

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MECÁNICO PARA REPRODUCIR
EXPERIMENTALMENTE FENÓMENOS GEOLÓGICOS
APLICANDO MODELOS ANÁLOGOS**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Bachilleres:
Fernandes P., Jesús M.
Tarazona R., Armando F.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, Junio 2015

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MECÁNICO PARA REPRODUCIR
EXPERIMENTALMENTE FENÓMENOS GEOLÓGICOS
APLICANDO MODELOS ANÁLOGOS**

Tutor Académico: Prof. Manuel Martínez, PhD.

Tutor Industrial: Ing. Fátima Goncalves.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Bachilleres:
Fernandes P., Jesús M.
Tarazona R., Armando F.
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, Junio 2015



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO

Acta

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres:

Tarazona Armando y Fernandes Jesús

Titulado

*“Diseño de un Dispositivo Mecánico para
Reproducir Experimentalmente Fenómenos
Geológicos aplicando Modelos Análogos”*

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Acta se levanta en la ciudad de Caracas, a los 15 días del mes de mayo del año dos mil quince.

Prof. Antonio Barragán
Jurado



Prof. Manuel Martínez
Tutor

Prof. Enrique Toribio
Jurado



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO

Caracas, 15 de mayo de 2015

Prof. Gerardo Ramírez
Jefe de la División de Control de Estudios
Facultad de Ingeniería-UCV
Presente.-

Quienes suscriben, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted con la finalidad de informarle que hemos decidido otorgarle a los Bachilleres:

Fernandes P. Jesús M., C.I. 20.028.749

Y

Tarazona R. Armando F., C.I. 19.023.506

MENCIÓN TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado, titulado

*“Diseño de un Dispositivo Mecánico para
Reproducir Experimentalmente Fenómenos
Geológicos aplicando Modelos Análogos”*

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de usted.

Prof. Antonio Barragán
Jurado



Prof. Enrique Coribio
Jurado

Prof. Manuel Martínez
Tutor

DEDICATORIA

Deseo dedicarle este trabajo especial de grado a Dios, por guiarme y acompañarme en todo momento, ayudándome a levantarme cada vez que decaigo y seguir siempre adelante.

A los mejores padres que Dios pudo darme, María Fernanda Pita y Américo Fernandes, que siempre me han apoyado a lo largo de toda mi vida, me han acompañado y comprendido en todo momento y me han guiado por el buen camino para conducirme al logro de mis objetivos académicos y personales.

A mi abuela Dolores, que mientras estuvo conmigo siempre me guio y me enseñó a agradecer a Dios por todo lo que logro en mi día a día buscando siempre alcanzar el éxito, y donde se encuentre en estos momentos está acompañándome para no desviarme de mis metas y objetivos.

A mis hermanas Fatima y Mary Carmen, que siempre me han aportado sus buenas sensaciones y me han aconsejado para nunca decaer y luchar siempre por mis objetivos, superando cualquier obstáculo que se presente en el camino.

A mis demás familiares por su cariño, ánimo, comprensión y colaboración.

Al profesor Crisanto Villalobos, quien siempre ha estado pendiente de mis labores de estudiante, aconsejándome para tomar decisiones importantes a lo largo de mi estadía en la Escuela de Ingeniería Mecánica, brindándome apoyo no solo académico sino también su amistad.

A mis compañeros de estudio y hermanos de vida Andrés Botana, Armando Tarazona, Daniel Colmenares, Jorge Silva, Luis Bello, Manuel García, Pablo Cruz, Ramsés Hernández, Sebastián Krauffman, Angie, Vicky, MaBe y Dany Seijas, con los que pude contar en todo momento desde nos conocimos, no solo en el ámbito académico sino también personal, animándonos y ayudándonos en todo momento.

A mis demás amigos y compañeros que de una u otra manera me apoyaron, ayudaron y aconsejaron en el ámbito académico y personal, acompañándome a superar momentos difíciles a lo largo de todo este tiempo en la que Universidad Central de Venezuela se convirtió en mi segunda casa.

Jesús Fernandes

A Dios.

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi madre Marlene.

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre Armando.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A Olga Santeliz.

Por haber sido pilar fundamental en mi formación durante la niñez y haberte convertido en más que una maestra, en mi segunda madre donde quieras que estés sé que estarás orgullosa de mí.

A Carmen López.

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, cariño y amor.

A Valeska Estévez.

Por su apoyo incondicional durante esta etapa, su comprensión y amor.

A mis familiares

Por su cariño, ánimo, comprensión y colaboración.

A mis compañeros de estudio

A José Manuel, Miguel, Jesús, Luis, Ricardo, Rocco y demás amigos que siempre estuvieron pendientes de mí a lo largo de este trabajo, ofrezco disculpas por no mencionarlos a cada uno.

Armando Tarazona

AGRADECIMIENTOS

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por formarnos como profesionales y personas íntegras. No habrá manera de retribuir todo lo que aprendimos y logramos en ella.

A nuestro tutor académico, Prof. Manuel Martínez, por la confianza puesta en nosotros para el desarrollo de este proyecto durante este tiempo de trabajo.

A nuestra tutora industrial, Ing. Fátima Goncalves, por ayudarnos en estos meses de trabajo en PDVSA-Intevep, apoyándonos en todo momento dentro y fuera de la empresa.

A los profesores Ramón Sánchez y Pedro Cadenas, por ayudarnos en la parte más compleja del proyecto en materia de cálculos y manipulación de catálogos, además de aconsejarnos en la toma de decisiones.

A los profesores Enrique Toribio y Lenin González, por brindarnos su conocimiento y apoyo desde el punto de vista geológico.

Al profesor Antonio Barragán por su apoyo en el ámbito conceptual del proyecto.

Al profesor Crisanto Villalobos por la ayuda suministrada en el ámbito metalúrgico del proyecto.

Al profesor Rafael Guerra por su apoyo en la selección de materiales y procesos de fabricación requeridos.

A nuestro amigo Daniel Zavatti por su colaboración en su etapa como estudiante y ahora como profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica en el desarrollo de este proyecto.

A nuestro amigo Rocco Porco por su colaboración aportada en la ejecución del proyecto.

A nuestra amiga Fátima Angélica, por su apoyo durante el desarrollo de nuestro Trabajo Especial de Grado.

A los Ingenieros Geólogos de PDVSA-Intevep Efraín Daubront y Brian Vilas por su apoyo y aporte en este proyecto para poder llevar a cabo el mismo de manera correcta.

A la licenciada Marisela Segura por proporcionarnos material bibliográfico pertinente para el desarrollo de este proyecto.

Al personal de PDVSA-Intevep que de una u otra manera nos apoyaron y colaboraron con nosotros.

Fernandes P. Jesús M.
Tarazona R. Armando F.

**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO MECÁNICO PARA REPRODUCIR
EXPERIMENTALMENTE FENÓMENOS GEOLÓGICOS
APLICANDO MODELOS ANÁLOGOS**

Tutor Académico: Prof. Manuel Martínez, PhD. Tesis. Caracas, Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2015. 250pp

PALABRAS CLAVE: Diseño, Dispositivo Mecánico, Modelos Análogos, Simulación Estructural/Tectónica, Geología.

RESUMEN

Este trabajo presenta el diseño de un dispositivo mecánico para reproducir experimentalmente fenómenos geológicos aplicando modelos análogos. Las técnicas actuales para la representación de terrenos de interés no permiten determinar con exactitud su estructura. Se plantea dar solución al problema tomando en cuenta los modelos análogos y aplicando técnicas de Diseño Conceptual. La selección del diseño preliminar se basa en el método de matrices morfológicas, tomando en cuenta las dimensiones para la simulación del modelo, fácil manejo y transporte del dispositivo, generación de movimientos lineales en los ejes X, Y y Z, basculamientos alrededor de los ejes X e Y, precisión y confiabilidad. La etapa de desarrollo comprende un proceso de análisis y cálculos correspondientes de los diversos elementos que constituyen el dispositivo. Se desarrolla el diseño de un modelo tridimensional que integran los componentes del dispositivo a través de un programa de diseño computacional. Se efectúa la selección de Aluminio 6063 T6 para todos los componentes estructurales y de conexión, Acero inoxidable 440C y Acero Dulce para la tornillería y uniones; tonillos sin fin, rotulas, actuadores, entre otros equipos formarán parte del diseño. Para la verificación de cálculos y visualización de la carga máxima de 12,1 kN al cual se verá sometido, se empleó un software de análisis por elementos finitos. Finalmente, se representa el diseño final que cumple con los requerimientos establecidos por PDVSA Intevep S.A.

Fernandes P. Jesús M.
Tarazona R. Armando F.

**DESIGN OF A MECHANICAL DEVICE TO REPRODUCE
GEOLOGICAL PHENOMENA EXPERIMENTALLY APPLYING
ANALOGOUS MODELS**

Tutor Académico: Prof. Manuel Martínez, PhD. Tesis. Caracas, Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2015. 250 pp

Keywords: Design, Mechanical Device, Analogous Models, Structural/Tectonic Simulation, Geology.

ABSTRACT

This research work presents the design of a mechanical device to reproduce geological phenomena experimentally applying analogous models. Current techniques for representing interest grounds do not allow to determine its internal structure with the expected accuracy. It is proposed to solve the problem by analogous models and applying some Conceptual Design techniques. The selection of the preliminary design is based on the morphological matrix method, considering the dimension of the simulation model, easy handling and transfer of the device, linear movement in X, Y and Z axes, rotation around X and Y axes, accuracy and reliability. The stage of development includes an analysis process and calculation of the design elements. The design of a three dimensional model is developed by a computational mechanical design. The selection of 6063 T6 aluminum is made for all structural components and connections; on the other hand, the 440C stainless steel and mild steel are selected for screws and joints; screw jacks, ball joints, actuators, among other equipment will form part of the design. For checking calculations and the behavior of the components when a maximum load of 12.1 kN is applied on the model, finite elements were used in the analysis. Lastly, the final design is represented, fulfilling the requirements set by PDVSA Intevep S.A.

TABLA DE CONTENIDO

ACTA.....	iii
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN	3
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	5
1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	6
1.3.1. Objetivo General	6
1.3.2. Objetivos Específicos.....	6
1.4. ALCANCES.....	7
1.5. LIMITACIONES	7
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	9
2.1. INTRODUCCIÓN	9
2.2. ANTECEDENTES.....	9
2.3. DEFINICIONES	12
2.3.1. Diseño	12
2.3.2. Diseño Conceptual	12
2.3.3. Diseño Mecánico.....	12
2.3.4. Dispositivo mecánico.....	12
2.3.5. Geología Estructural.....	13
2.3.6. Tectónica.....	13
2.3.7. Modelos Análogos	14
2.3.8. Teoría de Escalado	16
2.3.9. Reología	18
2.3.10. Estratigrafía.....	19
2.3.11. Pliegues	19
2.3.12. Fallas Geológicas	22
2.4. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	27
2.4.1. Modelo de Munari del proceso de diseño	27
2.4.2. Modelo de Archer del proceso de diseño.....	28
2.4.3. Modelo de French del proceso de diseño.....	29

2.5. MÉTODO DE DISEÑO.....	30
2.5.1. Fase Divergente.....	31
2.5.2. Fase de Transferencia.....	33
2.5.3. Fase de Convergencia	35
2.6. DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN.....	36
2.6.1 Ingeniería de Detalle	37
CAPÍTULO III: FASE DIVERGENTE	40
3.1. INTRODUCCIÓN	40
3.2. MAPAS MENTALES.....	40
3.3. ENTREVISTA	44
3.3.1. Metodología	44
3.3.2. Instrumento para la recolección de datos:	44
3.4. REUNIONES TÉCNICAS	47
3.5. Información recabada de los instrumentos de recolección de datos	49
CAPÍTULO IV: FASE DE TRANSFERENCIA.....	51
4.1. INTRODUCCIÓN	51
4.2. GENERACIÓN DE IDEAS.....	51
4.2.1. Técnica de generación de ideas.....	51
4.2.2. Ideas Generadas	52
4.2.3. Descripción de las ideas:.....	55
CAPÍTULO V: FASE DE CONVERGENCIA	62
5.1. INTRODUCCIÓN	62
5.2. FILTRADO DE IDEAS.....	62
5.3. MATRIZ DE PUGH	65
5.4. MATRIZ DE INTERACCIÓN	71
5.5. DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN.....	74
5.6. ANÁLISIS DE LOS DISEÑOS CONCEPTUALES PROPUESTOS POR PDVSA-INTEVEP	81
5.7. SOLUCIÓN PROPUESTA.....	83
CAPÍTULO VI: INGENIERÍA DE DETALLE	85
6.1. CÁLCULOS DE LOS DISPOSITIVOS	85
6.1.1. Perfil estructural de la plataforma y equipos necesarios.....	86
6.1.2. Movimientos de inclinación o basculamiento del sistema.....	119
6.2. UNIONES ATORNILLADAS	136
6.2.1. Formulación detallada - Análisis estático:	137

6.2.2. Formulación detallada - Análisis dinámico:	143
6.2.3. Cálculos Correspondientes – Perfil Estructural de la Plataforma	144
6.2.4. Cálculos Correspondientes – Perfil Estructural del Carrito	154
6.3. SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS DISEÑADOS	161
6.3.1. Lámina de simulación	162
6.3.2. Marco de simulación	165
6.3.3. Placa de unión entre las ruedas y la estructura de la plataforma	168
6.3.4. Placa de unión entre las ruedas y la estructura del carrito	171
6.3.5. Placa base del tornillo sin fin	175
6.3.6. Conector para perfiles de Aluminio extruido.....	178
6.4. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	182
6.5. MATERIALES Y EQUIPOS.....	185
6.6. DISEÑO PROPUESTO	188
6.6.1. Estructura de la Plataforma	188
6.6.2. Estructura del Carrito	188
6.6.3. Estructura de la Plataforma con el Carrito incorporado.....	189
6.6.4. Dispositivo	190
6.7. FACTIBILIDAD TÉCNICA DEL DISEÑO PROPUESTO	191
CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	193
7.1. CONCLUSIONES	193
7.2. RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.....	196
7.3. RECOMENDACIONES PARA LA EMPRESA	196
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	197
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS	201
APÉNDICES	208
ANEXOS	241
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	278

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. <i>Relaciones de las Escalas correspondientes a algunas Variables Físicas</i>	18
Tabla 5.1. <i>Matriz de Pugh para analizar propuestas del Perfil Estructural del Dispositivo</i>	68
Tabla 5.2. <i>Matriz de Pugh para analizar propuestas referentes a la Movilidad del Dispositivo</i>	70
Tabla 5.3. <i>Matriz de Interacción referente a la Estructura del Dispositivo</i> .	72
Tabla 5.4. <i>Matriz de Interacción referente a la Movilidad del Sistema</i>	72
Tabla 5.5. <i>Resumen de Interacción entre Ideas de la Estructura del Dispositivo</i>	73
Tabla 5.6. <i>Resumen de Interacción entre Ideas de la Parte Móvil del Dispositivo</i>	74
Tabla. 6.1. <i>Valores del Factor “α” para Carga Uniformemente Distribuida sobre una Placa</i>	89
Tabla. 6.2. <i>Valores del Factor “α” para Carga en forma de Presión Hidrostática sobre una Placa</i>	91
Tabla. 6.3. <i>Valores del Factor α para Carga en forma de Prisma Triangular sobre una Placa</i>	93
Tabla. 6.4. <i>Espesor, Volumen y Masa requeridos para una Lámina de Acero o Aluminio</i>	94
Tabla 6.5. <i>Factores de Marín para el Cálculo de la Lámina de Simulación</i>	95
Tabla 6.6. <i>Espesor, Volumen y Masa requeridos para un Marco de Acero o Aluminio</i>	99
Tabla 6.7. <i>Factores de Marín para el Cálculo de la Base del Marco</i>	100
Tabla 6.8. <i>Características de los Actuadores FESTO</i>	100
Tabla 6.9 <i>Factores de Marín para el Cálculo del Perfil Estructural del Dispositivo</i>	115
Tabla 6.10. <i>Factores de Marín para el Perfil Estructural del Carrito</i>	126
Tabla. 6.11. <i>Área de Esfuerzo de Tensión y del Diámetro menor para Roscas Métricas</i>	139
Tabla 6.12. <i>Área de Esfuerzo de Tensión y del Diámetro menor para Roscas Unificadas UNC y UNF</i>	140
Tabla 6.13. <i>Especificaciones SAE para Pernos de Acero</i>	140
Tabla 6.14. <i>Especificaciones ASTM para Pernos de Acero</i>	141
Tabla 6.15. <i>Especificaciones Mecánicas Métricas para Pernos y Tornillos de Acero</i>	142

Tabla 6.16. <i>Límite de Resistencia a la Fatiga para Pernos y Tornillos con Rosca Laminada</i>	143
Tabla 6.17. <i>Tornillería seleccionada</i>	161
Tabla 6.18. <i>Presentación de Resultados. Parte I.</i>	182
Tabla 6.19. <i>Presentación de Resultados. Parte II.</i>	183
Tabla 6.20. <i>Presentación de Resultados. Parte III.</i>	184
Tabla 6.21. <i>Elementos de la Plataforma.</i>	185
Tabla 6.22. <i>Componentes y sus Características Parte I.</i>	186
Tabla 6.23. <i>Componentes y sus Características Parte II.</i>	187

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 2.1.</i> Representación de un Modelo Análogo.....	16
<i>Figura 2.2.</i> Representación de Fallamiento mediante Modelos Análogos... ..	20
<i>Figura 2.3.</i> Elementos Geométricos de los Pliegues.. ..	20
<i>Figura 2.4.</i> Tipos de Pliegues.. ..	21
<i>Figura 2.5.</i> Tipos de Pliegues según su Curvatura e Inclinación del Plano Axial.	21
<i>Figura 2.6.</i> Componentes de una Falla.	23
<i>Figura 2.7.</i> Representación de una Falla Normal.	24
<i>Figura 2.8.</i> Representación de una Falla Inversa.....	24
<i>Figura 2.9.</i> Representación de una Falla Transversal.....	25
<i>Figura 2.10.</i> Representación de una Falla Cilíndrica.	26
<i>Figura 2.11.</i> Representación de una Falla Rotacional	26
<i>Figura 2.12.</i> Representación de un Horst y Graben.....	27
<i>Figura 2.13.</i> Modelo del Proceso de Diseño según Munari.	28
<i>Figura 2.14.</i> Modelo del Proceso de Diseño según Archer.	29
<i>Figura 2.15.</i> Modelo del Proceso de Diseño según French.	30
<i>Figura 3.1.</i> Mapa Mental 1: Problemática- Representación a Escala de Fenómenos Geológicos	41
<i>Figura 3.2.</i> Mapa Mental 2: Estructura de la Entrevista.....	42
<i>Figura 3.3.</i> Mapa Mental 3: Entrevista.....	43
<i>Figura 5.1.</i> Alternativa 1.....	76
<i>Figura 5.2.</i> Alternativa 2.....	77
<i>Figura 5.3.</i> Alternativa 3.....	78
<i>Figura 5.4.</i> Alternativa 4.....	79
<i>Figura 5.5.</i> Alternativa 5.....	80
<i>Figura 5.6.</i> Diseño Conceptual propuesto por PDVSA-Intevep S.A.	82
<i>Figura 6.1.</i> Lámina de Simulación.	86
<i>Figura 6.2.</i> Carga Sinusoidal sobre una Placa Rectangular.....	89
<i>Figura 6.3.</i> Carga Uniformemente Distribuida sobre una Placa Rectangular	89
<i>Figura 6.4.</i> Carga Hidrostática sobre una Placa Rectangular	91
<i>Figura 6.5.</i> Carga en forma de Prisma Triangular sobre una Placa Rectangular.	92
<i>Figura 6.6.</i> Marco de Simulación con Actuadores Lineales.....	96

<i>Figura 6.7.</i> Actuadores lineales dispuestos en forma de H	100
<i>Figura 6.8.</i> Motor Paso a Paso para el Accionamiento de los Actuadores	103
<i>Figura 6.9.</i> Estructura de la Mesa Rectangular.....	104
<i>Figura 6.10.</i> Longitud equivalente de una columna	105
<i>Figura 6.11.</i> Carga uniformemente distribuida sobre una viga	109
<i>Figura 6.12.</i> Carga triangular sobre una viga	110
<i>Figura 6.13.</i> Carga en forma de prisma sobre una viga.....	111
<i>Figura 6.14.</i> Ruedas de Soporte del Perfil Estructural de la Mesa y sus Componentes.....	115
<i>Figura 6.15.</i> Placa de Unión entre las Ruedas y la Estructura del Dispositivo	117
<i>Figura 6.16.</i> Escalera	118
<i>Figura 6.17.</i> Disposición del Carrito	119
<i>Figura 6.18.</i> Ruedas de Soporte del Perfil Estructural del Carrito y sus Componentes.....	126
<i>Figura 6.19.</i> Placa de Unión entre las Ruedas y la Estructura del Carrito	128
<i>Figura 6.20.</i> Tornillo Sin Fin.....	129
<i>Figura 6.21.</i> Gráfica de análisis de pandeo en el tornillo sin fin de acuerdo a la longitud del mismo.....	131
<i>Figura 6.22.</i> Placa Base del Tornillo Sin Fin.	132
<i>Figura 6.23.</i> Flexión de una Viga Empotrada dispuesta en Voladizo	133
<i>Figura 6.24.</i> Motor Paso a Paso de Accionamiento de Tornillo Sin Fin. ..	134
<i>Figura 6.25.</i> Articulación de Rótula	135
<i>Figura 6.26.</i> Tornillos y Pernos	136
<i>Figura 6.27.</i> Visualización de la Lámina de Simulación en Ansys 14.0...	162
<i>Figura 6.28.</i> Visualización de la Deformación de la Lámina en Ansys 14.0.....	163
<i>Figura 6.29.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Lámina de Simulación en Ansys 14.0.....	164
<i>Figura 6.30.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en Ansys en la Zona Crítica de la Lámina	164
<i>Figura 6.31.</i> Visualización del Factor de Seguridad de la Lámina en Ansys 14.0.....	165
<i>Figura 6.32.</i> Visualización de la Lámina Base del Marco de Simulación en Ansys 14.0.....	165
<i>Figura 6.33.</i> Visualización de la Deformación del Marco en Ansys 14.0.	166
<i>Figura 6.34.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises del Marco en Ansys 14.0.....	167

<i>Figura 6.35.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica del Marco en Ansys 14.0.....	167
<i>Figura 6.36.</i> Visualización del Factor de Seguridad del Marco en Ansys 14.0	168
<i>Figura 6.37.</i> Visualización de la Placa de Unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0	168
<i>Figura 6.38.</i> Visualización de la Deformación de la Placa de Unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0	168
<i>Figura 6.39.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0.....	170
<i>Figura 6.40.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0	170
<i>Figura 6.41.</i> Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0	171
<i>Figura 6.42.</i> Visualización de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0	171
<i>Figura 6.43.</i> Visualización de la Deformación de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0	172
<i>Figura 6.44.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0.....	173
<i>Figura 6.45.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0	174
<i>Figura 6.46.</i> Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0	174
<i>Figura 6.47.</i> Visualización de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0.....	175
<i>Figura 6.48.</i> Visualización de la Deformación de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0	176
<i>Figura 6.49.</i> Visualización de la Deformación en la Zona Crítica de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0	176
<i>Figura 6.50.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0.....	177
<i>Figura 6.51.</i> Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0	177
<i>Figura 6.52.</i> Visualización del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0.....	178
<i>Figura 6.53.</i> Visualización de la Deformación en las Zonas Críticas del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0.....	179

<i>Figura 6.54.</i> Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0.....	179
<i>Figura 6.55.</i> Visualización del Factor de Seguridad en Estática del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0	180
<i>Figura 6.56.</i> Visualización para el tiempo de vida del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0.....	181
<i>Figura 6.57.</i> Visualización del Factor de Seguridad en Fatiga del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0	181
<i>Figura 6.58.</i> Estructura de la Plataforma.....	188
<i>Figura 6.59.</i> Estructura del Carrito.....	188
<i>Figura 6.60.</i> Estructura de la Plataforma con el Carrito. Vista 1.....	189
<i>Figura 6.61.</i> Estructura de la Plataforma con el Carrito. Vista 2.....	189
<i>Figura 6.62.</i> Dispositivo sin Láminas de Simulación.....	190
<i>Figura 6.63.</i> Dispositivo	190
<i>Figura 6.64.</i> Dispositivo	191

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la identificación de terrenos para la exploración y explotación de campos petroleros se torna un proceso complejo debido a las distintas formas que adopta la estructura interna de la Tierra producto de fenómenos geológicos que han ocurrido a lo largo de kilómetros desde hace millones de años, por lo que representar estos procesos y comprender así las estructuras presentes en ella permitiría complementar las técnicas e investigaciones llevadas a cabo en la actualidad para el estudio de los terrenos como lo son métodos geológicos, geofísicos y petrofísicos.

Por ello, PDVSA Intevep S.A. plantea el diseño de un dispositivo mecánico para reproducir experimentalmente fenómenos geológicos aplicando modelos análogos. Los modelos análogos son una herramienta que permite representar a escala un fenómeno en estudio; esta técnica es capaz de aplicarse apoyándose en la teoría de escalado, la cual le da un valor cuantitativo a los resultados desde el punto de vista de dimensionamiento, velocidad a la que ocurren los procesos y esfuerzos y deformaciones que se originan en ellos.

Para poder realizar el diseño de este dispositivo es necesario conocer y comprender las necesidades y requerimientos de la empresa; dicho proceso se basa en el método de matrices morfológicas que comienza con la generación de ideas, propuestas y soluciones a través de una tormenta de ideas, obteniendo un conjunto de posibles alternativas preliminares. Una vez obtenidas estas, se procede a esbozar cada una de ellas para tener una visualización más detallada de la idea, y luego seleccionar aquella que se adapte de mejor manera a los requerimientos establecidos.

De igual forma, para lograr un diseño óptimo, es necesario apoyarse en bibliografías y herramientas computacionales que permiten representar y analizar en detalle las características, necesidades y solicitudes que se encontrarán en el desarrollo del proyecto. En esta oportunidad se lleva a cabo el diseño en tres dimensiones de cada una de las partes y componentes a través

de un programa computacional para asistencia en el diseño mecánico, también conocido como CAD. Este proceso de diseño será complementado con el respectivo estudio de la resistencia de los materiales en estática y dinámica, lo cual será posible mediante el uso computacional del método de elementos finitos que permite identificar y corregir detalles para desarrollar un diseño más completo y confiable.

Finalmente, se seleccionan los componentes que mejor se adaptan a las condiciones de diseño establecidas como lo son movilidad en el eje X, Y y Z basculamiento en el eje X e Y, traslado del equipo, entre otros, definiendo así los parámetros que permitirán elegir el tipo de material de la estructura del diseño, la disposición de los mecanismos y un conjunto de requerimientos que permitirán ensamblar y bosquejar el diseño o propuesta final.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El petróleo es una mezcla de hidrocarburos que se originan en el interior de la Tierra mediante la transformación de la materia orgánica acumulada en sedimentos; éste se encuentra depositado en trampas geológicas naturales y es extraído mediante la perforación de pozos y refinado mediante procesos químicos, para finalmente ser utilizado como combustible o materia prima (Ancheyta, 2007). Éste se localiza en diversas regiones del mundo en zonas denominadas yacimientos, que están formadas por rocas no permeables, las cuales no permiten que el gas ni el petróleo se filtren entre ellas.

Para la determinación de áreas donde existen yacimientos petrolíferos, no existe en la actualidad un método geológico o geofísico que permita predecir con exactitud el lugar donde se debe realizar la perforación, por lo que se deben llevar a cabo multitud de tareas previas para el estudio del terreno: métodos geológicos (de superficie), métodos geofísicos (método sísmico de reflexión, métodos eléctricos, métodos potenciales) y métodos petrofísicos.

Actualmente en Venezuela, el proceso de exploración y perforación de terrenos es llevado a cabo por PDVSA; para la explotación de campos petroleros en distintas regiones de nuestro país se torna un proceso costoso en recursos humanos y materiales, además de no contar con la exactitud y confiabilidad esperada, trayendo como consecuencia que PDVSA-Intevep, pilar fundamental en la investigación en el ámbito petrolero en nuestro país, introduzca el estudio del comportamiento geológico de terrenos de interés

mediante la aplicación de modelos análogos como herramienta que permita representar a escala un área y de forma aproximada a la realidad.

Para ello, PDVSA-Intevep requiere el diseño de un dispositivo mecánico a ser desarrollado en sus instalaciones con el objetivo de atender la situación anteriormente expuesta. El presente trabajo tiene como finalidad desarrollar propuestas de diseño capaces de representar la reología de un terreno en estudio empleando modelos análogos; siendo esta la rama de la física de medios continuos que se dedica al estudio de la deformación y el fluir de la materia (Bingham, 1929).

Los modelos análogos son una representación física a escala de un fenómeno en estudio en el cual existe una conservación de la coherencia entre las características originales típicas del fenómeno, de tal manera que se puedan realizar analogías entre los resultados experimentales obtenidos a través del modelo y el fenómeno en sí (Yagupsky, 2009). Estos modelos tratan de representar procesos geológicos ocurridos hace millones de años, a lo largo de kilómetros, en mesas de unos pocos metros, durante unas horas, y deben cumplir con el “Principio de Escalado” (Hubbert, 1930), en el cual se establecen tres tipos de escalas: geométrica, cinemática y dinámica, siendo estos parámetros de vital importancia a considerar en el diseño.

El estudio se fundamentó en la revisión de los diseños conceptuales planteados por PDVSA-Intevep y se realizaron propuestas de modelos alternativos. De igual forma, para su diseño se tiene conocimiento de los tipos de fallamientos que se requieren representar, así como el volumen y tipos de materiales que serán depositados sobre el mismo. Los diseños y simulaciones pertinentes fueron llevados a cabo mediante el uso de software computacionales y modelos físicos.

En base a lo antes expuesto, se plantean las siguientes interrogantes:

1. ¿Se podrán representar fenómenos de interés para estudios de geología estructural y tectónica empleando un dispositivo mecánico mediante el uso de modelos análogos?

2. ¿Será posible construir el dispositivo mecánico propuesto en los talleres de PDVSA-Intevep bajo las condiciones de trabajo necesarias?
3. ¿Los estudios a llevarse a cabo mediante el uso de modelos análogos contribuirán de manera significativa en la representación de los fenómenos geológicos presentes en terrenos de interés para PDVSA?

1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

En Venezuela se requieren grandes inversiones para la exploración y estudio de zonas de interés petrolero, sin embargo, las metodologías empleadas no son eficaces de acuerdo a los resultados obtenidos. En este sentido, se presenta la necesidad de desarrollar un método alternativo que ayude a comprender los procesos anteriormente nombrados, por lo que surge la incorporación de modelos análogos como herramienta para la caracterización aproximada del terreno donde se encuentren presentes elementos de los sistemas petrolíferos.

La aplicación de estos sistemas en la industria petrolera data de hace pocos años; sin embargo, éstos han sido utilizados con fines académicos a pequeña escala y solo de forma demostrativa, logrando obtener buenas aproximaciones de la realidad respecto a lo experimental, por lo que esta tecnología se considera novedosa a nivel nacional y mundial.

El propósito de diseñar este dispositivo nace de la idea de crear un nuevo laboratorio en las instalaciones de PDVSA-Intevep, en el cual se representen de forma general distintos terrenos en estudio, modelando fallamientos, tomando en cuenta diversos factores para el escalado como los máximos y mínimos valores de movilidad, desplazamiento, fuerzas que puedan soportar, entre otros, para llevar a cabo investigaciones relacionadas con la exploración y explotación de yacimientos.

En este sentido, se propone el diseño de un dispositivo mecánico para reproducir experimentalmente fenómenos geológicos aplicando modelos análogos, representando de manera aproximada áreas de interés exploratorio

de las cuales se desconoce su reología, minimizando así costos operacionales, inversiones innecesarias y permitiendo a los especialistas tener una visión más amplia de los fenómenos presentes en estas regiones.

1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

Atendiendo al propósito de la investigación y a las interrogantes formuladas en el planteamiento del problema, se logró concretar los siguientes objetivos para el proyecto a desarrollar:

1.3.1. Objetivo General

Diseñar un dispositivo mecánico para reproducir experimentalmente fenómenos geológicos aplicando modelos análogos.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Realizar una revisión bibliográfica en textos y bases de datos disponibles en PDVSA-Intevep, Biblioteca Central de la U.C.V., Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V., Biblioteca de la Escuela de Geología, Minas y Geofísica de la U.C.V, entre otras.
- Analizar los diseños conceptuales propuestos por la Gerencia de Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos (EYIE) de PDVSA-Intevep de acuerdo a las condiciones de trabajo establecidas.
- Proponer alternativas de diseño cumpliendo con los parámetros de escalabilidad, movilidad, ergonomía y grados de libertad de movimiento a la hora de representar fallamientos requeridos por PDVSA-Intevep.
- Establecer los criterios de diseño a considerar tomando en cuenta los materiales de simulación, peso de los modelos y movilidad requerida de acuerdo a las condiciones de trabajo de PDVSA-Intevep.
- Realizar los cálculos estáticos y dinámicos asociados a los diseños establecidos para la identificación de materiales y equipos necesarios.
- Presentar los diseños seleccionados de manera detallada.

- Simular los elementos diseñados utilizando un software computacional bajo las condiciones y parámetros de trabajo establecidas.
- Seleccionar los materiales, equipos y componentes mecánicos pertinentes para los diseños propuestos.
- Seleccionar y representar la alternativa adecuada que cumpla con los requerimientos de trabajo establecidos y funcionalidad del mismo.

1.4. ALCANCES

El diseño de este dispositivo se aplicará para simulaciones de geología estructural y tectónica, representando estructuras 3D sin confinamiento lateral. El mismo podrá llevar a cabo la representación de fenómenos geológicos como: fallas normal, inversa, transcurrente, rotacional y de tijeras, así como la combinación de éstas.

El diseño contempla la posibilidad de llevar a cabo movimientos lineales en los tres ejes cartesianos (X, Y, Z), además de poder generar basculamiento o rotación alrededor de los ejes X e Y.

1.5. LIMITACIONES

Este diseño no contempla la posibilidad de representar modelos 2D (confinados) en los cuales se pueda observar de manera directa el perfil geológico, así como tampoco se podrán representar pliegues ni cabalgamientos.

El espacio físico disponible por PDVSA-Intevep es de 10 metros por 10 metros, por lo cual el diseño no deberá exceder estas dimensiones, tomando en cuenta el modelo a representar y el manejo del mismo.

Se requiere representar un modelo cuyas dimensiones sean de 2 metros de ancho por 2 metros de largo a solicitud de la empresa.

Se tiene conocimiento de los materiales a emplear en la simulación, por lo cual se deberá seleccionar materiales en el diseño que no se vean afectados superficialmente a lo largo del tiempo.

El dispositivo a diseñar será de basamento rígido, por lo que no se podrán representar procesos deformables.

La empresa cuenta con 20 motores en stock, por lo cual las propuestas de diseños en los que se requiera la incorporación de dichos componentes, se verán limitados por las características técnicas y aplicación de los mismos.

La gerencia de Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos (EYIE) no cuenta con herramientas computacionales para el diseño y simulación de los modelos que serán propuestos, por lo que este objetivo se alcanzará mediante el apoyo de otra gerencia dentro las instalaciones de PDVSA-Intevep. De igual forma, se dispondrá de herramientas computacionales como: software para diseño y simulación en las instalaciones de PDVSA-Intevep, contando con el apoyo de las Gerencias de Exploración de Yacimientos Investigación Estratégica (EYIE), Gerencia Técnica de Estudios de Yacimiento (EYIEY), Gerencia Departamental de Materiales y Confiabilidad Operacional (STMC) y taller mecánico, que posee la más alta tecnología en equipos a nivel nacional.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. INTRODUCCIÓN

En el siguiente capítulo se presentan un conjunto de antecedentes, definiciones, métodos y modelos de diseño utilizados durante el trabajo de investigación.

2.2. ANTECEDENTES

El primer trabajo de modelos análogos fue realizado por Sir James Hall en el año 1813 cuyo objetivo fundamental fue explicar las hipótesis planteadas por otros investigadores sobre la deformación de las rocas, por medio de una mesa que comprimía un conjunto de telas apiladas y simulaba el comportamiento geológico de la Tierra. El gran hito fue introducido por Hubbert en 1930 a través de la Teoría del Escalado, la cual elevó la importancia de esta técnica en el estudio científico, debido a que le daba un carácter cuantitativo a los resultados que se obtenían de los modelos y no solo un carácter descriptivo, que era lo que se estaba llevando a cabo hasta ese momento.

Keep y McClay (1997), emplearon modelos análogos para el estudio de sistemas multifásicos de grietas; para ello construyeron una mesa (dimensiones 110x30x5 cm³) de aluminio y acero, con ocho motores de paso controlados por computadora, los cuales permiten la combinación de movimientos en los ejes X, Y y Z, con la finalidad de simular la formación del sistema multifásico ya mencionado, en la que la geometría de la base puede variar para generar diferentes condiciones de contorno.

Además, Dubois, A., *et al.* (2001) estudiaron la reactivación de fallas mediante modelos análogos; para ello implementaron un sistema conformado

por una mesa de policloruro de vinilo (PVC) de dimensiones 50x60x10 cm³ y una hoja de acero unida a un tornillo sin fin, la cual era operada por computadora y controlado por un motor a paso; en estas pruebas se desarrollaron movimientos de extensión para generar fallas oblicuas.

Crespo y Pérez (2002) explican de manera detallada el alcance de los modelos análogos como herramientas potentes para el estudio del desarrollo progresivo de estructuras geológicas, ya que los mismos correctamente planteados, permiten ilustrar el desarrollo y la cinemática de los sistemas de fallas a lo largo del tiempo, así como su importancia económica en la exploración de hidrocarburos.

Hus, R. *et al.* (2005), representaron un modelo análogo de rampas geológicas, mediante la implementación de una mesa que llevaba a cabo movimientos de extensión y compresión, empleando escalado cinemático, dinámico y geológico, para caracterizar el fenómeno real a escala.

En 2005 Toro y Gonzalo diseñaron y construyeron una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel. La etapa de desarrollo comprendió un proceso de simulación numérica del comportamiento cinemático-dinámico y modelado tridimensional mediante el uso de VisualNastran-4D-2002 y SolidWorks 2004 respectivamente, así como la selección de material, proceso de manufactura, diseño y construcción del módulo para el control automático. Los autores lograron sustituir un proceso manual que era poco eficiente, por uno totalmente automatizado, el cual permitió aumentar la producción en un 300% y ayudó a disminuir los costos y tiempos de producción; de igual forma, se logró obtener un variabilidad en el tamaño de las etiquetas, lo cual le otorgó mayor versatilidad al producto.

En estudios realizados por Koyi, A. *et al.* (2008), demostraron el desarrollaron de las relaciones mecánicas entre la falla de golpe de deslizamiento y la formación de diásporas de sal en los cinturones de empuje en los pliegues de Zagros, fueron demostrados mediante el uso de un dispositivo mecánico, en la cual se llevaron a cabo una serie de movimientos

de extensión y compresión empleando cuarzo seco y silicón transparente SGM-36, para simular los esfuerzos y deformaciones en la formación de diásporas de sal.

Nalpas, T., *et al.* (2009) determinaron la influencia de un bloque rígido en un sistema de fallas de rumbo empleando modelos análogos sobre la naturaleza, geometría y cinemática de la deformación; para ello representaron las rocas frágiles mediante arena de cuarzo molido y las rocas dúctiles por masilla de silicona. El aparato experimental empleado consistió en una placa basal rígida y fija, sobre la cual dispusieron una placa fija a una pared móvil con movimiento a velocidad constante. Por otra parte, el Southwest Research Institute, (2010), indica que en sus laboratorios de modelización analógica han representado los estratos de rocas mediante el uso de materiales como: arena, esferas de silicón, arcilla aglomerada, entre otras, con la finalidad de simular diversos movimientos como extensión, compresión, elevación localizada, falla normal, falla inversa, deformación de capa frágil sobre un sustrato dúctil, todo esto mediante la implementación de dispositivos mecánicos.

Stecker y Tindall (2012), estudiaron la influencia de estratigrafía mecánica sobre la morfología del cinturón de empuje en modelos físicos; para ello emplearon un dispositivo de 60x60 cm², en el cual dispusieron una hoja de plástico de base, capas de caolinita y arena para caracterizar los esfuerzos y deformaciones pertinentes a los desplazamientos geológicos deseados.

