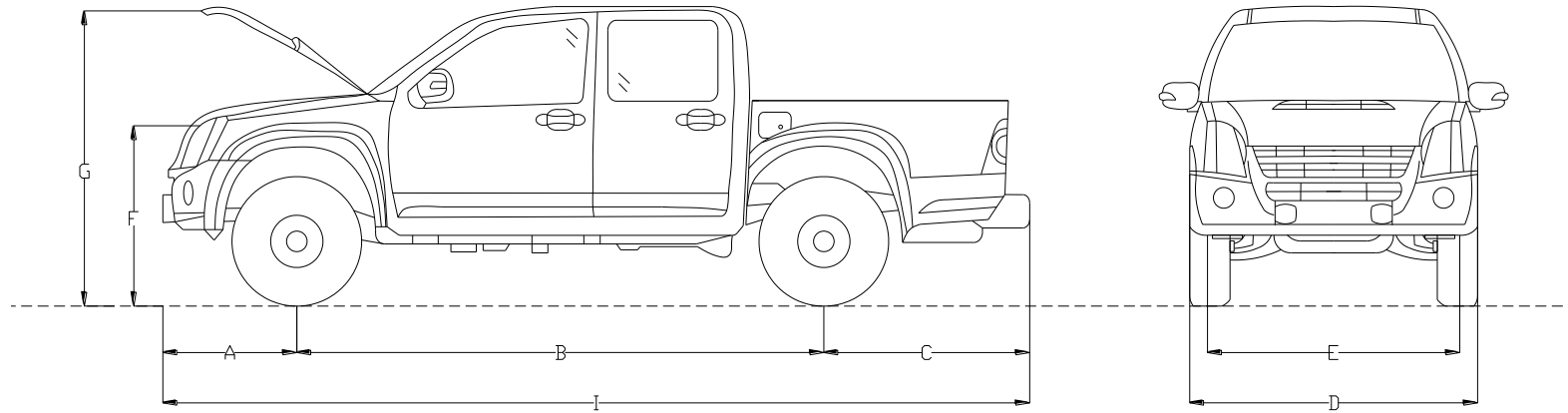
47	Forsa	Suzuki	1000	77	680	2420	480	1540	1294	794	1418	1350	3580
48	Nuevo Gol	Volkswagen	1598	122	741	2465	693	1656	1391	861	1537	1464	3899
49	Gol Sedan	Volkswagen	1598	122	804	2465	961	1656	1391	861	1537	1464	4230
50	Crossfox	Volkswagen	1600	122	776	2464	842	1689	1419	964	1721	1639	4082
51	Parati	Volkswagen	1610	123	796	2470	923	1651	1387	856	1529	1456	4189
52	Jetta	Volkswagen	1984	152	831	2513	1032	1735	1457	851	1518	1446	4376
53	GTI	Volkswagen	1800	138	788	2515	846	1735	1457	858	1532	1459	4149
54	Passat	Volkswagen	2000	153	905	2736	1124	1820	1529	866	1546	1472	4765

**Fuente:** Autor.

## ANEXO 4

### DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO CAMIONETAS

237



N° ITEM	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del Motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Luv Dmax Cabina	Chevrolet	2500	191	775	3050	1330	1720	1460	965	1722	1640	5155

	simple 4x2												
2	Luv Dmax Cabina simple 4x4	Chevrolet	3000	230	775	3050	1330	1800	1520	1021	1822	1735	5155
3	Luv Dmax Cabina doble 4x2	Chevrolet	3000	230	775	3050	1210	1720	1460	968	1727	1645	5035
4	Luv Dmax Cabina doble 4x4	Chevrolet	3000	230	775	3050	1210	1800	1520	1021	1822	1735	5035
5	Luv Dmax Cabina doble 3.5	Chevrolet	3500	268	775	3050	1210	1800	1520	1021	1822	1735	5035
6	BT-50 Cabina Simple 4x2	Mazda	2200	168	882	2985	1302	1715	1455	954	1703	1622	5169
7	BT-50 Cabina Simple 4x4	Mazda	2600	199	882	2985	1302	1715	1455	954	1703	1622	5169
8	BT-50 Cabina Doble	Mazda	2200	168	882	2985	1302	1715	1455	960	1714	1632	5169

	4x2												
9	BT-50 Cabina Doble 4x4	Mazda	2600	199	882	3000	1287	1807	1455	1032	1843	1755	5169
10	BT-50 Cabina Action 4x4	Mazda	2600	199	882	3000	1287	1807	1475	1036	1850	1762	5169
11	Hilux Cabina simple 4x2	Toyota	2700	207	950	3085	1220	1750	1470	1000	1785	1700	5255
12	Hilux Cabina Doble 4x2	Toyota	2700	207	950	3085	1220	1750	1470	1000	1785	1700	5255
13	Hilux Cabina Doble 4x4	Toyota	2700	207	950	3085	1220	1835	1541	1065	1901	1810	5255
14	F-150 Cabina simple	Ford	4600	352	818	2950	1222	2271	1902	1047	1869	1780	4990
15	F-150 Cabina Doble	Ford	4600	352	887	3200	1326	2464	2064	1135	2027	1930	5413
16	F-350 Cabina Simple	Ford	5400	413	945	3479	1326	2029	1735	1207	2155	2052	5750

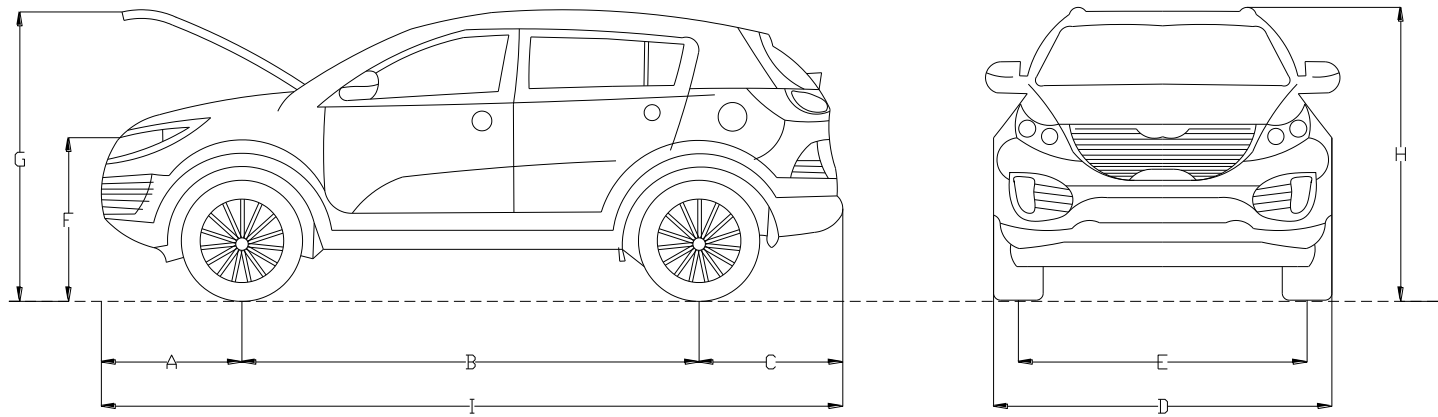
	4x4												
17	F-350 Cabina Doble 4x4	Ford	5400	413	945	3967	1326	2029	1735	1222	2182	2078	6238
18	Sport Trac	Ford	4000	306	950	3198	1082	1824	1532	1048	1870	1781	5230
19	L200	Mitsubishi	2477	189	950	3000	1050	1800	1520	1047	1869	1780	5000
20	Frontier Cabina simple	Nissan	2389	183	952	2950	1130	1690	1395	953	1701	1620	5015
21	Frontier Cabina Doble	Nissan	2389	183	935	2950	1040	1690	1395	959	1712	1630	4925
22	Navara Cabina simple 4x4	Nissan	2488	190	992	3072	1158	1760	1452	992	1771	1687	5222
23	Navara Cabina Doble 4x4	Nissan	2488	190	974	3072	1083	1760	1452	998	1782	1697	5129
24	Saveiro	Volkswag en	1610	123	846	2598	1007	1651	1387	846	1511	1439	4451
25	Amarock	Volkswag en	2000	153	998	3095	1161	1944	1633	1079	1926	1834	5254

**Fuente:** Autor.

## ANEXO 5

### DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO TODO TERRENO

241



N° ITEM	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del Motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Captiva Sport	Chevrolet	2385	182	920	2950	1080	1900	1596	1059	1890	1800	4950
2	Gran Vitara 3P	Chevrolet	1600	122	760	2200	900	1695	1423	985	1759	1675	3860

3	Gran Vitara 5P	Chevrolet	2000	153	760	2480	975	1780	1495	1023	1827	1740	4215
4	Gran Vitara SZ	Chevrolet	2736	209	849	2640	981	1810	1520	997	1780	1695	4470
5	Tahoe	Chevrolet	5300	405	950	2946	1235	2007	1685	1149	2051	1953	5131
6	CX-7	Mazda	2500	191	860	2750	1072	1872	1575	968	1727	1645	4682
7	CX-9	Mazda	3700	283	960	2875	1239	1936	1626	1016	1814	1728	5074
8	Highlander	Toyota	3310	253	909	2790	1086	1910	1604	1035	1848	1760	4785
9	4 Runner	Toyota	3956	303	915	2790	1115	1925	1617	1047	1869	1780	4820
10	Fortuner	Toyota	2700	207	892	2750	1053	1840	1545	1056	1885	1795	4695
11	Rav 4	Toyota	2362	181	878	2660	1087	1815	1524	991	1769	1685	4625
12	FJ Cruiser	Toyota	3956	303	887	2690	1093	1905	160	1076	1922	1830	4670
13	Santa Fe	Hyundai	2700	207	940	2700	1035	1922	1615	1056	1885	1795	4675
14	Tucson	Hyundai	2000	153	885	2630	810	1833	1540	988	1764	1680	4325
15	Veracruz	Hyundai	3778	289	960	2875	1239	1936	1626	1018	1817	1730	5074
16	Mohave	Kía	3400	260	930	2700	1000	1880	1580	971	1733	1650	4500
17	Sorento	Kía	3500	268	945	2700	1040	1885	1618	1006	1796	1710	4685
18	Sportage	Kía	2000	153	890	640	910	1855	1614	962	1717	1635	4440
19	Edge	Ford	3500	268	896	2824	997	1925	1654	1029	1838	1750	4717
20	Escape	Ford	2968	227	844	2619	980	1781	1500	1041	1859	1770	4442
21	Expedition	Ford	4000	306	992	3023	1212	1999	1680	1145	2043	1946	5227
22	Explorer	Ford	4000	306	914	2892	1007	1832	1539	1061	1893	1803	4813
23	Montero	Mitsubishi	3828	293	931	2780	1189	1845	1550	1100	1964	1870	4900
24	Qashqai	Nissan	2000	153	820	2630	865	1780	1540	950	1696	1615	4315
25	Xtrail	Nissan	2488	190	846	2625	984	1765	1530	985	1759	1675	4455

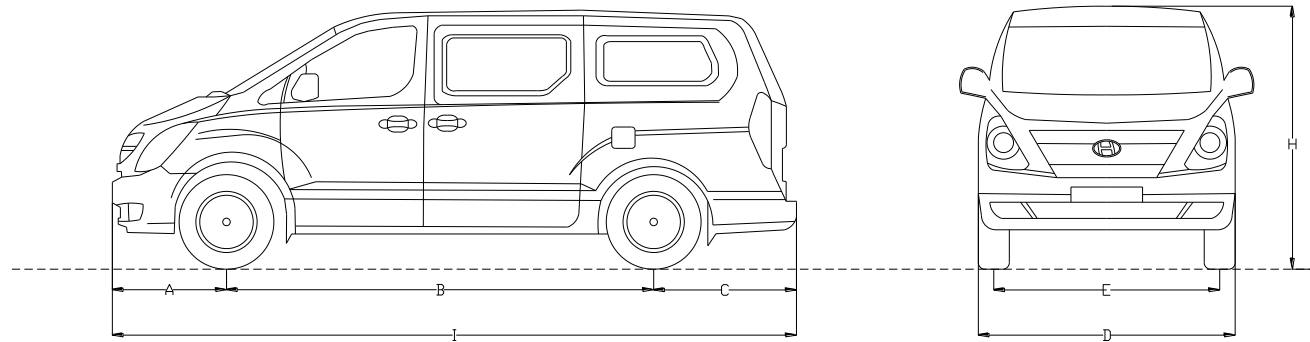
	Classic												
26	Xtrail Extreme	Nissan	2488	190	880	2530	1230	1785	1530	991	1769	1685	4630
27	Touareg	Volkswag en	3600	275	903	2855	996	1928	1620	1015	1812	1726	4754

**Fuente:** Autor.



## ANEXO 6

### DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO FURGONETA



244

N° ITEM	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del Motor (Kg)	A	B	C	D	E	H	I
1	N200	Chevrolet	1206	92	803	2838	588	1809	1520	1815	4229
2	Hiace	Toyota	2986	228	1022	3110	1248	1880	1580	2285	5380
3	Compleet	Toyota	2500	191	995	3000	1245	1800	1560	1995	5240

4	H1	Hyundai	2500	191	855	3200	1070	1920	1685	1925	5125
5	Pregio	Kía	3000	230	1220	2980	1350	1810	1540	2075	5550
6	Cutaway	Ford	4600	352	886	3505	1112	2017	1763	2093	5504
7	Urvan	Nissan	2953	226	950	2715	1330	1690	1470	1990	4995
8	Sprinter	Mercedes Benz	2150	164	950	3550	1140	1922	1638	2767	5640

**Fuente:** Autor.

## ANEXO 7

### RESULTADO DE LAS DIMENSIONES Y PESOS DE LOS MOTORES DE LOS VEHÍCULOS

#### VALORES MÍNIMO Y MÁXIMO DE LAS DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO AUTOMOVILES

Rango	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Mínimo	Spark	Chevrolet	995	76	486	2100	505	1412	1255	88	158	150	3495
Máximo	Nativa	Mitsubishi	3200	245	1033	3650	1195	2038	1712	1102	1967	1873	4841

#### VALOR MÍNIMO Y MÁXIMO DE LAS DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO CAMIONETAS

Rango	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Mínimo	BT-50	Mazda	2200	168	775	2950	113	1690	1395	953	1701	1620	4925

	Cabina Simple 4x2												
<b>Máximo</b>	F-350 Cabina Doble 4x4	Ford	5400	413	992	3967	1330	2464	2064	1222	2182	2078	6238

**VALOR MÍNIMO Y MÁXIMO DE LAS DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO TODO TERRENO**

Rango	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del motor (Kg)	A	B	C	D	E	F	G	H	I
<b>Mínimo</b>	Gran Vitara 3P	Chevrolet	1600	122	760	640	810	1695	160	950	1696	1615	3860
<b>Máximo</b>	Tahoe	Chevrolet	5300	405	992	3023	1239	2007	1685	1149	2051	1953	5227

**VALOR MÍNIMO Y MÁXIMOS DE LAS DIMENSIONES DE VEHÍCULOS TIPO VAN**

Rango	Tipo de vehículo	Marca	Desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	Peso del motor (Kg)	A	B	C	D	E	H	I
-------	------------------	-------	-----------------------------------	---------------------	---	---	---	---	---	---	---

<b>Mínimo</b>	N200	Chevrolet	1206	92	803	2715	588	1690	1470	1815	4229
<b>Máximo</b>	Cutaway	Ford	4600	352	1220	3505	1350	2017	1763	2285	5550

### RESULTADO FINAL DE LAS DIMENSIONES Y PESOS DE LOS MOTORES DE LOS VEHÍCULOS

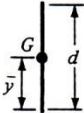
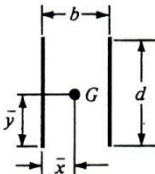
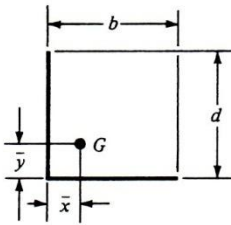
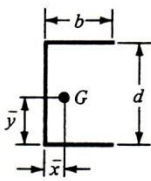
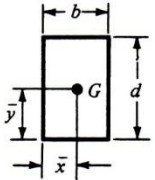

<b>Rango</b>	<b>Desplazamiento (cm<sup>3</sup>)</b>	<b>Peso del motor (Kg)</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>F</b>	<b>G</b>	<b>H</b>	<b>I</b>
Mínimo	995	76	486	640	480	1412	1255	728	1300	1238	3495
Máximo	5400	413	1220	3967	1350	2464	2064	1222	2182	2285	6238

248

**Fuente:** Autor.

# ANEXO 8

## PROPIEDADES A LA TORSIÓN DE SOLDADURA DE FILETE

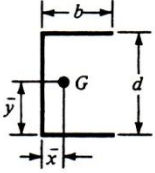
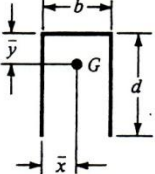
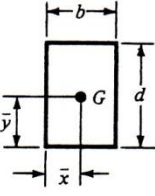
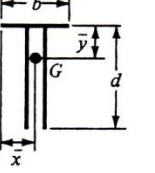
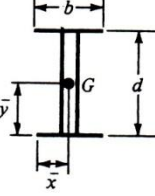

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

\*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; h es el tamaño de junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.