El empleo de los modelos análogos en el ámbito industrial para estratigrafía y reología se vienen utilizando desde la última década del siglo XXI. En PDVSA-Intevep se ha venido desarrollando desde el año 2013 estudios acerca del modelado análogo en geología; Vilas (2013), Ingeniero de PDVSA-Intevep, desarrolló un informe técnico sobre modelado analógico en las geociencias, analizando sus ventajas y limitaciones, posibles materiales y equipos, para construir un nuevo laboratorio en las instalaciones que permitan llevar a cabo el desarrollo de simulaciones de un terreno de interés a escala, que tiene por objetivo disminuir la incertidumbre en la búsqueda de crudo en

el territorio nacional haciendo dicho proceso más eficiente y eficaz, logrando con esto desarrollar nuevas tecnologías.

2.3. DEFINICIONES

2.3.1. Diseño

Según la Real Academia Española, el diseño se define como la concepción original de un objeto u obra destinados a la producción en serie.

2.3.2. Diseño Conceptual

Es la fase del diseño en la que se toma el planteamiento del problema y se generan soluciones amplias en forma de esquemas (French, 1985); además se puede definir, según Jones (1982), como el salto imaginativo desde los hechos presentes a las posibilidades futuras.

2.3.3. Diseño Mecánico

Es el proceso de dar forma, dimensiones, materiales, tecnología de fabricación y funcionamiento de una máquina, para que cumpla con ciertas y determinadas funciones o necesidades. El mismo busca crear soluciones eficaces que satisfagan requisitos y restricciones previamente establecidas.

Los criterios a tomar en cuenta son los siguientes:

- Requisitos funcionales: qué debe hacer el producto y cómo lo debe hacer.
- Requisitos operativos: cómo se debe conseguir el producto.
- Restricciones: limitaciones que se deben tener en cuenta en el proceso de diseño.

2.3.4. Dispositivo mecánico

Son aquellos sistemas constituidos fundamentalmente por componentes o elementos que tienen como función específica transformar o

trasmitir movimiento desde las fuentes que lo generan al transformar distintos tipos de energía (Royan, 2007).

2.3.5. Geología Estructural

La Geología Estructural es la parte de la geotectónica encargada de estudiar las particularidades de las estructuras y desarrollo de la corteza terrestre relacionada con los procesos mecánicos, movimientos y deformaciones que en ella tienen lugar desde una escala sub-microscópica hasta una escala regional.

La corteza terrestre se compone de rocas que constituyen cuerpos de formas diversas. Este conjunto de cuerpos, los cuales se encuentran adyacentes entre sí, se denominan forma de yacimiento de las rocas. El objetivo de la geología estructural estriba, precisamente, en el estudio de las formas de yacimiento de las rocas o de las formas estructurales originales, es decir, del conjunto original (Belousov, 1979).

De igual manera, W. Griem & S. Griem-Klee (1999) definen la geología estructural como una herramienta para el análisis, especialmente de estructuras geológicas tectónicas, para aclarar la acción de fuerzas dirigidas durante la historia geológica. Estos análisis, además de un alto interés científico en general, pueden apoyar la prospección o exploración. Muchos depósitos necesitan una cierta participación de un ambiente tectónico determinado para formarse. Las fuerzas tectónicas no solamente forman depósitos, también los afecta si la actividad tectónica actúa después de la formación del yacimiento.

2.3.6. Tectónica

La tectónica es la rama de la geología que estudia la estructura de la corteza de la Tierra. Como adjetivo, ya sea en masculino (tectónico) o femenino (tectónica), la noción refiere a lo vinculado a esta estructura o a aquello relacionado con construcciones arquitectónicas (Brousse, 1980).

Como especialidad geológica, la tectónica analiza las estructuras que se forman a partir del proceso que provoca deformaciones en la corteza. Las características del relieve de nuestro planeta, por lo tanto, están asociadas a la forma en que se disponen los materiales que componen las estructuras geológicas.

Es posible diferenciar entre las estructuras originales (que se desarrollan de manera simultánea a la formación de las rocas) y las estructuras deformadas (modificadas por fuerzas que actúan sobre las formaciones originales o sobre el resultado de deformaciones previas).

Las estructuras originales son estudiadas por la geología estructural, mientras que la tectónica se especializa en el estudio de las estructuras deformadas. Ambas disciplinas, de todos modos, son complementarias.

2.3.7. Modelos Análogos

Desde un punto de un vista general un modelo se puede definir como una representación simplificada de la realidad en la que aparecen algunas de sus propiedades (Joly, 1988).

Éstos reproducen algunas características del objeto o el sistema original que queda representando por otro objeto o sistema de menor complejidad. Los modelos se construyen para conocer o predecir propiedades del objeto real, por lo que Ríos (1995) lo define como un conjunto de relaciones que se utilizan para representar y estudiar de forma simple y comprensible una porción de la realidad empírica.

El modelo análogo aplicado a la Geología es una técnica bien establecida que pretende reproducir estructuras geológicas reales a escala y determinar su evolución utilizando materiales más débiles que sus equivalentes naturales. Los modelos analógicos son reproducciones de la realidad geológica tanto a nivel espacial, temporal como en los materiales empleados. Sin embargo, las técnicas de modelado análogo presentan limitaciones que le son propias: en primer lugar, aun cuando se registren similitudes entre las geometrías desarrolladas en los modelos y las

reconocidas en los ejemplos naturales considerados, no implica que los mecanismos de deformaciones sean comunes en ambos.

En segunda instancia la representación de estos modelos tienden a limitar las dimensiones de los procesos en la vida real, es decir, se representan los fenómenos en configuraciones estructurales simplificadas las cuales no abarcan por completo la complejidad del proceso en estudio. Las así denominadas condiciones de borde de un determinado experimento significan también una limitación del método, ya que obviamente todos ellos deben construirse con dimensiones acotadas. Al definir las, se incorpora una distorsión respecto a la situación real, cuyas propias condiciones de borde son, en la mayoría de los casos, imposibles de determinar con precisión. La influencia de las condiciones de borde sobre el comportamiento del modelo no siempre puede ser prevista por el experimentador; una posible estrategia es plantear un experimento lo suficientemente extenso como para que los efectos de sus bordes sean mínimos en una zona de interés lejana a los mismos, pero esto no siempre es factible (Twiss y Moores, 2007).

Del mismo modo que los estratos rocosos, en los modelos análogos se utilizan generalmente diferentes niveles de arena de cuarzo de varios tamaños, arcillas, microesferas de cristal o polímeros de silicona de distintos colores como se observa en las figura 2.1 y 2.2, dependiendo de la configuración del experimento. Con la finalidad de reproducir correctamente a pequeña escala las propiedades frágiles y dúctiles de los materiales naturales, las propiedades de los materiales análogos utilizados deben ser invariables temporalmente y conocidas en todo momento. El tiempo de los sistemas geológicos (millones de años) también debe escalarse a fin de poder reproducir de manera realista la duración de los procesos.

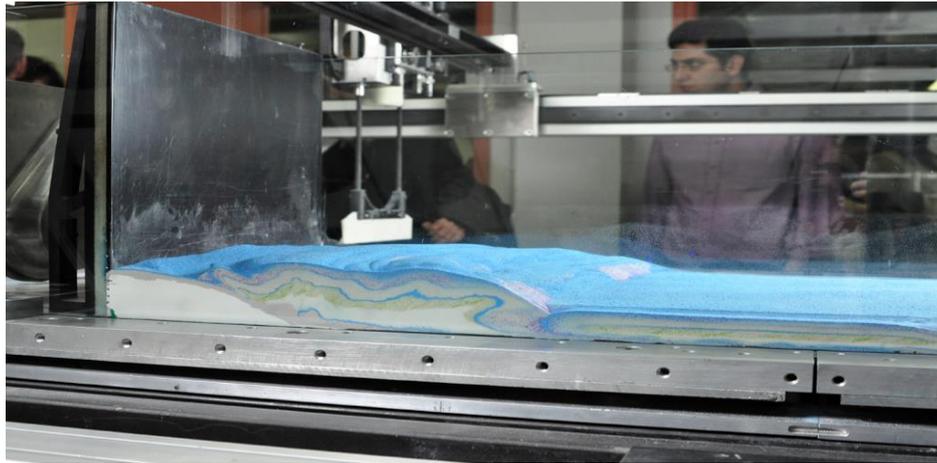
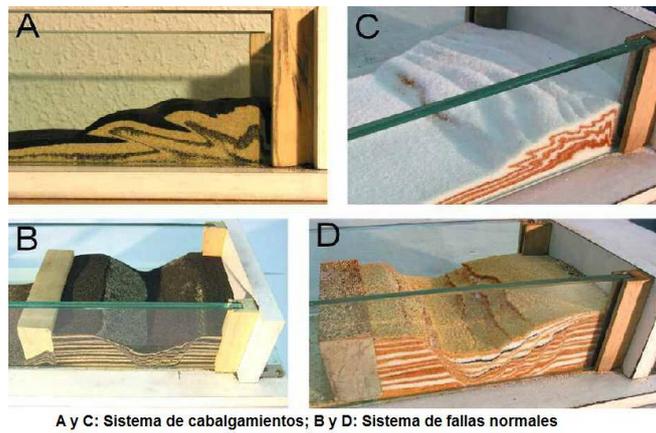


Figura 2.1. Representación de un Modelo Análogo. Tomada del “Laboratorio de Modelación Analógica” por Fundación CIM, 2014.



A y C: Sistema de cabalgamientos; B y D: Sistema de fallas normales

Figura 2.2. Representación de Fallamiento mediante Modelos Análogos. Tomada de “Geología en Fuentidueña” por Geosfera, 2010.

2.3.8. Teoría de Escalado

Es una teoría que permitió la evolución del modelado análogo, pasando a ser una técnica cuantitativa, en lugar de una herramienta descriptiva, eficaz para estudiar procesos geológicos a diferentes escalas (Schellart, 2002). Para lograr funcionalidad, los modelos deben cumplir tres aspectos de similitud respecto del prototipo natural que intentan reproducir: similitud geométrica, similitud cinemática y similitud dinámica (Hubbert, 1937).

Estas tres similitudes generan unos factores de escalado; entre los más comunes tenemos:

$$\Lambda = \frac{L_m}{L_p}; T = \frac{t_m}{t_p}; M = \frac{m_m}{m_p} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde el factor (Λ) representa la escala geométrica, (T) la escala temporal y (M) la escala de masas; en cada uno se observa los sub índices m y p, los cuales hacen referencia al modelo y al prototipo respectivamente; “L” es longitud, “t” es tiempo y “m” es la masa del material en cuestión.

Un modelo análogo y un prototipo natural son geoméricamente similares si todos los largos correspondientes así como los ángulos respectivos dentro de los cuerpos son iguales. Para que dentro de un modelo exista similitud en la escala cinemática, tanto el modelo como el prototipo, geoméricamente iguales, deben someterse a cambios similares de formas o posición, donde el tiempo necesario para cualquier cambio en el modelo es proporcional al cambio correspondiente en el prototipo (Ramberg, 1967). Finalmente, para lograr la escala dinámica de un modelo geoméricamente y cinemáticamente similar a un sistema natural, los dos cuerpos en estudio, tanto el real como el modelo, deben tener relación, de igual forma la distribución de los diferentes tipos de conducción y fuerzas resistivas (gravitacional, fricción, viscosidad, etc.) que actúan sobre los modelos deben ser las mismas que en la naturaleza. En la Tabla 2.1 se enumeran algunas de estas relaciones con sus unidades y su respectivo factor de escala.

Tabla 2.1.

Relaciones de las Escalas correspondientes a algunas Variables Físicas

Cantidad Física	Símbolo	Unidades	Relaciones Modelo / Prototipos	Factor de escala
Longitud	L	L	$\frac{L_m}{L_p}$	λ
Tiempo	T	T	$\frac{T_m}{T_p}$	ϕ
Masa	m	m	$\frac{m_m}{m_p}$	ψ
Área	A	L^2	$\frac{A_m}{A_p} = \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^2$	λ^2
Volumen	V	L^3	$\frac{V_m}{V_p} = \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^3$	λ^3
Densidad	ρ	$\frac{m}{V}$	$\rho = \frac{m_m}{V_p} = \frac{m_m(L_p)^3}{m_p(L_m)^3}$	$\rho = \frac{\psi}{\lambda^3}$
Velocidad	v	$\frac{L}{T}$	$\frac{v_m}{v_p} = \frac{L_m/T_m}{L_p/T_p} = \frac{L_m T_p}{L_p T_m}$	$\frac{\lambda}{\phi}$
Aceleración	a	$\frac{L}{T^2}$	$\frac{a_m}{a_p} = \frac{L_m/T_m^2}{L_p/T_p^2} = \frac{L_m T_p^2}{L_p T_m^2}$	$\frac{\lambda}{\phi^2}$
Fuerza	F	$\frac{mL}{T^2}$	$\frac{F_m}{F_p} = \frac{m_m(L_m/T_m^2)}{m_p(L_p/T_p^2)} = \frac{m_m L_m T_p^2}{m_p L_p T_m^2}$	$\frac{\psi \lambda}{\phi^2}$
Esfuerzo	σ	$\frac{F}{L^2}$	$\sigma = \frac{F_m}{A_m} = \frac{F_m/A_m}{F_p/A_p} = \frac{F_m L_p^2}{F_p L_m^2}$	$\sigma = \frac{\psi}{\lambda \phi^2}$

Nota: Datos provenientes de Twis y Moores, 2007.

2.3.9. Reología

La Reología es la ciencia que describe el comportamiento de los materiales (minerales y rocas) cuando se deforman a gran escala (planetaria). Desde un punto de vista reológico, la litósfera es la capa sólida más externa y engloba a la corteza y parte del manto. Sus propiedades físicas se pueden obtener a partir de (Schön, 2004):

- Experimentos de comportamiento de minerales y rocas en laboratorio.
- Estudios geofísicos tales como sísmica de refracción o tomografía sísmica.
- Información petrológica y geoquímica de afloramientos superficiales, rocas volcánicas e intrusivas derivadas de la fusión del manto, entre otras.

2.3.10. Estratigrafía

La Estratigrafía es la rama de la Geología que trata del estudio e interpretación, así como de la identificación, descripción y secuencia tanto vertical como horizontal de las rocas estratificadas; también se encarga de la cartografía y correlación de estas unidades de roca, determinando el orden y el momento de los eventos en un tiempo geológico determinado en la historia de la Tierra. Puesto que las rocas sedimentarias son los materiales fundamentales de la Estratigrafía, el estratigráfico trabaja con los procesos sedimentarios (procesos que originan la formación de las rocas sedimentarias) como primer campo, y con la Paleontología en segundo lugar. Por tanto, un registro estratigráfico es el resultado de la continuidad de procesos sedimentarios a través de la dimensión del tiempo geológico y constituye el banco de datos fundamental para la comprensión de la evolución de la vida, la configuración de las placas tectónicas a través del tiempo y los cambios climáticos globales (Montero, 1997).

La estratigrafía registra en las rocas: formas, composiciones litológicas, propiedades físicas y geoquímicas, sucesiones originarias, relaciones de edad, distribución y contenido de fósiles; todas estas características sirven para reconocer y reconstruir secuencialmente eventos geológicos (Montero, 1997).

2.3.11. Pliegues

Son el conjunto de ondas u ondulaciones que se originan en los procesos geológicos para la formación de rocas sedimentarias, volcánicas y montañas. En la naturaleza, los pliegues aparecen en una gran variedad de tamaños y configuraciones. Algunos pliegues son amplias flexuras en las cuales las unidades rocosas de centenares de metros de grosor se han doblado ligeramente. Otros, son estructuras microscópicas muy apretadas que se encuentran en las rocas metamórficas (Tarbuck y Lutgens, 2005).

Elementos geométricos de los pliegues

Como se muestra en la figura 2.3, los elementos geométricos de los pliegues son:

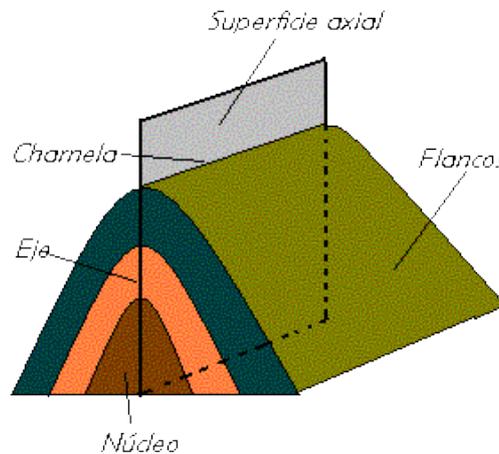


Figura 2.3. Elementos Geométricos de los Pliegues. Tomada de “Los cambios en el Medio Natural” por Proyecto Biosfera, (s.f.).

- Flancos: cada una de las superficies que forman el pliegue.
- Charnela: la línea de unión de los dos flancos (línea de máxima curvatura del pliegue).
- Plano o superficie axial: plano imaginario formado por la unión de las charnelas de todos los estratos que forman el pliegue.
- Eje del pliegue: línea imaginaria formada por la intersección del plano axial con un plano horizontal.

Tipos de Pliegues

Los dos tipos de pliegues más comunes según la edad relativa de los materiales, observados en la Fig. 2.4 son:

- Anticlinal: se forma casi siempre por plegamiento convexo, o arqueamiento, de las capas de rocas. Definido de una manera más estricta, en este tipo de estructuras los estratos más antiguos se encuentran en el centro. Esto se produce generalmente cuando las capas se pliegan hacia arriba.

- Sinclinal: son pliegues asociados con los anticlinales, su configuración es cóncava en forma de surco. Este tipo de pliegues se caracterizan por estar constituidos por estratos más jóvenes, los cuales se encuentran en el centro de dicha formación. Estos ocurren casi siempre cuando las capas se pliegan hacia abajo.

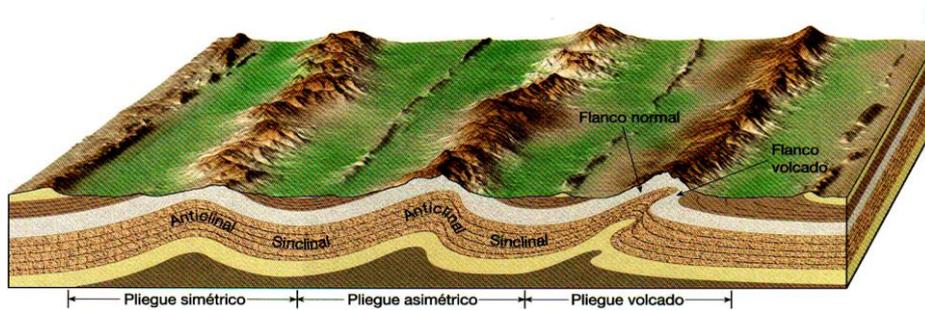


Figura 2.4. Tipos de Pliegues. Tomada de “Pliegues Geológicos” por IES, 2009.

Según la posición del plano axial:

- Recto: es el pliegue cuyo plano axial forma 90° grados con la vertical.
- Inclinado: es un pliegue que forma de 10° a 85° grados con la vertical.
- Tumbado: es el pliegue cuyo plano axial forma ángulos menores a los 10° con respecto a la vertical.
- Invertido: pliegue cuyo plano axial ha girado más de 90° con respecto a la vertical.

Según el sentido de la curvatura:



Según la inclinación del plano axial:

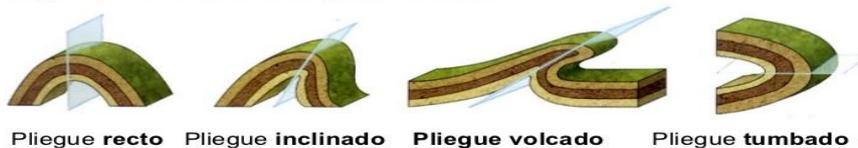


Figura 2.5. Tipos de Pliegues según su Curvatura e Inclinación del Plano Axial. Tomada de “Pliegues Geológicos” por IES, 2009.

2.3.12. Fallas Geológicas

En geología, una falla es una fractura o zona de fracturas a lo largo de la cual ha ocurrido un desplazamiento relativo de los bloques paralelos a la fractura (Bates y Jackson, 1980).

Esencialmente, una falla es una discontinuidad que se forma debido a la fractura de grandes bloques de rocas en la Tierra cuando las fuerzas tectónicas superan la resistencia de las rocas. El movimiento causante de esa dislocación puede tener diversas direcciones: vertical, horizontal o una combinación de ambas, y a menudo son más fáciles de identificar a partir de fotografías aéreas que a nivel del suelo (Tarbuck y Lutgens, 2005).

Los movimientos súbitos a lo largo de las fallas son las causas de la mayoría de los terremotos. Sin embargo, la gran mayoría de las fallas son inactivas y, por tanto, restos de una deformación antigua. A lo largo de las fallas, las rocas suelen romperse y pulverizarse conforme los bloques de corteza situados en los lados opuestos de una falla se rozan unos con otros. El material arcilloso, débilmente coherente que resulta de esta actividad, se denomina salbanda de falla. En algunas superficies de falla, las rocas acaban muy pulidas y estriadas o con surcos a medida que los bloques de corteza se deslizan unos con respecto a otros. Estas superficies pulidas y estriadas, denominadas espejos de falla, proporcionan pruebas de dirección del desplazamiento más reciente a lo largo de la falla (Tarbuck y Lutgens, 2005).

Componentes de un Fallamiento

Según Estefani (2013), en un fallamiento se pueden identificar las siguientes partes, mostradas en la Fig. 2.6:

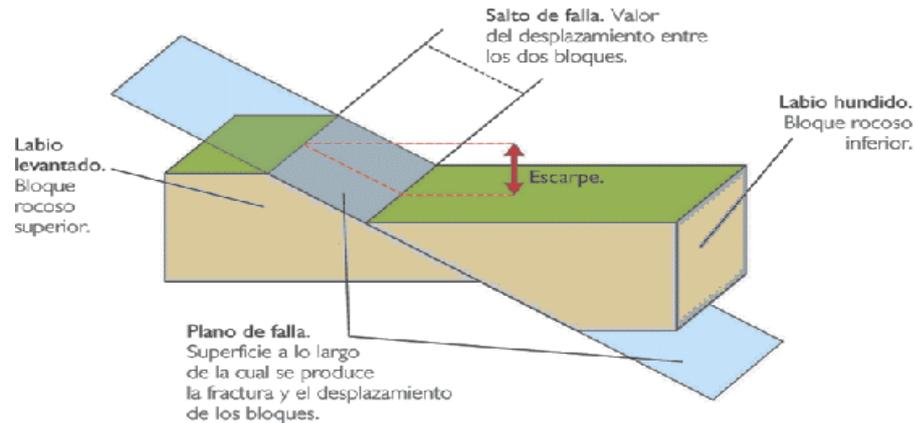


Figura 2.6. Componentes de una Falla. Tomada de “Componentes y Tipos de Fallas Geológicas” por Estefani, 2013.

- Plano de falla: es la superficie a lo largo de la cual se desplazan los bloques que se separan, abandonando su posición original antes de la ruptura.
- Labio levantado: es también conocido como bloque superior debido a que queda por encima del plano de falla.
- Labio hundido: al contrario del caso anterior, el bloque que queda por debajo del plano de falla, por lo cual también se le llama bloque inferior.
- Salto de falla: es el recorrido o distancia apreciable entre dos puntos que estaban unidos antes de producirse la ruptura y su posterior desplazamiento.
- Escarpe: es la distancia entre las dos superficies de los labios, tomadas de manera vertical.

Tipos de Fallas Geológicas

El nombre de fallas se le asigna a las fracturas en las que hay desplazamiento de los sectores de rocas afectados a ambos lados de sus superficies de rotura (Martínez, s.f.). Según el tipo de movimiento relativo entre los bloques afectados por la falla se distinguen lo siguientes tipos de fallas:

Falla normal: este tipo de fallas se generan por tensión horizontal. Las fuerzas inducidas en la roca son perpendiculares a la dirección de la falla (línea de ruptura superficial), y el movimiento es predominantemente vertical respecto al plano de falla, el cual típicamente tiene un ángulo de 60 grados respecto a la horizontal. En la Fig. 2.7 podemos observar una representación de este tipo de falla:

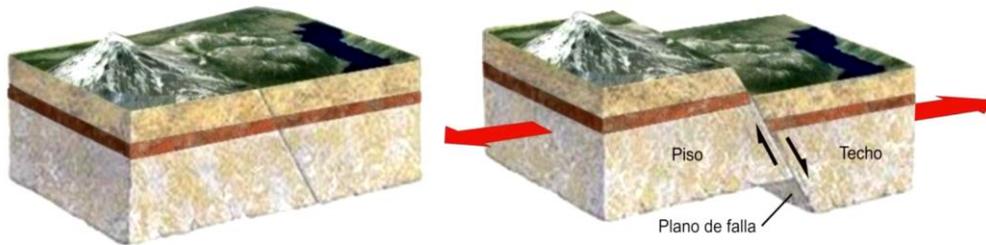


Figura 2.7. Representación de una Falla Normal. Tomada de “Fallas Tectónicas” por Martínez, (s.f.).

El bloque que se encuentra por encima del plano de la falla se denomina labio hundido, y se desliza hacia abajo; mientras que el bloque que se encuentra por debajo del plano de la falla se denomina labio levantado, y asciende.

- Falla inversa y cabalgamientos: este tipo de fallas se generan por compresión horizontal con desplazamientos verticales, en donde el plano de falla tiene buzamientos (inclinación) superiores a 45 grados en el caso de las fallas inversas, y buzamientos inferiores a los 45 grados para los cabalgamientos. En la Fig. 2.8 presentada a continuación, se presenta un ejemplo de este tipo de falla.

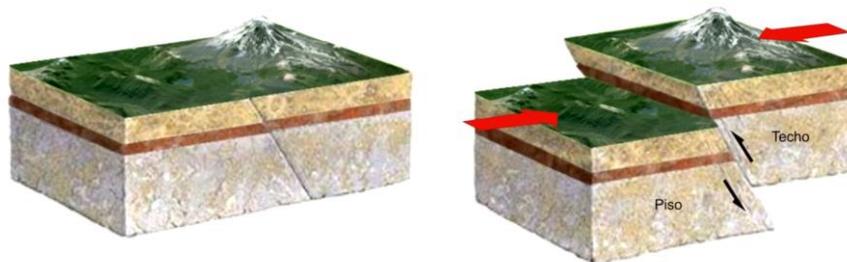


Figura 2.8. Representación de una Falla Inversa, Tomada de “Fallas Tectónicas” por Martínez, (s.f.).

Mientras que en las fallas normales la superficie de falla suele presentar un buzamiento elevado o ser prácticamente vertical, en las fallas inversas ese plano suele ser muy tendido como consecuencia de esfuerzos compresivos, con buzamiento bajo. Por debajo de 45° se habla de cabalgamientos y si el buzamiento no alcanza los 10° reciben el nombre de mantos de corrimiento, en los que el desplazamiento suele además ser de gran magnitud.

- Falla en dirección, transversal o de desgarre: estas fallas se desarrollan a lo largo de planos verticales y el movimiento de los bloques es horizontal, son típicas de límites transformantes de placas tectónicas. En la Fig.2.9, podemos apreciar una representación de este tipo de falla, las cuales se distinguen dos tipos de fallas de desgarre: laterales derechas y laterales izquierdas. Laterales derechas o dextrales, son aquellas en donde el movimiento relativo de los bloques es hacia la derecha; mientras que en las laterales izquierdas o sinestrales, el movimiento es opuesto a lo anterior; también se las conoce como fallas transversales.



Figura 2.9. Representación de una Falla Transversal. Tomada de “Fallas Tectónicas” por Martínez, (s.f.).

- Falla rotacional cilíndrica: como se representa en la Fig. 2.10, la superficie de falla es aproximadamente cilíndrica como consecuencia del giro de uno de los bloques de falla en torno a un eje de rotación paralelo a la superficie de falla.

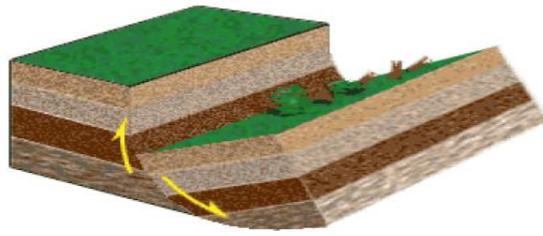


Figura 2.10. Representación de una Falla Cilíndrica. Tomada de “Fallas Tectónicas” por Martínez,(s.f.).

- Falla rotacional en tijera: en este tipo de falla el giro de los bloques tiene lugar respecto a un eje que es perpendicular a la superficie de falla, y la podemos observar gráficamente en la Fig. 2.11.

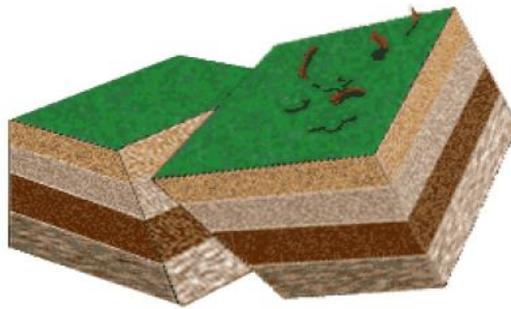


Figura 2.11. Representación de una Falla Rotacional. Tomada de “Fallas Tectónicas” por Martínez, (s.f.).

Asociaciones de Fallas

- Graben: es el conjunto de dos fallas normales paralelas con inclinación opuesta en un ambiente tectónico expansivo, a este fenómeno se le denomina graben o fosa tectónica. Esto quiere decir que el sector central se mueve relativamente abajo respecto de los flancos. En el interior de una fosa tectónica afloran generalmente rocas más jóvenes afuera del sistema. El tamaño de un graben puede ser centímetros hasta graben grandes alrededor de 300 km (Griem, 1999).
- Horst: se define como una porción de la corteza de la Tierra, limitada al menos en dos lados por fallas, que ha aumentado en relación a las porciones adyacentes, lo cual infiere que el bloque que se plantea es una porción de la corteza, generalmente permanece inmóvil o se eleva,

mientras que las partes adyacentes se han reducido en ambos lados. Este fenómeno se origina debido a la acción de dos fallas normales actuando en paralelo.

Los Horst y los Graben son estructuras indicativas de esfuerzos de tensión y estiramiento cortical; en la Fig. 2.12 se aprecian estas estructuras geológicas, las cuales están compuestas por varias fallas:

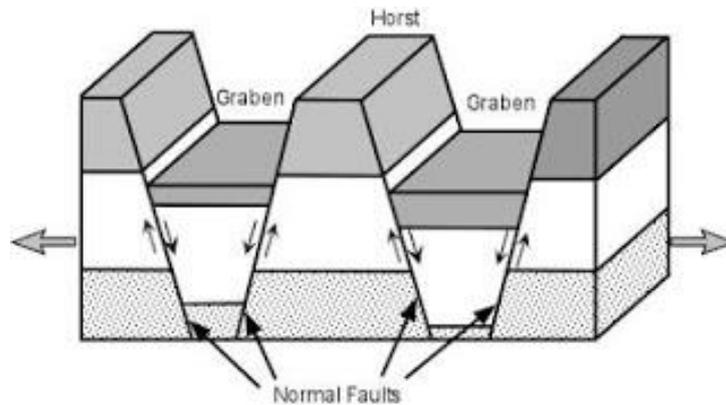


Figura 2.12. Representación de un Horst y Graben. Tomada de “Deformation of Rock” por Stephen, 2012.

2.4. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

2.4.1. Modelo de Munari del proceso de diseño

El modelo de Munari (1981), presentado en la Fig. 2.13, es un modelo de búsqueda de información, análisis y creatividad en el proceso de diseño; éste aportará soluciones más vinculadas con la realidad. En el diagrama se muestra la metodología que según Munari permitirá, paso a paso, la solución efectiva de un problema.

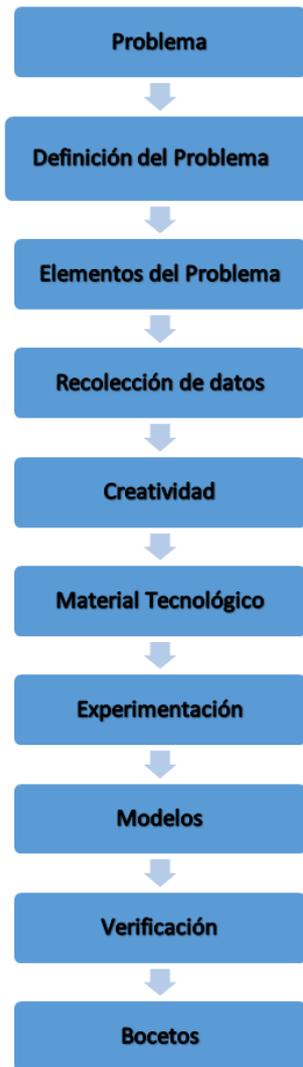


Figura 2.13. Modelo del Proceso de Diseño según Munari. Tomado de “Bruno Munari y la Metodología del Diseño” por Solis, 2010.

2.4.2. Modelo de Archer del proceso de diseño

El modelo de Archer (1976), que se observa en la Fig. 2.14 incluye interacciones con el mundo exterior del proceso de diseño, lo cual aportará una solución más vinculada con la realidad y de carácter específico. En el diagrama de este proceso se muestra esa interacción de la información como proceso externo, lo cual origina varios ciclos de retroalimentación.

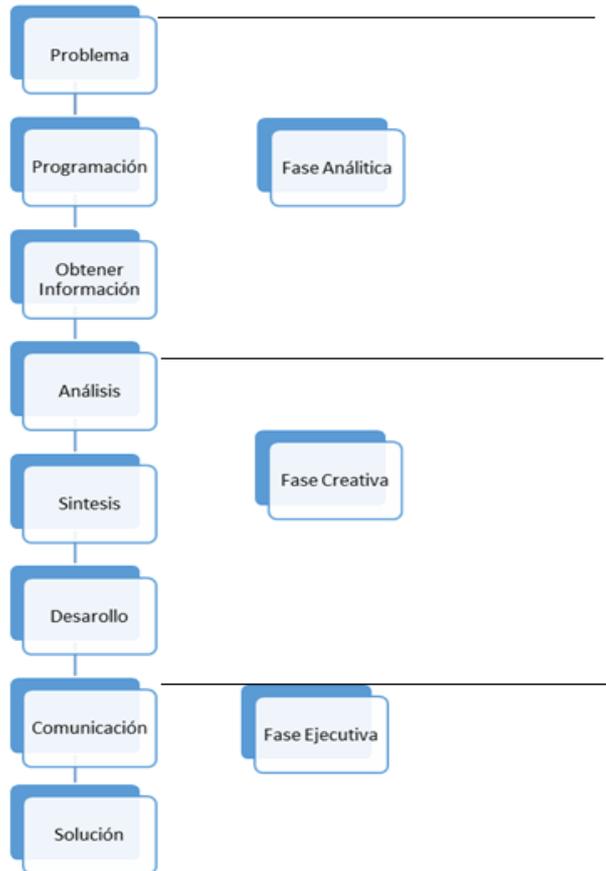


Figura 2.14. Modelo del Proceso de Diseño según Archer. Tomado de “Revisión de algunos Métodos de Diseño” por Morales, 2007.

2.4.3. Modelo de French del proceso de diseño

En el modelo de French (1985) plantea que a partir de una necesidad, se podría llegar al planteamiento de un problema en base a un proceso de retroalimentación, y es en este proceso en el que se ve envuelta la fase correspondiente al diseño conceptual. En la Fig. 2.15 se puede apreciar una representación de este modelo.

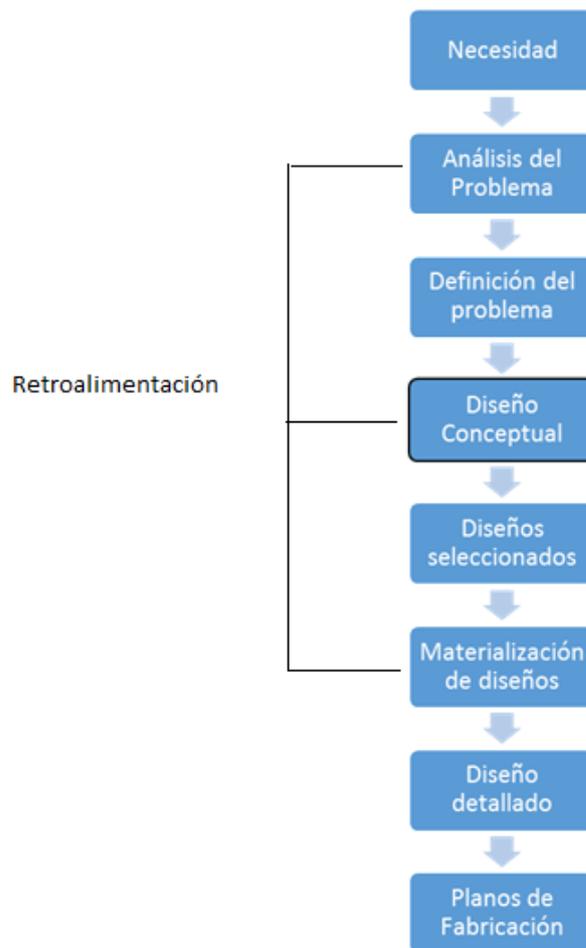


Figura 2.15. Modelo del Proceso de Diseño según French. Tomado de “Diseño” por Villa, 2010.

2.5. MÉTODO DE DISEÑO

El diseño se divide en tres fases según Jones (1982):

- Fase divergente: Es la etapa inicial del Diseño Conceptual donde se desarrollan métodos y/o técnicas para la exploración del problema, con lo que se consigue recaudar la primera información que el diseñador utilizará para ubicarse y definir la problemática.
- Fase de transferencia: Es la etapa donde se hallan las primeras soluciones del problema luego de la exploración de la situación del diseño, aunque en éste periodo se continúa estudiando elementos del problema. Además permite la conexión entre la fase divergente y la convergente.

- Fase convergente: Es la fase de Diseño Conceptual donde se realiza un análisis completo del conjunto de soluciones para llegar a aquella o aquellas que satisfagan completamente el problema.

2.5.1. Fase Divergente

Mapas Mentales

Los mapas mentales, desarrollados por Tony Buzan (1984), son un método efectivo para detectar relaciones entre los diferentes aspectos de una situación y muy útiles para la generación de ideas por asociación. Para hacer un mapa mental, se debe comenzar en el centro de una página con una idea principal, y se trabaja hacia afuera en todas direcciones, produciendo una estructura creciente y organizada compuesta de palabras e imágenes claves. Los elementos fundamentales de éstos son:

- Organización.
- Palabras claves.
- Asociación.
- Agrupamiento.
- Memoria Visual: escriba las palabras claves, use colores, símbolos, íconos, efectos 3D, flechas, grupos de palabras, resultados.
- Enfoque: todo mapa mental necesita un único centro.
- Participación consciente.

Debido a la gran cantidad de asociaciones involucradas, los mapas mentales pueden despertar la creatividad, permitiendo generar nuevas ideas y detectar asociaciones en las que no se había pensado antes. Cada elemento en un mapa puede ser, en efecto, un centro de otro mapa.

El mapa mental tiene cuatro características esenciales, a saber:

- El asunto o motivo de atención se cristaliza en una imagen central.

- Los principales temas de asunto irradian de la imagen central en forma ramificada.
- Las ramas comprenden una imagen o una palabra clave impresa sobre una línea asociada.
- Los puntos de menor importancia también están representados como ramas adheridas a las ramas de nivel superior.
- Las ramas forman una estructura nodal conectada (gráfico).

Aunado a estas características, los mapas mentales se pueden mejorar y enriquecer con colores, imágenes, códigos y dimensiones que les añadan interés, belleza e individualidad, fomentando la creatividad, la memoria y la evocación de la información.

Entrevista

La entrevista, según Jones (1982), es un instrumento con el cual se puede obtener información de los usuarios sobre un producto o situación de forma abierta, siendo la idea principal de este método obtener aspectos de las actividades del usuario que puedan influir en el diseño que se está realizando.

Las pautas que deben tomarse en cuenta para la ejecución de una entrevista son:

- Identificar las situaciones más relevantes que intervienen en el escenario donde se desarrollará el diseño.
- El escenario donde se realiza el diseño puede llegar a ser muy amplio, por ello se requiere tomar las situaciones o aspectos más relevantes que intervienen de manera directa en el desarrollo del mismo, lo cual se hace con la finalidad de plantear las situaciones de manera rápida y precisa al momento de la aplicación de las entrevistas a los usuarios.
- Estimular a los usuarios a describir y demostrar cualquier aspecto en la realización de sus labores que puedan ser relevantes para el diseño a desarrollar.