# ANEXO 9

## PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURA DE FILETE

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

\* $I_u$ , el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por  $G$ , el centroide del grupo de juntas soldadas;  $h$  es el tamaño de junta; el plano del par flexionante es normal al de la página y paralelo al eje  $y$ ; todas las juntas de soldadura son del mismo tamaño.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.

## ANEXO 10

### PROPIEDADES MÍNIMAS DEL 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

\* Sistema de designación numérica del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para los electrodos. Se utiliza un prefijo literal E con un grupo de cuatro o cinco dígitos, donde los dos o tres primeros indican la resistencia aproximada a la tensión. El último indica variantes en la técnica de soldadura, como la corriente eléctrica normal. El penúltimo indica la posición de soldadura como, por ejemplo, en plano, vertical o sobre cabeza. El conjunto completo de especificaciones puede obtenerse solicitándolo a la AWS.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.



## ANEXO 11

### ESFUERZOS PERMITIDOS POR EL REGLAMENTO AISC PARA METAL DE SOLDADURA









Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

\* El factor de seguridad  $n$  ha sido calculado, empleando para ello la energía de distorsión.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.

## ANEXO 12

### ESPECIFICACIONES Y MARCAS DE IDENTIFICACIÓN PARA PERNOS

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVF in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.

## ANEXO 13

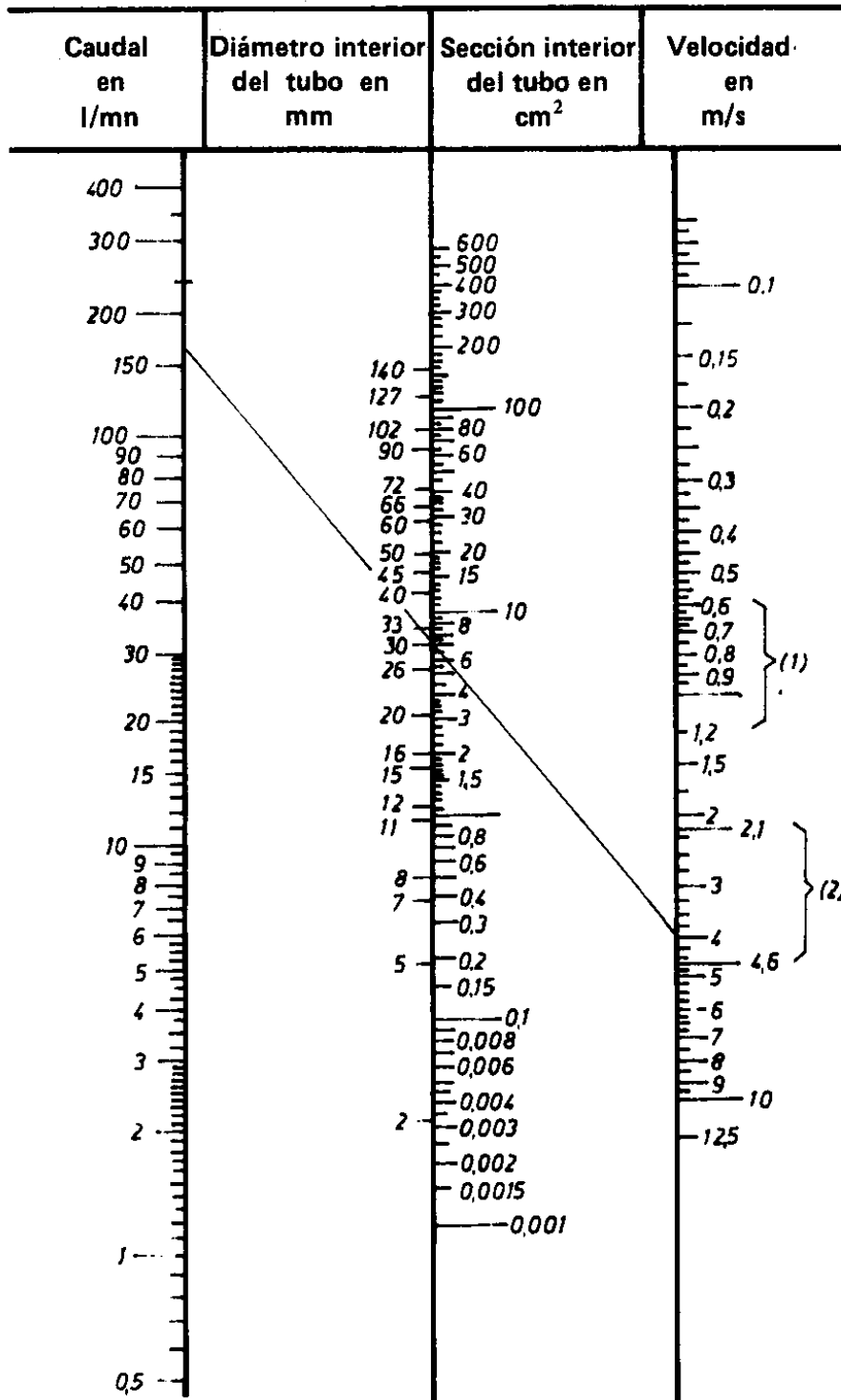
### CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF

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 <sup>2</sup>	Área al diámetro menor $A_s$ , pulg <sup>2</sup>	Hilos por pulg $N$	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , pulg <sup>2</sup>	Área al diámetro menor $A_s$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	1.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill.

# ANEXO 14

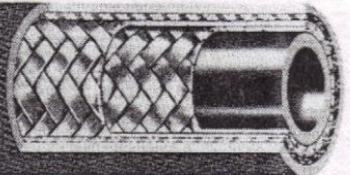
## CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LAS MANGUERAS



**Fuente:** ROLDAN, José; Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada; 1990; Editorial Thomson; s/e.

## ANEXO 15

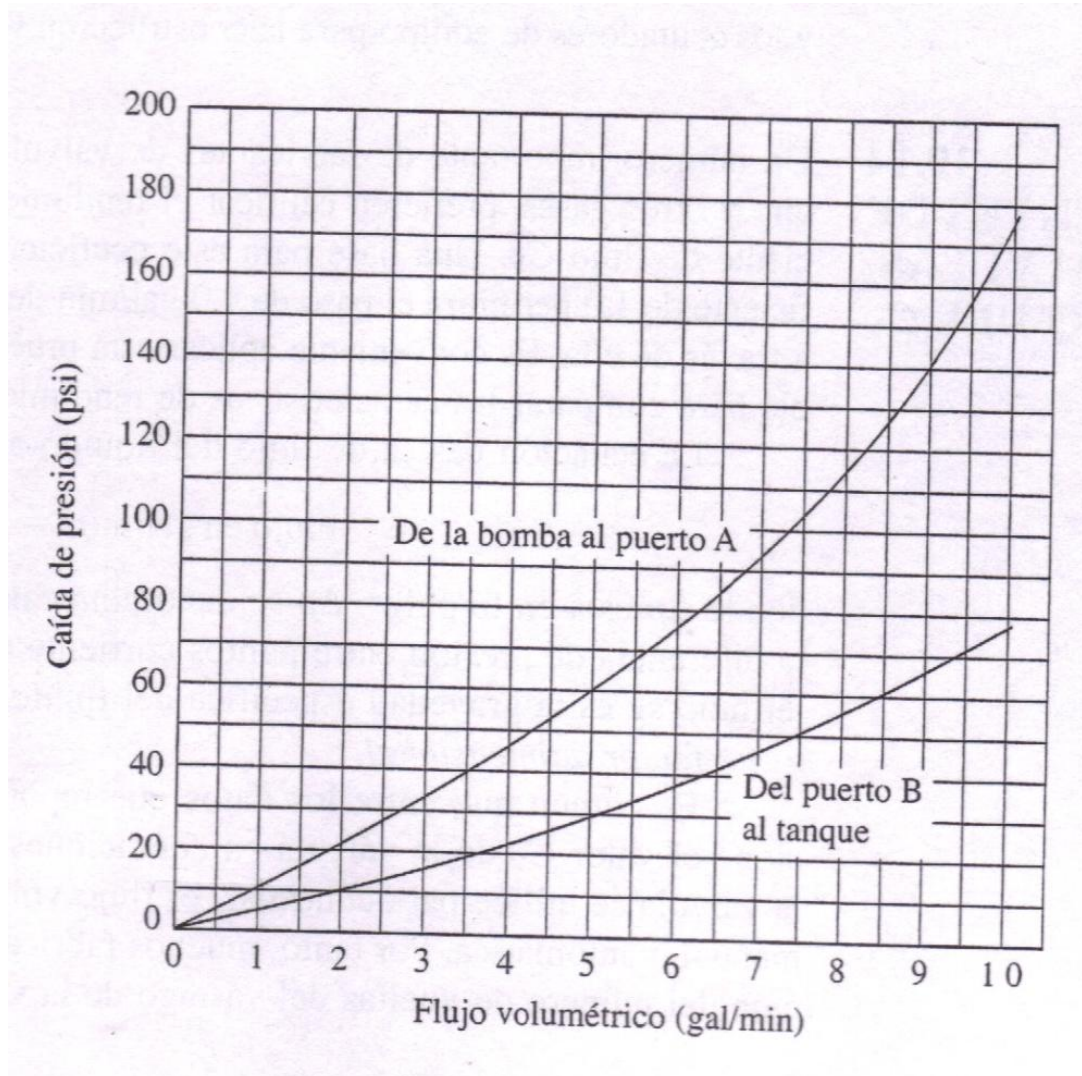
### CARACTERÍSTICAS DE MANGUERAS FLEXIBLES DE ALTA PRESIÓN

<p><b>H425 High Pressure Hydraulic Hose</b> SAE 100R2 TYPE AT</p>  <p><b>WEATHERHEAD</b></p> <p>Marine Application J1942/1 - Hydraulic all and fuel<sup>1</sup> for -04 through -20. MSHA Accepted <b>Typical Application:</b> Most commonly used for high pressure lines on off the road construction equipment, farm equipment and other high pressure applications. <b>Inner Tube:</b> Neoprene <b>Reinforcement:</b> 2 Steel Braids <b>Cover:</b> Neoprene <b>Temp. Range:</b> -40°F to +212°F (-40°C to +100°C) -12, -16, -20, -24 and -32 sizes must be skived to use 430 'E' Series Hose Ends. Skiving instructions on page 23.</p>	Catalog Number	Hose I.D.	Hose O.D.	Work. Pres. (PSI)	Min. Burst Pres. (PSI)	Min. Bend Radii	Inch. Merc. Vac.	Wt. Per 100 Ft.	Avail. Lengths	Hose End
	H42504	1/4	19/32	5000	20000	4		28	50', 250', 500'	Coll-O-Crimp® 'U' and 430 'E' Series Pages 49-62 or Pages 83-93 Coll-O-Crimp® 'S' Series Page 48  Field Attachable 425 'N' Series Pages 137-140
	H42506	3/8	3/4	4000	16000	5		38	50', 250', 500'	
	H42508	1/2	7/8	3500	14000	7		45	50', 250', 500'	
	H42510	5/8	1	2750	11000	8		51	50', 250'	
	H42512	3/4	1-5/32	2250	9000	9-1/2		66	50', 250'	
	H42516	1	1-1/2	2000	8000	12		95	50', 250'	
	H42520	1-1/4	1-15/16	1625	6500	16-1/2		142	50', 150'•	
	H42524	1-1/2	2-5/32	1250	5000	20		176	50', 100'•	
	H42532	2	2-21/32	1125	4500	25		208	50'	

Fuente: Catálogo Weatherhead Hose Assembly.

## ANEXO 16

### CAÍDAS DE PRESIÓN EN VÁLVULAS DIRECCIONALES



**Fuente:** MOTT, Robert; Mecánica de Fluidos; 2006; Editorial Pearson; sexta edición.

## ANEXO 17

### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE TIPOS DE BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS

Parámetro	Bomba de engranajes	Bomba de Paletas	Bomba de Pistones
Eficiencia	89 a 91%	95 a 97%	Mayor a 98%
Condición de trabajo	Fluidos alta suciedad	Fluidos calidad media	Fluidos muy limpios
Presión máxima	275bar	175bar	700bar
Nivel de ruido	Muy ruidosa	Mediano	Silenciosa
Viscosidad máxima (cSt)	6000	860	1300

Fuente: Ing. Santiago Cabrera.

# ANEXO 18

## ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTOR ELÉCTRICO

**MOTORES MONOFÁSICOS DE 1800 RPM**





Abierto
Cerrado

Código PROMESA	Tipo de Carcaza	Eje	Modelo	Potencia	Tensión	Embalaje
21469	B48	12.70 mm	Abierto	1/4 HP	110 / 220	Unidad
21471	C48	12.70 mm	Abierto	1/2 HP	110 / 220	Unidad
21472	D56	15.87 mm	Abierto	3/4 HP	110 / 220	Unidad
21473	D56	15.87 mm	Abierto	1 HP	110 / 220	Unidad
21474	F56H	15.87 mm	Abierto	1 1/2 HP	110 / 220	Unidad
21475	G56H	15.87 mm	Abierto	2 HP	110 / 220	Unidad
21470	C48	12.70 mm	Abierto	1/3 HP	110 / 220	Unidad
21478	112M	28.00 mm	Cerrado	3 HP	220 / 440	Unidad
21479	132S	38.00 mm	Cerrado	5 HP	220 / 440	Unidad
21477	112M	28.00 mm	Cerrado	5 HP	220 / 440	Unidad
21480	132M	38.00 mm	Cerrado	7.5 HP	220 / 440	Unidad
21481	132M	38.00 mm	Cerrado	10 HP	220 / 440	Unidad
21476	112M	28.00 mm	Semi abierto	3 HP	110 / 220	Unidad

**Características: Tolerancia 15% (+ -)**

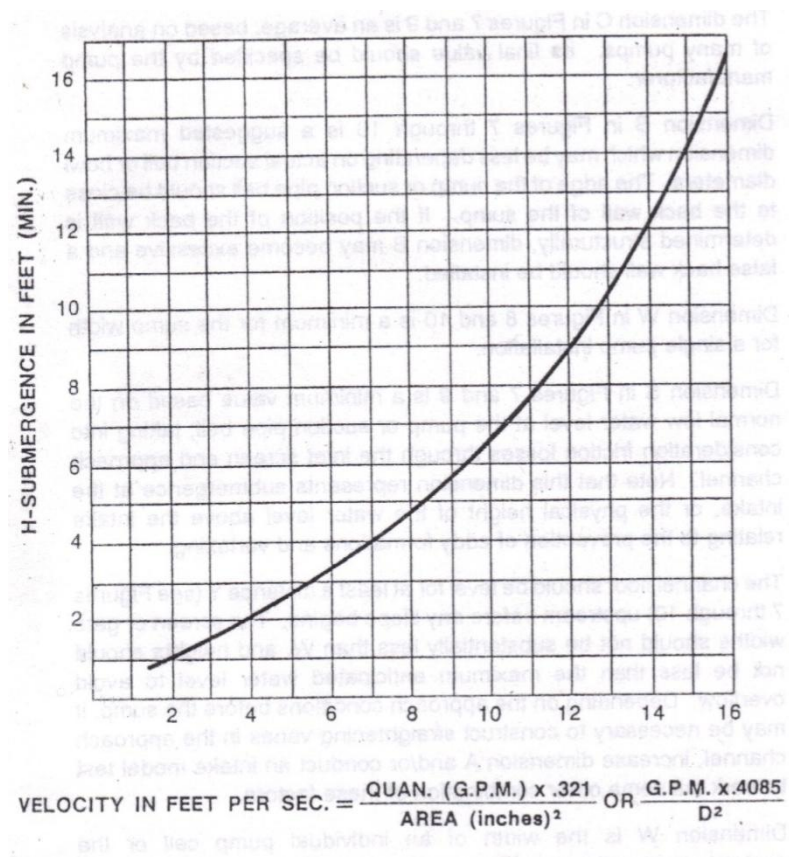
<p><b>Motores abiertos:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- A prueba de salpicaduras.</li> <li>- Con ventilación interior.</li> <li>- Aislación Clase B (130°C)</li> </ul>	<p><b>Motores cerrados:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Con ventilación exterior.</li> <li>- Aislación Clase B (130°C).</li> </ul>
---	---

Fuente: Motores WEG.



## ANEXO 19

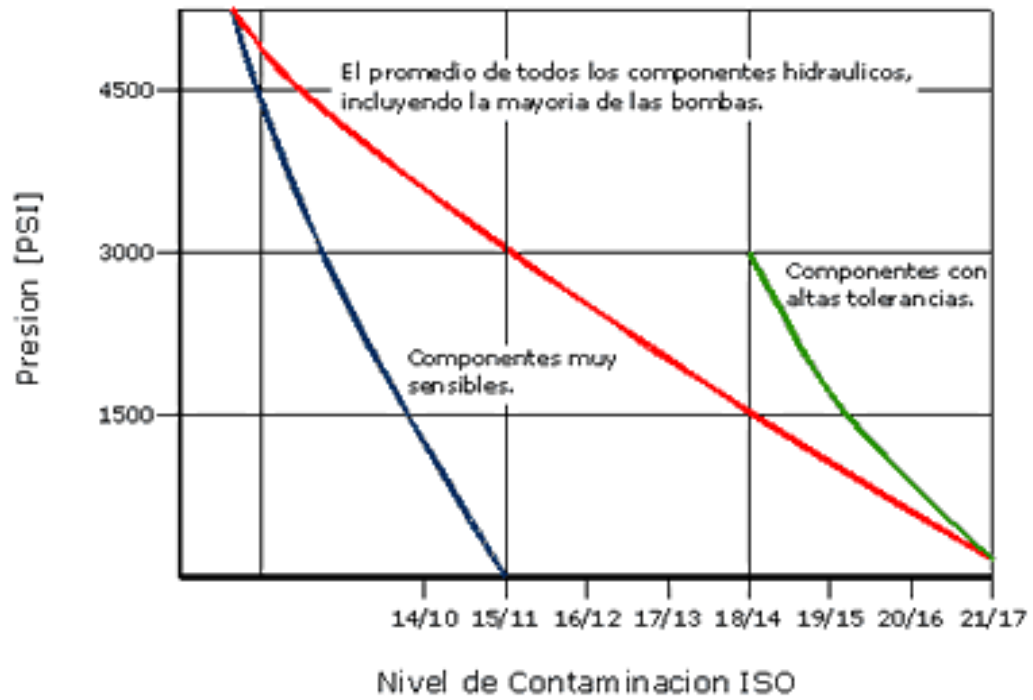
### DIAGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE SUMERSIÓN DE LAS TUBERIAS DE SUCCIÓN Y RETORNO



**Fuente:** MOTT, Robert; Mecánica de Fluidos; 2006; Editorial Pearson; sexta edición.

## ANEXO 20

### NIVELES DE LIMPIEZA SUGERIDOS PARA FILTROS DE SUCCIÓN



Fuente: [http://www.hidraulicasv.com.ar/catalogoselectronicos/ucc/03\\_es\\_open](http://www.hidraulicasv.com.ar/catalogoselectronicos/ucc/03_es_open).

## ANEXO 21

### NÚMERO DE PARTÍCULAS SEGÚN RANGO DE NÚMEROS ISO

<b>RANGO DE NUMEROS ISO 4406</b>		
<b>Numero de Particulas por Mililitro</b>		<b>Numero de Rango ISO 4406</b>
<b>Mas de</b>	<b>Hasta</b>	
80,000	160,000	24
40,000	80,000	23
20,000	40,000	22
10,000	20,000	21
5,000	10,000	20
2,500	5,000	19
1,300	2,500	18
640	1,300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2.5	5	9
1.3	2.5	8
0.64	1.3	7
0.32	0.64	6
0.16	0.32	5
0.08	0.16	4
0.04	0.08	3
0.02	0.04	2
0.01	0.02	1

**Fuente:** [http://www.hidraulicasv.com.ar/catalogoselectronicos/ucc/03\\_es\\_open](http://www.hidraulicasv.com.ar/catalogoselectronicos/ucc/03_es_open).

## ANEXO 22

19-Nov-2010



Señores:  
FERNANDO VARGAS

De nuestras consideraciones.-

La presente tiene por objeto dar a conocer como se encuentran la bomba hidráulica que se realizo pruebas hidrostáticas.

La bomba presenta pequeños desgastes se ve que está en buenas condiciones.

BOMBA

CAUDAL	PRESION	RPM	MOTOR 25 HP UNIDAD PRUEBA
2 GPM	2200 PSI	1600 RPM	25

Se recomienda cambiar los sellos en su posterior mantenimiento de la bomba.

Por la atención prestada les anticipo mis agradecimientos.

Atentamente,

Tlgo. Fabian Alvarez  
Neumac. S.A

## ANEXO 23

### DESIGNACIONES NORMALES PARA BANDAS TRAPECIALES O EN V

Tipo	Sección transversal	Diámetro mínimo de polea*	Norma †
Común para servicio pesado	A	3.0 pulg	ANSI/RMA-IP-20-1977
	B	5.4 pulg	
	C	9.0 pulg	
	D	13.0 pulg	
	E	21.0 pulg	
Común SI para servicio pesado	13C	80 mm	ANSI/RMA-IP-20-1977
	16C	140 mm	
	22C	224 mm	
	32C	355 mm	
Angosta para servicio pesado	3V	2.65 pulg	RMA-IP-22
	5V	7.1 pulg	
	8V	12.3 pulg	
Angosta ranura	3VX	2.2 pulg	
	5VX	4.4 pulg	
Para servicio ligero	2L	0.8 pulg	RMA-IP-23
	3L	1.5 pulg	
	4L	2.5 pulg	
	5L	3.5 pulg	
Automotriz (en pulgadas)	0.25	2.25 pulg	ANSI/SAE J636C
	0.315	2.25 pulg	
	0.380	2.40 pulg	
	0.440	2.75 pulg	
	0.500	3.00 pulg	
	$\frac{11}{16}$	3.00 pulg	
	$\frac{3}{4}$	3.00 pulg	
	$\frac{7}{8}$	3.50 pulg	
1.0	4.00 pulg		
Automotriz SI	6A	57 mm	ANSI/SAE J636C
	8A	57 mm	
	10A	61 mm	
	11A	70 mm	
	13A	76 mm	
	15A	76 mm	
	17A	76 mm	
	20A	89 mm	
23A	102 mm		

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 24

### FACTORES DE SERVICIO $K_S$ SUGERIDOS PARA TRANSMISIONES DE BANDAS V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características de par normal	Par alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Con choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Con choque medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Con choque pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

*Fuente:* de ANSI/RMA-IP-20-1977 estándar.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 25

### CONSTANTES PARA LA POTENCIA NOMINAL DE TRANSMISIONES DE BANDA

Sección transversal	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
A	0.8542	1.342	$2.436(10)^{-4}$	0.1703
B	1.506	3.520	$4.193(10)^{-4}$	0.2931
C	2.786	9.788	$7.460(10)^{-4}$	0.5214
D	5.922	34.72	$1.522(10)^{-3}$	1.064
E	8.642	66.32	$2.192(10)^{-3}$	1.532
13C	$3.316(10)^{-2}$	1.088	$1.161(10)^{-8}$	$5.238(10)^{-3}$
16C	$5.185(10)^{-2}$	2.273	$1.759(10)^{-8}$	$7.934(10)^{-3}$
22C	$1.002(10)^{-1}$	7.040	$3.326(10)^{-8}$	$1.500(10)^{-2}$
32C	$2.205(10)^{-1}$	26.62	$7.037(10)^{-8}$	$3.174(10)^{-2}$

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 26

### FACTORES DE RELACIÓN DE VELOCIDAD PARA LA POTENCIA NOMINAL DE TRANSMISIONES DE BANDA

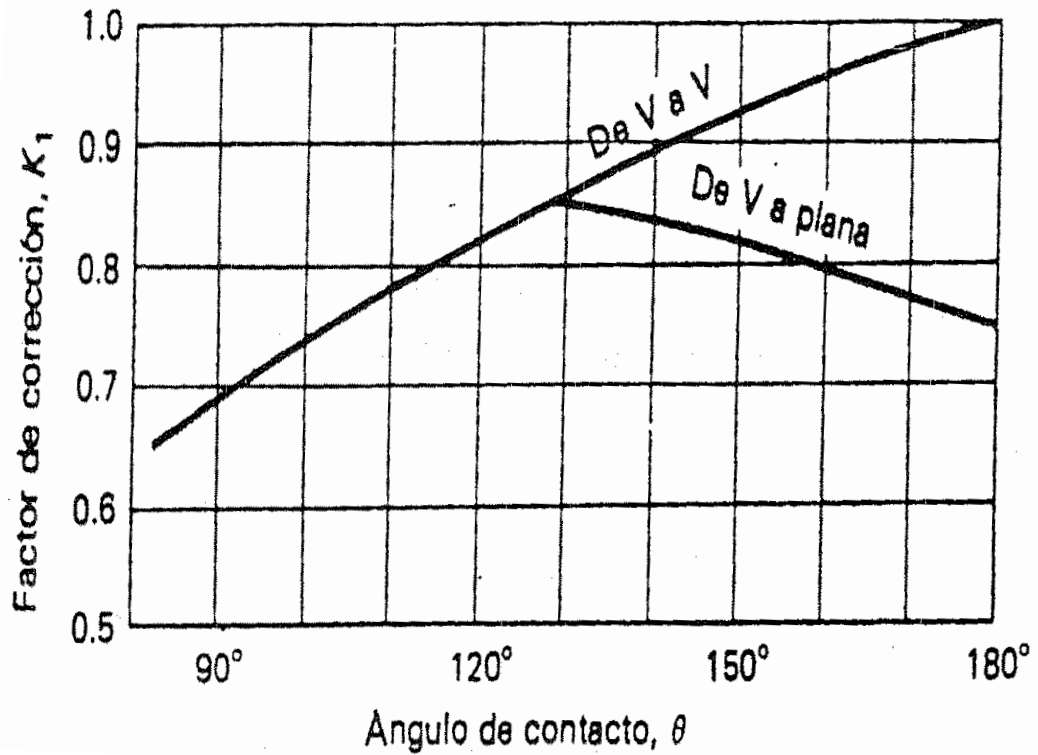
Intervalo $D/d$	$K_A$
1.00 a 1.01	1.0000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.39	1.0840
1.40 a 1.64	1.0972
mayor que 1.64	1.1106

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.



## ANEXO 27

### FACTOR DE CORRECCIÓN $K_1$



**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 28

### LONGITUD NOMINAL DE LA BANDA

Factor de longitud	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	Hasta 195
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	210-240
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	270-300
1.00	60-75	78-97	128-158	240	330-390
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	420-480
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	540-600
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	660
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	

\* Multiplique la potencia nominal de banda por este factor para obtener la potencia corregida.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 29

### FACTORES $K_b$ y $K_c$

Sección de banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

\* Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Col.

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

## ANEXO 30







### FACTORES PARA CALCULAR LA VIDA DE LA BANDA

Sección de banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

**Fuente:** SHIGLEY, Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1985; Editorial McGraw Hill; tercera edición.

# ANEXO 31

## FACTOR DE EFICIENCIA DE JUNTAS PARA DISEÑO DE DEPOSITOS

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E		
		Cuando la junta es:		
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

**Fuente:** MEGYESY, Eugene; Manual de recipientes a presión-Diseño y cálculo; 1989; Editorial Limusa S.A; Primera edición; Pág.142.

# ANEXO 32

## CATALOGO DE TUBERÍA CUADRADA ASTM-A500



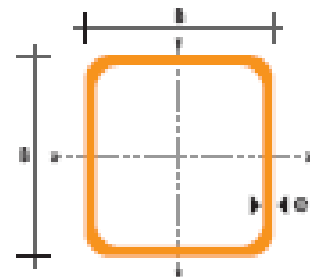
### TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espeor</b>	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	I
mm	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,2	0,72	0,60	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,90	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,73
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,87
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,87	0,85
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,19	0,82
30	1,2	1,08	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,85	2,19	1,48	1,15
30	2,0	1,70	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	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	8,50	3,48	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,25	2,85	11,08	4,42	1,87
50	2,0	3,00	3,74	14,13	5,85	1,84
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,81
60	2,0	3,96	3,74	21,28	7,09	2,29
60	3,0	5,42	6,61	35,08	11,69	2,24
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,48	2,87
75	3,0	6,71	8,41	71,54	18,08	2,82
75	4,0	8,58	10,95	88,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,88	24,80	3,88
100	3,0	9,17	11,41	178,95	38,28	3,84
100	4,0	12,15	14,95	238,08	48,22	3,88
100	5,0	16,40	18,38	270,57	54,11	3,84



Fuente: Catálogo DIPAC.

# ANEXO 33

## CATALOGO DE PLANCHAS ASTM-A36

### PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	Variable
<b>Espesores</b>	1,20mm a 100mm
<b>Roller</b>	Ancho 1000, 1200, 1500, 1800
<b>Planchas</b>	4 x 6 y a medida



#### Calidad Comercial

NORMA	COMPOSICION QUIMICA								PROPIEDADES MECANICAS			NORMA EQUIVALENTE
	% C	%Mn	%P	%S	%Si	%Al	%Cu	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ITS 60132 SPhC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,023 max	0,25 max	0,02 max	0,2 max	270 mín	29 mín	0 = 0a	SAE 1010 ASTM A-569	
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,023 max	0,24 max	0,02 max	0,2 max				ITS 60132 SPhC3	
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,023 max	0,23 max	0,02 max	0,2 max				ASTM A-521 ASTM A-570 GRADO 33	

#### Calidad Estructural

NORMA	COMPOSICION QUIMICA								PROPIEDADES MECANICAS					NORMA EQUIVALENTE
	% C	%Mn	%P	%S	%Si	%Cu	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°			
ASTM A-360H GRADO A	0,15 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,15 0,45	Mn Cr V	0,15-0,35 0,45-0,65 0,03-0,10	345 mín	485 mín	18 mín			
ASTM A-360 GRADO C	0,13 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max			205 mín	390 335 max	25 mín	0=1, 2a	SAE 1015	
ITS G-3101 SS41 H	0,17 0,22	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,15 max			250 mín	400 mín 550 max	21 mín		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 33	
A 36	0,25 0,28	0,60 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,25 max			250 mín	400 mín 550 max	20 mín			

Fuente: Catálogo DIPAC.