- En la realización de la entrevista se debe incitar a los usuarios a que describan los aspectos que el entrevistador pueda creer que son importantes para el desarrollo del diseño; esto se efectúa mediante una lista de posibles preguntas que puedan conllevar al entrevistado a establecer aspectos de interés.
- Dirigir la conversación de forma tal que se obtengan aspectos de la actividad del usuario que sean relevantes para la situación de diseño.
- El entrevistado debe incitar al usuario a que describa su trabajo o actividades dentro del área de estudio y, si es oportuno, a que realice una pequeña demostración de las mismas, ya que el entrevistador puede obtener cierta información que el usuario omita y sea de relevancia para el diseño.
- Grabar los momentos críticos que se puedan encontrar durante la entrevista o una parte de la misma.
- Tomar nota de una entrevista puede llegar a ser un poco dificultoso debido a que mantener una conversación fluida mientras se escriben algunos de los aspectos más importantes requiere una gran destreza, por lo que se pueden omitir algunas frases o ideas del entrevistado. Aunque las entrevistas grabadas se tienen que transcribir y analizar, es la técnica más efectiva.
- Obtener en el momento las conclusiones del usuario sobre la entrevista. En el momento adecuado, el entrevistado debe pedir al usuario que realice unas conclusiones acerca del desenvolvimiento de la entrevista y algunos aspectos generales que quisiera resaltar.

2.5.2. Fase de Transferencia

Tormenta de Ideas (desencadenamiento mental):

Según Jones (1982), la tormenta de ideas es una técnica que permite estimular a un grupo de personas para que emitan ideas con rapidez. Estas ideas no deben ser juzgadas en el momento en el que se desarrolle la técnica.

Las pautas que se deben seguir en una tormenta de ideas son:

- Seleccionar a un grupo de personas para que emitan ideas. Este grupo debe estar familiarizado con el problema, pero no es necesario contar con expertos en el mismo; basta presentar de manera clara la situación en conflicto, con lo cual los participantes estarán capacitados para la actividad.
- Imponer la condición de que ninguna idea sea criticada, ya que de producirse lo contrario, se menguará el proceso creativo del grupo; asimismo dejar claro que las ideas extravagantes serán bien recibidas, que se desean en gran cantidad y los participantes deberán intentar perfeccionar o combinar las ideas sugeridas por otros.
- Registrar las ideas propuestas, si es necesario realizar breves entrevistas con los participantes que aportan ideas que no se comprenden claramente. Finalmente evaluar las ideas expuestas durante la tormenta, cuyo proceso se puede llevar a cabo por medio de una matriz de solución.

En la tormenta de ideas se tomarán en cuenta una serie de recomendaciones presentadas por Osborn (1953):

- Tamaño óptimo del grupo de 4 a 10 personas.
- Lo importante es la cantidad de ideas a producir, y no la calidad de las mismas.
- Se requiere de un moderador que conduzca la sesión.
- Las ideas se deben anotar en un sitio visible (pizarrón), de manera que sirvan de estímulo.
- Se prohíben las actitudes restrictivas (juicios de valor).
- No se piden ni se dan explicaciones.
- El equipo proponente lleva un registro de las ideas producidas.
- Se anota la fecha y el número de participantes.

2.5.3. Fase de Convergencia

Matriz de Pugh:

En 1976, Stuart Pugh desarrolló una técnica la cual denominó la clasificación o el método de ponderación, llamada actualmente la Matriz de Pugh, la cual permite seleccionar cuáles ideas o alternativas, de diversos diseños o estrategias que se encuentran compitiendo, se ajustan mejor a los objetivos de un proyecto. Dicha matriz permitirá determinar las propuestas de diseño que mejor se ajustan a los requisitos establecidos y la comparación entre los diseños propuestos.

Tiene como objetivo ponderar un grupo de soluciones considerando criterios de selección en los que se valorarán las ideas en una escala preestablecida. Se utilizará este método para seleccionar las ideas de la tormenta, las cuales se tomarán en cuenta para un análisis más profundo.

Los lineamientos que se deben seguir para llevar a cabo la Matriz de Pugh son:

- Establecer criterios de selección que deben satisfacer las ideas o soluciones.
- Establecer la escala numérica con la que se va a ponderar cada una de las ideas.
- Realizar una matriz de ideas versus criterios de selección.
- Ponderar cada idea en los criterios.
- Totalizar, para escoger aquellas ideas que se encuentren por encima del promedio.

Operaciones entre las ideas ganadoras (Matriz de Interacción):

Este método, según Jones (1982), permite el trabajo de una serie de soluciones seleccionadas como ganadoras, para reducirlas a un número de soluciones más manejables y completas, ya que las ideas se relacionarán mediante una matriz de interacción donde se verán las conexiones, las cuales

permitirán reducir el espectro de soluciones y transformar muchas ideas en unas pocas, sin que se pierda información en el proceso.

Los pasos que se deben seguir para llevar a cabo la Matriz de interacción son:

- Establecer un filtro previo que permita catalogar y seleccionar, de las ideas comunes, las ideas ganadoras.
- Tomar en cuenta la definición particular de los términos “elemento” y “conexión”, donde los elementos estarán constituidos por las ideas ganadoras. En la aplicabilidad de este método se debe llegar a conexiones que otros podrían alcanzar si siguieran el mismo modelo de soluciones ganadoras y ponderación de conexiones.
- Establecer una matriz en la que los elementos puedan compararse entre sí.
- Decidir, con alguna base objetiva, la existencia o inexistencia de conexiones entre cada elemento.
- Generar aquellas ideas completas en las que se relacionan las ideas ganadoras.

2.6. DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN

En esta etapa se define la distribución del diseño, conocido normalmente como la configuración de diseño (layout). La configuración de diseño representa la distribución global y definitiva del producto que permite al diseñador obtener una visión general del montaje, componentes y piezas, así como también de las formas geométricas, dimensiones, materiales y proceso de fabricación de dichas piezas. En el modelo de Pahl y Beitz (1988), el diseño de materialización se subdivide en dos etapas: La primera etapa conduce a un conjunto de diseños preliminares que son refinados en su forma, materiales y ensamble, hasta encontrar la combinación óptima. En la segunda etapa se selecciona el mejor diseño preliminar, se desarrollan pruebas de

funcionalidad, uso, apariencia, percepción del cliente, durabilidad y facilidad de manufactura.

Durante la fase de materialización, los diseñadores deben determinar el diseño general (Disposición y Compatibilidad Espacial), el diseño de forma preliminar, y los procesos de producción, así como ofrecer soluciones para las funciones auxiliares. En muchos casos, varios diseños de materialización son necesarios antes de que un diseño definitivo, apropiado a la solución deseada, pueda emerger.

2.6.1 Ingeniería de Detalle

Identificación de las necesidades del diseño:

Tras haber detectado un indicio general de necesidades o ideas, hay que analizar las diferentes áreas o entornos en lo que un nuevo diseño puede ser relevante. De este modo se puede obtener de forma más amplia el conjunto de necesidades que el diseño tiene que satisfacer. Estas necesidades comprenden desde los requisitos declarados directamente, hasta aquellos que están implícitos o latentes y que también deben ser considerados en el diseño (Otto y Wood, 2001).

A menudo, las necesidades se limitan a las peticiones de los clientes, usuarios o necesidades del mercado. En cambio, este concepto tiene un campo de aplicación mucho más amplio (Alexander y Stevens, 2002). En general, está ampliamente asumido dentro del entorno de la Ingeniería de Diseño, que las necesidades se deberían obtener de todos los miembros relacionados con el proyecto/producto, y para todos ellos se debería satisfacer (Pahl et al., 1996; Alexander y Stevens, 2002).

Análisis funcional:

Esta metodología consiste en descomponer funcionalmente el diseño independientemente de su estructura física (Ullman, 1992; Cross, 1994; Pahl *et al.*, 1996; Otto y Wood, 2001).

La descomposición funcional se origina con Pahl et. al. (1996), y es adoptada por la mayoría de los modelos de diseño. La descomposición funcional disgrega la función principal en diferentes niveles de funciones que son requeridas para conseguir dicha función principal. Por lo tanto, descomponer funcionalmente un diseño significa identificar las funciones y subfunciones que tiene que satisfacer el producto.

Una función de un producto es una declaración clara y reproducible de la relación entre la entrada disponible y la salida deseada de dicho producto, independientemente de cualquier particular solución. La función de un diseño representa que tiene que hacer el producto o dispositivo (Ullman, 1992; Pahl *et al.*, 1996; Otto y Wood, 2001; Suh, 2001).

Las subfunciones son los cometidos que se tienen que cumplir para poder conseguir la función principal. Estas subfunciones se relacionan entre ellas y su cumplimiento conjunto permitirá cumplir con la función principal.

La importancia del análisis funcional está ampliamente declarada por todos los autores de diseño. Según Otto y Wood (2001): “El análisis funcional es aplicable a todos los productos, porque desde el punto de vista funcional todos los productos hacen alguna cosa, por lo tanto cumplen con alguna función”. El resultado final de este análisis es conocido como la estructura funcional del producto (Ullman, 1992; Cross, 1994; Pahl *et al.*, 1996; Otto y Wood, 2001).

Determinación de los requerimientos del diseño:

Desde la Ingeniería de Diseño, el término requerimiento según Otto y Wood (2001) señala que “los requerimientos son criterios cuantitativos y medibles que deben ser satisfechos por el producto diseñado. Los requerimientos deben ser medibles, deben poder ser comprobados o verificados en cualquier estado del proceso de desarrollo de diseño y no solo al final cuando el producto está diseñado y construido. Si un requerimiento no es cuantificable o comprobable, no es un requerimiento”.

Es importante destacar que normalmente la actividad de definir los requerimientos va evolucionando desde el inicio del proceso de diseño, antes del análisis funcional, hasta el inicio de la definición física del mismo. Durante esta evolución, según Ríos et al. (2006) se identifican tres niveles de requerimientos que dan lugar a tres documentos distintos:

- Los requerimientos de usuario: se derivan de recopilar las necesidades de todos los miembros relacionados con el proyecto/producto.
- Los requerimientos de producto: especifican el problema que se quiere resolver considerando aspectos del cliente y aspectos técnicos.
- Las especificaciones de diseño: representan las primeras declaraciones de la descripción de la solución física de diseño.

Arquitectura del Diseño:

La definición física del diseño es el paso inminente tras el análisis funcional y la definición de los requerimientos del producto.

En el más sentido tradicional, la Arquitectura se define como la disposición de los elementos físicos de un producto para llevar a cabo las funciones requeridas (Dieter, 2000). No obstante, desde un punto de vista más conceptual, Osterman (2001), Pahl et al. (1996) y Suh (2001) concluyen que la arquitectura de un diseño puede ser definida como el modo en que distintas estructuras físicas interactúan para cumplir con el correcto funcionamiento del producto; es decir, la arquitectura describe las estructuras físicas que componen un diseño y cómo interactúan (Osterman, 2001).

Las estructuras físicas se convertirán en bloques de construcción física, también conocidas como subsistemas, sub-montajes o módulos. Cada estructura física se implementará con un conjunto de componentes, con propiedades de material y de forma que llevarán a cabo las funciones.

CAPÍTULO III

FASE DIVERGENTE

3.1. INTRODUCCIÓN

En esta etapa se desarrollan los métodos para la exploración del problema, con los que se consigue indagar y delimitar la información inicial que el diseñador utilizará para ubicarse en la problemática.

Como fase inicial para el entendimiento del problema se llevó a cabo la ejecución del método de mapas mentales, el cual se emplea para la concepción de la problemática.

Además de ello, se realizaron una serie de entrevistas y reuniones pertinentes con Ingenieros y Técnicos de la empresa, con la finalidad de conocer los requerimientos del diseño, ampliar el conocimiento y obtener otros puntos de vista de la problemática planteada.

3.2. MAPAS MENTALES

Este método constituye la fase inicial de la investigación, el cual se llevó a cabo para comprender el problema en sí. Para ello, se elaboraron distintos mapas que permitieron la comprensión de la problemática planteada por PDVSA Intevep S.A. Las figuras 3.1, 3.2 y 3.3 representan los mismos de manera detallada.

MAPA MENTAL 1			
FECHA:	07/11/2014	LUGAR:	PDVSA Intevep
PARTICIPANTES:	Armando Tarazona, Jesús Fernandes, Efraín Daubront, Brian Vilas		



Figura 3.1. Mapa Mental 1: Problemática- Representación a Escala de Fenómenos Geológicos

Mapa Mental 1: La realización de este mapa mental observado en la Fig. 3.1, permitió reflejar la problemática actual relacionada con la exploración y el estudio de terrenos de interés petrolero. Como consecuencia de imprecisiones en cuanto los métodos y representación de fenómenos geológicos a escala presentes en dichos sistemas. El mismo fue elaborado con la información suministrada la primera semana de trabajo por parte de la Gerencia EYIE y los Ingenieros encargados del proyecto.

MAPA MENTAL 2			
	01/12/2014	LUGAR:	EIM UCV
PARTICIPANTES:	Armando Tarazona, Jesús Fernandes, Fátima Goncalves		



Figura 3.2. Mapa Mental 2: Estructura de la Entrevista

Mapa Mental 2: Este mapa mental presentado en la Fig. 3.2, permitió esquematizar y estructurar una posterior entrevista a llevar a cabo con los Ingenieros encargados del proyecto en la empresa, de manera tal de conocer los requerimientos básicos necesarios en los diseños que serían propuestos.

MAPA MENTAL 3			
FECHA:	03/12/2014	LUGAR:	PDVSA Intevep
PARTICIPANTES:	Armando Tarazona, Jesús Fernandes, Efraín Daubront, Brian Vilas, Fátima Goncalves.		



Figura 3.3. Mapa Mental 3: Entrevista

Mapa Mental 3: En este mapa mental que se presenta en la Fig. 3.3, se recopilan todas las interrogantes que se plantearon para la ejecución de la entrevista, detallando aspectos geológicos y mecánicos de interés que serían esenciales para iniciar la fase de diseño conceptual y estructurar posibles propuestas.

3.3. ENTREVISTA

3.3.1. Metodología

En el presente trabajo se empleó la entrevista como instrumento fundamental para conocer los requerimientos del proyecto desde el punto de vista geológico-mecánico, para así establecer parámetros de diseño a considerar, equipos necesarios y solicitudes del mismo.

La aplicación esta fue dirigida por un moderador, por el tipo de preguntas a llevar a cabo, de tal manera de realizar las preguntas cara a cara para obtener respuestas más certeras.

Dicha entrevista se empleó como un recurso de carácter exploratorio del diseño, es decir, como una de las tantas herramientas que se pueden considerar para analizar una determinada situación; el resultado de ésta se empleó solo como base para las consideraciones de diseño, ya que se aplicaron otros métodos que ayudaron a realizar un mejor bosquejo de la situación y problemática planteada.

Los entrevistados fueron: Brian Vilas, Efraín Daubront y Fatima Goncalves, quienes forman parte del grupo de ingenieros geólogos y mecánicos de la empresa respectivamente.

La entrevista se llevó a cabo de forma libre en una oficina de la Torre Sur 2 de PDVSA-Intevep, ubicada en El Tambor, Los Teques, Estado Miranda. Los entrevistados Brian Vilas y Efraín Daubront forman parte del grupo de Ingenieros Geólogos, mientras que Fátima Goncalves forma parte del grupo de Ingenieros Mecánicos de la empresa.

3.3.2. Instrumento para la recolección de datos:

Se planteó un esquema de preguntas abiertas, permitiéndole al entrevistado un espacio para agregar aspectos que considerara importantes; además de ello, las respuestas debían ser justificadas. Dichas preguntas fueron contestadas en detalle por parte de los Ingenieros presentes y dieron pie a la

formulación de nuevas interrogantes que surgieron de las respuestas emitidas por los participantes.

1. ¿El dispositivo a diseñar, para qué se requiere?

Para el Laboratorio de Modelos Análogos, de tal manera de hacer una representación a escala de fenómenos geológicos (tectónico-estructural).

2. ¿Qué fenómenos desean estudiar?

Fenómenos de deformación de cuerpos rocosos; todo lo referente a evidencias de esfuerzos tectónicos, estructurales, por fallamiento, compresiones y cabalgamientos; es decir, todos los fenómenos asociados a la parte tectónico-estructural.

3. ¿Mediante qué movimientos desean representar dichos fenómenos y cómo se relacionan con la realidad?

Se busca representar la dirección de los esfuerzos (3D) en todas sus componentes y proyecciones (ángulos oblicuos, componentes compresivos, cortantes o compresivas adjuntas).

4. ¿Qué grados de inclinación se requieren?

Mínimo 0° y máximo: 15° en cualquiera de los ejes, inclusive en todos ellos al mismo tiempo (condiciones del basamento en líneas generales).

En el diseño se modelará la cuenca y debe poder representar las condiciones del basamento.

5. ¿Cómo es el movimiento de basculamiento que se requiere?

Es uno de los 5 tipos de mecanismos que se requieren. El diseño debe tener la capacidad de generar tipos de fallamiento (normales, inversos y transcurrentes).

Sería ideal la colocación de un mecanismo como una prensa que permita realizar corrimientos y cabalgamientos.

Movimientos: transcurrente (un plano deslizándose respecto al otro sin acortamiento del material); esfuerzo distensivo (los dos “paños” se

abren generando un graben); basculamiento diferencial (una placa se inclina respecto a la otra, incluso las dos a la vez).

6. ¿Requerirán representar fenómenos que demande simulación en ángulo?

Sí.

7. ¿Se tiene conocimiento acerca de la dimensión requerida?

Se requiere que el espacio de simulación sea mínimo de 2 metros por 2 metros. Existen modelos 2D y 3D: el 2D es un modelo de confinamiento lateral (de pared a pared lleno de arena y se hace acortamiento en una sola dirección y los esfuerzos se concentran en la dirección axial de la prensa); en el caso del 3D no existe confinamiento lateral y se presenta el efecto de alargamiento lateral del material y se secciona el mismo para observar características pertinentes.

8. ¿Qué tipo de materiales tienen pensado utilizar para la representación de los modelos?

Microesferas de sílice, arena de granate, esferas de polímeros, geles, arenas por granulometría o composición; materiales muy viscosos a materiales granulares de un tamaño muy homogéneo.

No se usarán muestras de campo porque que irían “en contra” del modelo análogo, ya que se requerirían condiciones naturales (altas temperaturas y altas presiones); se usarán materiales “artificiales” que se comporten en el laboratorio como el natural.

Volumen en particular de representación: aprox. $\frac{1}{2} \text{ m}^3$

Masa aprox. 500 kg, diseñar a 1ton.

Dimensiones de la mesa: 2x2 metros y la altura del modelo unos 30 cm.

9. ¿Qué accesorios desearían que el dispositivo tuviese?

Control de altura, ruedas a la mesa, poder colocarle geometría al fondo de la mesa (mesa Eurotank en Utrecht, Holanda, usan pistones

modulares como una especie de gato para darle geometría al basamento o usaremos otro material para dar la forma deseada).

10. ¿Qué tipo de material se quiere de base de simulación?

Debe moverse y se recomienda una hoja sinfín, se aconseja como material el mylar; otros usan aluminio, cartón, goma, acetato, pero se requiere un material con bajo coeficiente de fricción.

3.4. REUNIONES TÉCNICAS

Según ABC (2010), una reunión es un acto o proceso por el que un grupo de personas se unen, como un conjunto, con un propósito común. Es la agrupación de varias personas en un momento y espacio dados, la cual puede llevarse a cabo de manera organizada y planificada, con un objetivo delimitado y un tiempo de duración planeado, o puede darse de manera espontánea por razones casuales y sin mayores propósitos.

Tomando en cuenta la definición anterior, se llevaron a cabo 5 reuniones técnicas en las que se contó con la participación de diversos profesionales de las especialidades involucradas en este proyecto (Ingenieros Geólogos, Ingenieros Mecánicos, Diseñadores Mecánicos, Profesores, etc.).

A continuación, se presenta un resumen de las reuniones efectuadas para la correcta ejecución de este proyecto:

Reunión 1:

En esta primera reunión llevada a cabo el 3 de noviembre de 2014 con los Ingenieros de la empresa Fátima Goncalves y Brian Vilas se discutió acerca de las necesidades del proyecto para aclarar determinadas dudas presentadas por los tesisistas; además de ello, se recopiló información y material del proyecto (publicaciones, informes técnicos, entre otros). En el transcurso de la misma, fueron mostrados fotos y videos de un modelo diseñado y empleado en la Universidad de Barcelona de España, lo cual otorgó una visión más clara del diseño que se requería. Se aclaró que el material de simulación no sería obtenido de campo sino que se emplearían

materiales y compuestos con propiedades similares a los observados en campo.

Finalmente, se concluyó la reunión con un debate sobre la finalidad del dispositivo requerido y funcionamiento del mismo.

Reunión 2:

Esta reunión tuvo la finalidad de diseñar el instrumento de la entrevista a llevar a cabo días posteriores a los Ingenieros Geólogos encargados del proyecto. Esta reunión se desarrolló entre los tesisistas y la Tutora Industrial Fátima Goncalves el 2 de diciembre de 2014. En ella se establecieron las preguntas a formular en dicha entrevista y los objetivos de cada una de ellas, de tal forma de indagar en detalle los requerimientos de la empresa en cuanto al diseño.

Reunión 3:

La reunión se llevó a cabo el 5 de diciembre de 2014 en conjunto con la Gerencia de Mantenimiento y Confiabilidad, en la que se detallaron aspectos relevantes del proyecto a los Ingenieros y así promover el intercambio de ideas sobre el uso de software de diseño conveniente y su posterior simulación.

En la misma se percibió alta receptividad e interés por parte de los Ingenieros, los cuales recomendaron emplear en el proceso de diseño el software Autodesk Inventor y para la simulación el software Ansys.

Reunión 4:

Esta reunión realizada el 9 de diciembre de 2014 tuvo la finalidad de analizar los aspectos de geológicos asociados al requerimiento de PDVSA Intevep S.A., mediante el uso de fotografías y gráficos facilitados por parte del Ingeniero Geólogo Brian Vilas, quien visitó el Laboratorio de Modelado Analógico de la Universidad de Barcelona de España.

Reunión 5:

En esta reunión llevada a cabo con el Ingeniero Geólogo y Jefe de Proyecto el día 22 de diciembre, se logró comprender y discutir los diseños conceptuales propuestos por la Gerencia de Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos (EYIE), detallando cuáles son los alcances y limitaciones del mismo, en el cual se observó que no cumplía con los requerimientos de la empresa en su totalidad, además de ser un diseño poco confiable y carente de ergonomía.

Reunión 6:

La reunión fue propuesta por el Ingeniero Geólogo Efraín Daubront el 19 de enero de 2015, con la finalidad de discutir aspectos de Geología desde el punto de vista mecánico, es decir, la manera en que se desarrollan los movimientos estudiados en Geología para ser representados de manera correcta en los diseños que serán propuestos.

Posteriormente, se desarrolló una tormenta de ideas en cuanto a accesorios y dispositivos que se podrían implementar en el dispositivo y la disposición de los mismos tomando en cuenta la ergonomía.

Además de las reuniones mencionadas y descritas anteriormente, se sostuvieron continuas consultas con la Tutora Industrial Fátima Goncalves en materia de redacción, cumplimiento de objetivos en el tiempo propuesto y revisión de los avances del proyecto. Asimismo, se consultó regularmente al Tutor Académico, Prof. Manuel Martínez y al Profesor a cargo de proyectos de diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Ramón Sánchez, a quienes se les presentó el avance del proyecto y la revisión del mismo en materia de cálculos y selección de materiales y equipos pertinentes de manera adecuada.

3.5. Información recabada de los instrumentos de recolección de datos

Las entrevistas y reuniones dieron a conocer, inicialmente, los requerimientos del dispositivo que se desea proponer, del cual se pueden delimitar los siguientes aspectos:

- Se pretende el diseño de una plataforma mecánica que lleve a cabo movimientos complejos que permitan la representación, experimentación y simulación geológica. Se requiere que el mismo genere movimiento lineal en los ejes X, Y y Z, además de tener la posibilidad de rotar alrededor de los ejes X e Y, incluso de manera simultánea.
- En cuanto a las dimensiones mínimas del modelo, se requiere que el mismo sea al menos de 2 metros de ancho por 2 metros de largo, que proporcione alto grado de precisión, tenga una altura que tome en cuenta la ergonomía de los que harán uso de ella, emplear materiales relativamente livianos, ser móvil (de tal manera de trasladarla de un lugar a otro de acuerdo a las necesidades), con relativa facilidad de montaje y desmontaje del modelo y de la plataforma. Ésta será empleada para estudios de Geología estructural y tectónica.

CAPÍTULO IV

FASE DE TRANSFERENCIA

4.1. INTRODUCCIÓN

En esta fase se describe la metodología llevada a cabo para la generación de posibles soluciones a la problemática presentada por PDVSA Intevep S.A.; asimismo, se muestran los planteamientos obtenidos en dicho proceso además de una breve descripción de estos. De igual manera se llevó a cabo la depuración y combinación respectiva de las distintas ideas, las cuales se describirán con mayor detalle en la siguiente fase denominada Fase de Convergencia.

4.2. GENERACIÓN DE IDEAS

4.2.1. Técnica de generación de ideas

En esta sección se presentan las ideas obtenidas en la investigación mediante una técnica denominada Tormenta de Ideas.

Para ello se realizaron 3 sesiones grupales con personal de la empresa y estudiantes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, donde se plantearon diversas opciones para la estructura del dispositivo y alternativas para lograr los movimientos necesarios, todas estas ideas se presentan a continuación.

El 15/01/2015 se llevó a cabo la primera sesión, cuyos participantes fueron: Armando Tarazona, Jesús Fernandes, Luis Bello, Ricardo Tarantini y Diorlen Angulo, en la que se obtuvieron un total de 19 ideas.

El 26/01/2015, se llevó a cabo la segunda sesión; en este caso participaron: Armando Tarazona, Jesús Fernandes, Fátima Goncalves, Efraín Daubront y Brian Vilas, en la cual se obtuvieron 16 ideas.

El 30/01/2015, se llevó a cabo la tercera y última sesión, en la que participaron: Armando Tarazona, Jesús Fernandes, César Villegas, Luis Prieto y Luis Bello, en la que se obtuvieron 17 ideas.

Para el inicio de cada reunión se plantearon dos interrogantes que permitieron a los participantes abrir sus mentes y proporcionar distintas ideas referentes a la problemática:

¿Qué dispositivo es el idóneo para representar fenómenos geológicos?

¿De qué manera se lograrían los movimientos requeridos en dicho dispositivo, para representar fenómenos geológicos?

4.2.2. Ideas Generadas

Para la estructura del dispositivo mecánico se plantearon las siguientes alternativas:

1. Mesa que levite.
2. Contratar a Superman.
3. Mesa con dos láminas independientes.
4. Emplear una mesa cuyas patas sean en forma de acordeón.
5. Plataforma soportada por patas de aluminio macizo.
6. Plataforma soportada por patas de perfiles de aluminio extruido.
7. Mesa apoyada sobre patas hechas de acero estructural.
8. Mesa apoyada sobre patas hechas de acero extruido.
9. Plataforma soportada por esclavos.
10. Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos.

11. Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural de la misma.
12. Plataforma soportada por cuerdas y poleas.
13. Mesa soportada por cadenas.
14. Mesa apoyada sobre pistones hidráulicos o neumáticos.
15. Plataforma apoyada sobre un montacargas.
16. Mesa apoyada sobre ruedas.
17. Mesa elaborada con cuatro pipotes y una tabla encima.
18. Plataforma hecha de plastilina.
19. Mesa construida con cabillas.
20. Usar una mesa de ping pong.
21. Mesa hecha de madera.
22. Plataforma redonda sostenida por animales entrenados.
23. Rectángulo de acero sostenido por fisicoculturistas.
24. Lámina cuadrada sostenida con amortiguadores.
25. Brazos robóticos.
26. Cables de acero amarrados a una plataforma cuadrada o redonda.
27. Un titiritero que manipule una lámina a placer.

Para los movimientos a llevar a cabo por el dispositivo se obtuvieron las siguientes ideas:

1. Sistema con poleas.
2. Elevar la plataforma con cuerda y arnés.
3. Montacargas.

4. Movida por esclavos.
5. Movida por gorilas.
6. Movida con globos de helio.
7. Mesa movida con actuadores lineales eléctricos, neumáticos o hidráulicos.
8. Plataforma elevada con tornillos sin fin.
9. Usar una plataforma con pistones hidráulicos o neumáticos.
10. Mesa que se mueva por la acción de juntas homocinéticas y engranes.
11. Mesa que se mueva por la acción de juntas Oldham y engranes.
12. Usar motores paso a paso o servo incorporados a un sistema que transmita el movimiento requerido.
13. Contratar a las chicas súper poderosas.
14. Encomendar a Dios.
15. Hacer los movimientos con fuerza física de varios hombres que empujen y halen la mesa.
16. Hacer que la plataforma se mueva producto de la fuerza generada por un compresor gigante.
17. Láminas del modelo teletransportadoras.
18. Mesa movida por una grúa.
19. En carro.
20. En moto.
21. Usar la magia de Harry Potter.
22. Usar un pipote y una tabla.

23. Emplear 4 niños en los extremos de la mesa y un pivote en el centro de la misma.
24. Usar 6 renos.
25. Plataforma con cohetes.

4.2.3. Descripción de las ideas:

Estructura de la plataforma:

1. Mesa que levite: hacer que la mesa levite debido a la acción de imanes o suspensión electromagnética, llevando a cabo los movimientos requeridos con total libertad.
2. Contratar a Superman: acordar con Superman para que el mismo utilice sus súper poderes para levantar y mover el modelo a estudiar.
3. Mesa con dos láminas independientes: construir una mesa que tenga de superficie dos láminas independientes que representen dos labios de falla.
4. Emplear una mesa cuyos soportes tengan forma de acordeón: construir una mesa cuya base de apoyo sea en forma de acordeón para que en el momento que se comprima genere movimientos con libertad.
5. Plataforma soportada con soportes aluminio macizo: construir una plataforma soportada con soportes de aluminio, cuya sección transversal sea maciza.
6. Plataforma sostenida con perfiles de aluminio extruido: construir una plataforma de perfiles de aluminio extruido, que permita colocar sobre él la arena y no falle por el peso de la misma.
7. Mesa apoyada sobre soportes de acero estructural macizo: construir una mesa con soportes de sección transversal maciza, que sean resistentes al peso y movimientos respectivos.

8. Mesa apoyada sobre soportes de acero extruido: construir una mesa sostenida por barras elaboradas de acero extruido para evitar perder tanto material, permitiendo soportar grandes cargas y haciéndola más pequeña.
9. Plataforma soportada por esclavos: mover la plataforma construida empleando esclavos que trabajen todo el día, los cuales sean capaces de generar todos los movimientos requeridos por la empresa.
10. Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos: emplear una mesa con láminas independientes, las cuales serán apoyadas sobre marcos móviles para darle mayor libertad de movimiento al sistema.
11. Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural de la misma: construir una mesa cuyos marcos y láminas no se encuentren fijas a la estructura de la mesa, de tal manera que los marcos se muevan sin afectar a la mesa y que esta última sirva solo como apoyo.
12. Plataforma soportada por cuerdas y poleas: colocar en una plataforma una serie de cuerdas y poleas que soporten el peso requerido por el sistema y mediante estas se eleve o se baje una lámina de madera.
13. Mesa soportada por cadenas: soportar una mesa por medio de cadenas ancladas a una pared o techo, las cuales aportarán seguridad en el sistema al resistir el peso de la tierra.
14. Mesa apoyada sobre pistones hidráulicos o neumáticos: construir una mesa cuyos apoyos al piso sean pistones que permitan controlar la altura a la que se desea emplear el modelo e inclusive la inclinación.
15. Plataforma apoyada sobre un montacargas: hacer uso de un montacargas que soporte el peso de la mesa y todos los componentes de la misma, además de controlar la altura a la que se dispondrá el material.

16. Mesa apoyada sobre ruedas: hacer una mesa que sea rígida y móvil (tenga ruedas en la base de los soportes), de tal manera de desplazarla a cualquier lugar o zona de interés y que sobre ella se deposite la arena o el material requerido.
17. Mesa elaborada con cuatro pipotes y una tabla encima: emplear cuatro pipotes cilíndricos como base y una tabla de madera donde irá colocado el modelo; esta será liviana y de fácil montaje.
18. Plataforma hecha de plastilina: hacer una mesa de plastilina que sea liviana para hacer sencillo su montaje y desmontaje.
19. Mesa construida con cabillas: hacer una mesa de cabillas que permita su fácil construcción y transporte. Colocar sobre ella una lámina de madera o de algún metal para depositar el material y al mover sus extremos esta genere movimientos
20. Usar una mesa de ping pong: emplear una mesa de ping pong que sea capaz de soportar sin problemas el modelo en el plano.
21. Mesa hecha de madera: emplear una mesa madera que soporte el modelo que será dispuesto sobre ella de manera confiable.
22. Plataforma redonda sostenida por animales entrenados: una plataforma redonda de cualquier material resistente soportada por elefantes o rinocerontes entrenados los cuales, por medio de órdenes, permitan que esta se mueva según lo que se precise.
23. Lámina de acero sostenido por fisicoculturistas: una lámina de acero que tenga en cada esquina un fisicoculturista que eleve o baje la lámina e incluso la incline según se necesite.
24. Lámina cuadrada sostenida con amortiguadores: una lámina cuadrada que tenga como base amortiguadores y al comprimir una esquina produzca movimientos alternativos en la misma.

25. Brazos Robóticos: cuatro o seis brazos robóticos que sostengan una base en donde se deposite un material y que, mediante programación, muevan esta a placer.
26. Cables de acero amarrados a una base cuadrada: emplear una base cuadrada, la cual presente anclajes en sus cuatro esquinas con cables conectados por poleas o señoritas, y que al jalar uno de estos cables o varios a la vez, permitan que la base se mueva.
27. Titiritero que manipule la mesa a placer: un titiritero con fuerza sobre humana que maneje una base de cualquier forma y la mueva según lo que se necesite.

Movimientos de la plataforma:

1. Sistema con poleas: hacer que la mesa lleve a cabo sus movimientos mediante el uso de cuerdas y poleas. Este sistema generaría movimientos de basculamiento y movimiento lineal vertical.
2. Elevar la plataforma con cuerda y arnés: mover la plataforma mediante el uso de una serie de cuerdas y arnés especializados, los cuales proporcionarían movimientos de basculamiento y control de altura.
3. Montacargas: emplear un montacargas que permita mover el modelo en el plano, además de generar rotación alrededor del eje vertical y control de altura del modelo.
4. Moviada por esclavos: el dispositivo se movería empleando esclavos que podrían hacer que la mesa se mueva linealmente y rote en todos los ejes y planos deseados según sea necesario.
5. Moviada por gorilas: los movimientos se lograrían empleando gorilas entrenados que podrían lograr movimientos lineales y rotacionales en todos los ejes y planos deseados.
6. Moviada con globos de helio: se emplearían globos de helio para hacer que la mesa se mueva en el eje vertical (eje Z).

7. Mesa movida con actuadores lineales eléctricos, neumáticos o hidráulicos: se emplearían actuadores lineales especiales para generar movimientos en el plano XY de gran precisión y confiabilidad.
8. Plataforma elevada con tornillos sin fin: emplear tornillos sin fin que permitan generar basculamientos (colocándole una articulación en su extremo) y control de altura en el sistema.
9. Usar una plataforma con pistones hidráulicos o neumáticos: la plataforma se encontraría soportada por pistones hidráulicos que generarían movimientos de basculamiento y control de altura.
10. Mesa que se mueva por la acción de juntas homocinéticas y engranes: emplear juntas homocinéticas que se conecte a ejes y que unidos a sistemas de engrane permitan, movimientos lineales en el plano con gran precisión.
11. Mesa que se mueva por la acción de juntas Oldham y engranes: emplear juntas Oldham y engranes, los cuales permitirían mayor grado precisión y libertad en el movimiento que se desee representar; estos se podrán conectar a motores y ejes para transmitir el movimiento, y adicionalmente interconectar ejes desalineados.
12. Usar motores paso a paso o servo incorporados a un sistema que transmita el movimiento requerido: hacer uso de un motor acoplado a un sistema que transmita torque a cuatro ejes, los cuales generarían movimientos lineales en el sistema.
13. Contratar a las chicas súper poderosas: llamar a las chicas súper poderosas para que empleen sus poderes en el movimiento de la mesa, dando así todos los grados de libertad posibles al modelo, permitiendo además disponer elevadas cantidades de material sobre esta.
14. Encomendar a Dios: rezarle a Dios para que, con su fuerza gloriosa, mueva el sistema de acuerdo a los requerimientos establecidos.

15. Hacer los movimientos con fuerza física de varios hombres que empujen y halen la mesa: emplear trabajadores que consuman esteroides y muevan el modelo en las direcciones necesarias.
16. Hacer que la plataforma se mueva producto de la fuerza generada por un compresor gigante: hacer uso de un gran compresor que ejerza suficiente presión sobre el sistema, de tal manera de mover el mismo de manera lineal.
17. Láminas del modelo teletransportadoras: se moverían las láminas del modelo de un lugar a otro de interés de manera instantánea empleando un teletransportador.
18. Movidada por una grúa: el movimiento se lograría empleando una grúa; esta se conectaría a una mesa o lámina cuadrada, en la cual se le depositaría el material del modelo permitiéndole desplazamientos lineales, de basculamiento y control de altura.
19. En carro: se emplearía un carro con un soporte de enganche, el cual se conectaría a una mesa con ruedas generando que el sistema se mueva linealmente junto con el vehículo.
20. En moto: se emplearía una moto de alta cilindrada que, enganchándola de la parrillera al dispositivo, haga posible movimientos lineales del mismo; además de ello, la moto podría elevarse sobre una rueda, haciendo posible el basculamiento del modelo.
21. Usar la magia de Harry Potter: contactar a Harry Potter para que el mismo haga las pruebas empleando su magia, de tal forma de llevar a cabo todos los movimientos lineales y de basculamiento necesarios.
22. Usar un pipote y una tabla: emplear un pipote cilíndrico de base, el cual permitirá basculamiento en un eje y movimiento lineal en el plano XY.
23. Emplear cuatro niños en los extremos de una mesa y un pivote en el centro de la misma: disponer a cuatro niños en las esquinas de una mesa

y colocar un elemento pivotante en el centro de la misma, permitiendo basculamiento y movimiento lineal del sistema.

24. Usar seis renos: emplear seis renos como los de Santa Claus que muevan linealmente el modelo a evaluar.
25. Plataforma con cohetes: una plataforma de cualquier forma geométrica conectada en las esquinas por cuatro cohetes que permitan elevar y bascular dicho sistema de acuerdo a los requerimientos.

CAPÍTULO V

FASE DE CONVERGENCIA

5.1. INTRODUCCIÓN

Una vez obtenidas las ideas generadas, se debe llevar a cabo un proceso de depuración y organización de éstas aplicando un conjunto de metodologías como: Matriz de Pugh y Matriz de Interacción. Luego de ello, se procede a la selección de las ideas potenciales para obtener posibles soluciones y, junto con los parámetros requeridos, seleccionar la solución óptima.

5.2. FILTRADO DE IDEAS

Para el inicio de esta fase se llevó a cabo el primer filtrado inicial de ideas generadas; este proceso considera la lógica de las ideas presentadas y su existencia en el mundo real.

Las ideas descartadas fueron:

En la estructura de la plataforma:

1. Mesa que levite.
2. Contratar a Superman.
9. Plataforma soportada por esclavos.
18. Plataforma hecha de plastilina.
22. Plataforma redonda sostenida por animales entrenados.
23. Rectángulo de acero sostenido por fisicoculturistas.
27. Un titiritero que manipule una lámina a placer.

En el movimiento de la plataforma:

4. Movidada por esclavos.
5. Movidada por gorilas.
6. Movidada con globos de helio.
13. Contratar a las chicas súper poderosas.
14. Encomendar a Dios.
15. Hacer los movimientos con fuerza física de varios hombres que empujen y halen la mesa.
17. Láminas del modelo teletransportadoras.
19. En carro.
20. En moto.
21. Usar la magia de Harry Potter.
23. Emplear cuatro niños en los extremos de la mesa y un pivote en el centro de la misma.
24. Usar seis renos.
25. Plataforma con cohetes.