## **ANEXO 34**

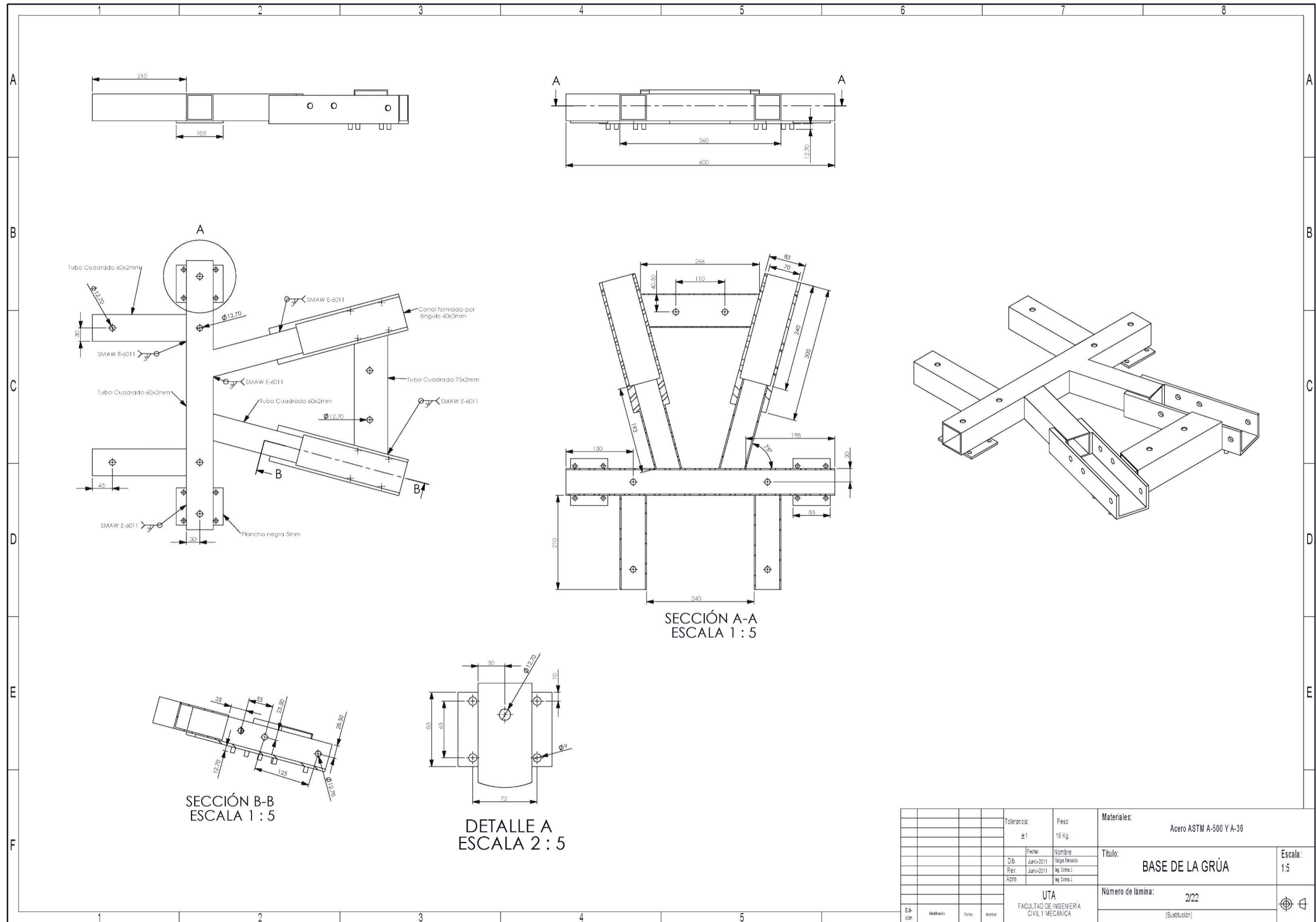
# **PLANOS**

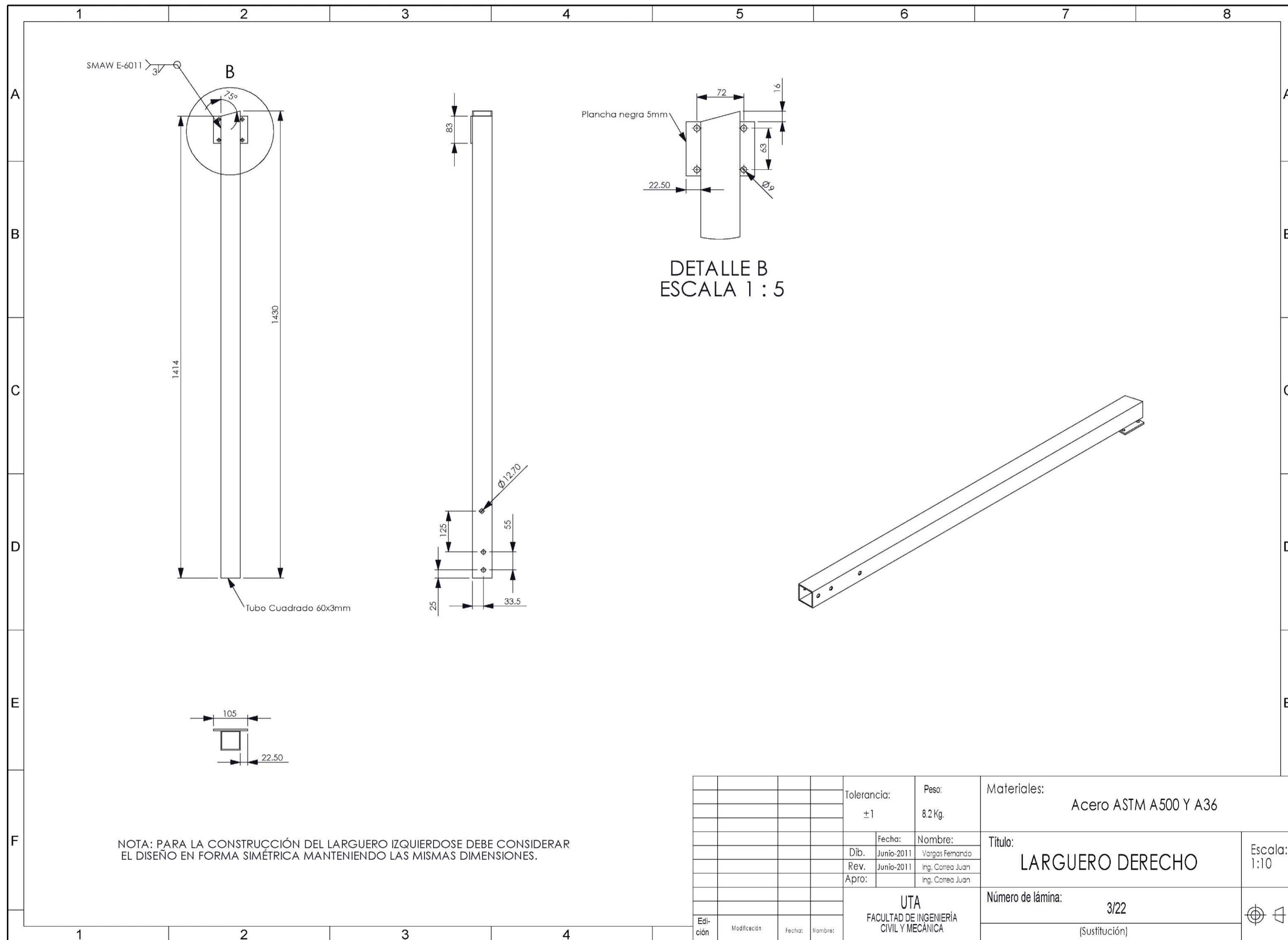




1	Botonera ON/OFF			33		0.20	Hidráulico
1	Banca Tipo V			32		0.10	Hidráulico
1	Luz intermitente			31		0.30	Hidráulico
1	Tomacorriente			30		0.25	Hidráulico
1	Manómetro			29		0.50	Hidráulico
6	Rueda			28		4.0	Hidráulico
1	Gancho			27		1.0	Hidráulico
1	Casaca de eslabones			26		1.0	Hidráulico
1	Válvula direccional 4/3			25		2.5	Hidráulico
1	Bomba Hidráulica de Paletas			24		3.0	Hidráulico
1	Motor eléctrico 1/2hp-110V-60Hz-1730rpm			23		8.0	Hidráulico
1	Cilindro 2 para desplazar la carga			22		9.0	Hidráulico
1	Cilindro 1 para elevar la carga			21		12.0	Hidráulico
1	Mensula para cilindro	21	Acero A-36	20		0.75	Acero A-36
1	Mensula anclaje inferior	20	Acero A-36	19		1.0	Acero A-36
1	Mensula anclaje superior	19	Acero A-36	18		1.0	Acero A-36
1	Soporte de válvula	18	Acero A-36	17		0.9	Acero A-36
1	Cáncamo	17	Acero A-36	16		0.5	Acero A-36
1	Placa base de válvula	16	Acero A-36	15		1.0	Acero A-36
1	Tubo de retorno	15	Acero A-36	14		0.20	Acero A-36
1	Tubo de succión	14	Acero A-36	13		0.25	Acero A-36
1	Protector de banda	13	Acero A-36	12		1.5	Acero A-36
1	Balíe	12	Acero A-36	11		1.0	Acero A-36
1	Casco	11	Acero A-36	10		1.5	Acero A-36
1	Tanque	10	Acero A-36	9		4.0	Acero A-36
1	Coverlor de la central	9	Acero A-36	8		1.0	Acero A-36
1	Estructura de la Central	8	Acero A-36	7		14.0	Acero A-36
1	Pluma	7	Acero A-36	6		2.75	Acero A-36
1	Brazo	6	Acero A-500	5		11.4	Acero A-500
2	Tensor	5	Acero A-36	4		2.0	Acero A-36
1	Columna	4	Acero A-500	3		9.5	Acero A-500
2	Larguero	3	Acero A-500	2		8.2	Acero A-500
1	Base de la gila	2	Acero A-500	1		19.0	Acero A-500

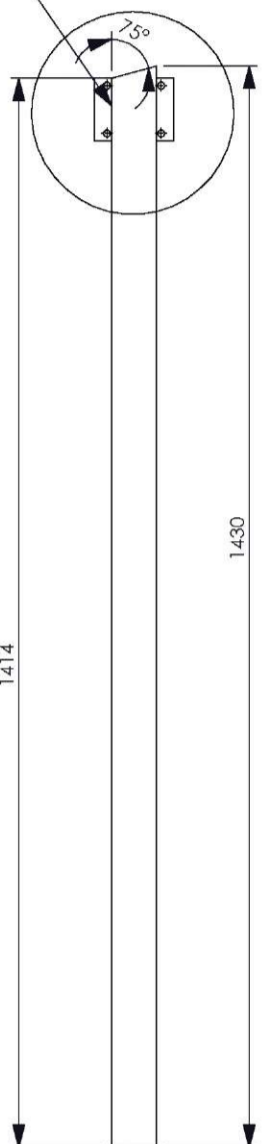
No. de Pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Materiales	No. de Orden	No. del Modelo/Producto	Peso (kg/lbs)	Observaciones
		Tolerancia	Peso	Materiales:			
		±mm	126 Olg	Acero A-36, Acero A-500, Varios			
		Fecha:	Nombre:	Título:		Escala:	
		Dib: Junio-2011	Vargas-Fernandez	ENSAMBLE GRÚA OLEOHIDRÁULICA		1:20	
		Rev: Junio-2011	Ing. Domsa J.	Número de lámina:			
		Apro:	Ing. Domsa J.	01/22			
		U.T.A FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECÁNICA		(Sustitución)			



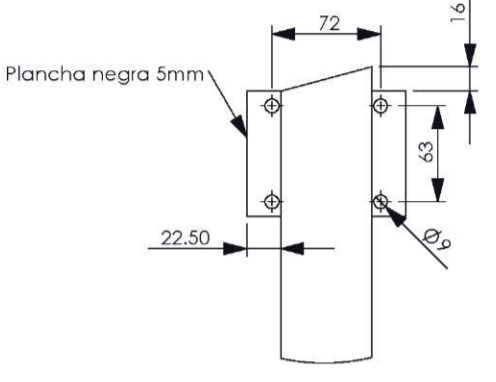


SMAW E-6011

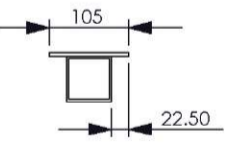
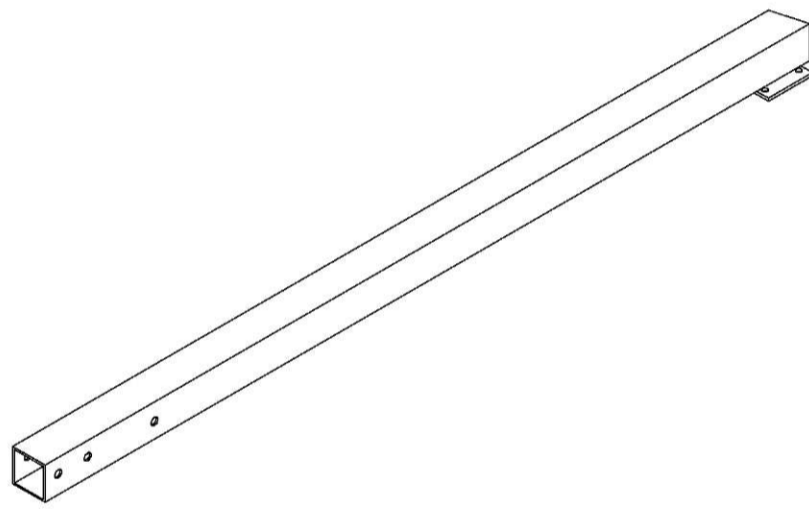
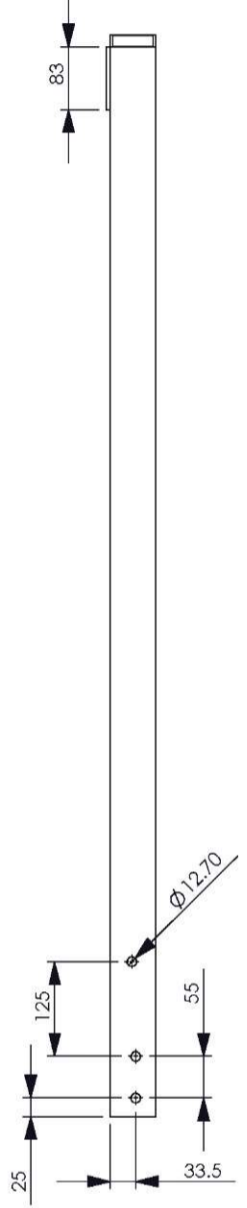
B



Tubo Cuadrado 60x3mm

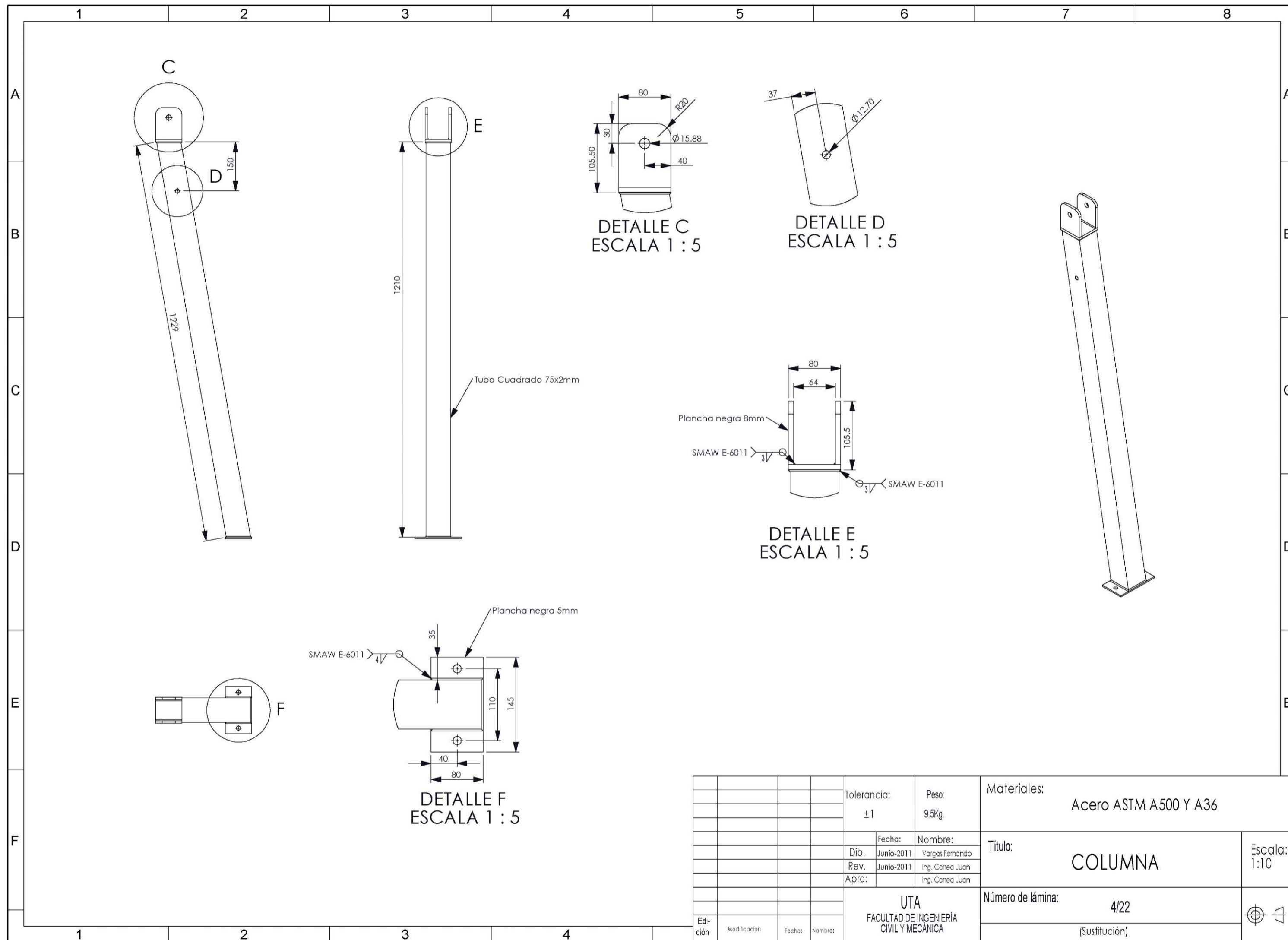


DETALLE B  
ESCALA 1 : 5



NOTA: PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL LARGUERO IZQUIERDOSE DEBE CONSIDERAR EL DISEÑO EN FORMA SIMÉTRICA MANTENIENDO LAS MISMAS DIMENSIONES.