Las ideas aprobadas fueron:

En la estructura de la plataforma:

3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 25, 26, 27.

En el movimiento de la plataforma:

1, 2, 3, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 16, 18, 22.

Quedando así el reordenamiento de las ideas expresadas:

En la estructura de la plataforma:

1. Mesa con dos láminas independientes.
2. Emplear una mesa cuyas patas sean en forma de acordeón.
3. Plataforma apoyada en soportes de aluminio macizo.
4. Plataforma soportada por perfiles de aluminio extruido.
5. Mesa apoyada en soportes de acero estructural.
6. Mesa soportada por perfiles de acero extruido.
7. Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos.
8. Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural de la misma.
9. Plataforma soportada por cuerdas y poleas.
10. Mesa soportada por cadenas.
11. Mesa apoyada sobre pistones hidráulicos o neumáticos.
12. Plataforma apoyada sobre un montacargas.
13. Mesa apoyada sobre ruedas.
14. Mesa elaborada con cuatro pipotes y una tabla encima.
15. Mesa construida con cabillas.
16. Usar una mesa de ping pong.
17. Mesa de madera.

Así, se observa mediante la evaluación de las ideas desde el punto de vista lógico y real, de un universo de 27 ideas, se reducen a 17 que serán evaluadas posteriormente de manera más detallada.

En el movimiento de la plataforma:

1. Sistema con poleas.
2. Elevar la plataforma con cuerda y arnés.
3. Montacargas.

4. Mesa movida con actuadores lineales eléctricos, neumáticos o hidráulicos.
5. Plataforma elevada con tornillos sin fin.
6. Usar una plataforma con pistones hidráulicos o neumáticos.
7. Mesa que se mueva por la acción de juntas homocinéticas y engranes.
8. Mesa que se mueva por la acción de juntas Oldham y engranes.
9. Usar motores paso a paso o servo incorporados a un sistema que transmita el movimiento requerido.
10. Hacer que la plataforma se mueva producto de la fuerza generada por un compresor gigante.
11. Mesa movida por una grúa.
12. Usar un pipote y una tabla.

Así, se observa que mediante la evaluación de las ideas desde el punto de vista lógico y real, de un universo de 25 ideas, se reducen a 12 que serán evaluadas posteriormente de forma detallada.

5.3. MATRIZ DE PUGH

Esta metodología permite seleccionar las ideas generadas en la tormenta de ideas y evaluar las mismas bajo ciertos parámetros establecidos, los cuales son ponderados de acuerdo al nivel de importancia: mientras mayor sea el valor, mayor será la importancia del mismo. De igual forma, se presentan los parámetros y una breve descripción de los mismos para su mayor comprensión.

El estudio se llevó a cabo empleando dos matrices, una para evaluar la estructura de la plataforma y otra para evaluar el movimiento de la misma. La estructura será analizada tomando en cuenta: ergonomía, estética, dimensiones, insumos y repuestos, disponibilidad, confiabilidad y costo; por

otro lado, el movimiento de la plataforma será analizado tomando en cuenta: ergonomía, estética del dispositivo, dimensiones, insumos y repuestos, disponibilidad, mantenimiento, confiabilidad, precisión, facilidad de uso, movilidad y costo. A continuación se describen los parámetros mencionados:

- *Ergonomía*: considera la comodidad, postura y bienestar del personal que hará uso del modelo.
- *Estética del dispositivo*: expresa el acabado final del dispositivo enriqueciendo la belleza del mismo y comodidad al momento de usarlo.
- *Dimensiones*: toma en cuenta el tamaño del equipo o dispositivo a emplear.
- *Insumos y repuestos*: considera repuestos e insumos requeridos para el funcionamiento, mantenimiento o reparación del dispositivo)
- *Disponibilidad*: toma en cuenta los recursos disponibles en el mercado y empresa.
- *Mantenimiento*: se refiere al tiempo requerido para el cuidado y conservación del dispositivo y la frecuencia con la que se realiza el mismo, procurando que sea el menor posible.
- *Confiabilidad*: parámetro que considera la capacidad de un activo para suministrar largos períodos de operación satisfactoria sin fallas durante su uso.
- *Precisión*: se refiere a la capacidad que tiene un dispositivo de dar un resultado esperado de manera repetitiva con el menor grado de error posible.
- *Facilidad de uso*: se refiere a qué tan sencillo es manipular el dispositivo a emplear.
- *Movilidad*: parámetro que describe la facilidad de mover el dispositivo o equipo de un lugar a otro.

- *Costo*: se refiere a la inversión monetaria de implementación de la solución, costos materiales, construcción y mantenimiento respectivo del dispositivo.

Para asignarle puntuación e importancia a los parámetros mencionados en el apartado anterior, se consultó con personal a cargo del proyecto en las instalaciones de PDVSA-Intevep y los tesisistas, generando la siguiente información:

10 puntos: confiabilidad, precisión.

9 puntos: insumos y repuestos, mantenimiento.

8 puntos: dimensiones, disponibilidad, costo, facilidad de uso, ergonomía.

6 puntos: estética, movilidad.

A continuación, se presenta la Matriz de Pugh en la tabla 5.1 para analizar las ideas de la parte estructural del dispositivo:

Tabla 5.1.

Matriz de Pugh para analizar propuestas del Perfil Estructural del Dispositivo

Ideas	Ergonomía	Estética	Dimensiones	Insumos y Repuestos	Disponibilidad	Confiabilidad	Costo	Total
	8	6	8	9	8	10	8	57
1	8	6	8	8	7	10	6	53
2	6	4	8	6	4	5	6	39
3	8	6	8	6	5	8	4	45
4	8	6	8	6	5	10	5	48
5	8	6	7	5	4	8	3	41
6	8	5	7	5	4	10	3	42
7	8	6	8	8	7	9	6	52
8	8	6	8	9	8	9	6	54
9	4	2	3	7	6	3	6	31
10	4	2	3	6	5	4	5	29
11	8	6	8	5	4	8	4	43
12	1	1	1	6	5	2	2	18
13	8	6	8	8	7	9	7	53
14	1	1	7	8	7	1	8	33
15	8	3	8	6	5	5	5	40
16	6	2	7	7	6	3	6	37
17	6	3	7	9	7	2	8	42

Las ideas evaluadas quedaron dispuestas de la manera siguiente:

Ideas ganadoras, identificadas en celdas de color amarillo.

Ideas posibles, identificadas en celdas de color naranja.

Ideas no posibles, identificadas en la última columna con color blanco.

Luego de procesar el conjunto de ideas evaluadas con los parámetros descritos, se logró reducir un universo de 17 ideas, a uno de 12 ideas sin perder información durante el proceso, quedando como se indica a continuación:

1. Mesa con dos láminas independientes.
2. Plataforma apoyada sobre soportes de aluminio macizo.
3. Plataforma soportada perfiles de aluminio extruido.
4. Mesa apoyada sobre soportes de acero estructural.
5. Mesa soportadas sobre perfiles de acero extruido.
6. Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos.
7. Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural de la misma.
8. Mesa apoyada sobre pistones hidráulicos o neumáticos.
9. Mesa apoyada sobre ruedas.
10. Mesa construida con cabillas.
11. Mesa de madera.

Por otro lado, en la Tabla 5.2 se presenta la Matriz de Pugh para analizar las ideas referentes a la movilidad del dispositivo:

Tabla 5.2.

Matriz de Pugh para analizar propuestas referentes a la Movilidad del Dispositivo

Ideas	Ergonomía	Estética	Dimensiones	Insumos y Disponibilidad	Mantenimiento	Confiabilidad	Precisión	Facilidad de uso	Movilidad	Costo	Total	
	8	6	8	9	8	9	10	10	8	6	8	90
1	4	2	4	7	6	7	4	2	2	6	6	50
2	4	2	4	7	6	7	4	2	2	6	6	50
3	3	1	1	4	3	5	2	2	2	5	2	30
4	8	6	8	5	4	8	10	10	7	6	3	75
5	8	6	8	6	6	8	10	10	8	6	5	81
6	7	6	6	4	4	6	8	8	7	5	4	65
7	5	3	5	5	5	5	6	6	6	5	5	56
8	5	3	5	5	5	5	6	6	6	5	5	56
9	7	5	6	4	3	5	9	9	6	5	3	62
10	2	2	1	2	2	4	5	2	2	2	1	25
11	1	1	1	4	4	6	2	1	2	5	2	29
12	3	1	7	9	8	9	1	1	5	1	8	53

Las ideas evaluadas quedaron dispuestas de la manera siguiente:

Ideas ganadoras, identificadas en celdas de color amarillo.

Ideas posibles, identificadas en celdas de color naranja.

Ideas no posibles, identificadas en la última columna con color blanco.

Luego de procesar el conjunto de ideas evaluadas con los parámetros descritos anteriormente, se redujo de un universo de 12 ideas a uno de 6 ideas sin perder información durante el proceso, quedando como se indica a continuación.

1. Mesa movida con actuadores lineales eléctricos, neumáticos o hidráulicos.
2. Plataforma elevada con tornillos sin fin.

3. Usar una plataforma con pistones hidráulicos o neumáticos.
4. Mesa que se mueva por la acción de juntas homocinéticas y engranes.
5. Mesa que se mueva por la acción de juntas Oldham y engranes.
6. Usar motores paso a paso o servo incorporados a un sistema que transmita el movimiento requerido.

5.4. MATRIZ DE INTERACCIÓN

Una vez procesadas las alternativas generadas en la Tormenta de Ideas mediante la Matriz de Pugh, se emplea un proceso de depuración denominado Matriz de Interacción, cuyo objetivo principal es establecer conexiones entre las ideas producidas durante el proceso.

Se evalúan las 12 opciones de la parte estructural del dispositivo y las 6 referentes a la movilidad del mismo, permitiendo compararlas y determinar si es posible o no establecer una conexión entre ellas, generando elementos más completos que abarquen una solución más amplia del problema.

Los factores que constituyen esta matriz fueron considerados como herramientas que permiten establecer la existencia o no de conexiones entre cada par de elementos, ponderándose la relación que guardan de la siguiente manera:

0 Ninguna relación,

1 relación baja,

2 relación alta

En la tabla 5.3 se refleja la Matriz de Interacción obtenida para el análisis referente a la estructura del dispositivo, la cual permitirá observar dicha relación entre un elemento y otro de manera visual:

Tabla 5.3.

Matriz de Interacción referente a la Estructura del Dispositivo

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1		1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
2	1		1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
3	2	1		0	0	0	2	2	0	2	0	0
4	2	1	0		0	0	2	2	0	2	0	0
5	2	1	0	0		0	2	2	0	2	0	0
6	2	1	0	0	0		2	2	0	2	0	0
7	2	1	2	2	2	2		2	2	2	2	2
8	2	1	2	2	2	2	2		2	2	2	2
9	2	0	0	0	0	0	2	2		1	0	0
10	2	0	2	2	2	2	2	2	1		2	2
11	2	0	0	0	0	0	2	2	0	2		0
12	2	0	0	0	0	0	2	2	0	2	0	

Adicionalmente, la Tabla 5.4 muestra la Matriz de Interacción para la parte móvil del sistema:

Tabla 5.4.

Matriz de Interacción referente a la Movilidad del Sistema

	1	2	3	4	5	6
1		2	2	0	0	1
2	2		1	1	1	2
3	2	1		2	2	1
4	0	1	2		0	0
5	0	1	2	0		0
6	1	2	1	0	0	

De acuerdo a la matriz de la figura 5.3 observada, se resume de manera detallada la posible combinación de ideas respecto a la interacción existente entre ellas en la tabla 5.5:

Tabla 5.5.

Resumen de Interacción entre Ideas de la Estructura del Dispositivo

Mesa con dos láminas independientes	Plataforma apoyada sobre soportes de aluminio macizo
	Plataforma soportada por perfiles de aluminio extruido
	Mesa apoyada sobre soportes de acero estructural
	Mesa soportada por perfiles de acero extruido
	Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos
	Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural
	Mesa apoyada sobre pistones
	Mesa apoyada sobre ruedas
	Mesa construida con cabillas
	Mesa de madera
Plataforma soportada por patas de perfiles de aluminio macizo o perfiles extruidos	Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos
	Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural
	Mesa apoyada sobre ruedas
Plataforma soportada por patas de perfiles de acero macizo o perfiles extruidos	Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos
	Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural
	Mesa apoyada sobre ruedas
Mesa de láminas base apoyadas sobre marcos	Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural
	Mesa apoyada sobre pistones
	Mesa apoyada sobre ruedas
	Mesa construida con cabillas
	Mesa de madera
Mesa de láminas desincorporadas del perfil estructural de la misma	Mesa apoyada sobre pistones
	Mesa apoyada sobre ruedas
	Mesa construida con cabillas
	Mesa de madera
Mesa apoyada sobre pistones hidráulicos o neumáticos	Mesa construida con cabillas
	Mesa de madera

Por otro lado, tomando en cuenta la matriz observada en la figura 5.4, se resume la interacción entre las ideas generadas en la tabla 5.6:

Tabla 5.6.

Resumen de Interacción entre Ideas de la Parte Móvil del Dispositivo

Mesa movida con actuadores lineales	Plataforma elevada con tornillos sin fin
	Emplear pistones hidráulicos o neumáticos
Plataforma elevada con tornillos sin fin	Usar motores paso a paso
Emplear pistones hidráulicos o neumáticos	Emplear juntas homocinéticas y engranes
	Usar motores paso a paso

5.5. DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN

Una vez obtenidas las ideas o alternativas descritas en el proceso de diseño conceptual, se procede al desarrollo de las mismas, lo cual se realiza en combinación con los parámetros empleados en la Matriz de Pugh en la búsqueda de mejoras en el funcionamiento del dispositivo, de tal manera de cumplir con todos los requerimientos solicitados por la empresa.

Para la parte estructural del dispositivo se consideraron los siguientes aspectos:

- Debe ser lo suficientemente rígido para soportar una masa aproximada de 1 tonelada del modelo más los demás elementos y mecanismos que se le añadirán al sistema.
- La deflexión en la estructura debe ser mínima.
- La estructura debe poseer un balance entre peso y resistencia.
- Se requiere que el dispositivo sea móvil y desmontable para su correcto mantenimiento y fácil transporte hacia distintas áreas.
- Garantizar su movilidad, es decir, tener la capacidad de desplazarla de un lugar a otro con facilidad.

Para el sistema móvil de la plataforma:

- El modelo debe tener la posibilidad de moverse libremente en los planos XY, XZ y ZY, además de poder rotar alrededor de los ejes X e Y.
- Se requieren movimientos de alto grado de precisión, con la mínima vibración posible.
- Todos los movimientos a desarrollar en la plataforma deben ser correctamente escalados.

Ideas combinadas

En este apartado se busca unir una o más ideas de la Matriz de Interacción, con la finalidad de obtener un conjunto de soluciones más completas permitiendo así alcanzar un resultado óptimo al problema en estudio.

- **Alternativa 1:** Como se observa en la figura 5.1, se planteó el diseño de una plataforma base hecha de perfiles de aluminio o acero extruido, la cual consta de dos placas de acero o aluminio sobre la cual reposará el modelo. Esta plataforma consta de ocho motores en la parte inferior de la mesa los cuales tienen la finalidad de generar basculamiento o rotación alrededor de los ejes X e Y. Se ubican cuatro motores sobre el perfil de la mesa para proporcionar movimiento lineal en el plano XY. Además, se implementan juntas homocinéticas, ejes telescópicos (para aumentar la movilidad en el desplazamiento) y cremalleras cerradas donde se desplaza un engrane.

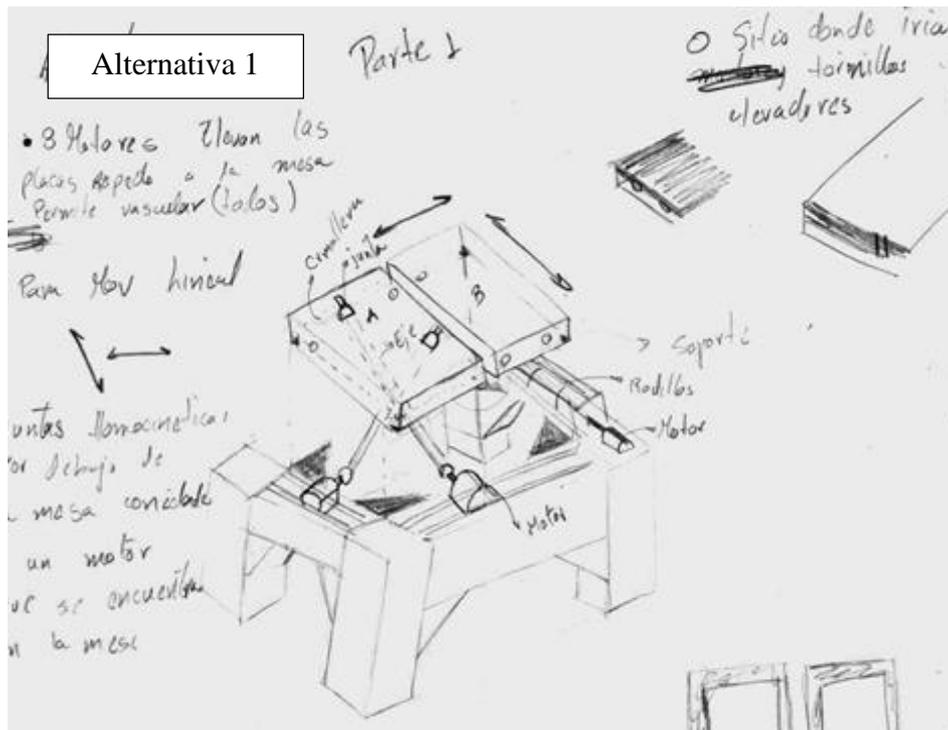


Figura 5.1. Alternativa 1

- Alternativa 2:** Se mantuvo el principio de una plataforma hecha de perfiles de aluminio o acero extruido la cual constará de dos placas de acero o aluminio. De acuerdo a la figura 5.2, se planteó el uso de dos marcos en forma de U donde se apoyan las placas de simulación; dentro de cada marco se ubican cuatro actuadores de desplazamiento lineal, es decir, ocho actuadores en total. Se mantiene el uso de los motores en la parte inferior para los movimientos de elevación y basculamiento acoplados a tornillos sin fin, los cuales se apoyan sobre los marcos y no sobre las placas de simulación. En cuanto a la precisión, la misma se logra mediante el giro de los motores y los microcontroladores del mismo, así como con el paso de los tornillos sin fin o pistones. En la conexión marco-tornillo sin fin se planteó el uso de una articulación de rótula para darle libertad de giro en todos los ejes.

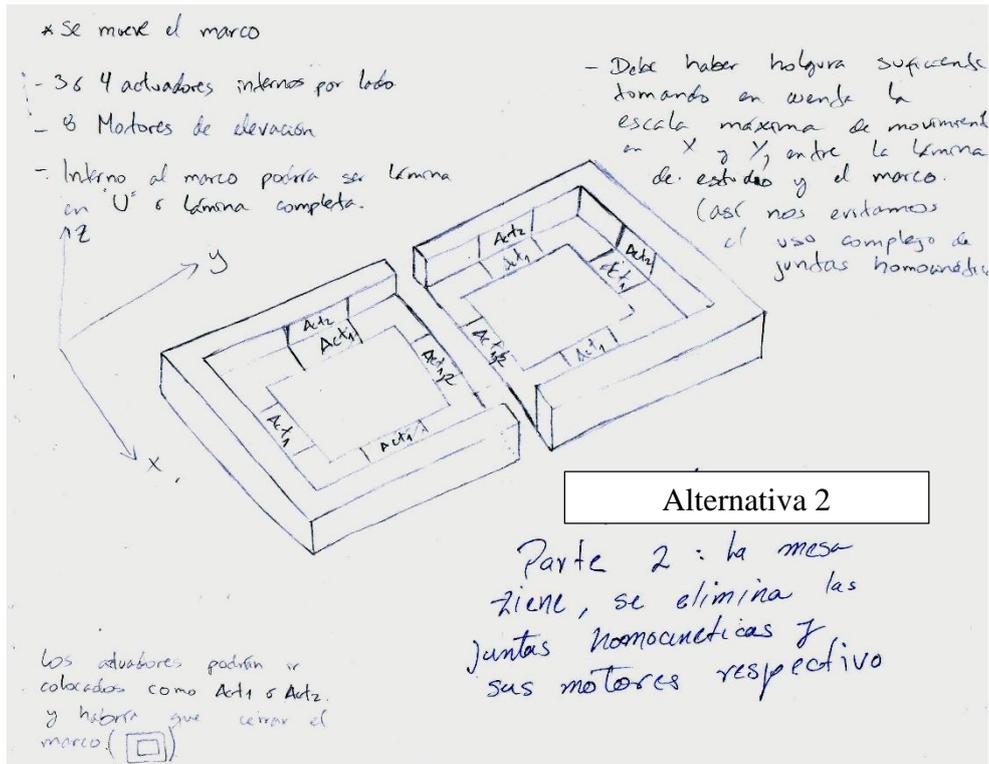


Figura 5.2. Alternativa 2

- **Alternativa 3:** Esta alternativa presentó aspectos similares a la alternativa 2, sin embargo, esta difiere en la posición de los actuadores, con la finalidad de respetar las distancias de largo y ancho para los movimientos requeridos. Se establecen algunas medidas base para tener estimaciones en cuanto a las dimensiones de la plataforma y los rangos de libertad de movimiento en el plano X e Y, las cuales están sujetas a cambio según requerimientos de diseño. La disposición de los actuadores son 2 paralelos al eje X fijos al marco y dos paralelos al eje Y (montados encima de los actuadores fijos al marco), permitiendo así desplazamientos lineales en una dirección determinada o movimiento combinado como se observa en la figura 5.3:

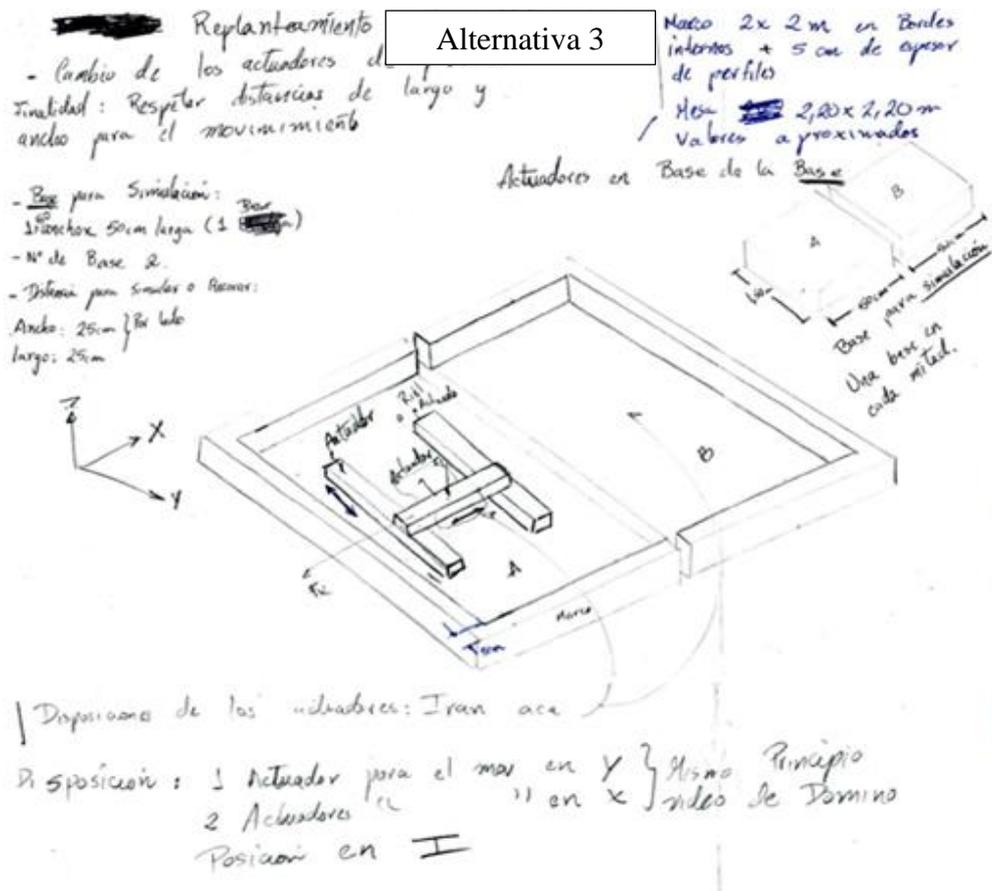


Figura 5.3. Alternativa 3

- **Alternativa 4:** Se mantuvo el principio de los perfiles de la mesa de acero o aluminio extruido, las dos placas de simulación hechas de acero o aluminio y los marcos. Se conserva la disposición de los motores como se planteó en las alternativas anteriores y tornillos sin fin o pistones hidráulicos. Se colocan dos motores adicionales en la parte inferior de la mesa, los cuales son impulsados cada uno por un diferencial que está conectado a dos ejes telescópicos con juntas homocinéticas en sus extremos para transmitir el movimiento al marco. Se piensa colocar en los laterales de los marcos una cremallera cerrada u otra combinación para la transmisión del torque requerido. Además, se requiere de un diferencial en L o en cruz para poder lograr todos los desplazamientos lineales esperados. Esta disposición se representa en la figura 5.4:

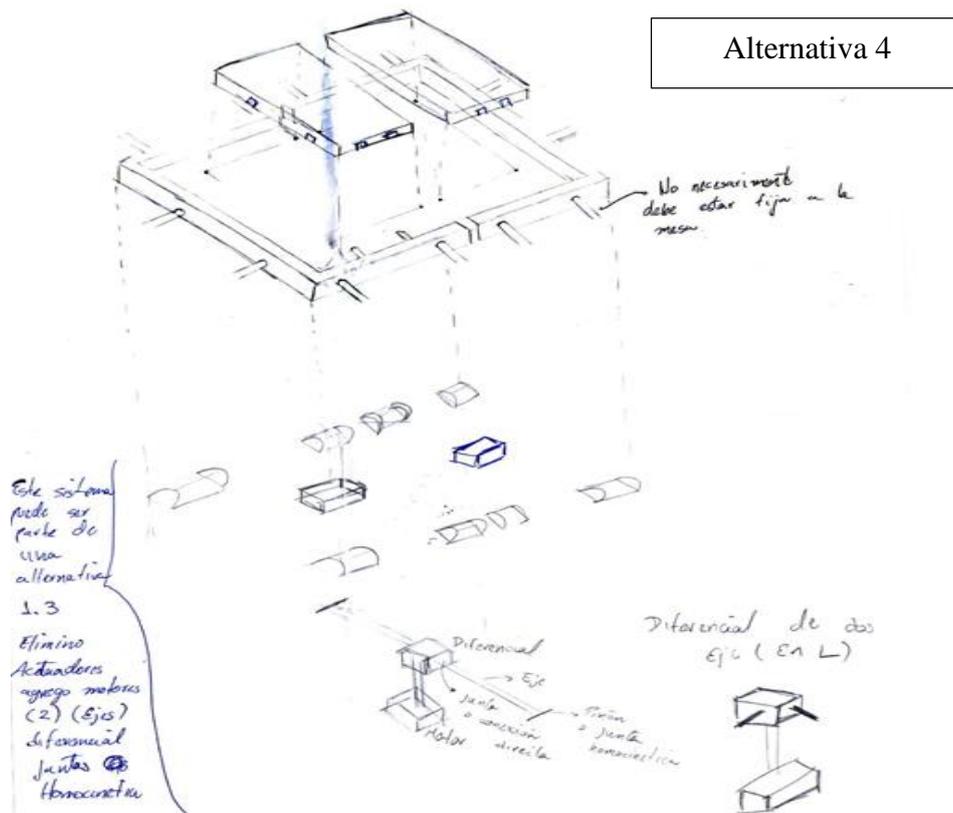


Figura 5.4. Alternativa 4

- Alternativa 5:** Como se refleja en la figura 5.5, se conservó el principio de los perfiles de la mesa fabricados en acero o aluminio extruido, de igual forma, las dos placas de simulación y el marco fabricados en acero o aluminio. La disposición de los motores se plantea de igual manera que las alternativas anteriores así como los tornillos sin fin o pistones. Para esta alternativa se propone el uso seis actuadores por marco (doce en total): cuatro de ellos se ubican en los laterales del marco (en este caso marcos cerrados) conectados por unas vigas de acero o aluminio diseñadas a medida sobre los cuales se colocan los dos actuadores restantes.

Alternativa 5

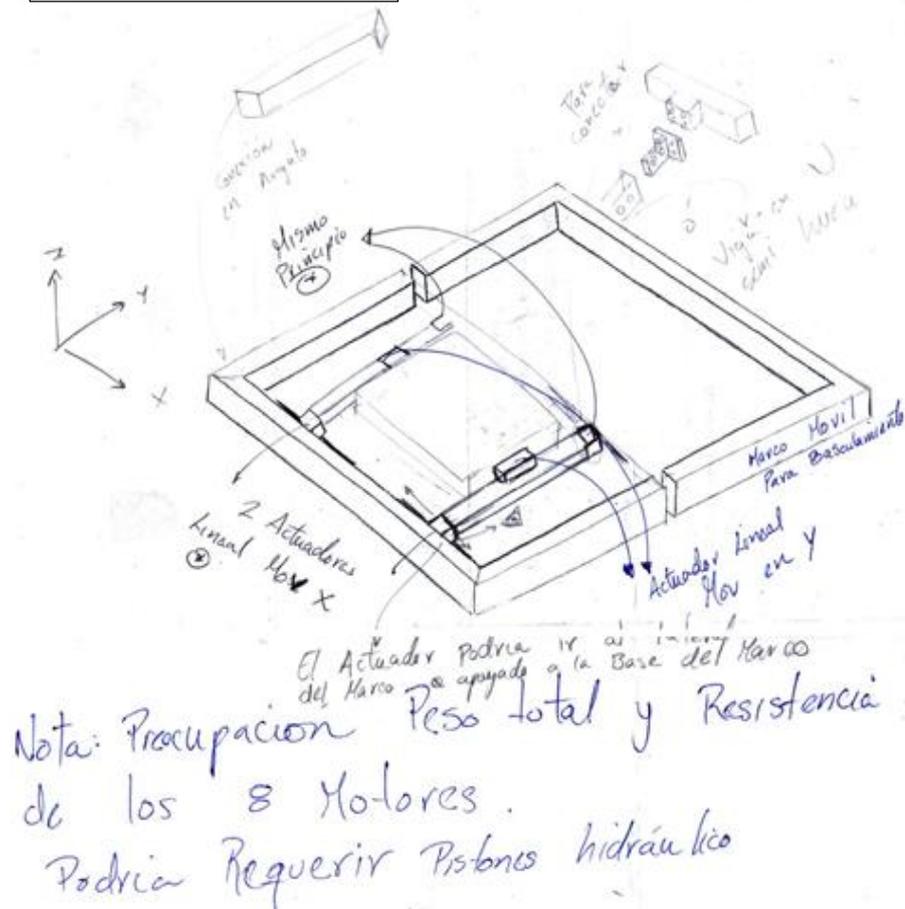


Figura 5.5. Alternativa 5

Luego de estudiar y tomar en cuenta las consideraciones anteriormente descritas, se descartan las siguientes opciones:

La Alternativa 1, debido a que la misma presenta problemas de ergonomía por la compleja disposición de motores, juntas homocinéticas, ejes telescópicos y cremalleras cerradas que conforman el dispositivo. Además de ello, esta opción podría generar problemas de interferencia al combinar movimientos lineales y de basculamiento generando elevadas vibraciones, disminuyendo la precisión del modelado y obteniendo resultados no certeros.

En cuanto a la Alternativa 2, la misma se descarta debido a que la disposición de actuadores ofrece limitantes en los movimientos lineales, por

lo que no cumple con todos los requerimientos establecidos por PDVSA-Intevep.

La alternativa 4 igualmente se excluye debido a problemas de vibración que se generarían debido a la acción de las cremalleras cerradas, ejes telescópicos y juntas homocinéticas; además, el empleo de dos motores adicionales requeriría una mayor disponibilidad en el stock en caso de un funcionamiento incorrecto de alguno de ellos y la adición de un diferencial ofrecería un gasto adicional.

De esta manera, se considera:

En el caso de la estructura del dispositivo se emplearán perfiles de aluminio extruido, debido a que ofrecen una mejor relación peso-resistencia que el acero, son más fáciles de maquinar y extruir, y pueden adoptar secciones transversales de mayor complejidad que otorgan una mayor resistencia estructural; además de ello, pueden generar ensamblajes acordes con el dispositivo requerido. De igual manera se utilizarán tornillos sin fin y no pistones hidráulicos o neumáticos debido a que estos son más precisos y generan menos vibraciones que los pistones, cumpliendo con los requerimientos solicitados de mejor manera. Finalmente, para todo aquel mecanismo que requiera la incorporación de un motor como parte de su sistema, se implementará el uso de motores paso a paso debido a que la empresa posee disponibilidad en inventario de los mismos, además de ofrecer precisión y confiabilidad.

5.6. ANÁLISIS DE LOS DISEÑOS CONCEPTUALES PROPUESTOS POR PDVSA-INTEVEP

De acuerdo a los requerimientos de PDVSA Intevep S.A. en la disposición de un dispositivo que les permita estudiar a escala fenómenos geológicos tectónicos-estructurales, los Ingenieros Geólogos de la Gerencia EYIE procedieron a diseñar de manera conceptual un primer modelo producto de ideas surgidas en el nacimiento del proyecto.

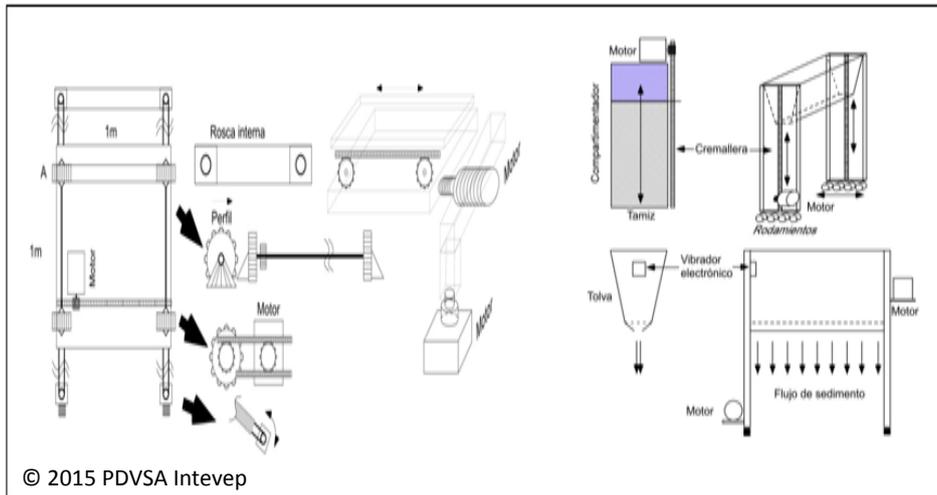


Figura 5.6. Diseño Conceptual propuesto por PDVSA-Intevep S.A.

En la figura 5.6 se presenta el diseño conceptual propuesto por la Gerencia de Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos, el cual fue elaborado por parte de sus Ingenieros Geólogos. En la misma se observa (lado izquierdo de la figura) una disposición general del dispositivo que se requiere. En la misma, los Ingenieros plantearon el uso de una serie de engranes acoplados a tornillos sin fin y éstos a su vez acoplados a un motor paso a paso. A pesar de que este sistema proporcionaría precisión en el modelo, generaría en el mismo gran cantidad de vibraciones ya que los motores se encuentran sobre su estructura; además de ello, solo se lograrían generar movimientos lineales en plano XY, mas no sería posible generar movimientos de basculamiento, los cuales son fundamentales para el análisis geológico desde el punto de vista tectónico-estructural. Debido a esto, dicho diseño no cumple con los requerimientos de la empresa, por lo que el mismo no fue desarrollado; sin embargo, proporcionó ideas más claras del diseño y de los posibles elementos que se podrían añadir para lograr satisfacer todos los requerimientos solicitados.

Del lado derecho de la figura se observan una serie de equipos (tolva, sedimentador, etc.) que no están contemplados en este Trabajo Especial de Grado.

5.7. SOLUCIÓN PROPUESTA

La investigación y análisis de las ideas propuestas anteriormente permitieron seleccionar dos ideas ganadoras y potencialmente ejecutables, las cuales cumplen con todos los requisitos que solicita la empresa; estas engloban perfiles de aluminio extruido, placas de acero o aluminio como base de simulación, empleo de actuadores para movimientos lineales, motores a paso y tornillos sin fin para generar basculamientos, marcos de acero o aluminio que soporten los actuadores y sus respectivos motores para aportar los grados de libertad necesarios en los movimientos que se requieren.

En este sentido, las soluciones propuestas son:

- **Alternativa 3:** Diseño de una plataforma hecha de perfiles de aluminio o acero extruido como se observó en la figura 5.3, la cual consta de dos láminas de acero o aluminio independientes sobre las cuales reposará el modelo de simulación. Dichas láminas son soportadas por 4 actuadores (con sus respectivos motores) dispuestos en forma de H que permiten llevar a cabo movimientos lineales en el plano XY; las láminas y los actuadores apoyados sobre un marco en forma de U de acero o aluminio que permite, mediante tornillos sin fin y motores dispuestos por debajo, movimientos de basculamiento alrededor de los ejes X e Y en el sistema, garantizando así todos los grados de libertad requeridos por los modelos. Estos tornillos sin fin se unen al marco por medio de rótulas para garantizar el contacto en todo momento entre el marco y el tornillo sin fin.

Finalmente, a pesar que la Alternativa 5 cumple con los requerimientos solicitados por PDVSA Intevep S.A., la misma no se estudió en detalle debido a que en el diseño se observó que parte de los componentes que surgieron como solución, pueden presentar efectos no deseados en los dispositivos mecánicos, como es el caso de la pieza conectora entre los dos actuadores que presentan movimientos en el eje X, mostrados en la figura 5.5. En esta se observó a simple vista un fenómeno de deflexión que se originaría como consecuencia de la carga depositada sobre la lámina de simulación y el

apoyo de esta sobre la pieza conectora, además de momentos torsores que se presentarían en el anclaje de los actuadores, generando que los mismos fallen de forma repentina.

CAPÍTULO VI

INGENIERÍA DE DETALLE

6.1. CÁLCULOS DE LOS DISPOSITIVOS

Los cálculos realizados a continuación fueron contemplados tomando en cuenta un factor de seguridad respecto a la carga de 2, es decir, según requerimiento de PDVSA-Intevep S.A el dispositivo debe soportar 1 tonelada de material de simulación; sin embargo, no se tiene previsto reproducir modelos superiores a los 500 kg. De igual manera, se llevará a cabo el estudio de los componentes y estructuras desde el punto de vista estático y dinámico.

En dinámica, se tomarán en cuenta las variaciones de los esfuerzos entre determinados valores. Para ello, se considerará el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (S_e), así como el límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (S_e'), éste último tendrá un valor de 0,5 veces la resistencia última del material (S_{ut}) si el mismo es menor a 1400 MPa, o un S_e' igual a 700 MPa si el S_{ut} del material supera los 1400 MPa. En base a lo anterior, se analizarán los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico, los cuales son:

K_a : Factor de superficie.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de confiabilidad.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de modificación por concentrador de esfuerzo.

K_f : Factor de efectos diversos.

Los cuales podemos relacionar mediante la siguiente ecuación:

$$Se := Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \cdot Se'$$

Ecuación 2

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, se procede al cálculo y análisis de los componentes presentes en el dispositivo.