Tolerancia:		Peso:		Materiales:	
±1		8.2 Kg.		Acero ASTM A500 Y A36	
Fecha:		Nombre:		Titulo:	
Dib. Junio-2011		Vargas Fernando		LARGUERO DERECHO	
Rev. Junio-2011		Ing. Correa Juan		Escala:	
Apro:		Ing. Correa Juan		1:10	
UTA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECÁNICA				Número de lámina:	
				3/22	
				(Sustitución)	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha:	Nombre:		



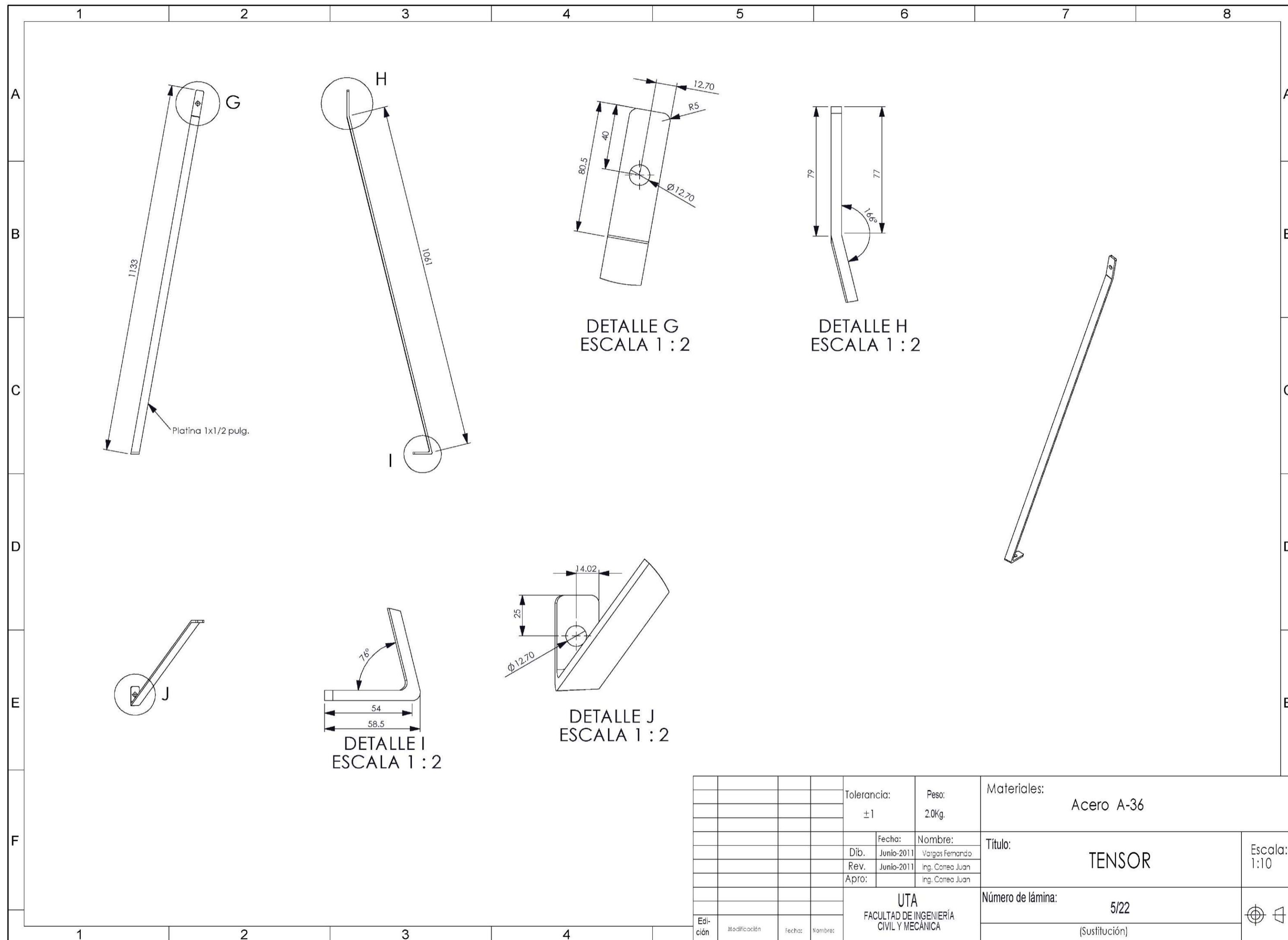
DETALLE C  
ESCALA 1 : 5

DETALLE D  
ESCALA 1 : 5

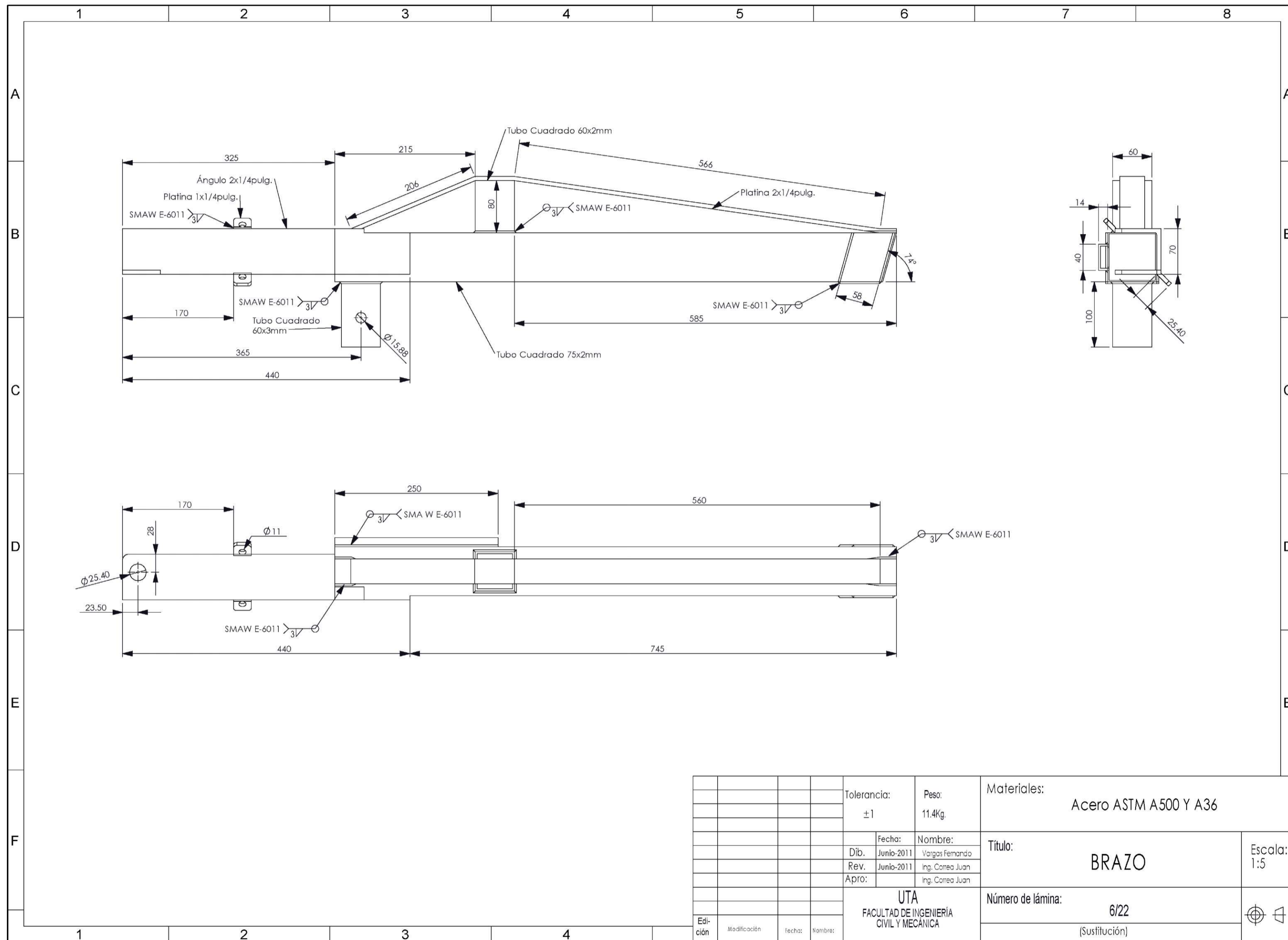
DETALLE E  
ESCALA 1 : 5

DETALLE F  
ESCALA 1 : 5

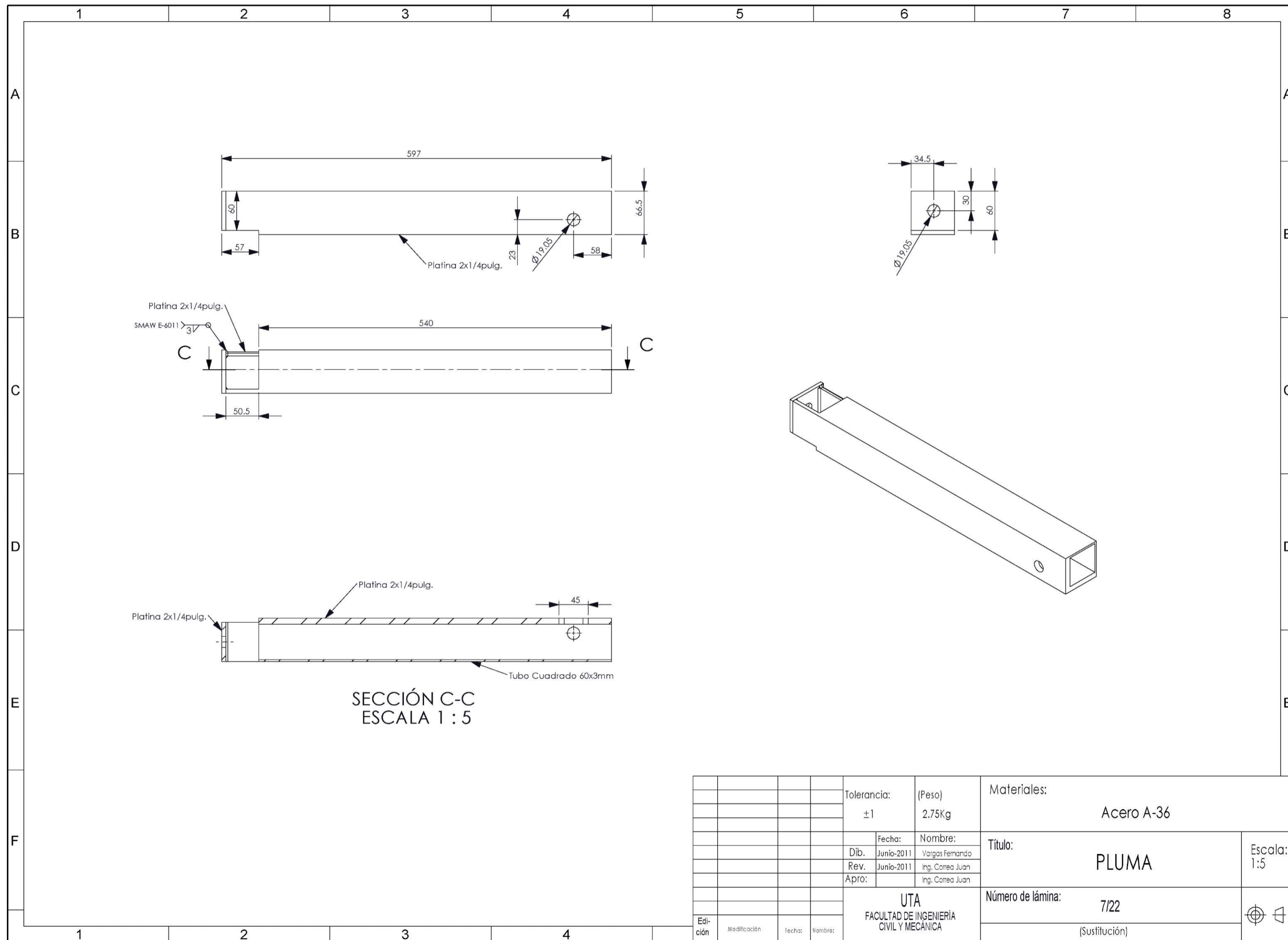
		Tolerancia:	Peso:	Materiales:			
		±1	9.5Kg.	Acero ASTM A500 Y A36			
		Fecha:	Nombre:	Titulo:	Escala:		
		Dib. Junio-2011	Vargas Fernando			COLUMNA	1:10
		Rev. Junio-2011	Ing. Correa Juan				
		Apro:	Ing. Correa Juan	Número de lámina:			
		UTA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECÁNICA		4/22			
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha:	Nombre:	(Sustitución)			



Tolerancia:		Peso:		Materiales:	
±1		2.0Kg.		Acero A-36	
Fecha:		Nombre:		Título:	
Dib. Junio-2011		Vargas Fernando		TENSOR	
Rev. Junio-2011		Ing. Correa Juan		Escala:	
Apro:		Ing. Correa Juan		1:10	
UTA				Número de lámina:	
FACULTAD DE INGENIERÍA				5/22	
CIVIL Y MECÁNICA				(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:		



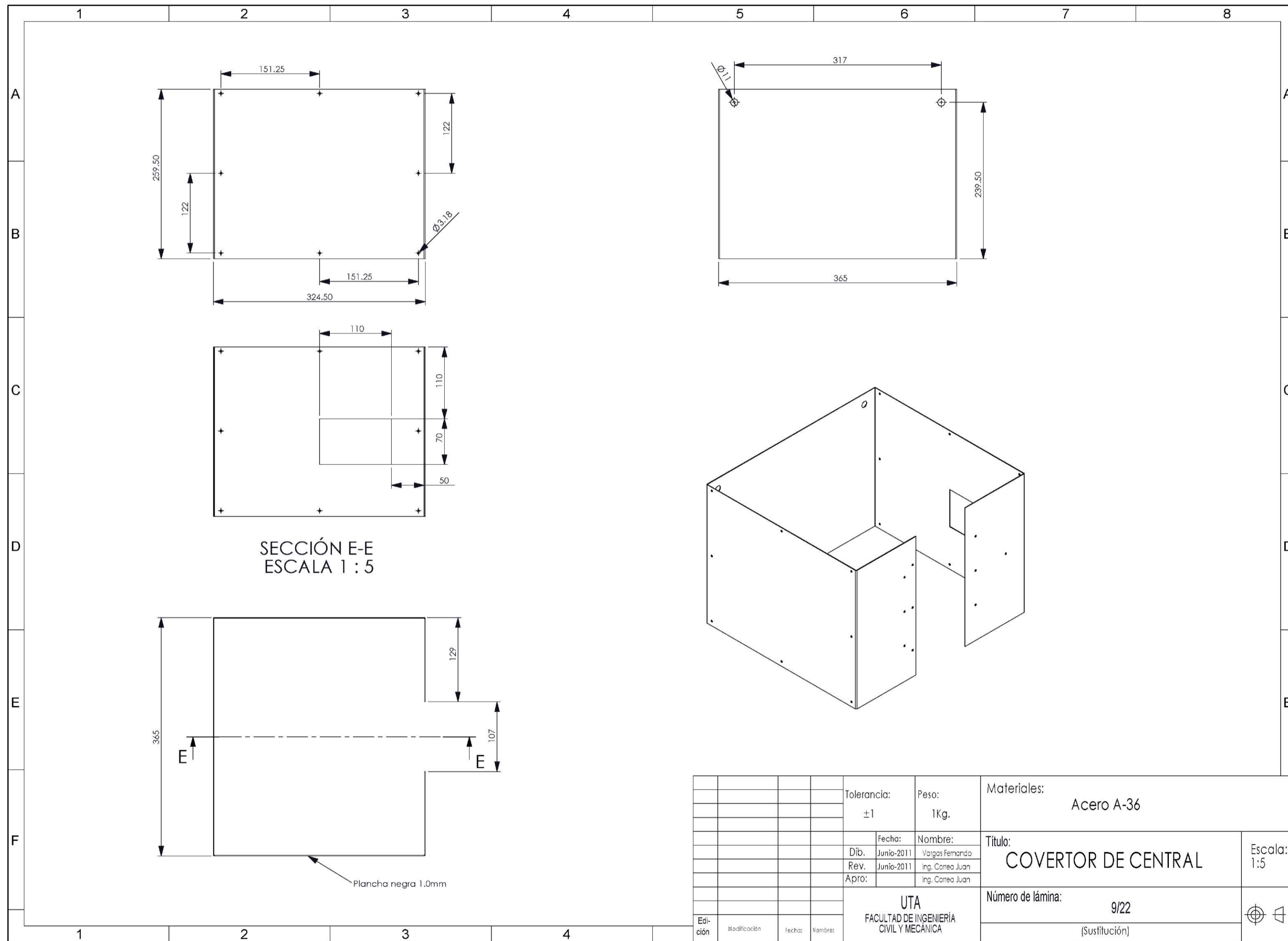
Tolerancia:		Peso:		Materiales:	
$\pm 1$		11.4kg		Acero ASTM A500 Y A36	
Fecha:		Nombre:		Título:	
Dib. Junio-2011		Vargas Fernando		BRAZO	
Rev. Junio-2011		Ing. Correa Juan		Escala:	
Apro:		Ing. Correa Juan		1:5	
UTA				Número de lámina:	
FACULTAD DE INGENIERÍA				6/22	
CIVIL Y MECÁNICA				(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:		