6.1.1. Perfil estructural de la plataforma y equipos necesarios.

Lámina de simulación

Está puede observarse en la figura 6.1 que se presenta a continuación:

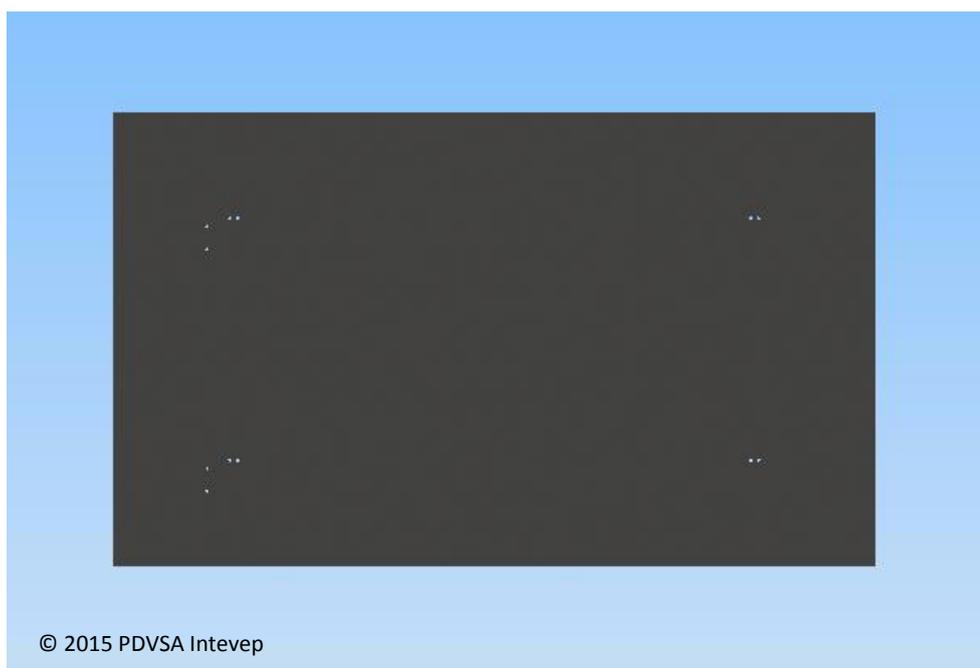


Figura 6.1. Lámina de Simulación.

Función

Esta lámina se empleará para disponer sobre ella diversos materiales de simulación geológica como geles, microesferas de silicona, arenas y otras especies granulares, así como también componentes adicionales de interés.

Parámetros de diseño

Para iniciar el dimensionamiento de la placa, se precisó información proveniente de la empresa en cuanto a los requerimientos de este elemento;

debe soportar una carga de 1 tonelada y tener dimensiones de 2 metros por 2 metros provistos de la siguiente manera: se debe contar con dos láminas independientes que soporten 500 kg cada una y que tengan las mismas dimensiones, por lo que cada una será de 2 metros de ancho por 1 metro de largo, alcanzado así los 4 m² solicitados por la empresa.

La carga que soportarán las láminas será de forma distribuida, que de acuerdo al tipo de simulación a representar, puede adoptar distintas formas, por lo que se llevará a cabo el estudio tomando en cuenta: carga sinusoidal, carga uniformemente distribuida, carga hidrostática y carga en forma de prisma triangular, de tal manera de observar cuál de ellas es la más crítica y diseñar en función de ésta; de igual manera, se asume un valor de deflexión máximo de 0,5 mm para hallar el espesor de placa requerido.

Cálculos de la Lámina - Análisis estático:

Dichos cálculos fueron llevados a cabo empleando el texto “Theory of Plates and Shells” del autor Timoshenko (1989), referenciando el capítulo 5 “Simply supported rectangular plates”. Esta referencia fue consultada con la finalidad de estudiar de forma más precisa placas rectangulares y poder obtener un resultado más aproximado a la realidad.

- Carga sinusoidal:

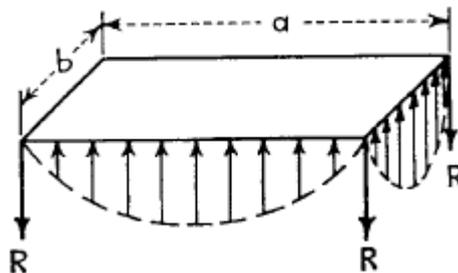


Figura 6.2. Carga Sinusoidal sobre una Placa Rectangular

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe como:

$$\omega := \frac{q_0}{\pi^4 \cdot D \cdot \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde D viene dada por la ecuación:

$$D := \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \quad \text{Ecuación 4}$$

Siendo:

ω : deflexión máxima de 0,5 mm.

q_0 : intensidad de la carga uniformemente repartida, la cual tiene un valor de 2550 N/m².

a: lado más corto de la placa de simulación tiene una dimensión de 1000 mm.

b: lado más largo de la placa de simulación tiene una dimensión de 2000 mm.

E: módulo de elasticidad del material (70GPa para aluminio y 200 GPa para acero).

ν : módulo de Poisson del material (0,33 para aluminio y 0,292 para acero).

h: espesor de placa requerido en milímetros.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Lámina de acero: h= 12,25 mm.

Lámina de aluminio: h= 17,23 mm.

- Carga uniformemente distribuida:

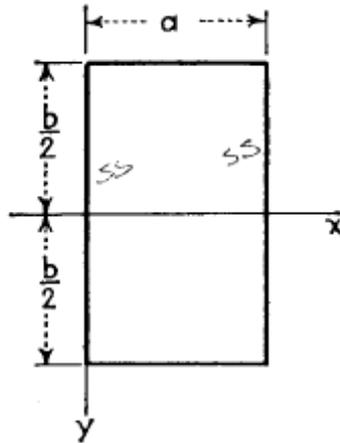


Figura 6.3. Carga Uniformemente Distribuida sobre una Placa Rectangular

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe como:

$$\omega := \alpha \cdot \frac{q_0 \cdot a^4}{D} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde D se determina de acuerdo a la Ecuación 4, siendo:

ω : deflexión máxima en milímetros.

q_0 : intensidad de la carga uniformemente repartida en N/m^2 .

a: lado más corto de la placa de simulación tiene una dimensión de 1000 mm.

b: lado más largo de la placa de simulación tiene una dimensión de 2000 mm.

α : constante proveniente de la relación de b/a.

Tomando $\alpha = 0,01013$ de la tabla 6.1 que se muestra a continuación:

Tabla. 6.1. Valores del Factor α para Carga Uniformemente Distribuida sobre una Placa

NUMERICAL FACTORS α , β , γ , δ , n FOR UNIFORMLY LOADED AND
SIMPLY SUPPORTED RECTANGULAR PLATES
 $\nu = 0.3$

b/a	w_{\max} $= \alpha \frac{qa^4}{D}$	$(M_x)_{\max}$ $= \beta qa^2$	$(M_y)_{\max}$ $= \beta_1 qa^2$	$(Q_x)_{\max}$ $= \gamma qa$	$(Q_y)_{\max}$ $= \gamma_1 qa$	$(V_x)_{\max}$ $= \delta qa$	$(V_y)_{\max}$ $= \delta_1 qa$	R $= nqa^2$
	α	β	β_1	γ	γ_1	δ	δ_1	n
1.0	0.00406	0.0479	0.0479	0.338	0.338	0.420	0.420	0.065
1.1	0.00485	0.0554	0.0493	0.360	0.347	0.440	0.440	0.070
1.2	0.00564	0.0627	0.0501	0.380	0.353	0.455	0.453	0.074
1.3	0.00638	0.0694	0.0503	0.397	0.357	0.468	0.464	0.079
1.4	0.00705	0.0755	0.0502	0.411	0.361	0.478	0.471	0.083
1.5	0.00772	0.0812	0.0498	0.424	0.363	0.486	0.480	0.085
1.6	0.00830	0.0862	0.0492	0.435	0.365	0.491	0.485	0.086
1.7	0.00883	0.0908	0.0486	0.444	0.367	0.496	0.488	0.088
1.8	0.00931	0.0948	0.0479	0.452	0.368	0.499	0.491	0.090
1.9	0.00974	0.0985	0.0471	0.459	0.369	0.502	0.494	0.091
2.0	0.01013	0.1017	0.0464	0.465	0.370	0.503	0.496	0.092
3.0	0.01223	0.1189	0.0406	0.493	0.372	0.505	0.498	0.093
4.0	0.01282	0.1235	0.0384	0.498	0.372	0.502	0.500	0.094
5.0	0.01297	0.1246	0.0375	0.500	0.372	0.501	0.500	0.095
∞	0.01302	0.1250	0.0375	0.500	0.372	0.500	0.500	0.095

Nota. Tomado de "Theory of Plates and Shells" por Timoshenko, 1989.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Lámina de acero: $h = 14,15$ mm.

Lámina de aluminio: $h = 19,9$ mm.

- Carga hidrostática:

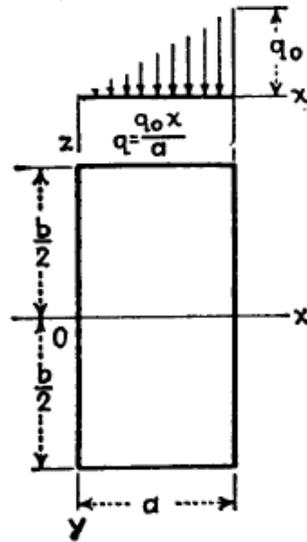


Figura. 6.4. Carga Hidrostática sobre una Placa Rectangular

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe de manera similar a la ecuación 5, variando el valor del factor “ α ” ($\alpha = 0,00506$) proveniente de la tabla 6.2:

Tabla. 6.2. Valores del Factor α para Carga en Forma de Presión Hidrostática sobre una Placa

NUMERICAL FACTOR α FOR DEFLECTIONS OF A SIMPLY SUPPORTED
RECTANGULAR PLATE UNDER HYDROSTATIC PRESSURE $q = q_0 x/a$
 $b > a$
 $w = \alpha q_0 a^4 / D, y = 0$

b/a	$x = 0.25a$	$x = 0.50a$	$x = 0.60a$	$x = 0.75a$
1	0.00131	0.00203	0.00201	0.00162
1.1	0.00158	0.00243	0.00242	0.00192
1.2	0.00186	0.00282	0.00279	0.00221
1.3	0.00212	0.00319	0.00315	0.00248
1.4	0.00235	0.00353	0.00348	0.00273
1.5	0.00257	0.00386	0.00379	0.00296
1.6	0.00277	0.00415	0.00407	0.00317
1.7	0.00296	0.00441	0.00432	0.00335
1.8	0.00313	0.00465	0.00455	0.00353
1.9	0.00328	0.00487	0.00475	0.00368
2.0	0.00342	0.00506	0.00494	0.00382
3.0	0.00416	0.00612	0.00592	0.00456
4.0	0.00437	0.00641	0.00622	0.00477
5.0	0.00441	0.00648	0.00629	0.00483
∞	0.00443	0.00651	0.00632	0.00484

Nota. Tomado de “Theory of Plates and Shells” por Timoshenko, 1989.

Donde D se determina como se describió en la Ecuación 4.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Lámina de acero: $h = 11,23$ mm.

Lámina de aluminio: $h = 15,80$ mm.

- Carga en forma de prisma triangular:

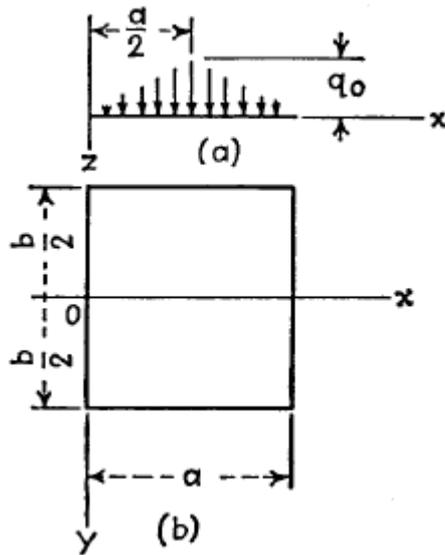


Figura 6.5. Carga en forma de Prisma Triangular sobre una Placa Rectangular.

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe de manera similar a la Ecuación 5, variando el valor del factor “ α ” ($\alpha = 0,00649$) proveniente de la tabla 6.3:

Tabla. 6.3. Valores del Factor α para Carga en forma de Prisma Triangular sobre una Placa

NUMERICAL FACTORS $\alpha, \beta, \gamma, \delta, n$ FOR SIMPLY SUPPORTED
RECTANGULAR PLATES UNDER A LOAD IN FORM OF A TRIANGULAR PRISM
 $\nu = 0.3, b > a$

b/a	w_{\max} $= \alpha \frac{q_0 a^4}{D}$ α	$(M_x)_{\max}$ $= \beta q_0 a^2$ β	$(M_y)_{\max}$ $= \beta_1 q_0 a^2$ β_1	$(Q_x)_{\max}$ $= \gamma q_0 a$ γ	$(Q_y)_{\max}$ $= \gamma_1 q_0 b$ γ_1	$(V_x)_{\max}$ $= \delta q_0 a$ δ	$(V_y)_{\max}$ $= \delta_1 q_0 b$ δ_1	R $= n q_0 a b$ n
1.0	0.00263	0.0340	0.0317	0.199	0.315	0.147	0.250	0.038
1.1	0.00314	0.0390	0.0326	0.212	0.297	0.161	0.232	0.038
1.2	0.00364	0.0436	0.0330	0.222	0.280	0.173	0.216	0.037
1.3	0.00411	0.0479	0.0332	0.230	0.265	0.184	0.202	0.036
1.4	0.00455	0.0518	0.0331	0.236	0.250	0.193	0.189	0.035
1.5	0.00496	0.0554	0.0329	0.241	0.236	0.202	0.178	0.034
1.6	0.00533	0.0586	0.0325	0.246	0.224	0.208	0.168	0.033
1.7	0.00567	0.0615	0.0321	0.247	0.212	0.214	0.158	0.031
1.8	0.00597	0.0641	0.0316	0.249	0.201	0.220	0.150	0.030
1.9	0.00625	0.0664	0.0311	0.251	0.191	0.224	0.142	0.029
2.0	0.00649	0.0685	0.0306	0.252	0.183	0.228	0.135	0.028
3.0	0.00783	0.0794	0.0270	0.253	0.122	0.245	0.090	0.019
∞	0.00833	0.0833	0.0250	0.250	0.250		

Nota. Tomado de "Theory of Plates and Shells" por Timoshenko, 1989.

Donde D se determina como se describió en la Ecuación 4.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Lámina de acero: $h = 12,20$ mm.

Lámina de aluminio: $h = 17,16$ mm.

Análisis

De los resultados obtenidos se puede observar claramente que la carga crítica respecto a la cual se debe diseñar es la carga uniformemente distribuida, la cual genera un requerimiento de placa de 15 mm de espesor si se emplea una lámina de acero, y de 20 mm de espesor si se emplea aluminio.

Tomando en cuenta que la masa la podemos calcular teniendo el volumen ocupado por la placa y el peso específico del material de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$m := V \cdot \gamma \quad \text{Ecuación 6}$$

Siendo:

m: masa de la lámina en kilogramos.

Y: peso específico del material en gramos por centímetro cúbico.

Tomando en cuenta que el volumen correspondiente para una lámina de acero es de 30000 cm³ y para una lámina de aluminio es de 40000 cm³; y conociendo que el peso específico del acero es de 7,85 g/cm³ y del aluminio 2,7g/cm³, obtenemos una masa correspondiente para una placa de acero de 235,5 kg y empleando una placa de aluminio de 108 kg, como se observa en la tabla 6.4:

Tabla. 6.4. *Espesor, Volumen y Masa requeridos para una Lámina de Acero o Aluminio*

TABLA DE RESULTADOS RESUMEN			
LAMINA	ESPESOR (cm)	VOLUMEN (cm³)	MASA (kg)
ACERO	1,5	30000	235,5
ALUMINIO	2	40000	108

Analizando la masa de la placa y tomando en cuenta los requerimientos de fácil manejo y traslado, se decidió seleccionar láminas de Aluminio 6063 T6, debido a que presenta una relación de masas mucho menor respecto a cualquier acero, otorgando un valor de resistencia adecuado respecto a los valores de carga al cual es sometido el sistema.

Análisis dinámico

Este análisis se llevó a cabo tomando en cuenta los esfuerzos máximos y mínimos a los que se encontrará sometida la lámina de simulación, lo cual generará la aparición de esfuerzos medios y alternantes, denotados mediante las ecuaciones:

$$\sigma_{\text{med}} := \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ecuacion 7}$$

$$\sigma_{\text{alt}} := \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ecuación 8}$$

Siendo:

σ_{med} : esfuerzo medio en Pascales.

σ_{alt} : esfuerzo alternante en Pascales.

σ_{max} : esfuerzo máximo aplicado sobre el elemento en estudio en Pascales.

σ_{min} : esfuerzo mínimo aplicado sobre el elemento en estudio en Pascales.

Tabla 6.5. Factores de Marín para el Cálculo de la Lámina de Simulación

S_{ut} : 310 MPa

S_y : 276 MPa

$\sigma_{\text{máx}}$ = 0,1275 MPa

$\sigma_{\text{mín}}$ = 0,4905 MPa

σ_{alt} = 0,612 MPa

σ_{med} = 0,662 MPa

Ka	0,28
Kb	0,6
Kc	0,702
Kd	1
Ke	0,4
Kf	0,3
Se'	1,55E+08
Se (Pa)	2193609,6

Nota. Tomado de "Diseño en Ingeniería Mecánica" por Shigley, 2008.

Tomando en cuenta los parámetros anteriores y empleando la hipótesis de falla de Goodman se calculó el factor de seguridad mediante la ecuación:

$$\frac{\sigma_{alt}}{Se} + \frac{\sigma_{med}}{Sut} := \frac{1}{\psi} \quad \text{Ecuación 9}$$

Arrojando un valor de 3,55; el cual, siendo mayor a uno, garantiza que la estructura no fallará por fatiga.

Marco de simulación

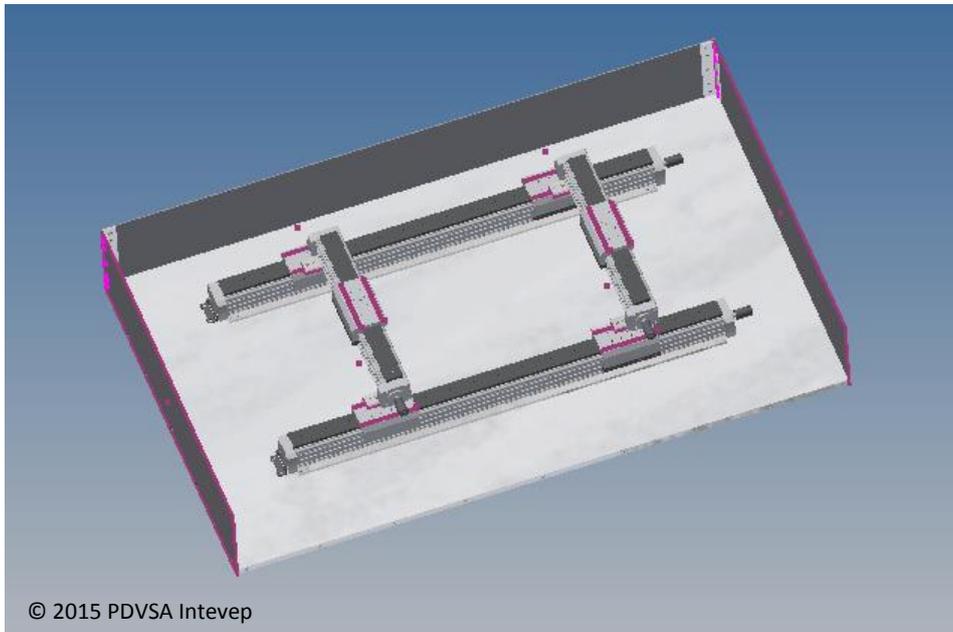


Figura 6.6. Marco de Simulación con Actuadores Lineales

Función

Contener los 4 actuadores lineales y la lámina de simulación; además de esto, tendrá dispuesta paredes laterales para aportarle mayor seguridad al equipo y evitar que se manipule de forma inadecuada durante su funcionamiento, añadiéndole un grado de estética al diseño.

Parámetros de diseño

El dimensionamiento de dichos marcos depende del modelado que se requiere emplear; para ello, se decidió otorgar un rango de movimiento al modelo de 250 mm por lado de acuerdo a las necesidades de PDVSA Intevep S.A, por lo que estos deben poseer dimensiones de 2,50 metros de ancho por 1,50 metros de largo para permitir la movilidad de los modelos a representar.

Al igual que en las láminas de simulación, se llevarán a cabo estudios de flexión asumiendo los distintos tipos de carga (sinusoidal, uniformemente distribuida, hidrostática y prisma triangular), de tal manera de observar cuál de ellas es la más crítica y diseñar en función de la misma; de igual manera, se asume un valor de deflexión máximo de 0,5 mm para hallar el espesor del marco requerido.

Cada marco deberá soportar la siguiente carga:

- Modelo: 500 kg.
- Lámina de simulación: 108 kg.
- Actuadores: 213,52 kg.
- Otros (láminas, dispositivos adicionales, sujeciones): 70 kg.
- Total: 891,52 kg.

Se diseñó en base a 900 kg, equivalente a unos 8829 N.

Cálculos del marco-Análisis estático:

A continuación se presentan los distintos tipos de cargas que fueron evaluados:

- Carga sinusoidal: esta carga actúa como se observa en la figura 6.2.

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe de manera similar a la ecuación 3, donde D se calcula de acuerdo a la expresión mostrada en la Ecuación 4.

De acuerdo a la expresión mostrada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Marco de acero: $h = 19,36$ mm.

Marco de aluminio: $h= 27,24$ mm.

- Carga uniformemente distribuida: esta carga actúa como se observa en la figura 6.3.

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe de manera similar a la ecuación 5, variando el valor del factor “ α ” ($\alpha= 0,00883$) proveniente de la tabla 6.1:

Donde D se determina como se describe en la Ecuación 4.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Marco de acero: $h= 22,60$ mm.

Marco de aluminio: $h= 31,80$ mm.

- Carga hidrostática: esta carga actúa como se observa en la figura 6.4.

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe de manera similar a la Ecuación 5, variando el valor del factor “ α ” ($\alpha= 0,00441$) proveniente de la tabla 6.2:

Donde D se determina como se describe en la Ecuación 4.

De acuerdo a los cálculos y despejando el espesor de placa requerido, se obtuvo:

Marco de acero: $h= 17,94$ mm.

Marco de aluminio: $h= 25,23$ mm.

- Carga en forma de prisma triangular: esta carga actúa como se observa en la figura 6.5.

La ecuación que rige el comportamiento de este tipo de cargas se describe a la Ecuación 5, variando el valor del factor “ α ” ($\alpha= 0,00567$) proveniente de la tabla 6.3:

Donde D se determina como se describe en la Ecuación 4.

De acuerdo a la ecuación presentada y despejando el espesor de placa de requerido, se obtuvo:

Lámina de acero: $h = 19,50$ mm.

Lámina de aluminio: $h = 27,43$ mm.

Análisis

De los resultados obtenidos se puede observar claramente que la carga crítica respecto a la cual se debe diseñar es la carga uniformemente distribuida; esta genera un requerimiento en el espesor de los marcos de 23 mm si se emplea una placa de acero, y de 32 mm de espesor si se emplea como material aluminio.

Tomando en cuenta que la masa se puede calcular por medio del volumen ocupado por la placa y el peso específico del material de acuerdo a la Ecuación 6; considerando el volumen correspondiente para un marco de acero (86250 cm^3) en comparación con uno de aluminio (120000 cm^3), y asumiendo el peso específico del acero como $7,85 \text{ g/cm}^3$ y el del aluminio $2,7 \text{ g/cm}^3$, obtenemos una masa correspondiente para un marco de acero de 677 kg y si empleamos un marco de aluminio este sería de 324 kg.

Tabla 6.6. *Espesor, Volumen y Masa requeridos para un Marco de Acero o Aluminio*

TABLA DE RESULTADOS RESUMEN			
MARCO	ESPESOR (cm)	VOLUMEN (cm³)	MASA (kg)
ACERO	2,3	86250	677
ALUMINIO	3,2	120000	324

Considerando la masa de la base del marco, cuyos requerimientos exigen que esta sea lo más liviana posible para su fácil manipulación y traslado, se seleccionó una placa base de aluminio 6063 T6.

Análisis dinámico:

El análisis de fatiga se lleva a cabo empleando las ecuaciones 7 y 8, tomando en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 6.7. Factores de Marín para el Cálculo de la Base del Marco

Sut: 310 MPa
 Sy: 276 MPa
 $\sigma_{\text{máx}} = 1,146 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{mín}} = 0,533 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{alt}} = 0,3066 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{med}} = 0,840 \text{ MPa}$

Ka	0,57
Kb	0,6
Kc	0,702
Kd	1
Ke	0,3
Kf	0,35
Se'	1,55E+08
Se (Pa)	3084763.5

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tomando en cuenta los parámetros anteriores y empleando la hipótesis de falla de Goodman reflejada en la ecuación 9, este arroja un valor de 2,5; el cual, garantiza que la estructura no fallará por fatiga.

Dispositivos para movimiento lineal – Actuadores lineales

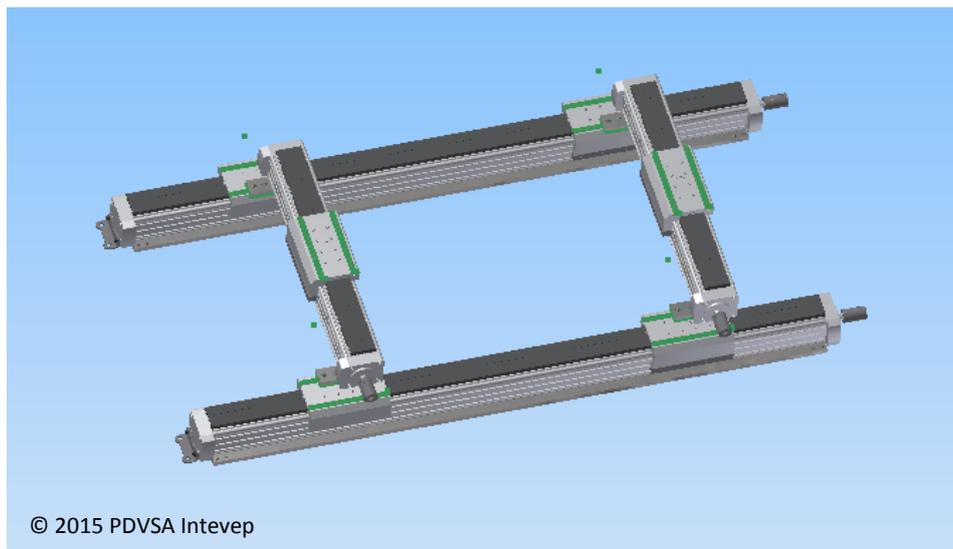


Figura 6.7. Actuadores lineales dispuestos en forma de H

Función

Llevar a cabo movimientos lineales en el plano XY, capaces de mover toda la carga que se requiere con alto grado de confiabilidad y exactitud.

Parámetros considerados

Para seleccionar de forma correcta el actuador, el diseño propuesto debe tomar en consideración los siguientes parámetros:

Carga total que debe ser capaz de desplazar:

Modelo: 500 kg.

Lámina de aluminio: 108 kg.

Total: 608 kg.

Tomando la aceleración de gravedad igual a $9,81\text{m/s}^2$, tenemos que la carga a desplazar de 5886 N.

Cálculos del dispositivo:

Una vez determinada la carga que el mecanismo debe mover, se seleccionaron Actuadores Lineales FESTO, modelo DMES, tamaño 63, los cuales poseen las siguientes características:

Tabla. 6.8. Características de los Actuadores FESTO

ACTUADOR LINEAL FESTO DMES				
Tamaño	Carrera	Velocidad máx	Precisión	Fuerza de avance
63	50 a 1800 mm	0,05 m/s	$\pm 0,07$ mm	3000 N

Se desea que el mismo sea de rodamiento de bolas debido a que ofrece mayor confiabilidad (modelo KF).

Asimismo, se dispondrá de un total de 4 actuadores, dos que lleven a cabo movimientos lineales en el eje X y dos que lleven a cabo movimientos

lineales en el eje Y; dichos actuadores se dispondrán en forma de H, de tal manera de poder llevar a cabo movimientos en X e Y de forma simultánea.

Las características de los actuadores seleccionados son:

- Eje lineal electromecánico con husillo roscado deslizante, con guía de rodamiento de bolas.
- Carrera de trabajo: 875 mm.
- Fuerza de avance: 3000 N cada uno (proporcionando, en conjunto, más de la carga requerida).
- Rigidez de posicionado: 5600 N/mm.
- Masa básica sin carrera con carro estándar (GK): 16,48 kg.
- Masa adicional por 875 mm de carrera: 25,88 kg.
- Flexión del eje: 0,1 mm, este valor puede observarse en el Anexo 3, catálogo Festo, el cual presenta una gráfica de Flexión vs longitud de carrera, en donde se interceptaron el valor de carrera seleccionada con el valor de la fuerza de avance, permitiendo obtener dicho valor de flexión, verificando así que este se encuentra dentro de la zona estática y dinámica permitida.

En cuanto a las características de los actuadores que serán ubicados en la parte inferior, tenemos:

- Eje lineal electromecánico con husillo roscado deslizante, con guía de rodamiento de bolas.
- Carrera de trabajo: 1500 mm.
- Fuerza de avance: 3000 N cada uno (proporcionando, en conjunto, más de la carga requerida).
- Rigidez de posicionado: 5600 N/mm.
- Masa básica sin carrera con carro estándar (GK): 16,48 kg.
- Masa adicional por 1500 mm de carrera: 44,37 kg.
- Masa de carro adicional: 3,55 kg.
- Flexión del eje: 0,32 mm, este valor se puede contemplar en el Anexo 3, catálogo Festo, el cual presenta una gráfica de Flexión vs longitud de carrera, en donde se interceptaron el valor de carrera seleccionada con

el valor de la fuerza de avance, permitiendo obtener dicho valor de flexión, verificando así que este se encuentra dentro de la zona estática y dinámica permitida.

- Masa total de los 4 actuadores: 213,52 kg.

Par de accionamiento del actuador:

De acuerdo a las tablas proporcionadas por el fabricante FESTO, se obtiene que para una carga de 2800 N, requiere un par de accionamiento de 12 Nm, la cual es la condición más crítica.

Motor para el accionamiento de los actuadores



Figura. 6.8. Motor Paso a Paso para el Accionamiento de los Actuadores

Función

Llevar a cabo el accionamiento de los actuadores de tal manera que los mismos puedan ejecutar movimientos lineales de precisión requeridos en el modelo.

Parámetros considerados

Debido a la existencia en stock por parte de PDVSA Intevep S.A de motores paso a paso con una capacidad de torque nominal de 12 Nm, se verificará que estos sean capaces de mover los actuadores para la carga requerida.

Selección

Los motores en inventario que cumplen con el requerimiento ya mencionado son de la empresa MOTION KING; dichos mecanismos pertenecen al modelo 34H2A código 34H2A5456, los cuales proporcionan un torque de 12 Nm, un torque de parada de 0,245 N.cm, inercia del rotor de 2500 g.cm² y una masa de 5 kg.

Mesa rectangular

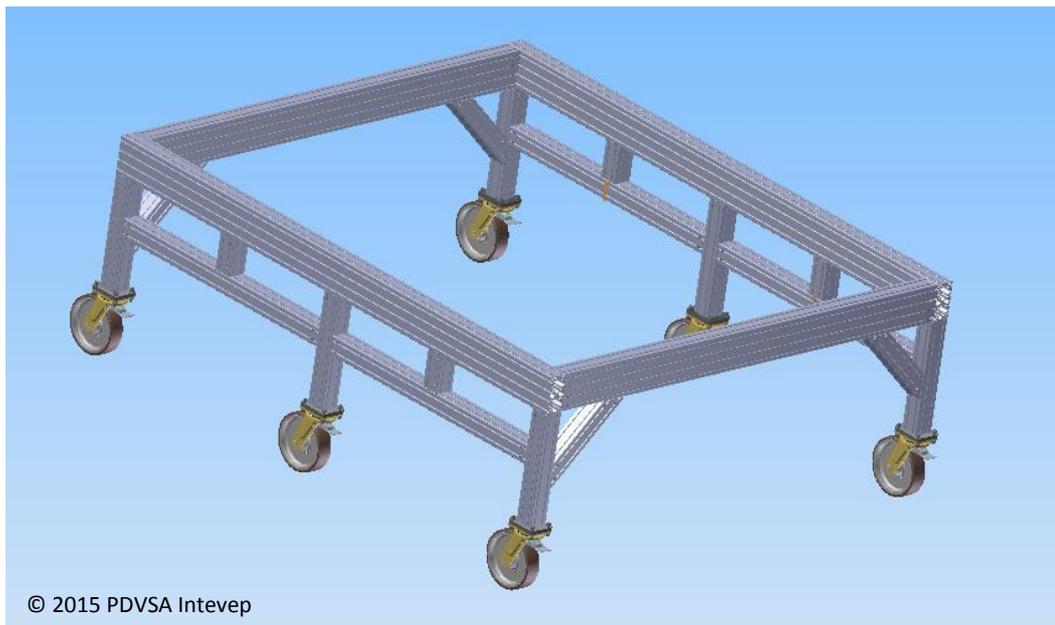


Figura 6.9. Estructura de la Mesa Rectangular

Función

Esta plataforma soporta los marcos de simulación y los mecanismos que este contempla en su interior para apoyar el modelo en reposo o llevar a cabo estudios cuyos movimientos requeridos solo considere movimientos lineales en el plano XY.

Despiece de la estructura - Análisis estático:

Soportes verticales:

Estos soportes fueron estudiados mediante la teoría de columnas la cual indica que estas tienden a pandearse de acuerdo a la forma y dimensiones

de su sección transversal, longitud y la forma fijación de los miembros o apoyos adyacentes; dicha columna tenderá a pandearse respecto al eje para el cual el radio de giro y el momento de inercia son mínimos. La forma en que una columna es soportada en sus extremos afecta la longitud efectiva:

$$L_e := K \cdot L \quad \text{Ecuación 10}$$

donde:

L: longitud real de la columna entre los soportes en metros.

K: constante que depende del extremo fijo; para este caso asumiremos un valor de $K=0,7$.

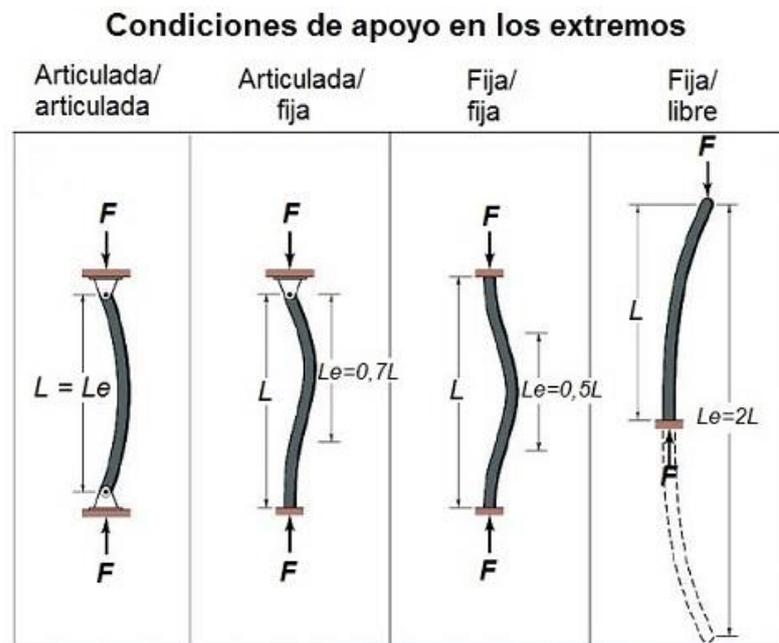


Figura 6.10. Longitud equivalente de una columna

Además de estos factores, es necesario conocer una serie de elementos para poder llevar a cabo los cálculos para la determinación del pandeo en las columnas:

$$R_E := \frac{K \cdot L}{r} \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

$$r := \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Siendo:

RE: relación de esbeltez.

r: valor mínimo del radio de giro de la sección transversal en metros.

L: longitud de la columna en metros.

I: momento de inercia en metros a la cuarta potencia.

A: área de la sección transversal de la columna en metros cuadrados.

Existen dos métodos apropiados para analizar una columna recta con carga central: Fórmula de Euler (para columnas largas) y Fórmula de J. B. Johnson (para columnas cortas). La elección del método apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna comparado con la constante de la columna, la cual viene determinada mediante:

$$C_c := \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{S_y} \quad \text{Ecuación 13}$$

Siendo:

Cc: Constante de la columna.

E: módulo de elasticidad para una columna de Aluminio (70 GPa.).

Sy: esfuerzo de fluencia para una columna de Aluminio (276 MPa).

Si la relación de esbeltez es mayor que la constante de la columna, la columna es larga y se emplea la fórmula de Euler; de lo contrario, la columna es corta y se emplea la fórmula de Johnson.

Para los cálculos a llevar a cabo se emplearon perfiles de aluminio anodizado extruido de la industria MAYTEC, cuyas características técnicas son:

Modelo: Perfil 100x100, 8E, S

$I_x = I_y = 411 \text{ cm}^4$

$m = 9,7 \text{ kg/m}$

Realizando los cálculos correspondientes tenemos:

Masa total a soportar: 1224 kg

Carga: 12007,44 N

Longitud de la columna: 0,6 m

Inercia: 411 cm^4

Área: $29,9 \text{ cm}^2$

Radio de giro: 3,71 cm

Constante de la columna: 70,76

Relación de esbeltez: 0,13

Se observa que la relación de esbeltez es mucho menor que la constante de la columna, por lo que debe realizarse el estudio para una columna corta y empleando la Fórmula de J. B. Johnson; la carga crítica viene dada por:

$$P_{cr} := A \cdot S_y \cdot \left[1 - \frac{S_y \cdot \left(K \cdot \frac{L}{r} \right)^2}{4\pi^2 \cdot E} \right] \quad \text{Ecuación 14}$$

Para este tipo de cálculos, se recomienda emplear un factor de seguridad de 3; por lo que la carga admisible que debe soportar la columna será de: 36 kN, mientras que la carga crítica que puede soportar el elemento es de 825 kN; de esta manera se puede apreciar que esta columna es capaz de soportar una carga mucho mayor que la carga a la cual está siendo sometida, garantizando así que la misma no fallará.

Soportes horizontales-Análisis estático:

Estos soportes fueron estudiados como una viga simplemente apoyada, para ello se empleara la ecuación de la curva elástica de una viga puede expresarse matemáticamente como $v(x) = f(x)$, la cual, mediante manipulación algebraica y simplificando se tiene:

$$\frac{d^2}{dx^2} V := \frac{M(x)}{E \cdot I} \quad \text{Ecuación 15}$$

Así:

$$M(x) := E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V \quad \text{Ecuación 16}$$

Siendo:

E: módulo de elasticidad del material de la viga en Pascales.

V: deflexión en la viga en milímetros.

M: momento interno en la viga en Newton por metro.

Integrando:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := M \cdot x + C1 \quad \text{Ecuación 17}$$

Integrando por segunda vez:

$$E \cdot I \cdot V := M \cdot \frac{x^2}{2} + C1 \cdot x + C2 \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde C1 y C2 son constantes que se obtienen aplicando y considerando las condiciones de borde del sistema:

- Rodillo en un extremo: deflexión y momento nulo en ese extremo.
- Pasador en un extremo: deflexión y momento nulo en ese extremo.
- Rodillo: deflexión nula en ese punto.
- Pasador: deflexión nula en ese punto.
- Extremo fijo: pendiente y deflexión nula en ese punto.

Para los cálculos se tomaron consideraciones para vigas simplemente apoyadas en ambos extremos, cuyas condiciones de borde empleadas fueron:

- El desplazamiento o deflexión en los extremos es nula.
- Para carga uniformemente distribuida, la pendiente en el punto medio es nula (se anula la primera derivada de dv/dx).
- Para carga triangular, la pendiente a los 2/3 de la longitud total de la viga es nula.

Dichas vigas fueron analizadas considerando cargas uniformemente distribuidas, cargas triangulares y cargas en forma de prisma, de tal manera de elegir una que cumpla con la condición más crítica de diseño; de igual manera, se consideró emplear perfiles de aluminio anodizado extruido de la industria MAYTEC, cuyas características técnicas son:

Modelo: Perfil 100x200, 12E, SP

$$I_x = 2450 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 760 \text{ cm}^4$$

$$m = 17,2 \text{ kg/m}$$

Llevando a cabo los cálculos correspondientes tenemos:

Analizando el lado más ancho de la plataforma, el cual tiene una longitud de 2410 mm entre los puntos de apoyo, este debe soportar en condiciones críticas una carga de 1224 kg, equivalente a 12,007 kN:

- Carga uniformemente distribuida:

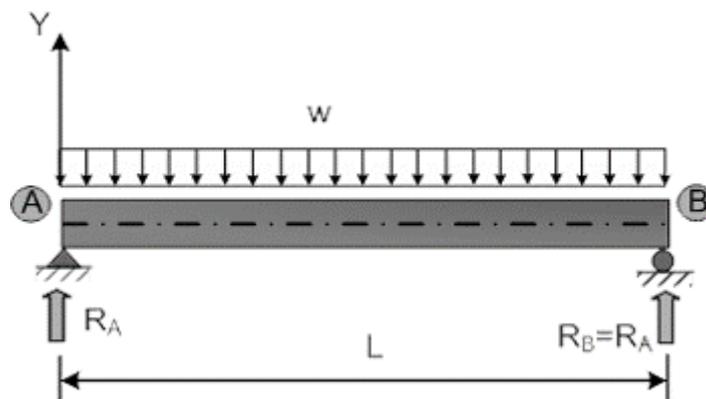


Figura 6.11. Carga uniformemente distribuida sobre una viga

Esta carga “w” tiene un valor de 4982,34 N/m; calculando las reacciones RA y RB tenemos:

$$R_A = R_B = 6003,72 \text{ N}, \text{ calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x) = 6003,72x - 3799,82$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 3799.82x^2$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 1266.61x^3 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 316.65x^4 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga (X= 0,79m), la deflexión es de:

V= 1,28 mm sin apoyos; agregando los soportes correspondientes está disminuye a:

$$V= 0,36 \text{ mm.}$$

- Carga triangular:

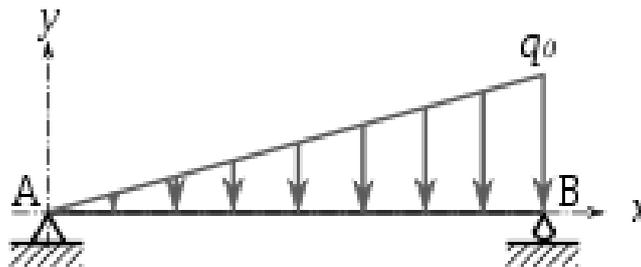


Figura. 6.12. Carga triangular sobre una viga

Esta carga “q₀” tiene un valor de 15199,2911 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72N, \text{ calculando el momento en uno de los extremos:}$$

M(x)= 6003,72x-1601,7; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 1601.7x^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 400.424x^4 + C1$$

Integrando de nuevo y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 80.085x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre a una distancia equivalente a 2/3 de la longitud (X= 1,05m), la deflexión es de:

V= 3,89 mm sin apoyos; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$$V = 0,9 \text{ mm.}$$

- Carga en forma de prisma:

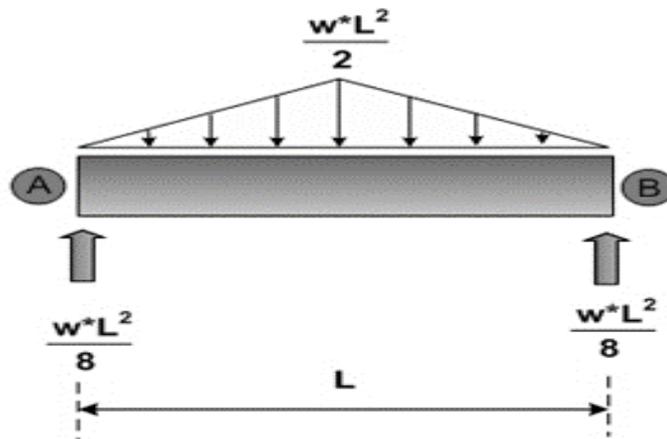


Figura 6.13. Carga en forma de prisma sobre una viga

Esta carga “w” tiene un valor de 15199,29 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A = R_B = 6003,72 \text{ N, calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x) = 6003,72x - 7599,65$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 3206.60x^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 801.65x^4 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 160.33x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Conociendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga ($X= 0,79m$), la deflexión es de:

$V= 1,7$ mm sin apoyos; agregando los sustentos correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,43 \text{ mm.}$$

Analizando el lado menos ancho de la plataforma, el cual tiene una longitud de 1405 mm entre los puntos de apoyo, esta deberá soportar en condiciones críticas una carga de 1224 kg, equivalente a 12,007 kN:

- Carga uniformemente distribuida: esta fuerza actúa como se observa en la figura 6.11.

El valor de “w” es de 18331,97 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72N, \text{ calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x)= 6003,72x-9165,98$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 9165.98$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 3055.33x^3 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 763.83x^4 + C1 \cdot x + C2$$

Conociendo que la máxima deflexión ocurre en la mitad de la viga (X= 0,3275m), la deflexión es de:

V= 0,25 mm sin sostenes; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,026 \text{ mm.}$$

- Carga triangular: esta actúa como se observa en la figura 6.12.

La carga “q₀” tiene un valor de 36663,94 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72\text{N, calculando el momento en uno de los extremos:}$$

M(x)= 6003,72x-9319,92; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 9319.92x^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 2329.98x^4 + C1$$

Integrando de nuevo y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 466x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre a las 2/3 partes de la viga (X= 0,436m), la deflexión es de:

V= 0,79 mm sin soportes; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,085\text{mm.}$$

- Carga en forma de prisma: esta fuerza actúa como se aprecia en la figura 6.13.

Esta carga “w” tiene un valor de 36663,94 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$R_A=R_B= 6003,72\text{N}$, calculando el momento en uno de los extremos:

$M(x)= 6003,72x-18331,97$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 18658.4x^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 4664.62x^4 + C1$$

Integrando de nuevo y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 932.92x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga ($X= 0,3275\text{m}$), la deflexión es de:

$V= 0,29$ mm sin apoyos; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$V= 0,016$ mm.

Análisis dinámico:

El análisis de fatiga se lleva a cabo empleando las ecuaciones 7 y 8 descritas anteriormente, tomando en cuenta los siguientes valores:

Tabla 6.9 Factores de Marín para el Cálculo del Perfil Estructural del Dispositivo

Sut: 310 MPa

Sy: 276 Mpa

$\sigma_{\text{máx}} = 1,470$ MPa

$\sigma_{\text{mín}} = 8,721$ MPa

$\sigma_{\text{alt}} = 0,299$ MPa

$\sigma_{\text{med}} = 1,171$ MPa

Ka	0.57
Kb	0,6
Kc	0,6
Kd	1
Ke	0,3
Kf	0,35
Se'	1,55E+08
Se	3339630

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tomando en cuenta los parámetros anteriores y empleando la hipótesis de falla de Goodman reflejada en la ecuación 9, el valor calculado es de 9,79; garantizando así que la estructura no fallará por fatiga.

Ruedas base

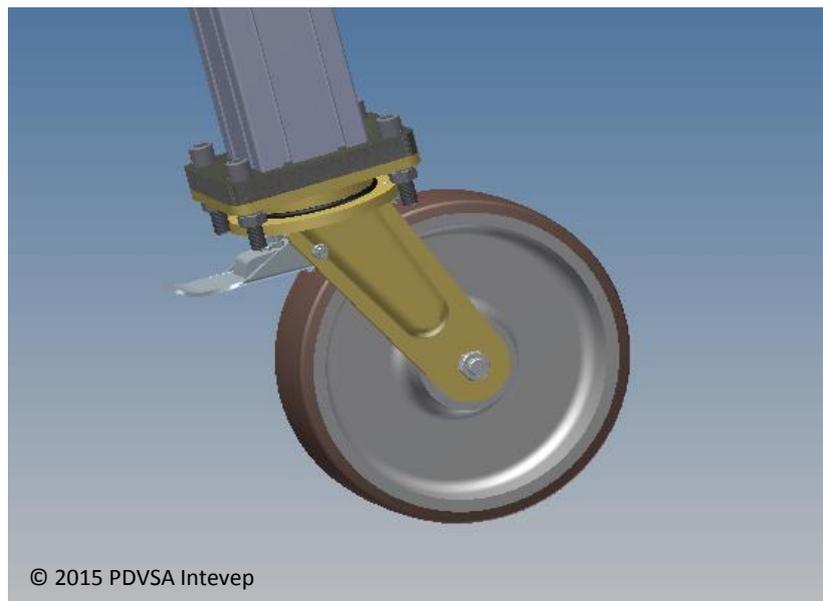


Figura 6.14. Ruedas de Soporte del Perfil Estructural de la Mesa y sus Componentes

Función

Estas ruedas tienen como objetivo aportar movimiento al carrito, de tal manera que esta sea trasladada de un lugar a otro. La adición de este mecanismo forma parte de los requerimientos solicitados por la empresa.

Parámetros considerados

Se prevee que estas ruedas soporten una carga de 1784,8 kg suponiendo el caso crítico de que dicha masa deba estar soportada solo por 2 ruedas; además es necesario que estas tengan: alta resistencia a la rodadura para evitar que el dispositivo no se mueva de forma autónoma por efecto de la gravedad, una elevada protección al suelo para evitar deterioro tanto en el lugar donde será dispuesta así como del material de la rueda y la incorporación de un sistema de freno que impida que las mismas se muevan una vez sea establecido el lugar dispuesto para este dispositivo.

Selección

De acuerdo a información suministrada por los distintos fabricantes, la empresa que se ajusta de mejor manera a los requerimientos establecidos, es la empresa Blicke.

Esta ofrece ruedas para carga pesada con banda de rodadura de poliuretano fundido Blicke Besthane, las cuales proporcionan excelente resistencia a la rodadura, dureza adecuada, poco ruido durante la marcha y buena protección de suelo, provenientes de la Serie LS-GB, las cuales brindan una capacidad de carga que va de 700 a 12000 kg.

Para el elemento seleccionado, el fabricante proporciona un conjunto de ecuaciones y factores a considerar:

$$T := \frac{E + Z}{n} \cdot S \quad \text{Ecuación 19}$$

Siendo:

T: capacidad de carga requerida para cada rueda.

E: masa del aparato (255,8 kg).

Z: cargar adicional (1729 kg).

n: cantidad de ruedas (2).

S: factor de diseño recomendado por el fabricante 1,85. Estos valores relacionados al factor de seguridad son mostrados en el Anexo 6, catálogo Blickle.

Por consiguiente, la capacidad de carga requerida para cada rueda será de 1735,94 kg, por lo que se seleccionara la Serie LS-GB modelo 302K-ST-R14, que tiene una capacidad de carga de 2400 kg.

Placa de unión entre las ruedas y la estructura del dispositivo

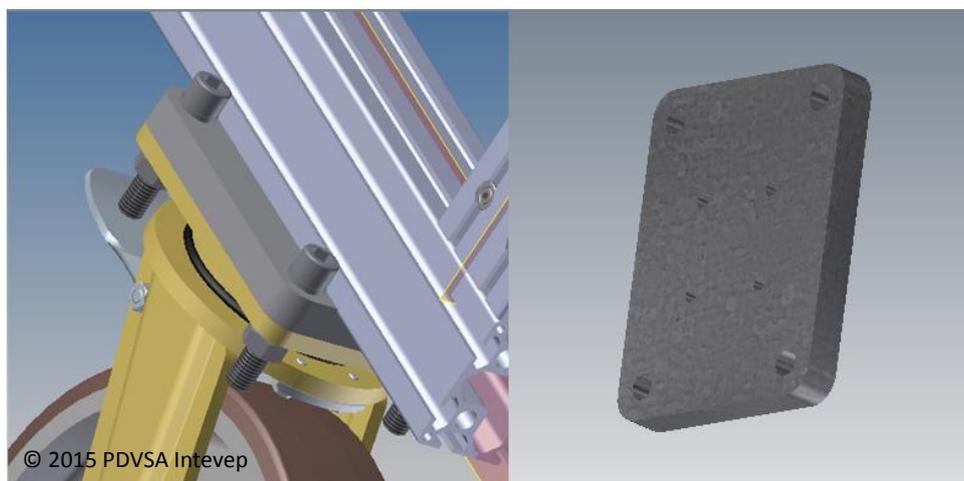


Figura. 6.15. Placa de Unión entre las Ruedas y la Estructura del Dispositivo

Función

Esta placa servirá de unión entre las patas de la plataforma diseñada y las ruedas necesarias para que la misma pueda ser desplazada de un lugar a otro.

Parámetros de diseño

Se requiere que la placa no se deforme plásticamente debido a la presencia de cargas elevadas a las cuales encontrará sometida la estructura, de tal manera de garantizar una altura uniforme en todo momento. La carga crítica a la que se encontrará sometida dicha placa es de 19471 N

considerando que toda la carga se aplica a una sola rueda. Se diseñó una placa de aluminio 6063 T6 140x175mm y 20 mm de espesor de aluminio, con un módulo de elasticidad de 70 GPa y un esfuerzo de fluencia de 276 MPa.

Cálculos requeridos

Estas placas fueron analizadas tomando en cuenta un valor de 19,471 kN como carga crítica, el esfuerzo asociado a la misma es de 0,794 MPa; comparando este valor con el esfuerzo de fluencia del aluminio y considerando un factor de seguridad igual a 2, tenemos que la placa es capaz de soportar 138 MPa antes de comenzar a deformarse plásticamente.

Por lo que se puede concluir que este parámetro es mayor al que se encuentra sometida la placa, impidiendo fallas en ella y sufriendo deformaciones en el orden de 23 μ m.

Escalera



Figura.6.16. Escalera

Función

Esta escalera tiene la finalidad de proporcionar a la estructura del dispositivo mayor ergonomía, ya que la misma posee una altura de 1,55 m, la cual no cumple con las normas de ergonomía.

Parámetros considerados

Se requiere que la escalera sea confiable, aportando un grado de inclinación adecuado y una altura aceptable que proporcione ergonomía al modelo cumpliendo con las normativas establecidas, por lo que la altura mínima recomendada para lograr los 800 mm de ergonomía es de 746,324 mm.

Selección

De acuerdo a los proveedores consultados, la empresa ITEM ofrece una escalera que cumple con los requerimientos solicitados; la misma ofrece escaleras de 45° de inclinación y una altura de 760 mm, que soportan una carga aproximada de 4000 N por escalón.

6.1.2. Movimientos de inclinación o basculamiento del sistema.

Estructura del carrito

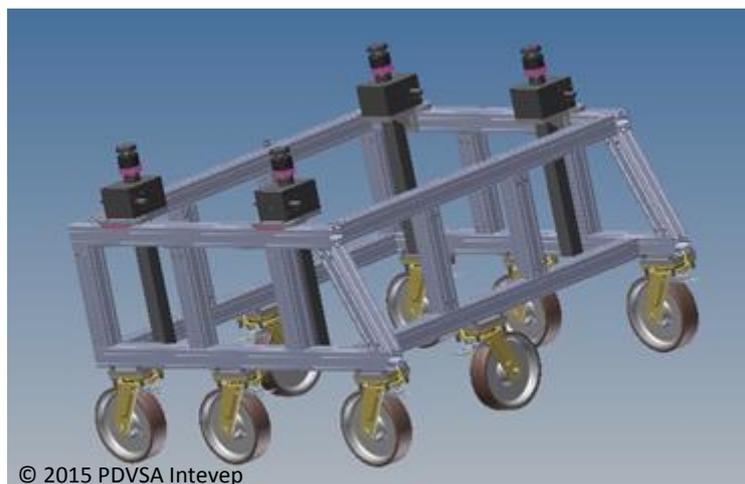


Figura 6.17. Disposición del Carrito

Función

Esta estructura tiene la finalidad de servir como base para los tornillos sin fin con sus respectivos motores y demás componentes necesarios, los cuales cumplen con la finalidad de generar los movimientos de basculamiento y elevación necesarios en el proceso de simulación.

Despiece de la estructura - Análisis estático:

Soportes verticales:

Estos apoyos fueron estudiados mediante la teoría de columna, para los cálculos correspondientes se emplearon perfiles de aluminio anodizado extruido de la industria MAYTEC, cuyas características técnicas son:

Modelo: Perfil 80x80, 8E, SP

$I_x=I_y= 166 \text{ cm}^4$

$m= 5,9 \text{ kg/m}$

Realizando los cálculos pertinentes, tenemos:

Masa total a soportar: 1224 kg

Carga: 12007,44 N

Longitud de la columna: 0,2 m

Inercia: 166 cm^4

Área: $18,8 \text{ cm}^2$

Radio de giro: 2,97 cm

Constante de la columna: 70,76

Relación de esbeltez: 0,108

Se observa que la relación de esbeltez es mucho menor que la constante de la columna, por lo que estamos en presencia del estudio de una columna corta la cual pudo observarse en la Ecuación 14.

Para los cálculos de columnas se recomienda emplear un factor de seguridad de 3; basados en este valor, la carga admisible que debe soportar la columna es de: 36,022 kN, mientras que la carga crítica que soporta el elemento es 518,8 kN; de esta manera puede observarse que la columna es capaz de tolerar una carga mucho mayor que la carga a la cual está siendo sometida, garantizando así que la misma no falle.

Soportes horizontales-Análisis estático:

Estos soportes fueron estudiados como vigas simplemente apoyadas; dichos elementos serán analizados considerando cargas uniformemente distribuidas, cargas triangulares y cargas en forma de prisma, de tal manera de elegir una viga que satisfaga la condición más crítica del diseño; además, se consideró emplear vigas de perfil de aluminio anodizado extruido, de la industria MAYTEC, cuyas características son:

Modelo: Perfil 80x80, 8E, SP

$$I_x = I_y = 166 \text{ cm}^4$$

$$m = 5,9 \text{ kg/m}$$

Llevando a cabo los cálculos correspondientes tenemos:

Analizando el lado más ancho de la plataforma, la cual tiene una longitud de 1468 mm entre los puntos de apoyo, debe soportar en condiciones críticas una carga de 1224 kg, equivalente a 12,007 kN:

- Carga uniformemente distribuida: esta carga actúa como se observó en la figura 6.11.

Esta carga “w” tiene un valor de 8179,46 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A = R_B = 6003,72 \text{ N}, \text{ estimando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x) = 6003,72x - 4089,73$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente forma:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003,72x - 4089,73$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001,86x^2 - 1363,24x^3 + C1$$

Integrando de nuevo y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000,62x^3 - 340,81x^4 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga ($X=0,734$ m), este valor es de:

$V= 4,26$ mm sin apoyos; agregando los soportes correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,086 \text{ mm.}$$

- Carga triangular: esta carga actúa como se observa en la figura 6.12.

Esta carga “ q_0 ” tiene un valor de $16358,91$ N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72\text{N, estimando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x)= 6003,72x-1855,42$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 1855.42x^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 463.86x^4 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 92.77x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Tomando en consideración que la deflexión máxima ocurre en un valor equivalente a las $2/3$ partes de la viga ($X=0,98$ m), la deflexión es de:

$V= 13,26$ mm sin soportes; agregando los apoyos correspondientes esta disminuye a:

$$V= 0,004 \text{ mm.}$$

- Carga en forma de prisma: esta carga actúa como se observa en la figura 6.13.

Esta carga “ w ” tiene un valor de $16358,91$ N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72\text{N, calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x) = 6003,72x - 3714,56$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003,72x - 3714,56^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001,86x^2 - 928,64x^4 + C1$$

Integrando de nuevo y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000,62x^3 - 185,73x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga ($X = 0,734m$), la deflexión sería de:

$V = 4,95$ mm sin apoyos; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$$V = 0,43 \text{ mm.}$$

Analizando el lado menos ancho de la plataforma, la cual tiene una longitud de 1368 mm entre los puntos de apoyo, debe soportar en condiciones críticas una carga de 1224 kg, equivalente a 12,007 kN:

- Carga uniformemente distribuida: esta carga actúa como se observa en la figura 6.11.

Esta carga “w” tiene un valor de 8777,37 N/m; calculando el valor de las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A = R_B = 6003,72N, \text{ calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x) = 6003,72x - 9165,98$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003,72x - 4388,68^3$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 1462.89x^4 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 365.72x^5 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la vida ($X=0,3275m$), la deflexión sería de:

$V= 0,23$ mm sin apoyos; agregando los apoyos correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,007 \text{ mm.}$$

- Carga triangular: esta carga actúa como se observa en la figura 6.12.

Esta carga “ q_0 ” tiene un valor de $17554,74$ N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$$R_A=R_B= 6003,72N, \text{ calculando el momento en uno de los extremos:}$$

$M(x)= 6003,72x-9319,92$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 2136.6x^2$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 534.15x^3 + C1$$

Integrando nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 106.83x^4 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre a las $2/3$ partes de la viga ($X= 0,436m$), la deflexión será de:

$V= 0,73$ mm sin apoyos; agregando los soportes correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,003 \text{ mm.}$$

- Carga en forma de prisma: esta carga actúa como se observa en la figura 6.13.

Esta carga “w” tiene un valor de 17554,74 N/m; calculando las reacciones R_A y R_B tenemos:

$R_A=R_B= 6003,72\text{N}$, calculando el momento en uno de los extremos:

$M(x)= 6003,72x-18331,97$; así, la Ecuación 16 queda descrita de la siguiente manera:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2}{dx^2} V := 6003.72x - 4277.4x^2$$

Integrando y sustituyendo en la Ecuación 17:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{d}{dx} V \right) := 3001.86x^2 - 1069.37x^3 + C1$$

Integrando de nuevamente y sustituyendo en la Ecuación 18:

$$E \cdot I \cdot V := 1000.62x^3 - 213.87x^4 + C1 \cdot x + C2$$

Sabiendo que la deflexión máxima ocurre en la mitad de la viga ($X= 0,3275\text{m}$), la deflexión será de:

$V= 0,26$ mm sin apoyos; agregando los soportes correspondientes la misma disminuye a:

$$V= 0,0008 \text{ mm.}$$

Análisis dinámico:

El análisis de fatiga se llevó a cabo empleando las ecuaciones 7 y 8 descritas anteriormente, y tomando en cuenta los siguientes valores:

Tabla 6.10. Factores de Marín para el Perfil Estructural del Carrito

Sut: 310 MPa
 Sy: 276 Mpa
 $\sigma_{\text{máx}} = 6,413 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{mín}} = 3,803 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{alt}} = 1,304 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{med}} = 5,108 \text{ MPa}$

Ka	0,57
Kb	0,6
Kc	0,6
Kd	1
Ke	0,3
Kf	0,35
Se'	1,55E+08
Se	3339630

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tomando en cuenta los parámetros anteriores y empleando la hipótesis de falla de Goodman reflejada en la ecuación 9, el valor calculado es de 9,79; garantizando así que la estructura no fallará por fatiga.

Ruedas base

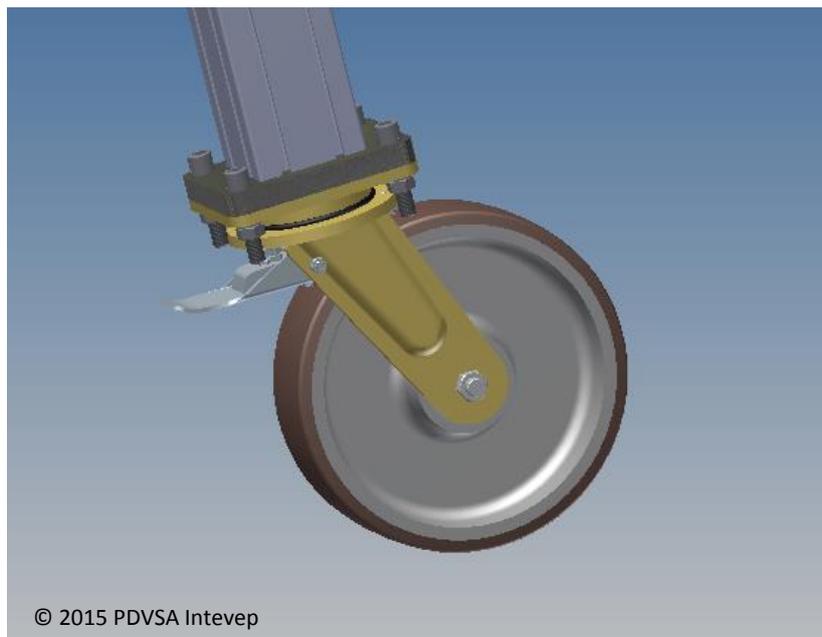


Figura. 6.18. Ruedas de Soporte del Perfil Estructural del Carrito y sus Componentes

Función

Estas ruedas tienen como objetivo aportar movimiento al carrito, de tal manera que permita que esta sea trasladada de un lugar a otro. La adición de este mecanismo forma parte de los requerimientos solicitados por la empresa

Parámetros considerados

Se prevén que estas ruedas soporten una carga de 1984,8 kg suponiendo el caso crítico de que dicha masa deba estar soportada por solo 2 ruedas; además es necesario que estas tengan: alta resistencia a la rodadura para evitar que el dispositivo no se mueva de forma autónoma por efecto de la gravedad, una elevada protección al suelo para evitar deterioro tanto en el lugar donde será dispuesta así como del material de la rueda y la incorporación de un sistema de freno que impida que las mismas se muevan una vez sea establecido el lugar dispuesto para este dispositivo.

Selección

De acuerdo a información suministrada por varios fabricantes, la empresa que se ajusta de mejor manera a todos los requerimientos establecidos es la empresa Blicke.

Esta ofrece ruedas para carga pesada con banda de rodadura de poliuretano fundido Blicke Besthane, las cuales proporcionan excelente resistencia a la rodadura, dureza adecuada, poco ruido durante la marcha y buena protección de suelo, provenientes de la Serie LS-GB, las cuales brindan una capacidad de carga que va de 700 a 12000 kg.

Para el elemento seleccionado, el fabricante proporciona la Ecuación 19 observada anteriormente, considerando:

T: capacidad de carga requerida para cada rueda.

E: masa del aparato (101,93 kg).

Z: carga adicional (1930 kg).

n: cantidad de ruedas (2).

S: factor de diseño recomendado por el fabricante (1,85). Estos valores relacionados al factor de seguridad son mostrados en el Anexo 6, catálogo Blicke.

Por consiguiente, la capacidad de carga requerida para cada rueda será de 1735,94 kg, por lo que se seleccionara la Serie LS-GB modelo 302K-ST-R14, que tiene una capacidad de carga de 2400 kg.

Placa de unión entre las ruedas y la estructura del carrito

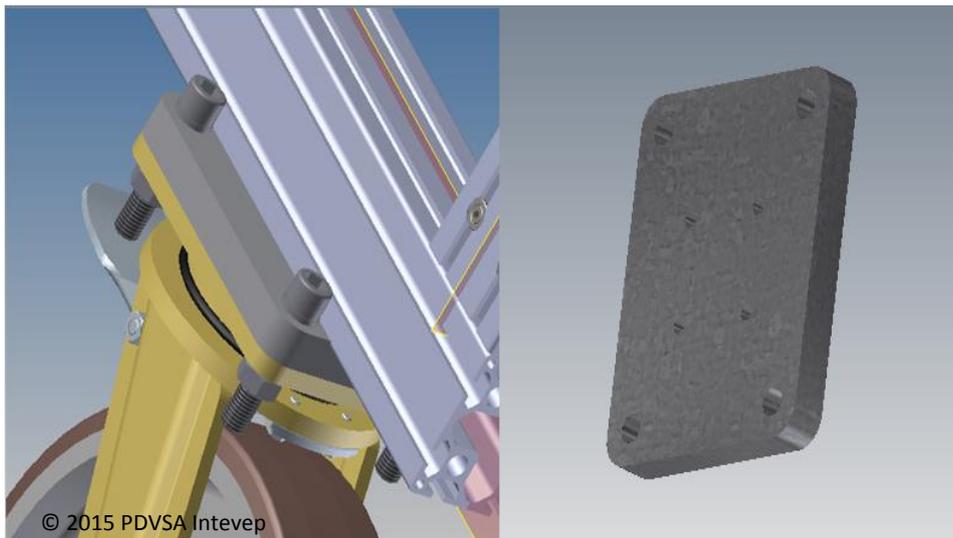


Figura. 6.19. Placa de Unión entre las Ruedas y la Estructura del Carrito

Función

Esta placa servirá de unión entre las patas de la plataforma diseñada y las ruedas necesarias para que la misma pueda ser desplazada de un lugar a otro.

Parámetros de diseño

Se requiere que la placa no se deforme plásticamente debido a la presencia de cargas elevadas a las cuales encontrará sometida la estructura, de tal manera de garantizar una altura uniforme en todo momento. La carga crítica a la que se encontrará sometida dicha placa es de 17645 N considerando que toda la carga se aplica a una sola rueda. Se diseñó una placa

de aluminio 6063 T6 140x175mm y 20 mm de espesor de aluminio, con un módulo de elasticidad de 70 GPa y un esfuerzo de fluencia de 276 MPa

Cálculos requeridos:

Estas placas fueron analizadas tomando en cuenta una carga crítica de 17645 N, el esfuerzo asociado presentes en ellas es de 720,204 MPa; comparando este valor con el esfuerzo de fluencia del aluminio y considerando un factor de seguridad igual a 2, tenemos que la placa es capaz de soportar 138 MPa antes de comenzar a deformarse plásticamente, por lo que, siendo este valor mucho mayor a la carga a cual se encontrará sometida la placa, la misma no fallará ni sufrirá aplastamiento debido a cargas compresivas.

Por lo que se puede concluir que este parámetro es mayor al que se encuentra sometida la placa, impidiendo fallas en ella y sufriendo deformaciones en el orden de 20 μm .

Tornillos sin fin



Figura. 6.20. Tornillo Sin Fin

Función

Estos tornillos se emplearán para generar movimientos de basculamiento y elevación requeridos en el proceso de simulación, produciendo rotación alrededor de los ejes X e Y permitiendo obtener los grados de libertad exigidos en el modelo, llevando así los estudios pertinentes desde el punto de vista geológico.

Parámetros a considerados y cálculos asociados

Se requiere que los tornillos sin fin ofrezcan gran confiabilidad, precisión, seguridad y versatilidad; los mismos deben ser capaces de levantar, en casos críticos, 12,056 kN, tener una carrera mínima de 500 mm que permita obtener los 15° máximos de inclinación que forman parte de los parámetros solicitados para el diseño.

Selección

Entre los proveedores disponibles, la empresa THOMSON es la que se adapta de mejor manera a nuestras necesidades; ya que ofrecen gran confiabilidad y versatilidad en sus mecanismos. Se ha seleccionado un tornillo sin fin de bolas recirculantes ya que ofrecen un mejor rendimiento que los de rosca trapezoidales, por lo que se requiere que la carga ejerza un menor par torsional con el tamaño seleccionado del tornillo; otorgando al sistema gran precisión, respuesta rápida, funcionamiento uniforme y un sistema de autoaseguramiento. El modelo escogido es un Muli 4 de baja velocidad de traslación, el cual proporciona una capacidad de carga de 22 kN, posee un sistema anti-rotante el cual impide que el tornillo regrese en movimiento de traslación por efectos de la gravedad y la masa que debe desplazar, un avance por vuelta completa de 0.18 mm, una relación de transmisión de 28:1, eficiencia del 43%, una masa de 27.35 kg y un torque en vacío de 0.25 Nm.

De igual manera en función a la figura 6.21 en las cual se muestran las gráficas suministradas por el fabricante, dicho tornillo sin fin es resistente

al pandeo de acuerdo a la carga que se le aplicará (la carga aplicada será menor a 13 kN y la carga crítica de pandeo es superior a 80 kN):

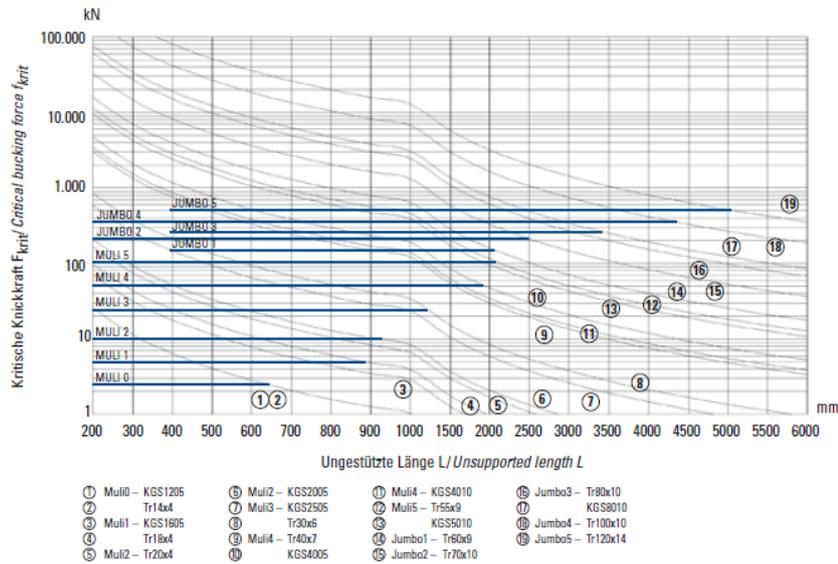


Figura 6.21. Gráfica de análisis de pandeo en el tornillo sin fin de acuerdo a la longitud del mismo

Asimismo el tiempo de vida útil expresado en función del número de revoluciones supera el 90% de forma eficiente antes de producir los primeros signos de daño por fatiga los cuales estiman un valor de 48.46×10^6 , por lo que, el tiempo de vida útil en horas se cuantifica en 81000 horas de uso (más de 9 años). Estos valores pueden ser consultados en el Anexo 7, catálogo Tornillo sin fin Thomson.

Par torsional requerido para accionar el tornillo sin fin:

El par torsional requerido fue estudiado mediante la ecuación suministrada por el fabricante THOMSON, empleando dicha ecuación tenemos:

$$M_T := \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot \frac{p}{i} + M_o \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

M_T : torque requerido para accionar el tornillo sin fin en Newton por metro.

F: fuerza requerida a desplazar en Newton.

η : eficiencia del tornillo sin fin.

p: paso del tornillo sin fin en milímetros.

i: radio del tornillo sin fin en milímetros.

M_o : par de vacío en Newton por Metro.

Tomando estos datos del fabricante ($F=12064,35$ N, paso de 5 mm, radio de 15 mm, eficiencia de 43% y par de vacío de 0,25 Nm), se obtiene un valor de par requerido de 1,85 Nm; adicionalmente se le añadió como sistema de protección un guarda polvo para evitar que el material se simulación genere daños interno en el tronillo sin fin. (Estos valores pueden ser consultados en el Anexo 7, catálogo Tornillo sin fin Thomson.

Placa base del tornillo sin fin

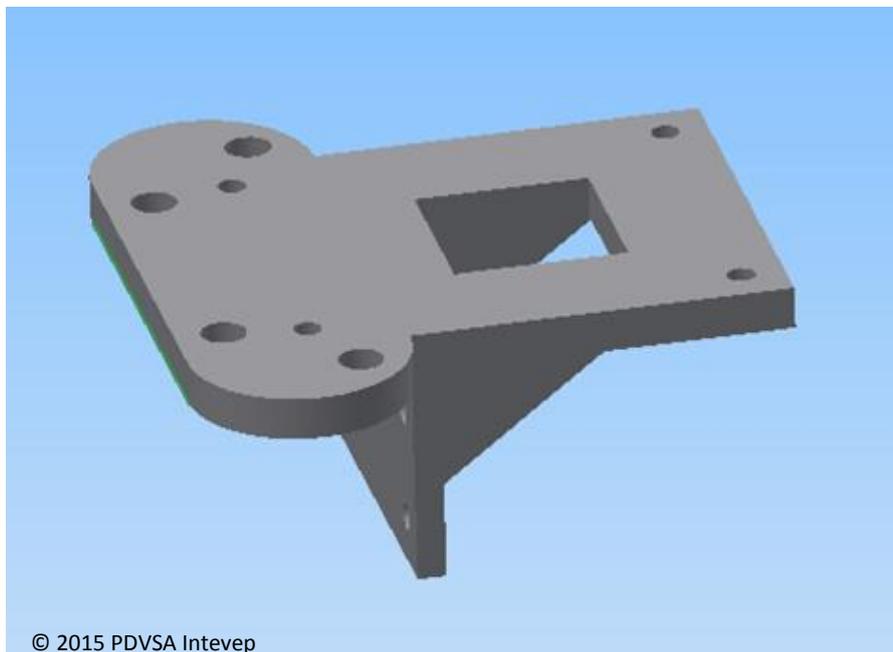


Figura 6.22. Placa Base del Tornillo Sin Fin.

Función

Fijar los tornillos sin fin a la estructura del carrito, de tal manera que estos puedan trabajar de manera confiable sobre la estructura permitiéndole una mejor sujeción y estabilidad.

Parámetros de diseño

Esta placa debe ser capaz de soportar, en condiciones críticas, una carga de 17,300 kN, además se requiere una pieza resistente a la flexión (esta originada por la disposición del tornillo) y liviana para su transporte.

Cálculos asociados

Como se observa en la imagen 6.23 se puede suponer la pieza en estudio como una viga en voladizo, para poder llevar a cabo el análisis pertinente

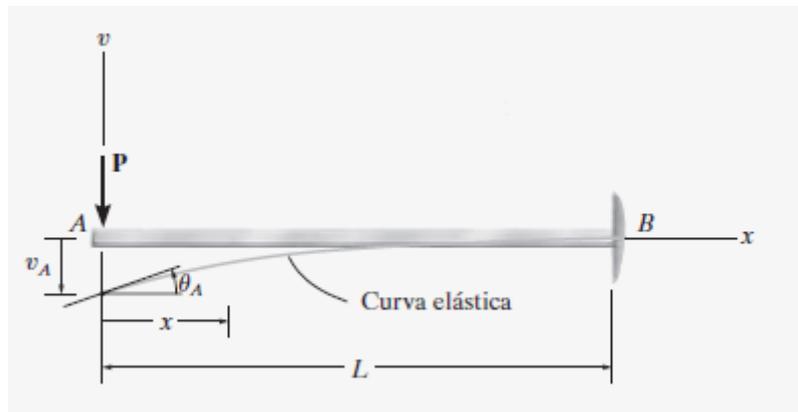


Figura 6.23. Flexión de una Viga Empotrada dispuesta en Voladizo

Tomando inicialmente la placa sin apoyos, la deflexión máxima se rige de acuerdo a la ecuación:

$$v := \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

v: deflexión máxima en la viga en milímetros.

P: carga aplicada en Newton.

E: módulo de elasticidad del material de la viga (70 GPa para Aluminio).

I: momento de inercia en metros a la cuarta potencia.

Obteniéndose como resultado un valor de deflexión máxima de 7,51 mm; si se le agregan apoyos con la finalidad de hacer la estructura más rígida como la imagen que se observó en la figura 6.22 la deflexión disminuye significativamente, hasta un valor de 0,45 mm.

Motor de accionamiento del tornillo sin fin

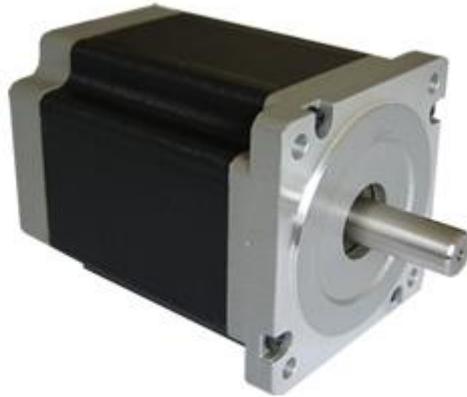


Figura. 6.24. Motor Paso a Paso de Accionamiento de Tornillo Sin Fin.

Función

Llevar a cabo el accionamiento de los tornillos sin fin de tal manera que los mismos puedan ejecutar movimientos de elevación y basculamiento requeridos en el modelo.

Parámetros considerados

Debido a la existencia en stock por parte de PDVSA Intevep S.A de motores paso a paso con una capacidad de torque nominal de 12 Nm, se verificará que estos sean capaces de mover los actuadores para la carga requerida.

Selección

Los motores en inventario que cumplen con el requerimiento ya mencionado son de la empresa MOTION KING; dichos mecanismos pertenecen al modelo 34H2A código 34H2A5456, los cuales proporcionan un torque de 12 Nm, un torque de parada de 0,245 N.cm, inercia del rotor de 2500 g.cm² y una masa de 5 kg.

Estos motores a paso ofrecen alta precisión y repetitividad en posicionamiento, exactitud de paso de $\pm 5\%$, exactitud de la resistencia de $\pm 10\%$, exactitud de la inductancia de $\pm 20\%$, soportan una fuerza radial máxima de 220 N y una fuerza axial máxima de 60 N.