Tolerancia:		(Peso)	Materiales:		
±1		2.75Kg	Acero A-36		
Fecha:		Nombre:	Título:	Escala:	
Dib.	Junio-2011	Vargas Fernando			PLUMA
Rev.	Junio-2011	Ing. Correa Juan			
Apro:		Ing. Correa Juan	Número de lámina:	7/22	
Edición	Modificación	Fecha:	UTA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECÁNICA		
			(Sustitución)		

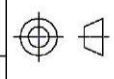


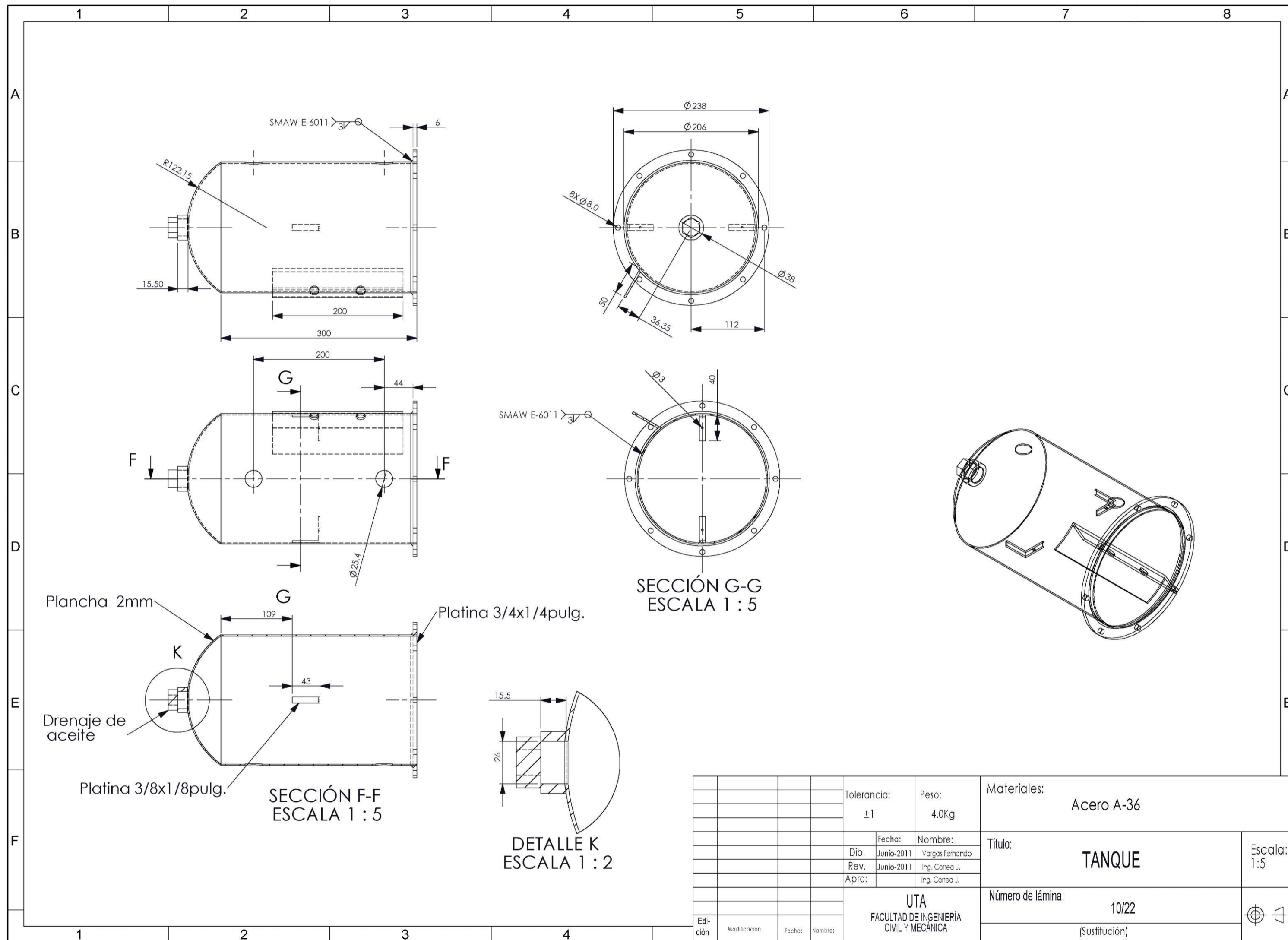




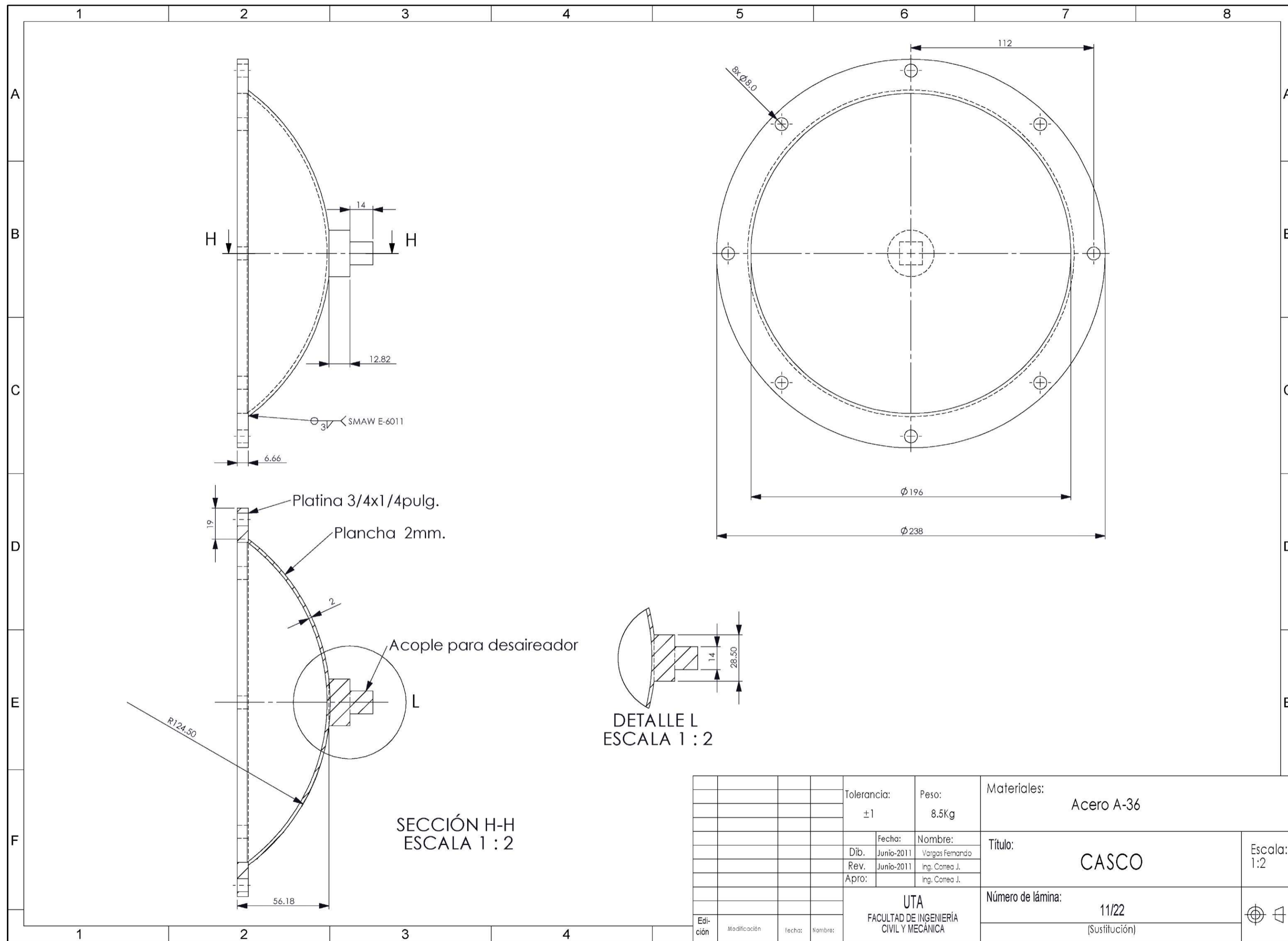
SECCIÓN E-E  
ESCALA 1 : 5

Plancha negra 1.0mm

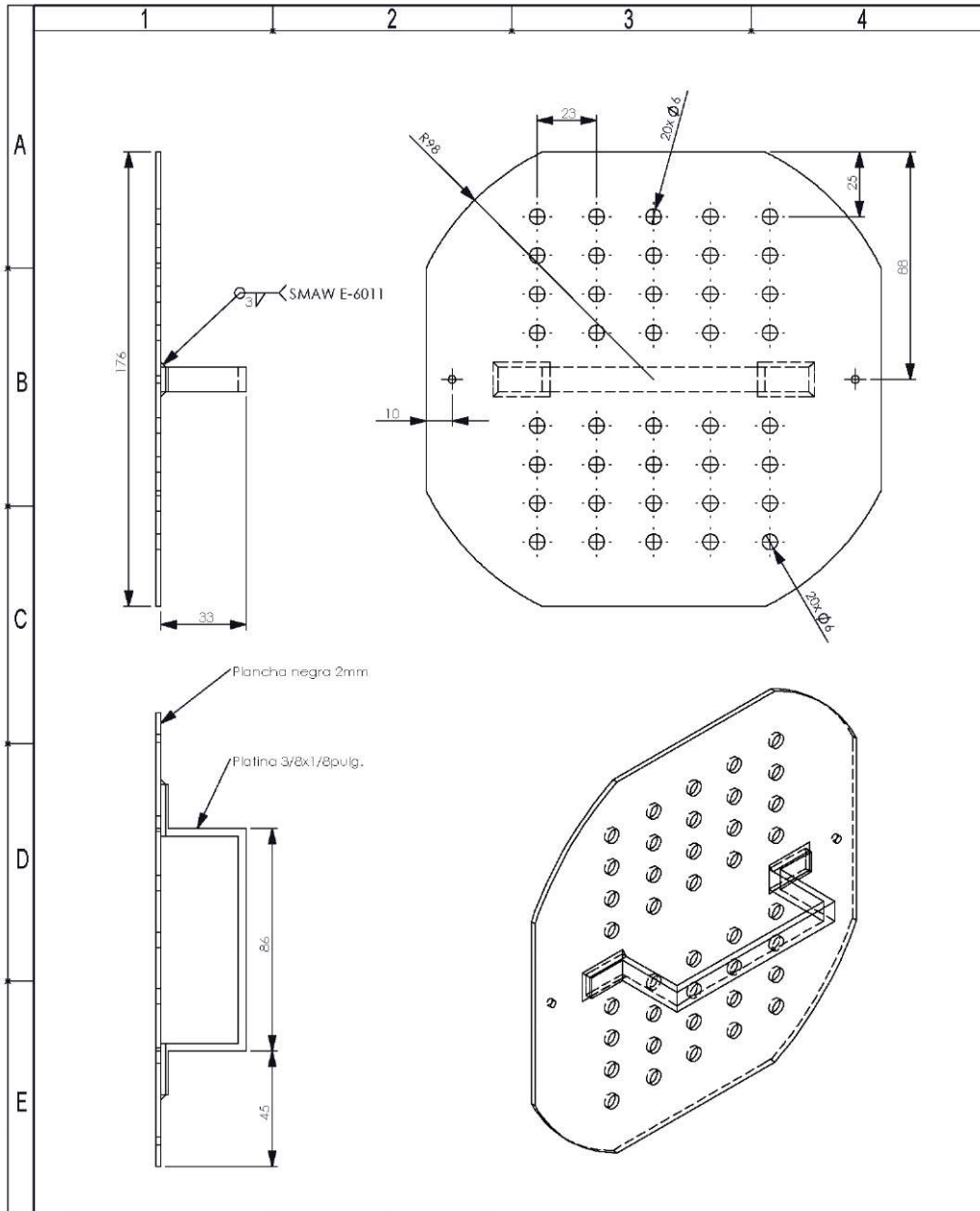
		Tolerancia:	Peso:	Materiales:	
		±1	1Kg.	Acero A-36	
		Fecha:	Nombre:	Titulo:	
		Dib. Junio-2011	Vargas Fernando	COVERTOR DE CENTRAL	
		Rev. Junio-2011	Ing. Correa Juan	Escala:	
		Apro:	Ing. Correa Juan	1:5	
		UTA		Número de lámina:	
		FACULTAD DE INGENIERIA		9/22	
		CIVIL Y MECÁNICA		(Sustitución)	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha:	Nombre:		



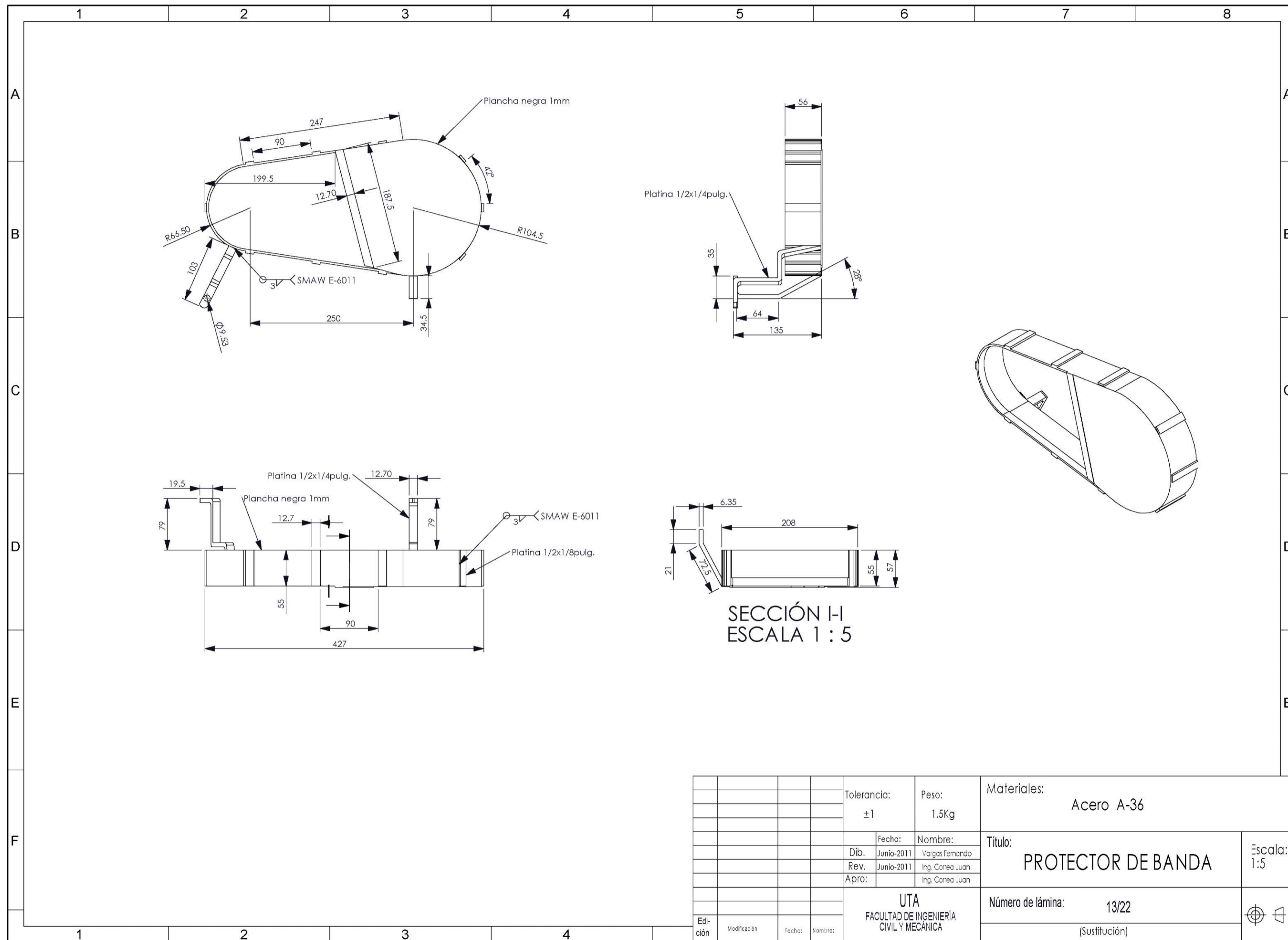
Tolerancia:		Peso:		Materiales:	
$\pm 1$		4.0Kg		Acero A-36	
Fecha:		Nombre:		Titulo:	
Dib. Junio-2011		Vargas Fernando			
Rev. Junio-2011		Ing. Correa J.			
Apro:		Ing. Correa J.		Número de lámina:	
Edición				Escala:	
Modificación				1:5	
Fecha:				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA	
Nombre:					
				10/22	
				(Sustitución)	



Tolerancia:		Peso:		Materiales:	
±1		8.5Kg		Acero A-36	
Fecha:		Nombre:		Título:	
Dib. Junio-2011		Vargas Fernando		CASCO	
Rev. Junio-2011		Ing. Correa J.		Escala:	
Apro:		Ing. Correa J.		1:2	
UTA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA				Número de lámina:	
				11/22	
				(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:		