Sin embargo, la empresa cuenta en almacén con motores paso a paso de 0.9 grados de precisión cuyo código es 23H2M8442, el cual proporciona un torque de 1,5 Nm; cabe destacar que dicho motor podría ser empleado si se toma en consideración que solo se puede disponer de un modelo de 350 kg por marco y no de 500 kg como requerimiento de la empresa. Este motor tiene un torque de parada de 6 N.cm, inercia del rotor de 440 g.cm² tiene una masa de 1050 gramos.

Rótula



Figura. 6.25. Articulación de Rótula

Función

Esta articulación tiene como objetivo lograr los movimientos de basculamiento requeridos en el modelo de simulación garantizando el contacto permanente entre los tornillos sin fin y el marco del dispositivo.

Parámetros considerados

Se requieren un total de 8 rótulas que trabajen soportando una carga crítica de 12,056 kN y tengan la capacidad de girar un mínimo de 15 grados en cualquier dirección requerida.

Selección

Analizando el conjunto de rótulas de distintos fabricantes, la empresa ZIMMER dispone de articulaciones que cumplen con todos los parámetros solicitados; esta ofrece rótulas para cargas pesadas con una alta resistencia y confiabilidad. Se seleccionó el modelo KG80, debido a que posee capacidades de carga de 28 kN, los cuales satisfacen ampliamente los requerimientos de resistencia; adicionalmente estas permiten una movilidad superior a los 15 ° y el material con el cual es fabricada es de aluminio duro anodizado, permitiendo tener buena relación peso-resistencia de dicho componente.

6.2. UNIONES ATORNILLADAS



Figura 6.26. Tornillos y Pernos

Función

Estos elementos se emplean como fijación temporal de una pieza con otra, el cual está dotado de una caña roscada que, mediante una fuerza de torsión ejercida en su cabeza con una llave adecuada o destornillador, se puede introducir en un agujero y retirar del mismo cuando se requiera de manera sencilla y acoplarse o no a una tuerca según sea el requerimiento.

6.2.1. Formulación detallada - Análisis estático:

Para llevar a cabo los cálculos correspondientes en materia de uniones atornilladas, se deben tomar en cuenta una serie de parámetros como: rigidez del perno o tornillo, rigidez de los elementos de unión, constante de unión, precarga recomendada, carga límite, número de elementos de unión y el factor de diseño a considerar.

Tomando en cuenta el apartado anterior, se presentan una serie de formulaciones necesarias para los cálculos correspondientes:

$$K_b = \frac{A \cdot E}{L} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

k_b : rigidez del elemento de unión en Newton por metro.

E: módulo de elasticidad del elemento de unión en Pascales.

A: área de la sección transversal del elemento de unión en metros cuadrados.

L: longitud del elemento de unión en metros.

$$k_m := \frac{0.577 \pi \cdot E \cdot D}{2 \ln \left(5 \cdot \frac{0.577 L + 0.5 \cdot D}{0.577 L + 2.5 \cdot D} \right)} \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

k_m : rigidez de los elementos a unir en Pascales.

E: módulo de elasticidad del elemento de unión en Pascales.

A: área de la sección transversal del elemento de unión en metros cuadrados.

D: diámetro del agujero en metros.

L: longitud del elemento de unión en metros.

$$C := \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

C: constante de unión.

k_b : rigidez del elemento de unión en Newton por metro.

k_m : rigidez de los elementos a unir en Pascales.

La carga límite (F_p) se halla:

$$F_p := A_t \cdot S_p \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde:

F_p : carga límite en Newton.

A_t : área de esfuerzo de tensión en metros cuadrados.

S_p : resistencia de prueba en Pascales.

Los valores del área de esfuerzo de tensión son proporcionados por las tablas:

Tabla. 6.11. Área de Esfuerzo de Tensión y del Diámetro menor para Roscas Métricas

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tabla 6.12. Área de Esfuerzo de Tensión y del Diámetro menor para Roscas Unificadas UNC y UNF

Designación de tamaño	Diámetro nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{2}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Los valores de resistencia de prueba son proporcionados por las tablas:

Tabla 6.13. Especificaciones SAE para Pernos de Acero

Grado de tamaños, SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estrado en frío	
5	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{2}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tabla 6.14. Especificaciones ASTM para Pernos de Acero

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	
A354, grado BC	$\frac{1}{4}$ - $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ -4	105 95	125 115	109 99	Acero aleado, T y R	
A354, grado BD	$\frac{1}{4}$ -4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490, tipo 3	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Tabla 6.15. Especificaciones Mecánicas Métricas para Pernos y Tornillos de Acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

En cuanto a los valores de precarga (F_i), en el texto se recomiendan los siguientes:

$F_i = 0.75 F_p$ para conexiones reutilizables

$F_i = 0.90 F_p$ para conexiones permanentes.

Por último, el factor de diseño se puede expresar de la siguiente manera:

$$n := \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot \left(\frac{F}{N} \right)} \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

n: factor de diseño.

A_t : área de esfuerzo de tensión en metros cuadrados.

S_p : resistencia límite en Pascales.

F_i : valor de precarga en Newton.

C: constante de la unión.

F: fuerza ejercida sobre el elemento de unión en Newton.

N: número de pernos o de elementos de unión.

6.2.2. Formulación detallada - Análisis dinámico:

Para este estudio se realizaron los análisis correspondientes a las cargas presente por fatiga. Para ello fue necesario tomar en cuenta los esfuerzos alternantes y medios, además de la constante de unión “C” y otros factores adicionales (Sa, Sm y Se) de acuerdo a las ecuaciones:

$$\sigma_a := \frac{C \cdot F}{2 \cdot A_t} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\sigma_m := \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ecuación 28}$$

El valor del límite de resistencia a la fatiga (Se) se halla en la siguiente tabla:

Tabla 6.16. Límite de Resistencia a la Fatiga para Pernos y Tornillos con Rosca Laminada

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	¼-1 pulg	18.6 kpsi
	1 ⅛-1 ½ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	¼-1 ½ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	¼-1 ½ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

Nota. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica” por Shigley, 2008.

Otras ecuaciones de interés se describen a continuación:

$$S_a := \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

Sa: Resistencia Alternante en Pascales.

Sut: resistencia última del material en Pascales.

A_t: área de esfuerzo de tensión en metros cuadrados.

Fi: valor de precarga en Newton.

Se: límite de resistencia a la fatiga en Pascales.

$$S_m := S_{ut} \cdot \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right) \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

S_m: componente de la resistencia del lugar geométrico de falla en Pascales.

Por último, el factor de seguridad se halla de dos maneras:

$$n_f := \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ecuación 31}$$

El cual describe el factor de seguridad que previene contra fatiga, y:

$$n_p := \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \text{Ecuación 32}$$

El cual describe el factor de seguridad contra la fluencia, usando la resistencia de prueba.

6.2.3. Cálculos Correspondientes – Perfil Estructural de la Plataforma

Elementos de unión lámina de simulación con actuador:

Datos del tornillo seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762- M8x1.25 clase de propiedad 9.8 fabricado en Acero inoxidable 440 C.

D= 8 mm

A= 5,0266x10⁻⁵ m²

E= 200 GPa

$$L= 30 \text{ mm}$$

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 10,050 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 36,6 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa.}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 335104000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 483685576 \text{ N/m}$$

$$C= 0,409$$

$$F_p= 23790 \text{ N}$$

$$F_i= 17,842 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 5,78; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y empleando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a= 56,190 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m= 543,690 \text{ MPa}$$

$$S_a= 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 1,94 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,2 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor

que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga.

Elementos de unión actuador superior con actuador inferior:

Datos tornillo seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762- M8x1.25 clase de propiedad 10.9, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D= 8 \text{ mm}$$

$$A= 5,0266 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L= 30 \text{ mm}$$

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 2$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 10,153 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 36,6 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa.}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 335104000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 483685576 \text{ N/m}$$

$$C= 0,409$$

$$F_p= 23,790 \text{ kN}$$

$$F_i= 17,842 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 3,69; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y empleando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 56,766 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 544,266 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 1,84 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,2 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga.

Elementos de unión actuador con marco:

Datos del perno seleccionado: Perno de cabeza hexagonal DIN 24014 – M10x1.5 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$A = 7,854 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L = 50 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 2$$

Datos de los componentes a unir:

$$E = 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar} = 10,153 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t = 58 \text{ mm}^2$$

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$S_e = 140 \text{ MPa}$$

$$K_b = 314160000 \text{ N/m}$$

$$K_m = 554016978 \text{ N/m}$$

$$C = 0,362$$

$$F_p = 37,700 \text{ kN}$$

$$F_i = 28,275 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 7,64; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y utilizando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 31,672 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 519,172 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 3,1 utilizando la hipótesis de Goodman y de 1,18 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión láminas del marco con chapa:

Datos del perno seleccionado: Perno de cabeza hexagonal DIN 24017
– M14x2 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero Suave.

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

$$A = 15,394 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L= 35 \text{ mm}$$

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 5$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 8,335 \text{ kN}$$

En consecuencia, utilizando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 115 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 879648000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 985166230 \text{ N/m}$$

$$C= 0,47$$

$$F_p= 74,750 \text{ kN}$$

$$F_i= 56,062 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 23,8; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, usando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a= 17,094 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m= 504,594 \text{ MPa}$$

$$S_a= 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 5,7 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,25 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor

que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión láminas del marco con base del marco:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior DIN 7984 – M14x2 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero Suave.

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

$$A= 15,394 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L= 35 \text{ mm}$$

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 5$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 10545 \text{ N}$$

En consecuencia, utilizando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 115 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa.}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 879648000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 985166230 \text{ N/m}$$

$$C= 0,47$$

$$F_p= 74,750 \text{ kN}$$

$$F_i= 56,062 \text{ kN}$$

Logrando como resultado un factor de diseño en estática de 26,3; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la

resistencia por fatiga, y utilizando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 17,094 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 504,594 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Obteniendo un factor de seguridad de carga por fatiga de: 4,51 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,23 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además se observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión patas de la plataforma con ruedas:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior GB 70.1 – M14x2 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero Suave.

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

$$A = 15,394 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L = 70 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E = 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar} = 16,961 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t = 115 \text{ mm}^2$$

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$Se= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 879648000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 985166230 \text{ N/m}$$

$$C= 0,47$$

$$F_p= 74,750 \text{ kN}$$

$$F_i= 56,062 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 9,34; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y usando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a= 34,786 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m= 522,286 \text{ MPa}$$

$$S_a= 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 3,1 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,17 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión de la articulación con el marco:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762 – M8x1.25 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D= 8 \text{ mm}$$

$$A= 5,0266 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

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

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 3$$

Datos de los componentes a unir:

$$E = 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar} = 12,056 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t = 36,6 \text{ mm}^2$$

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$S_e = 140 \text{ MPa}$$

$$K_b = 251328000 \text{ N/m}$$

$$K_m = 443213582 \text{ N/m}$$

$$C = 0.362$$

$$F_p = 23,790 \text{ kN}$$

$$F_i = 1,7842 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 4,1; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y empleando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 59,600 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 540,946 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,5603 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 2,13 utilizando la hipótesis de Goodman y de 1,1 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor

que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

6.2.4. Cálculos Correspondientes – Perfil Estructural del Carrito

Elementos de unión tornillo sin fin a la base:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762 – M10x1.5 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D= 10 \text{ mm}$$

$$A= 7,854 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

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

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 8,943 \text{ kN}$$

En consecuencia, utilizando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 58 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 785400000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 776734524 \text{ N/m}$$

$$C= 0,502$$

$$F_p= 37,700 \text{ kN}$$

$$F_i = 28,275 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 8,38; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y empleando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 38,7612 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 526,261 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 2,52 usando la hipótesis de Goodman y de 1,15 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además se observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión de la base del tornillo sin fin a la estructura del carrito:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762 – M10x1.5 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$A = 7,854 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

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

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E = 700 \text{ GPa}$$

Fuerza a soportar= 17,255 kN

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t = 58 \text{ mm}^2$$

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$S_e = 140 \text{ MPa}$$

$$K_b = 785400000 \text{ N/m}$$

$$K_m = 776734524 \text{ N/m}$$

$$C = 0,502$$

$$F_p = 37,700 \text{ kN}$$

$$F_i = 28,275 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 4,35; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y usando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 74,790 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 562,290 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 2,3 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,1 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga.

Elementos de unión base del motor con la estructura del carrito:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762 – M8x1.25 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D= 8 \text{ mm}$$

$$A= 5,0266 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L= 25 \text{ mm}$$

$$S_{ut}= 1930 \text{ MPa}$$

$$N= 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 1100 \text{ N}$$

En consecuencia, utilizando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 36,6 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 402124800 \text{ N/m}$$

$$K_m= 515619480 \text{ N/m}$$

$$C= 0.438$$

$$F_p= 23,790 \text{ kN}$$

$$F_i= 17,842 \text{ kN}$$

Obteniendo así un factor de diseño en estática de 49,36; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y empleando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 6,5844 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 494,084 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 14,82 empleando la hipótesis de Goodman y de 1,3 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además se observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga.

Elementos de unión de la articulación con la brida del tornillo sin fin:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior ISO 4762 – M8x1.25 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero inoxidable 440 C.

$$D = 8 \text{ mm}$$

$$A = 5,0266 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L = 35 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 3$$

Datos de los componentes a unir:

$$E = 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar} = 12301,75 \text{ N}$$

En consecuencia, usando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t = 36,6 \text{ mm}^2$$

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$S_e = 140 \text{ MPa}$$

$$K_b = 402124800 \text{ N/m}$$

$$K_m = 515619480 \text{ N/m}$$

$$C = 0,438$$

$$F_p = 23,790 \text{ kN}$$

$$F_i = 17,842 \text{ kN}$$

Obteniendo de esta manera un factor de diseño en estática de 4,41; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y utilizando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a = 73,636 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 561,136 \text{ MPa}$$

$$S_a = 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 2,2 usando la hipótesis de Goodman y de 1,4 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además de observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga

Elementos de unión patas del carrito con ruedas:

Datos del perno seleccionado: Tornillo cilíndrico con hexágono interior GB 70.1 – M14x2 clase de propiedad 9.8, fabricado en Acero Suave.

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

$$A = 15,394 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

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

$$L = 70 \text{ mm}$$

$$S_{ut} = 1930 \text{ MPa}$$

$$N = 4$$

Datos de los componentes a unir:

$$E= 700 \text{ GPa}$$

$$\text{Fuerza a soportar}= 18,923 \text{ kN}$$

En consecuencia, empleando las Ecuaciones 22, 23, 24 y 25 descritas anteriormente y las tablas 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, y 6.15, tenemos:

$$A_t= 115 \text{ mm}^2$$

$$S_p= 650 \text{ MPa}$$

$$S_e= 140 \text{ MPa}$$

$$K_b= 879648000 \text{ N/m}$$

$$K_m= 985166230 \text{ N/m}$$

$$C= 0,47$$

$$F_p= 74,750 \text{ kN}$$

$$F_i= 56,062 \text{ kN}$$

Obteniendo de esta manera un factor de diseño en estática de 8,37; analizando el sistema en forma dinámica con la finalidad de hallar la resistencia por fatiga, y utilizando las ecuaciones 26, 27, 28, 30, 31 y 32 observadas anteriormente tenemos:

$$\sigma_a= 38,810 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m= 526,310 \text{ MPa}$$

$$S_a= 97,560 \text{ MPa}$$

Logrando como resultado un factor de seguridad de carga por fatiga de: 2,51 usando la hipótesis de Goodman y de 1,15 para resistencia a la fluencia. Con estos resultados se garantiza que la estructura no fallará por fatiga; además se observa que el factor de seguridad a la fluencia es menor que el de fatiga, por lo que las uniones tenderán a fallar por fluencia antes que por fatiga. De esta manera, en la tabla 6.17 se puede observar un resumen de la tornillería requerida en el diseño propuesto:

Tabla 6.17. Tornillería seleccionada

TORNILLERÍA			
Perfil estructural de la plataforma			
Elementos de unión	Material	Nomenclatura	Longitud (mm)
Lámina - Actuador	Acero inoxidable 440 C.	ISO 4762 M8 x 1.25	30
Actuador superior - Actuador inferior	Acero inoxidable 440 C.	ISO 4762 M8 x 1.25	30
Actuador inferior- Marco	Acero inoxidable 440 C.	DIN 24014 M10 x 1.5	50
Base del marco - Chapas del marco	Acero Suave	DIN 24017 M14 x 2	35
Láminas marco - Base del marco	Acero Suave	DIN 7984 M14 x 2	35
Patas de la plataforma - Ruedas	Acero Suave	GB 70.1 M14 x 2	70
Rótula - Base del marco	Acero inoxidable 440 C.	ISO 4762 M8 x 1.25	40
Perfil estructural del carrito			
Tornillo sin fin - Base del tornillo sin fin	Acero inoxidable 440 C	ISO 4762 M10 x 1.5	20
Base del tornillo sin fin - Perfiles del carrito	Acero inoxidable 440 C	ISO 4762 M10 x 1.5	20
Base del motor - Perfiles del carrito	Acero inoxidable 440 C	ISO 4762 M8 x 1.25	25
Articulación - Brida del tornillo sin fin	Acero inoxidable 440 C	ISO 4762 M8 x 1.25	35
Patas del carrito - Ruedas	Acero Suave	GB 70.1 M14 x 2	70

6.3. SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS DISEÑADOS

Las siguientes simulaciones fueron llevadas a cabo con la finalidad de validar los resultados obtenidos y reproducir de forma visual el comportamiento de los componentes cuando estos se encuentran sometidos a cargas. Además de ello, permitió el estudio de distintas piezas que, debido a

su forma geométrica, no permitían realizar análisis de forma precisa mediante las ecuaciones pertinentes para cada caso.

En este proceso se hicieron un conjunto de restricciones y suposiciones con el objetivo de simular la presencia de cargas, apoyos, entre otros.

Este proceso se logró mediante el uso del software ANSYS 14.0, con el cual se obtuvieron aproximaciones de los esfuerzos y deformaciones que sufre un objeto como efecto de fuerzas o cargas que puedan estar presentes en ella, mediante la aplicación de elementos finitos. El esfuerzo máximo representa la tensión de Von Mises, cuyo valor considera los esfuerzos principales en el círculo de Mohr.

6.3.1. Lámina de simulación

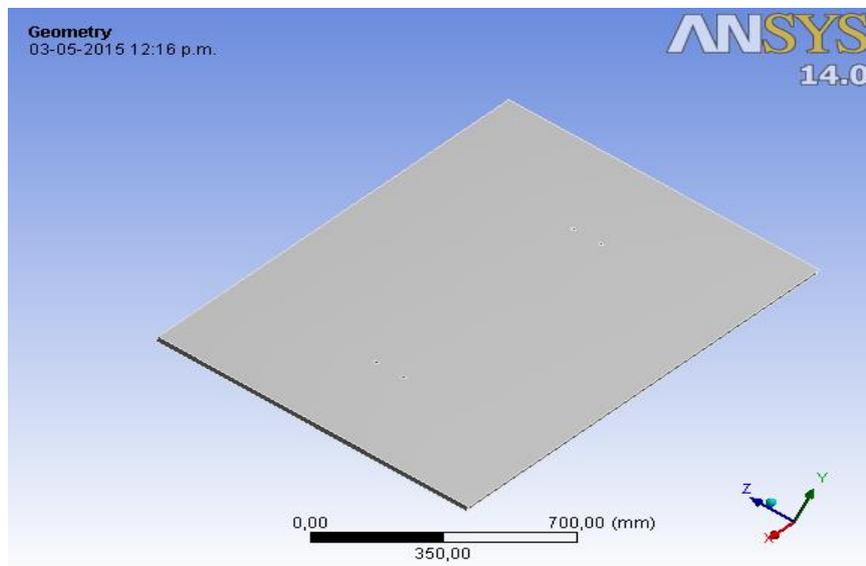


Figura 6.27. Visualización de la Lámina de Simulación en Ansys 14.0

Para la placa mostrada en la figura 6.27 se emplearon simulaciones por medio de cargas distribuidas sobre su superficie, lo que originó que dicha lámina flectara como consecuencia de la fuerza que debe soportar, la cual tiene un valor de 5100 N. Para este modelo se seleccionó como material Aluminio de la Serie 6063 con un tratamiento tipo T6.

Para este estudio se realizaron un total de 2 simulaciones con variaciones en los parámetros de mallados entre uno y otro los que permitió obtener valores que no presentaban variaciones significativas entre la primera y segunda simulación. Las simulaciones que preceden este resultado final pueden ser consultadas en el Apéndice 1.

Finalmente, en la figura 6.28 se puede apreciar que la deformación máxima presente es de 0,69 mm en las zonas críticas, la cual es ligeramente mayor a la deformación calculada anteriormente la cual es 0.5 mm; cabe destacar que la carga dispuesta sobre la lámina será mucho menor a la supuesta.

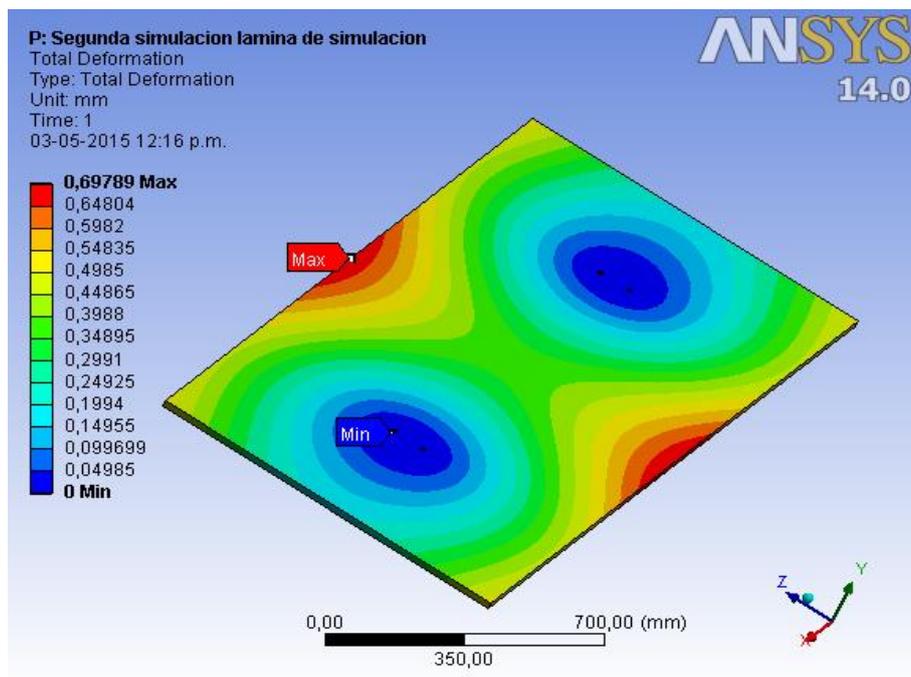


Figura 6.28. Visualización de la Deformación de la Lámina en Ansys 14.0

En las figuras 6.29 y 6.30 se observó que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 37,72 MPa, el cual, al compararlo con el esfuerzo de fluencia del aluminio (276 MPa) y un factor de seguridad de 3 para aplicaciones que requieren alto grado de confiabilidad, se tiene que el esfuerzo admisible es 92 MPa (mayor al esfuerzo máximo aplicado). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de seguridad mínimo obtenido del programa (6,347), el esfuerzo admisible es de 43,48

MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el marco, por lo que dicho marco soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

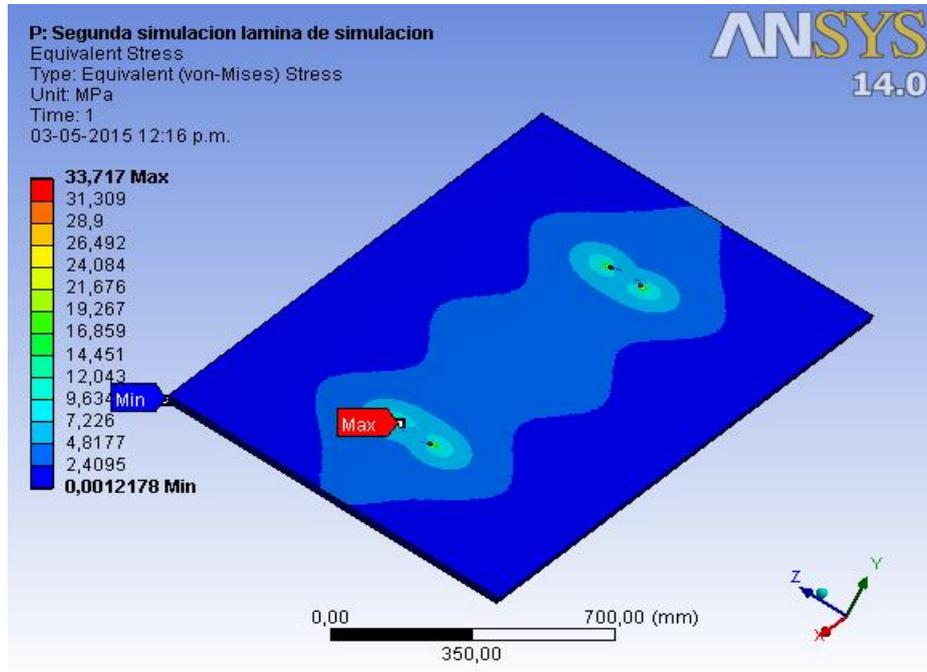


Figura 6.29. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Lámina de Simulación en Ansys 14.0

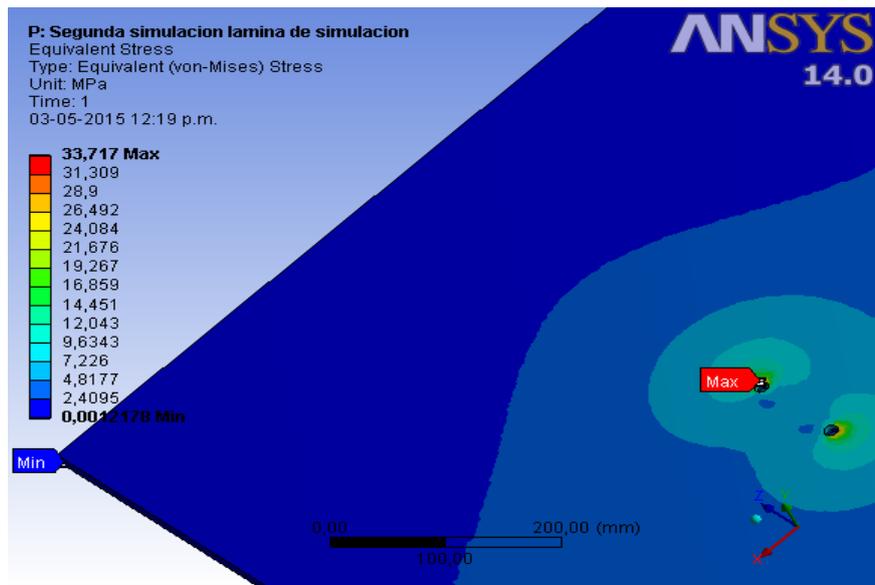


Figura. 6.30. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en Ansys en la Zona Crítica de la Lámina

Por último, en la figura 6.31 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 6,347 en los agujeros de la lámina de simulación; con esta estimación se garantiza que la placa no fallará bajo las condiciones de trabajo establecidas.

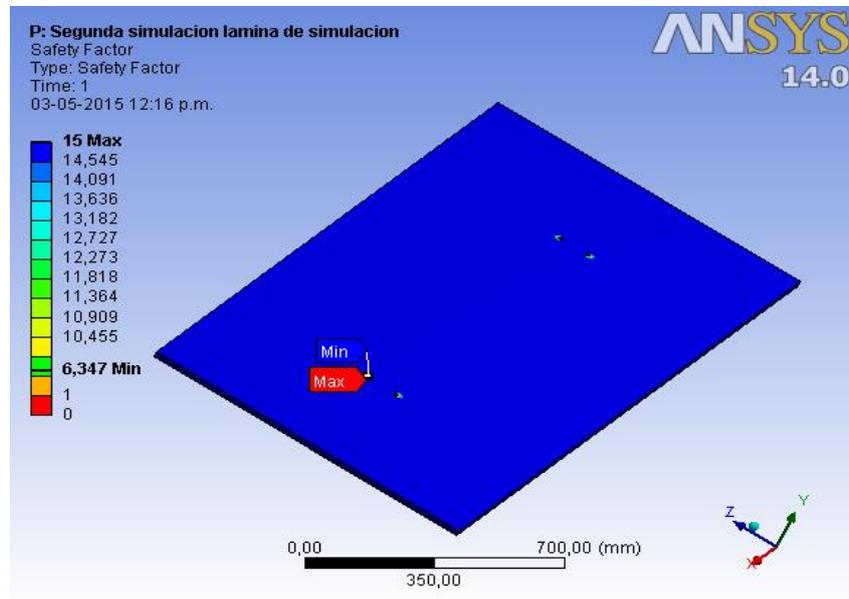


Figura 6.31. Visualización del Factor de Seguridad de la Lámina en Ansys 14.0

6.3.2. Marco de simulación

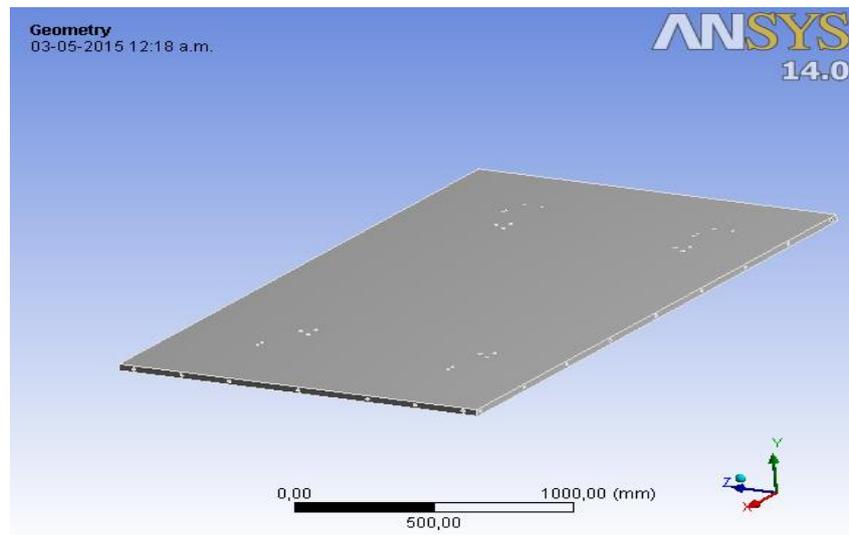


Figura 6.32. Visualización de la Lámina Base del Marco de Simulación en Ansys 14.0

A partir de la figura 6.32 se desarrollaron un conjunto de simulaciones por medio de cargas distribuidas sobre su superficie, lo que ocasiona que la

placa flecte como consecuencia de la fuerza que debe soportar proveniente del modelo geológico, láminas de simulación, actuadores y componentes adicionales; el valor de dicha fuerza es de 12,056 kN. Para este modelo se seleccionó como material Aluminio de la Serie 6063 con un tratamiento tipo T6.

De igual manera, para este estudio se realizaron un total de 2 simulaciones con variaciones en los parámetros de mallado entre uno y otro, lo que permitió obtener valores que no presentaban variaciones importantes entre el primer y segundo resultado. Las simulaciones que preceden este resultado final pueden ser consultadas en el Apéndice 2.

Adicionalmente, en la figura 6.33 se puede apreciar que la deformación máxima presente es de 0,22 mm en las zonas críticas, la cual es menor a la deformación calculada anteriormente la cual es 0,5 mm; cabe destacar que la carga dispuesta sobre la lámina será mucho menor a la supuesta.

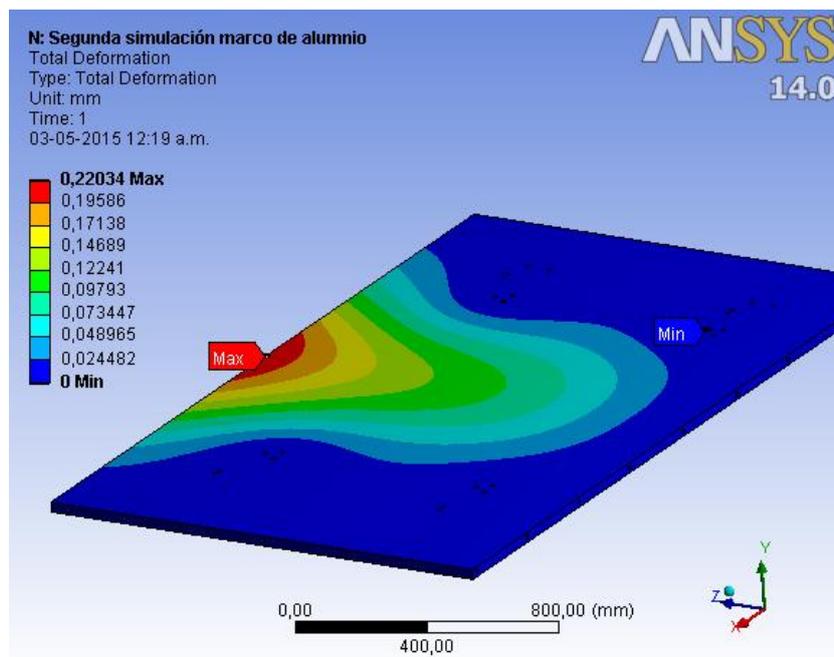


Figura 6.33. Visualización de la Deformación del Marco en Ansys 14.0

En las figuras 6.34 y 6.35 se observa que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 16,088 MPa, el cual, al

compararlo con el esfuerzo de fluencia del aluminio (276 MPa) y un factor de seguridad de 3 para aplicaciones que requieren alto grado de confiabilidad, se tiene que el esfuerzo admisible es 92 MPa (mayor al esfuerzo máximo aplicado). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de seguridad mínimo obtenido del programa (13,3), el esfuerzo admisible es de 20,75 MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el marco, por lo que dicho marco soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

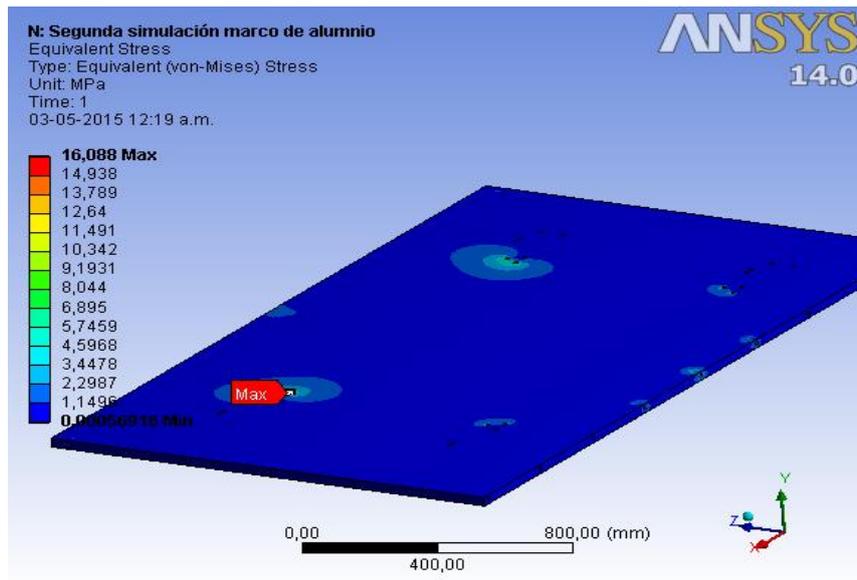


Figura 6.34. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises del Marco en Ansys 14.0

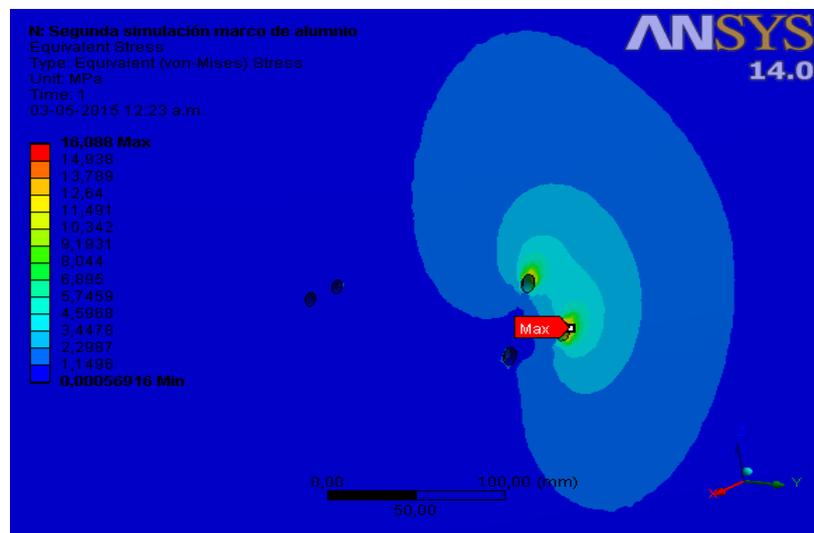


Figura. 6.35. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica del Marco en Ansys 14.0

Por último, en la figura 6.36 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 13,3 en los puntos críticos, con esta estimación se garantiza que el marco no fallará bajo las condiciones de trabajo establecidas.

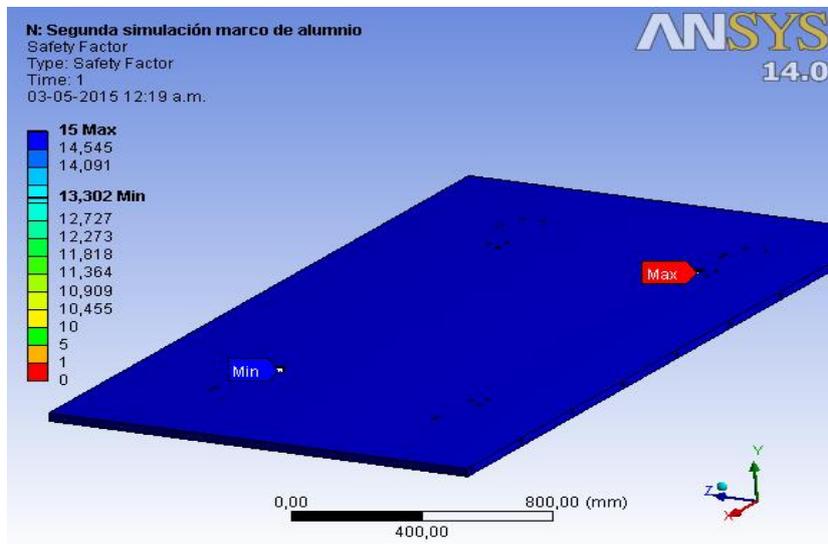


Figura 6.36. Visualización del Factor de Seguridad del Marco en Ansys 14.0

6.3.3. Placa de unión entre las ruedas y la estructura de la plataforma

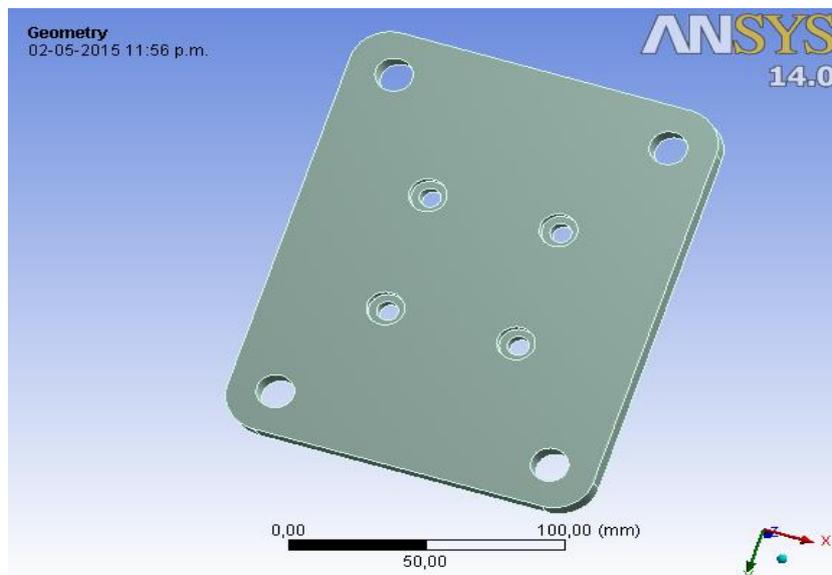


Figura. 6.37. Visualización de la Placa de Unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0

A partir de la figura 6.37 se desarrollaron un conjunto de simulaciones por medio de cargas distribuidas a compresión aplicada en su superficie, generando un aplastamiento consecuencia de la fuerza que debe soportar, proveniente de toda la estructura del dispositivo diseñado con sus respectivos componentes la cual reposa sobre ella, el valor de dicha fuerza es de 19,471 kN. Para este modelo se seleccionó como material Aluminio de la Serie 6063 con un tratamiento tipo T6.