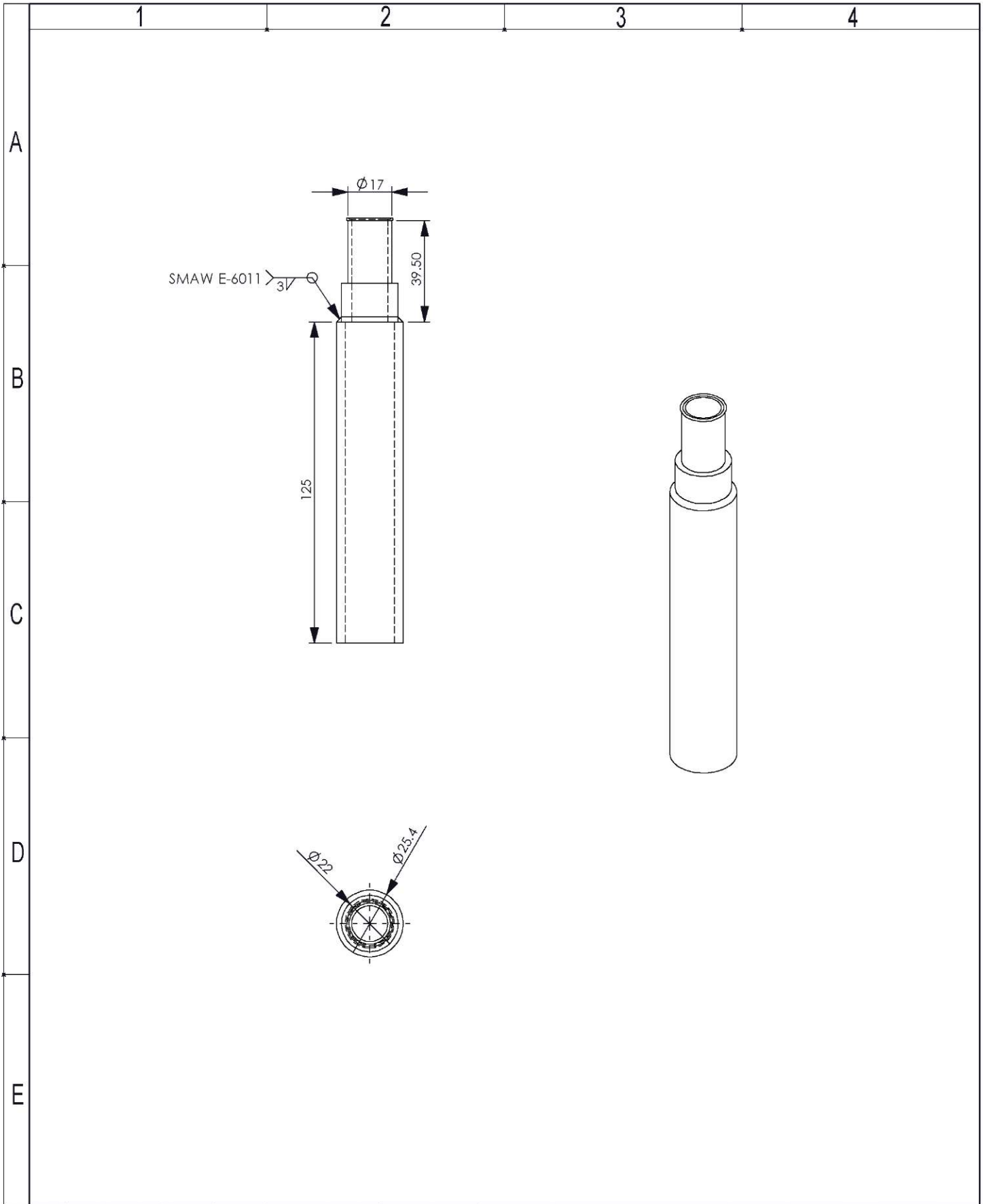


				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 1.0 Kg.	Materiales: Acero A-36	
				Fecha: Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando	Título: BAFFLE	Escala: 1:2
				Rev. Junio-2011	ing Correa Juan		
				Apro:	ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 12/22 (Sustitución)	
Edi- ción	Modificación	Fecha:	Nombre:				

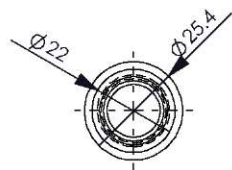
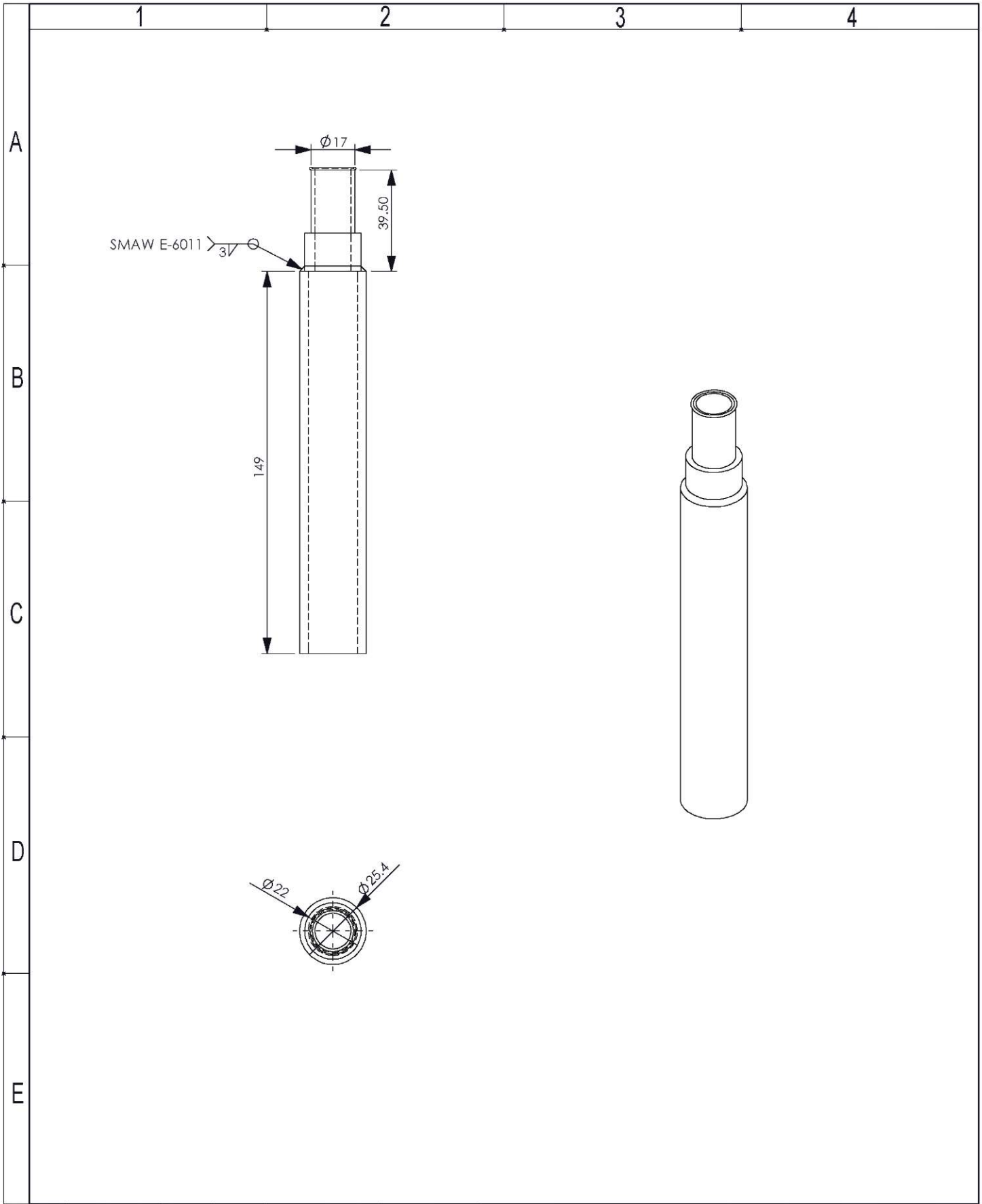


SECCIÓN I-I  
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia:	Peso:	Materiales:			
				±1	1.5Kg	Acero A-36			
				Fecha:	Nombre:	Titulo:	Escala:		
				Dib. Junio-2011	Vargas Fernando			PROTECTOR DE BANDA	1:5
				Rév. Junio-2011	Ing. Correa Juan				
				Apro:	Ing. Correa Juan	Número de lámina:			
				UTA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECÁNICA		13/22			
						(Sustitución)			
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha:	Nombre:						



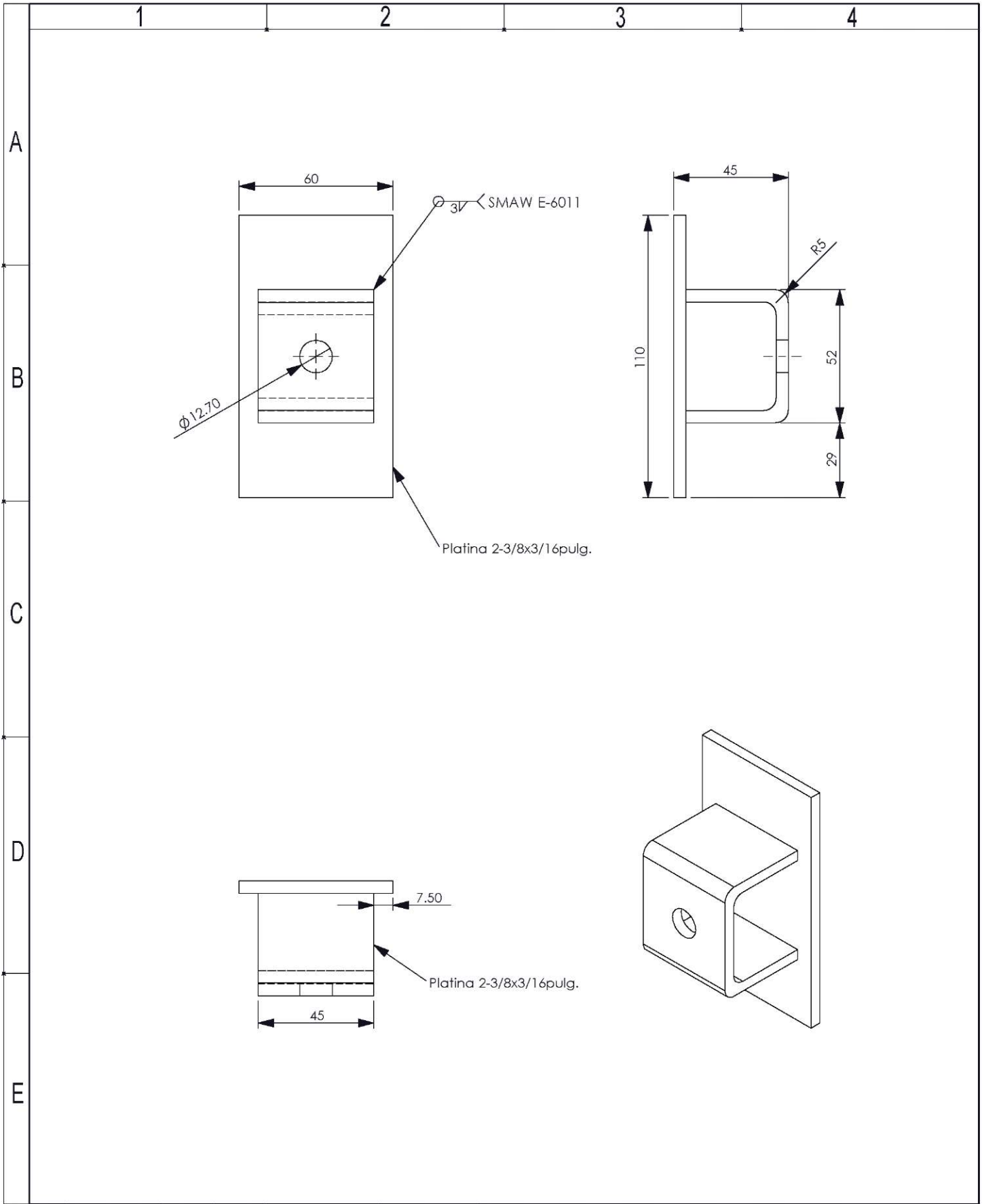
				Tolerancia:	Peso:	Materiales:	
				± 1	0.25 Kg.	Acero A-36	
				Fecha:	Nombre:	Título:	Escala:
			Dib.	Junio-2011	Vargas Fernando.		
			Rev.	Junio-2011	Ing Correa Juan		
			Apro:		Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina:	
Edi- ción	Modificación	Fecha:	Nombre:			14/22 (Sustitución)	



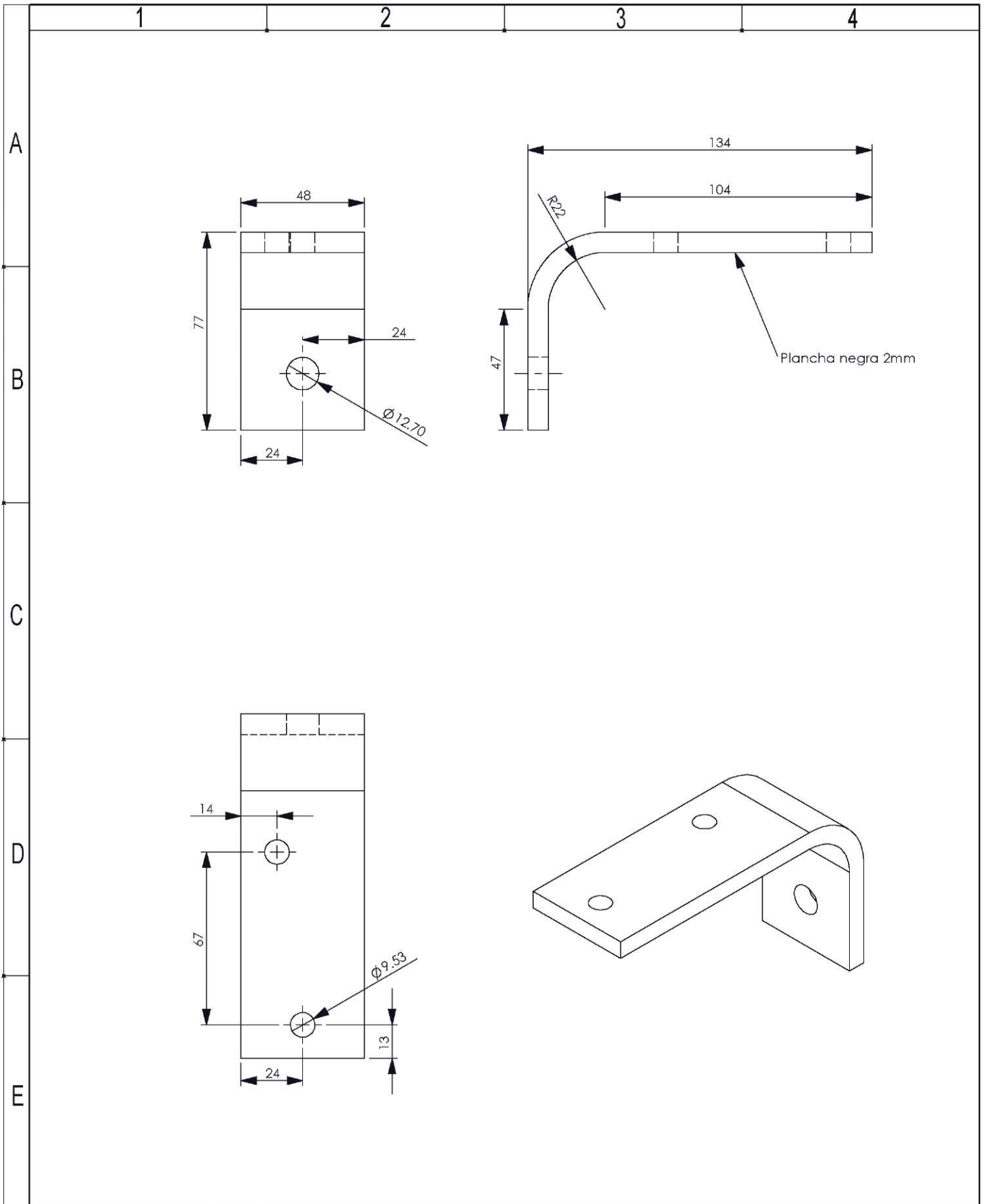
				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 0.20 Kg.	Materiales: Acero A-36	
				Dib. Junio-2011	Fecha: Junio-2011	Título: <b>TUBO DE RETORNO</b>	Escala: 1:2
				Rev. Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 15/22	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	



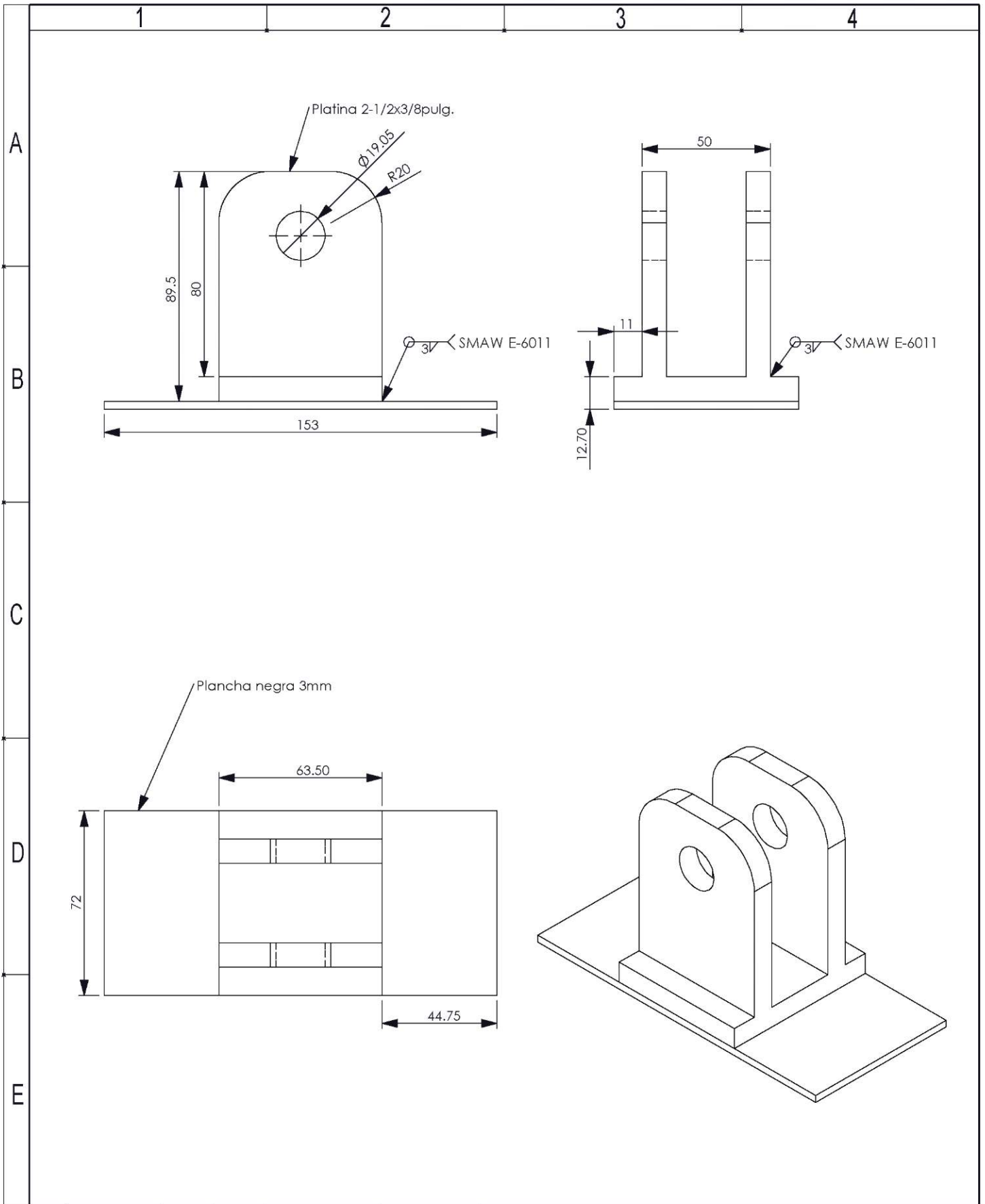




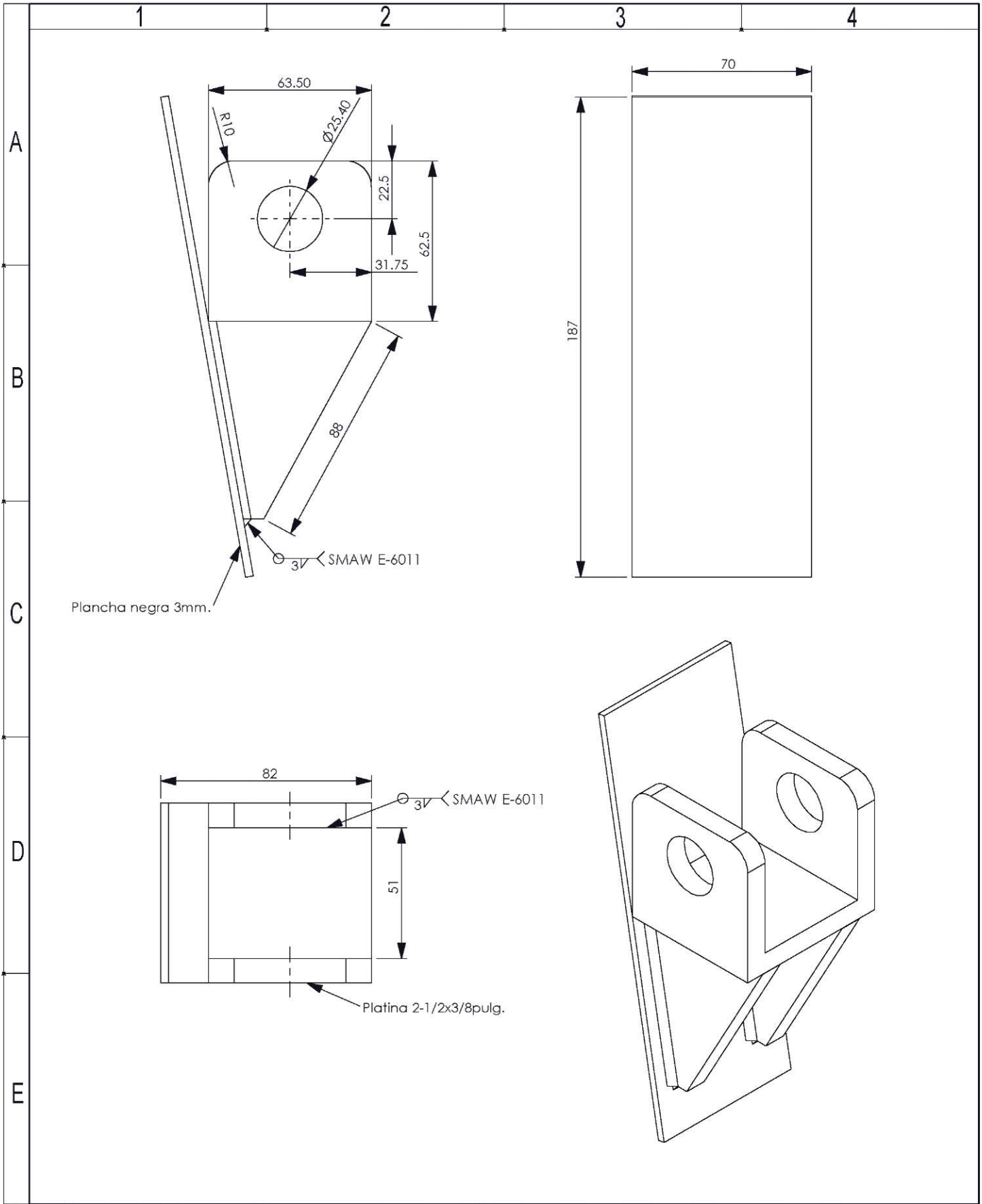
				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 1.0 Kg.	Materiales: Acero A-36	
				Dib. Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando.	Título: <b>CÁNCAMO</b>	Escala: 1:2
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 17/22	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	

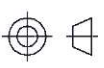


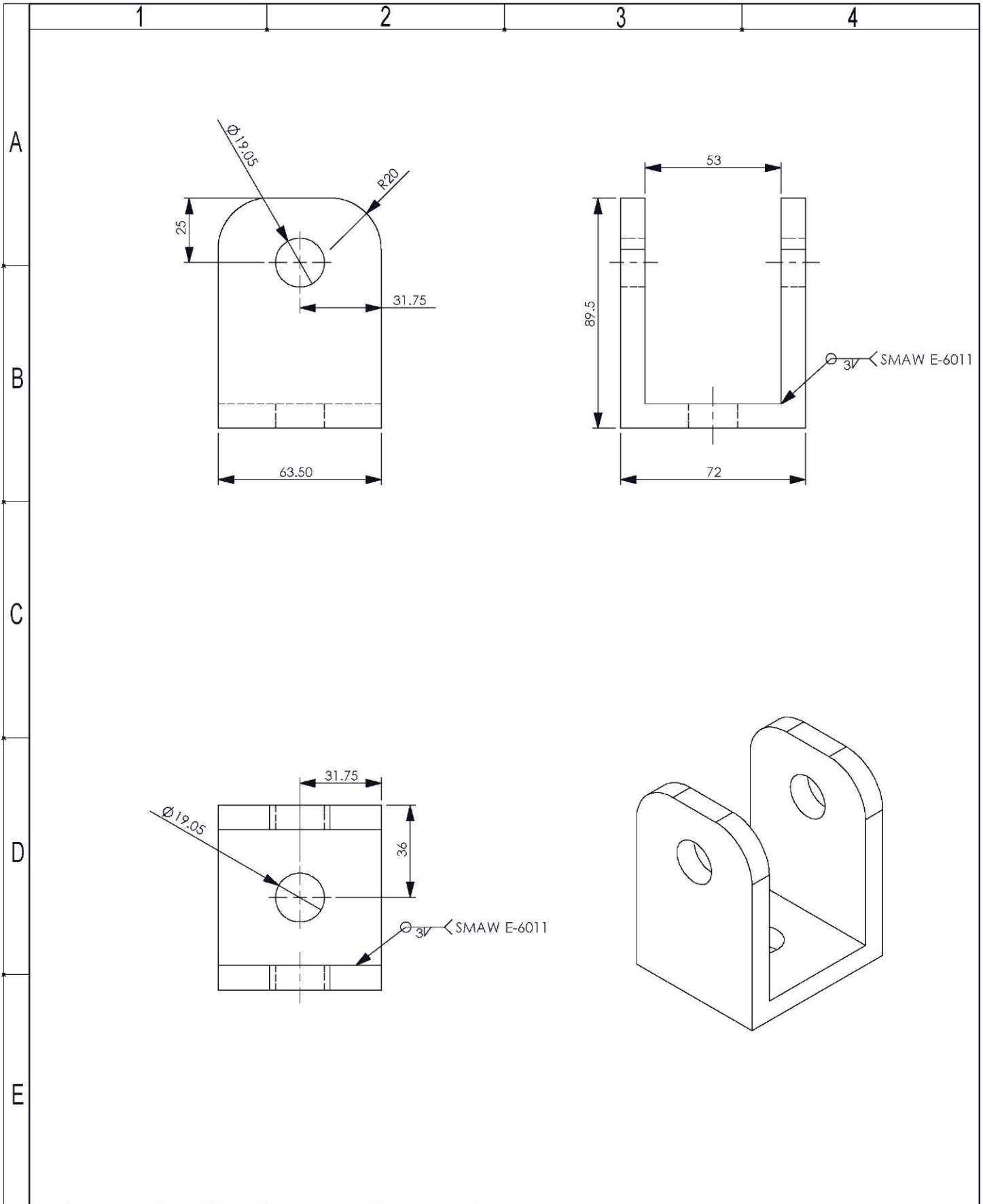
				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 0.9 Kg.	Materiales: Acero A-36	
				Dib. Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando.	Título: <b>SOPORTE VÁLVULA</b>	Escala: 1:2
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 18/22 (Sustitución)	
Edi- ción	Modificación	Fecha:	Nombre:				



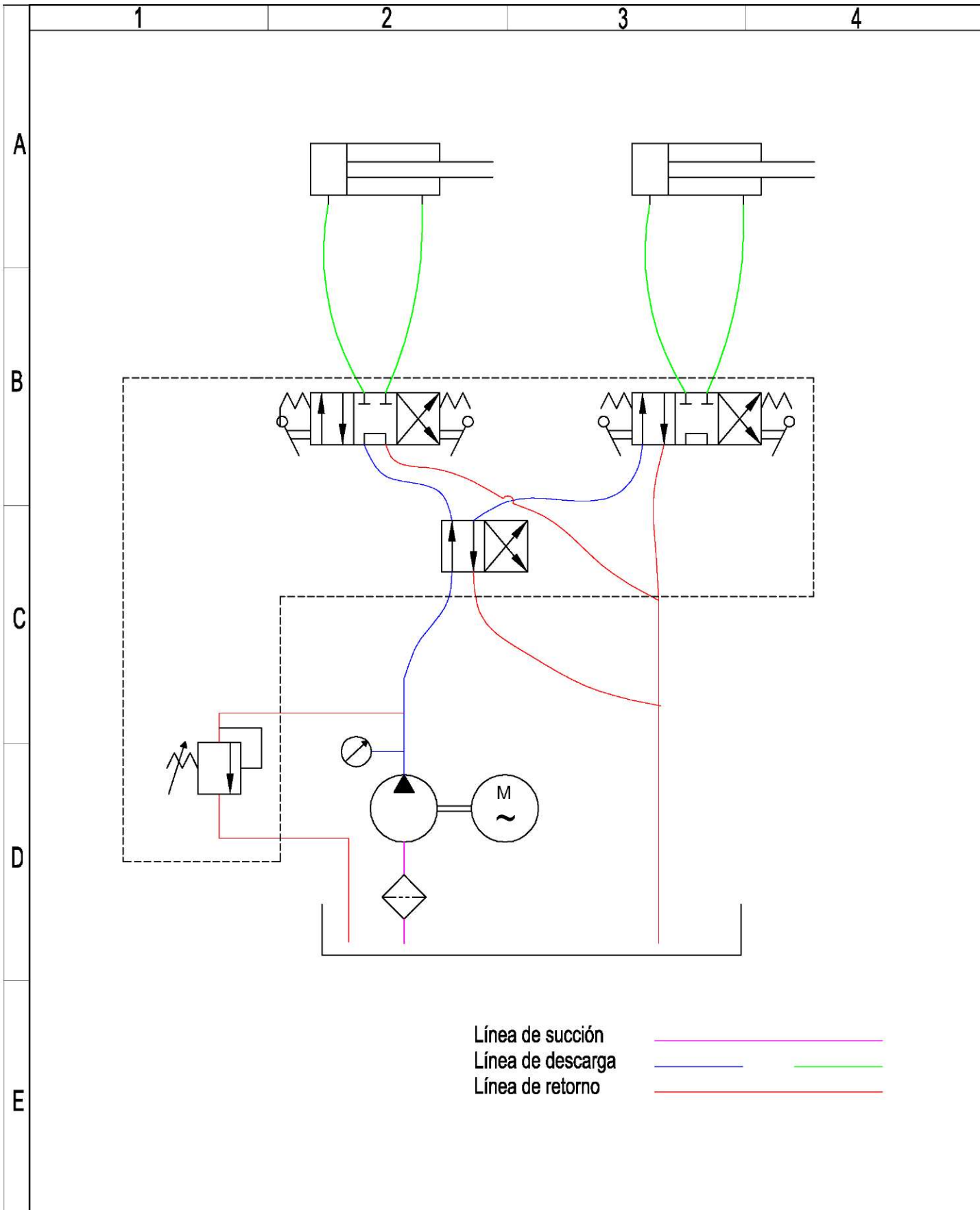
				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 1.0 Kg.	Materiales: Acero A-36	
				Dib. Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando.	Título: <b>MENSULA ANCLAJE SUPERIOR</b>	Escala: 1:2
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 19/22	
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	



				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 1.0 Kg.	Materiales: Acero A-36	
						Título: <b>MENSULA ANCLAJE INFERIOR</b>	Escala: 1:2
				Fecha: Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando.		
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 20/22	
Edi- ción	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	



				Tolerancia: $\pm 1$	Peso: 0.75 Kg.	Materiales: Acero A-36	
						Título: <b>MENSULA PARA CILINDRO</b>	Escala: 1:2
				Dib. Junio-2011	Nombre: Vargas Fernando.		
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 21/22	
Edi- ción	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	



Línea de succión  
 Línea de descarga  
 Línea de retorno

				Tolerancia: $\pm 1$	Peso:	Materiales:	
				Fecha:	Nombre:	Título:	
				Dib. Junio-2011	Vargas Fernando	CIRCUITO OLEOHIDRÁULICO	
				Rev. Junio-2011	Ing Correa Juan		
				Apro:	Ing Correa Juan		
				UTA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		Número de lámina: 22/22	Escala: 1:20
Edición	Modificación	Fecha:	Nombre:			(Sustitución)	