Asimismo, para este estudio se realizaron un total de 4 simulaciones con variaciones en los parámetros de mallado, permitiendo obtener valores que no presentaban variaciones importantes entre las mismas. Las simulaciones que preceden este resultado final pueden ser consultadas en el Apéndice 3.

De igual forma, en la figura 6.38 se puede observar que la deformación máxima presente es de 0,0087 mm en las zonas críticas, la cual es menor a la deformación calculada anteriormente la cual es de 23 μm .

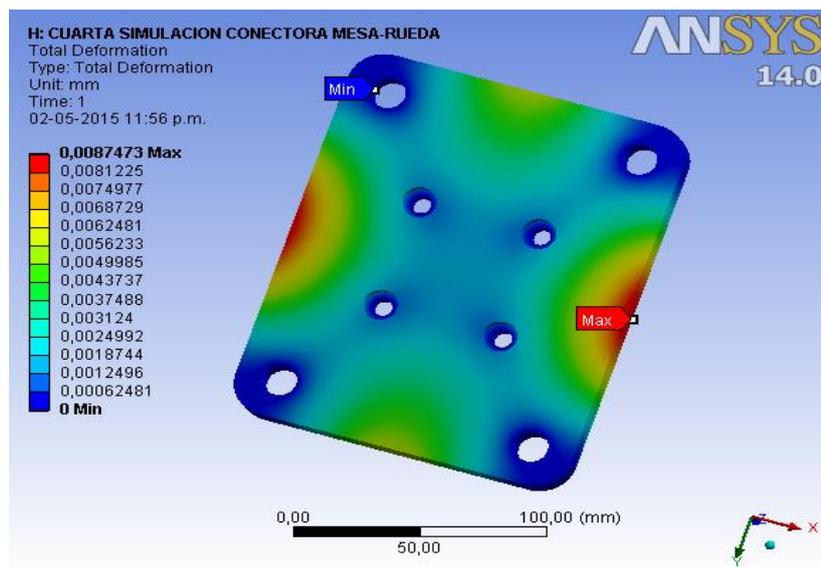


Figura 6.38. Visualización de la Deformación de la Placa de Unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0

En las figuras 6.39 y 6.40 se observa que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 47,406 MPa, el cual, al compararlo con el esfuerzo de fluencia del aluminio (276 MPa) y un factor de seguridad de 3 para aplicaciones que requieren alto grado de confiabilidad,

se tiene que el esfuerzo admisible es 92 MPa (mayor al esfuerzo máximo). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de seguridad mínimo obtenido del programa (4,51), el esfuerzo admisible es de 61,2 MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el elemento en estudio, por lo que éste soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

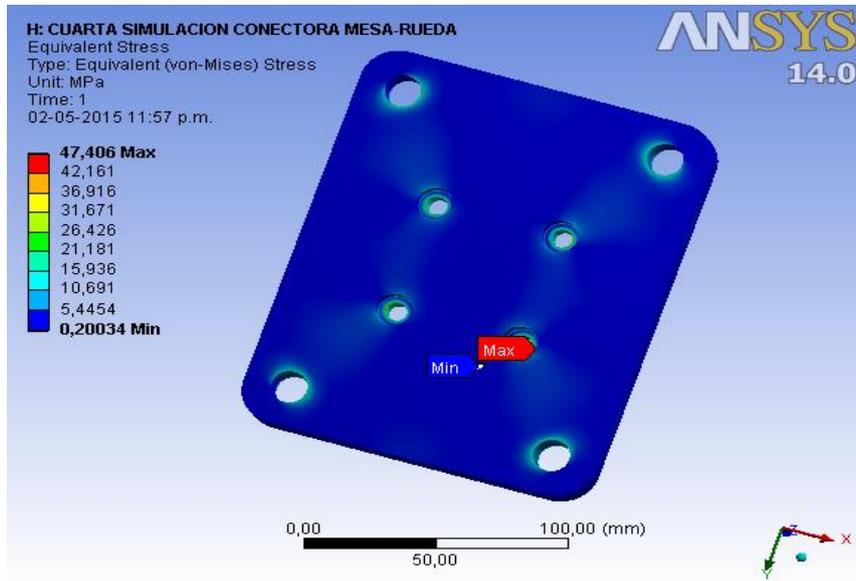


Figura 6.39. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0

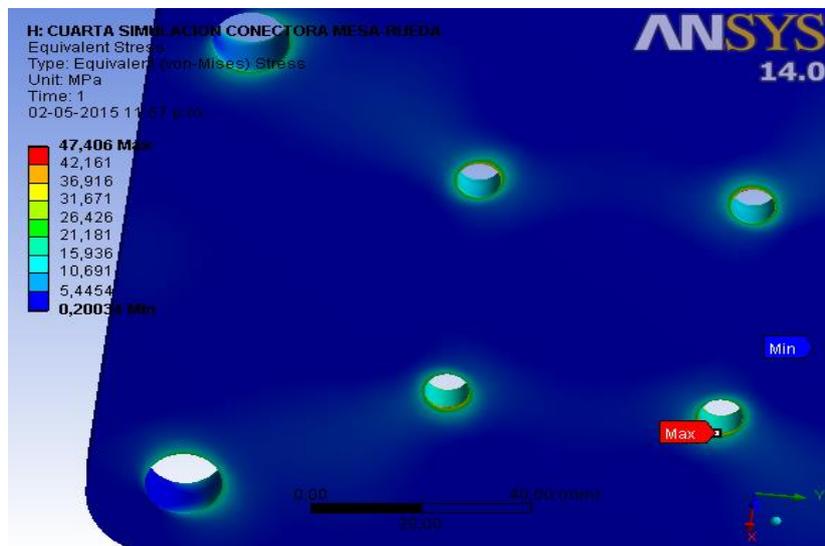


Figura. 6.40. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0

Por último, en la figura 6.41 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 4,51 en los puntos críticos, con esta estimación se garantiza que la pieza no fallará bajo las condiciones de trabajo establecidas.

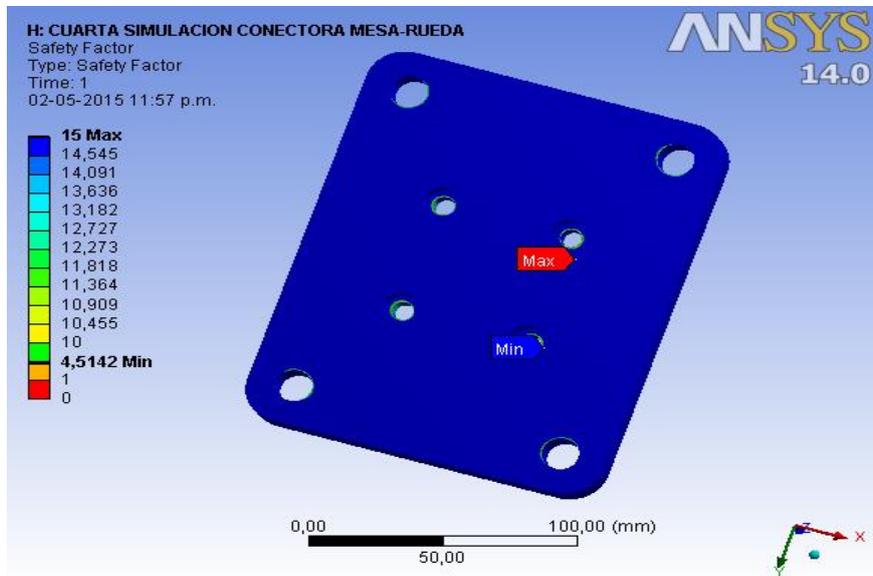


Figura. 6.41. Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de unión de la Estructura de la Plataforma con las Ruedas en Ansys 14.0

6.3.4. Placa de unión entre las ruedas y la estructura del carrito

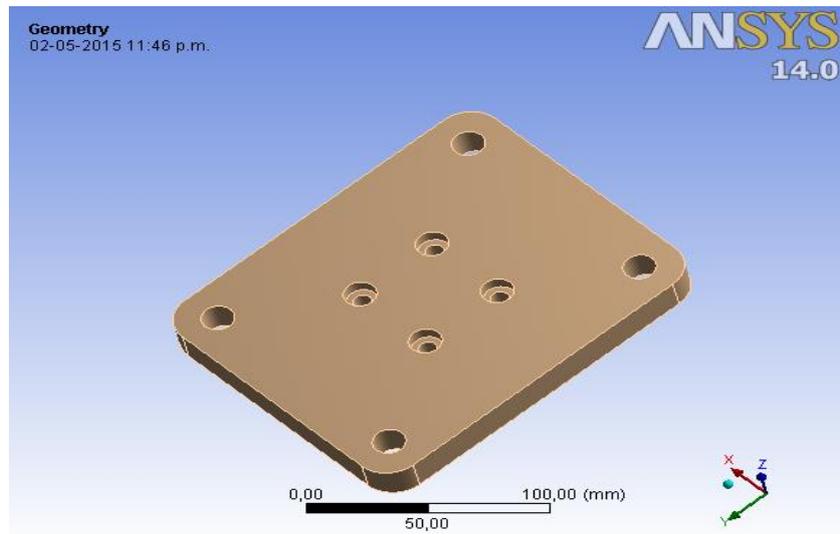


Figura 6.42. Visualización de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0

Para la placa mostrada en la figura 6.42 se emplearon simulaciones por medio de cargas distribuidas a compresión aplicada en su superficie, generando un aplastamiento consecuencia de la fuerza que debe soportar, proveniente de la estructura del carrito diseñado y los marco con sus respectivos componentes, el valor de dicha fuerza es de 17,645 kN. Para este modelo se seleccionó como material Aluminio de la Serie 6063 con un tratamiento tipo T6.

Por otra parte, para este estudio se realizaron un total de 3 simulaciones con variaciones en los parámetros de mallado, obteniendo valores que no presentaban desviaciones significativas entre ellas. Las simulaciones que preceden este resultado final pueden ser consultadas en el Apéndice 4.

Como se aprecia en la figura 6.43, la deformación máxima presente es de 0,0093 mm en las zonas críticas, la cual es menor a la deformación calculada anteriormente la cual es de 20 μm .

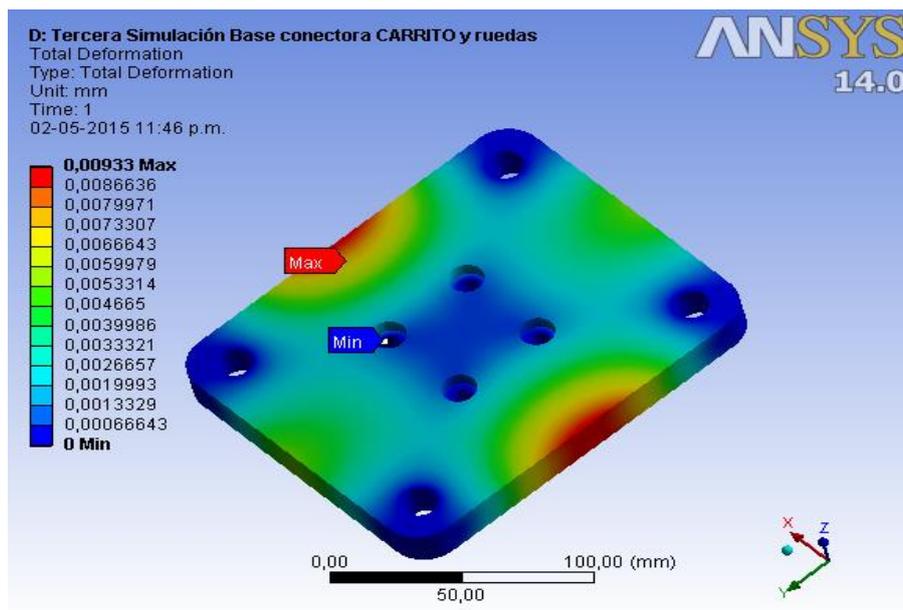


Figura 6.43. Visualización de la Deformación de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0

En las figuras 6.44 y 6.45 se observa que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 34,91 MPa, el cual, al compararlo con el esfuerzo de fluencia del aluminio (276 MPa) y un factor de seguridad de 3 para aplicaciones que requieren alto grado de confiabilidad, se tiene que el esfuerzo admisible es 92 MPa (mayor al esfuerzo máximo). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de seguridad mínimo obtenido del programa (6,13), el esfuerzo admisible es de 45,02 MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el elemento en estudio, por lo que éste soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

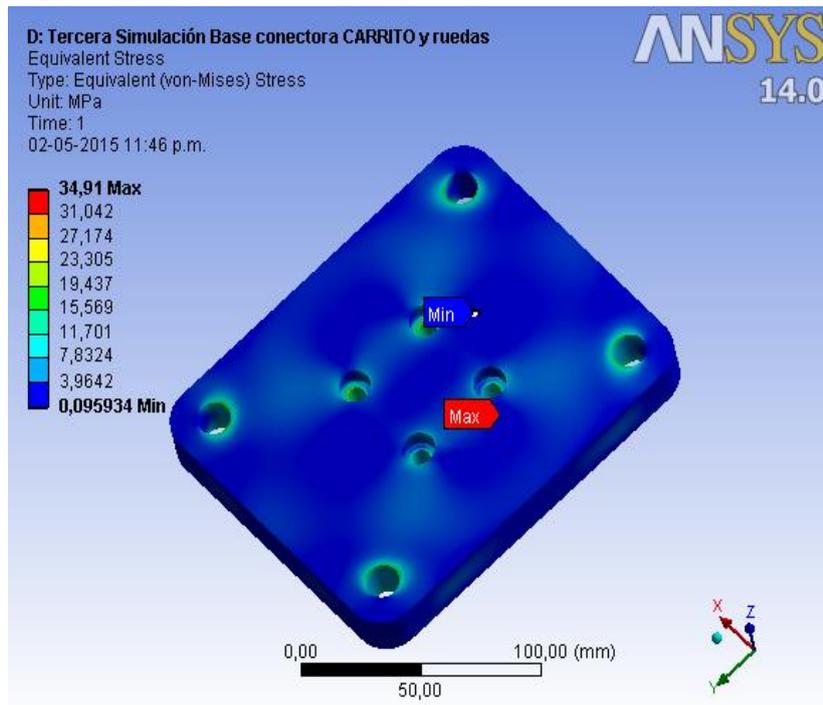


Figura 6.44. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0

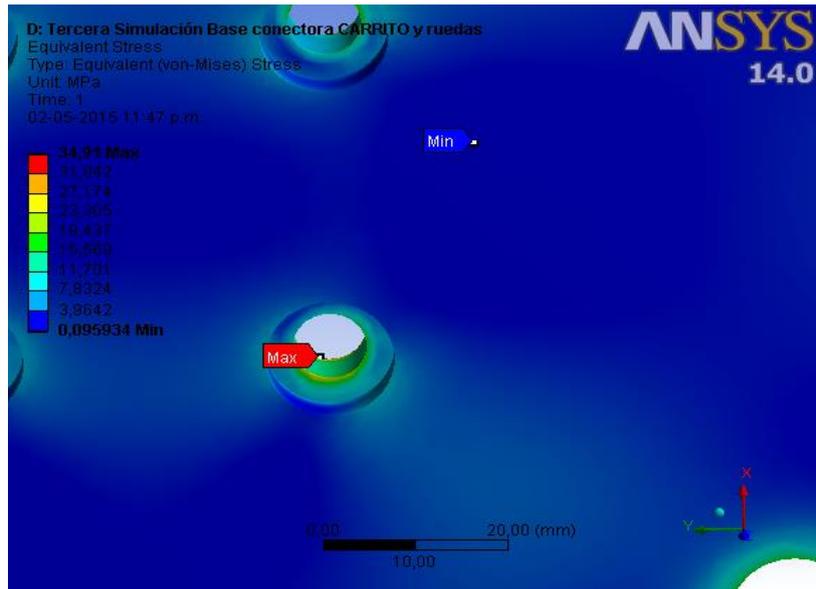


Figura 6.45. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises en la Zona Crítica de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0

Por último, en la figura 6.46 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 6,13 en los puntos críticos; garantizando que la pieza no falle por fatiga.

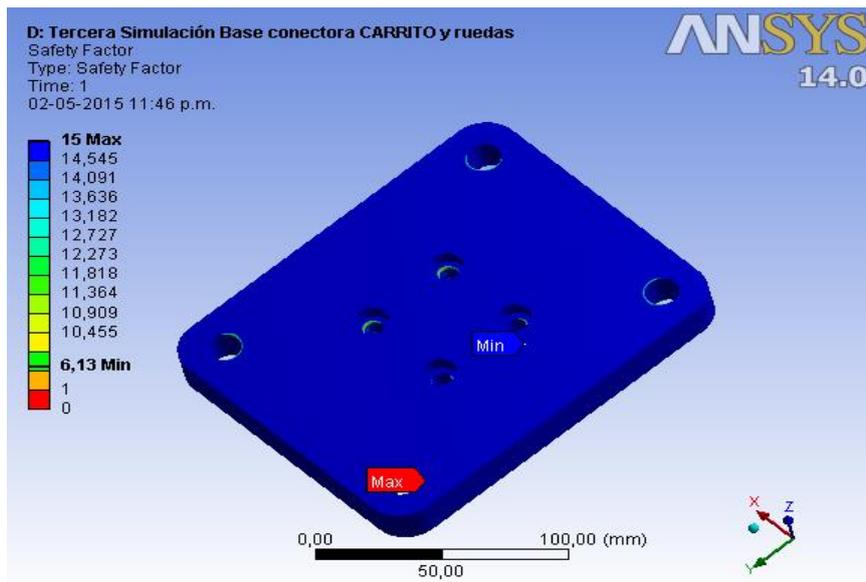


Figura 6.46. Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de unión de la Estructura del Carrito con las Ruedas en Ansys 14.0

6.3.5. Placa base del tornillo sin fin

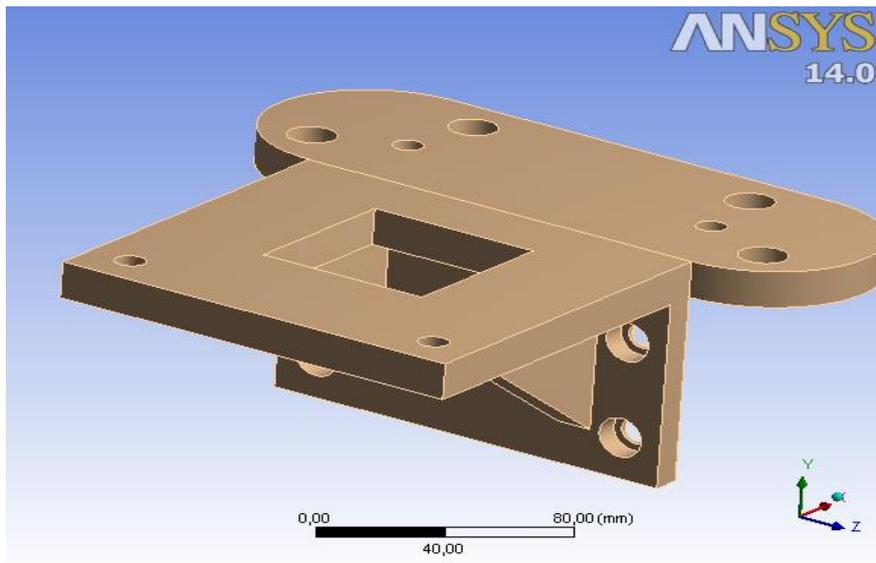


Figura. 6.47. Visualización de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0

Para la placa mostrada en la figura 6.47 se emplearon simulaciones por medio de cargas distribuidas aplicada sobre su superficie, generando flexión como consecuencia de la fuerza que debe soportar provenientes del tornillo sin fin, rótula y marco de simulación con sus respectivos componentes, el valor de dicha fuerza es de 17,300 kN. Para este modelo se seleccionó como material Aluminio de la Serie 6063 con un tratamiento tipo T6.

Asimismo, para este estudio se realizaron un total de 3 simulaciones con variaciones en los parámetros de mallado, obteniendo valores que no presentaban desviaciones importantes entre ellas. Las simulaciones que preceden este resultado final pueden ser consultadas en el Apéndice 5.

Por otro lado, en las figuras 6.48 y 6.49 se observó que la deformación máxima presente es de 0,42 mm en las zonas críticas, la cual es menor a la deformación calculada anteriormente la cual es de 0,45 mm.

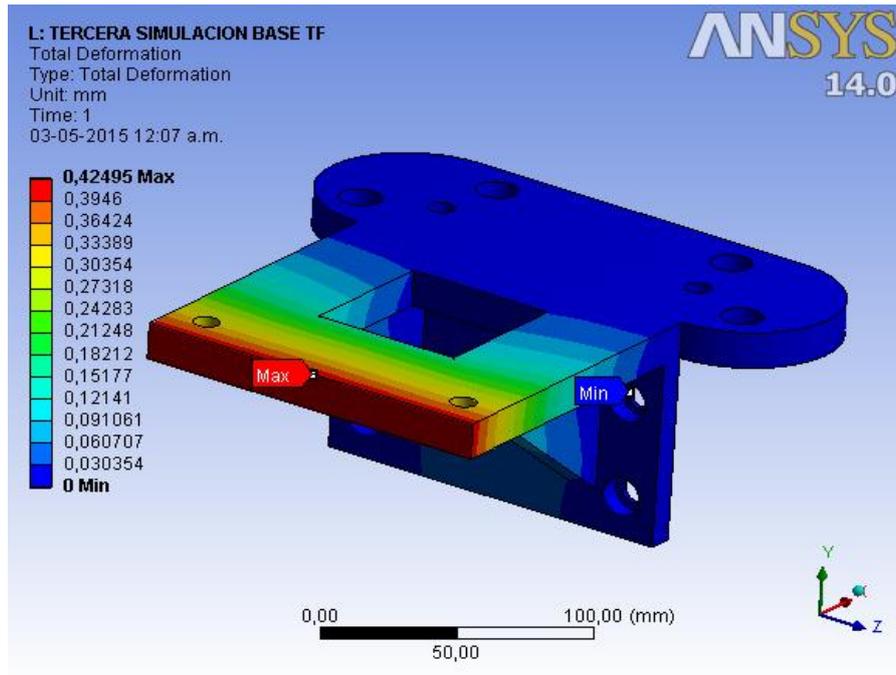


Figura 6.48. Visualización de la Deformación de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0

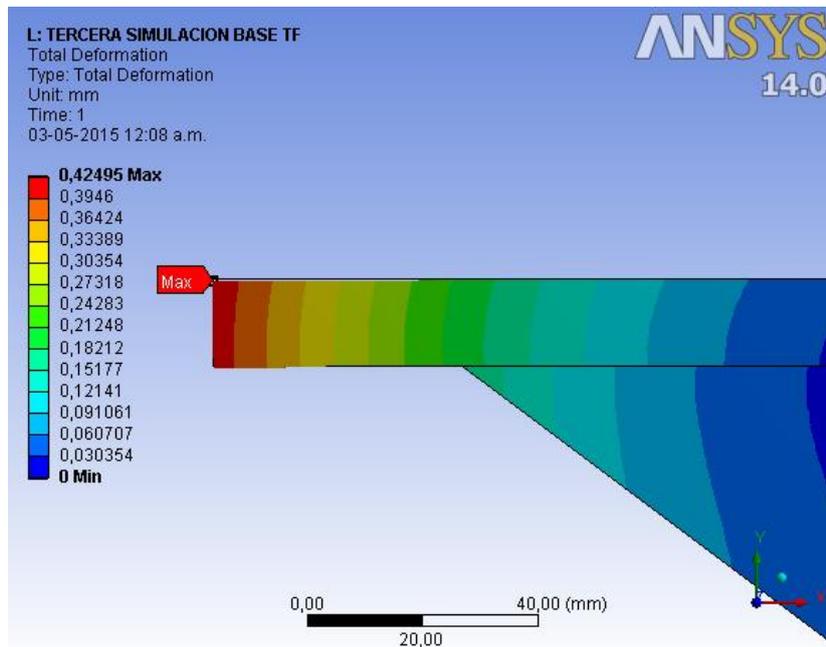


Figura 6.49. Visualización de la Deformación en la Zona Crítica de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0

En la figura 6.50 se observa que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 179,85 MPa, el cual, al compararlo con el

esfuerzo de fluencia del aluminio (276 MPa) y un factor de seguridad de 1,5, se tiene que el esfuerzo admisible es 184 MPa (mayor al esfuerzo máximo). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de seguridad mínimo obtenido del programa (1,19), el esfuerzo admisible es de 231,93 MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el elemento en estudio, por lo que éste soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

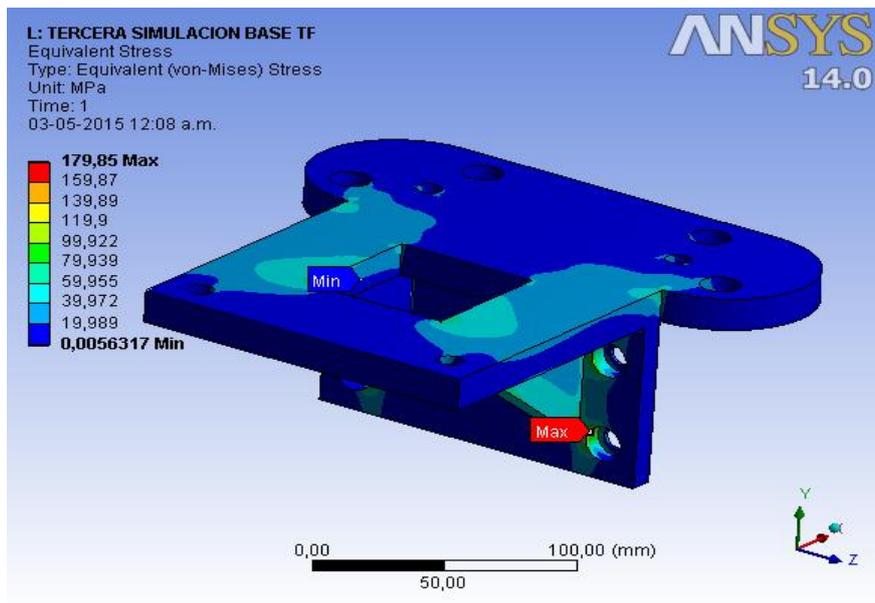


Figura 6.50. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0

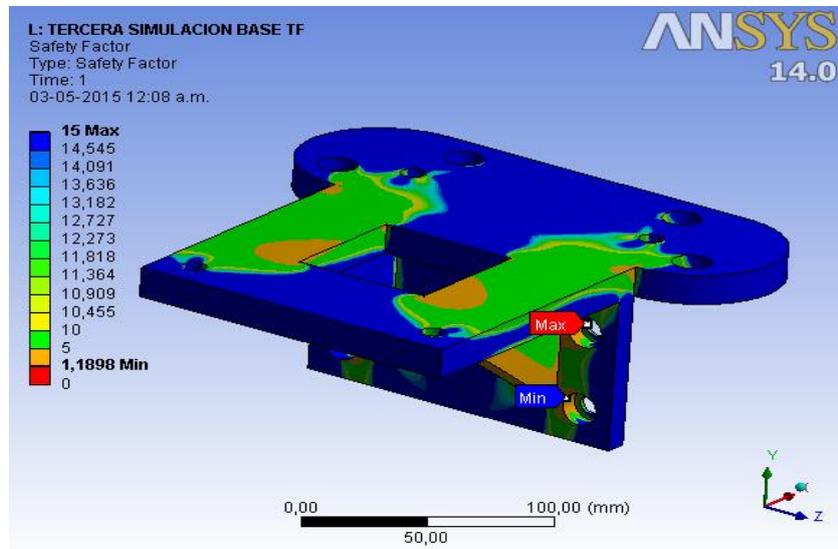


Figura 6.51. Visualización del Factor de Seguridad de la Placa de disposición del Tornillo Sin Fin en Ansys 14.0

Por último, en la figura 6.51 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 1,18 en los puntos críticos, por lo que la pieza no fallará bajo las condiciones de trabajo.

6.3.6. Conector para perfiles de Aluminio extruido

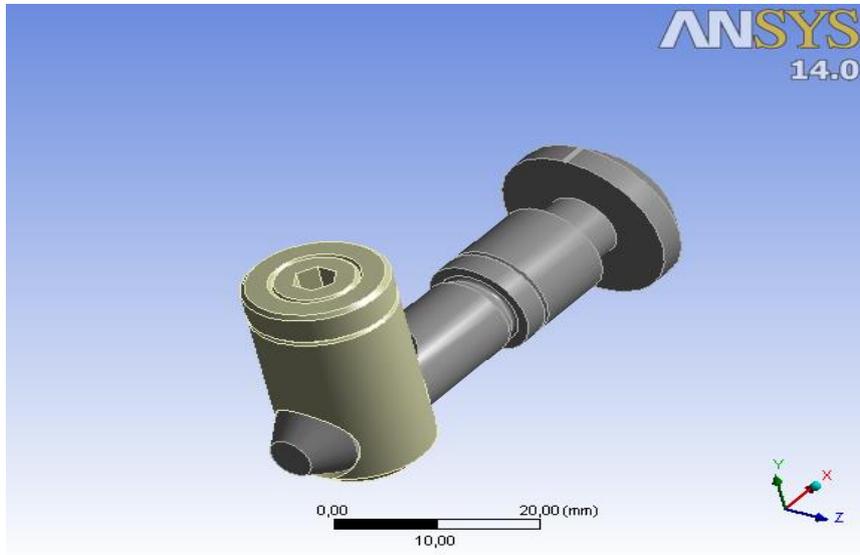


Figura 6.52. Visualización del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

Como se puede observar en la figura 6.52 se utilizaron simulaciones aplicando una carga de 3250 N en dirección al eje z, la cual equivale al caso en el que la carga crítica del sistema (13,000 kN) se distribuya entre 4 conectores. Esta fuerza proviene de la carga cortante que se ejerce sobre este como consecuencia del: peso del modelo, componentes mecánicos y estructura de soporte. Para este modelo se seleccionó como material Acero AISI 304 con un recubrimiento Galvanizado.

Para este estudio requirió solo de una simulación obteniendo valores que aceptables dentro de los rangos de deformación y esfuerzos presentes en estática y dinámica.

Por otro lado, en la figura 6.53 se observó que la deformación máxima presente es de 1,05 μm en las zonas críticas, mostrando alta resistencia para estas condiciones de carga.

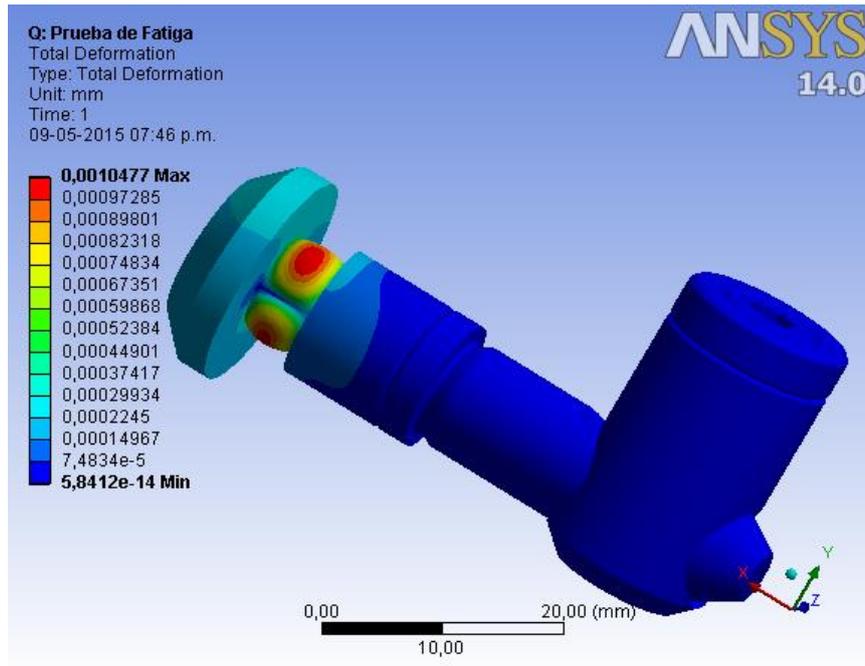


Figura 6.53. Visualización de la Deformación en las Zonas Críticas del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

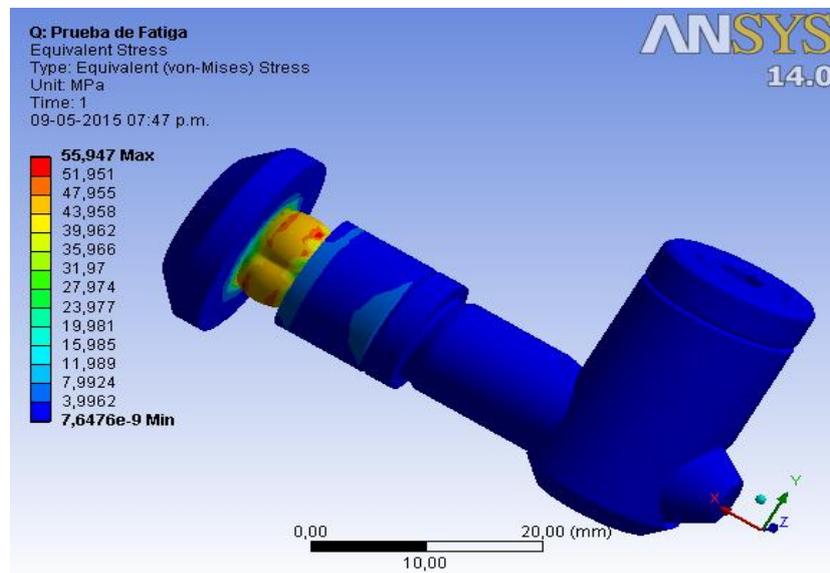


Figura 6.54. Visualización del Esfuerzo Equivalente de Von Mises del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

En las figuras 6.54 y 6.55 se observa que el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises arrojó un valor de 55,947 MPa, el cual, al compararlo con el esfuerzo de fluencia del acero (310 MPa) y un factor de seguridad de 3, se tiene que el esfuerzo admisible es 103 MPa (mayor al esfuerzo máximo). Comparando dicho esfuerzo ahora con el factor de

seguridad mínimo obtenido del programa (4,46), el esfuerzo admisible es de 69,5 MPa, el cual es también superior al esfuerzo máximo que será aplicado sobre el elemento en estudio, por lo que éste soportará la carga sin ningún problema bajo las condiciones de trabajo establecidas.

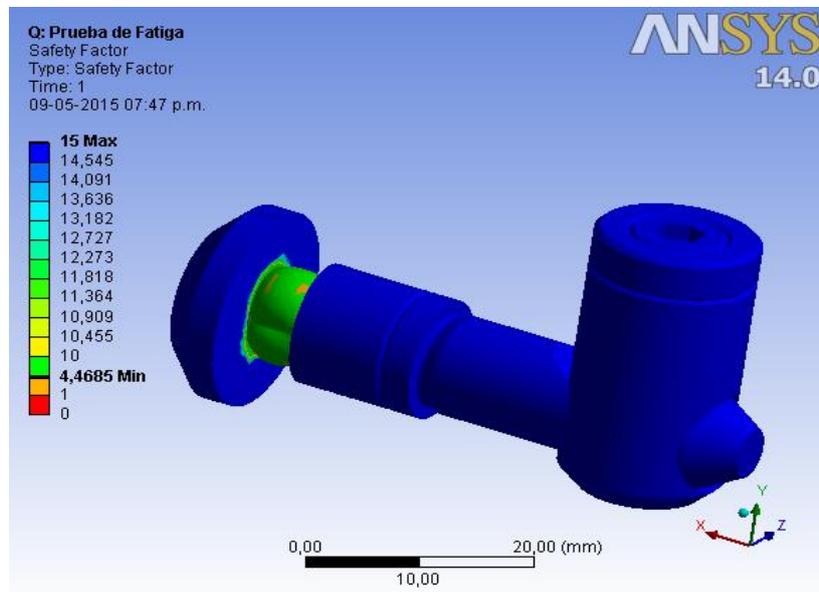


Figura 6.55. Visualización del Factor de Seguridad en Estática del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

De igual manera, en la figura 6.56 se muestra el tiempo de vida estimado en dicho componente, permitiéndonos concluir que tendrá un ciclo de vida infinita, por lo que la pieza no fallará bajo las condiciones de trabajo establecidas.

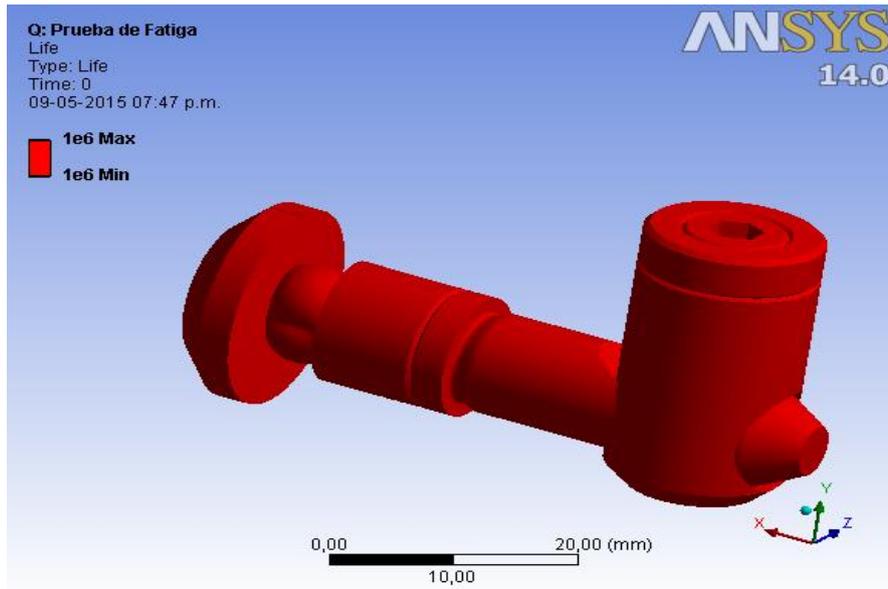


Figura 6.56. Visualización para el tiempo de vida del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

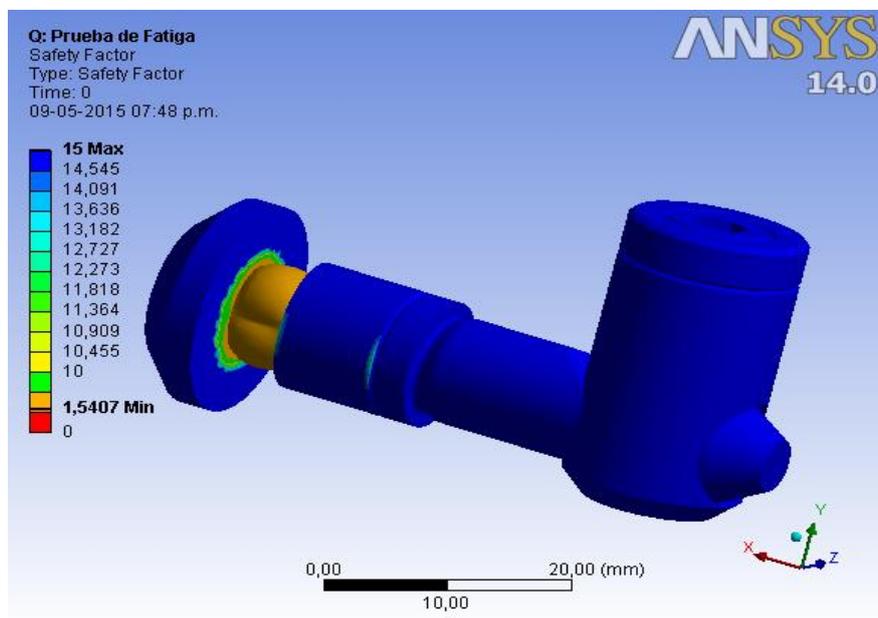


Figura 6.57. Visualización del Factor de Seguridad en Fatiga del Conector para Perfiles de Aluminio extruido en Ansys 14.0

Por último, en la figura 6.57 se muestran los factores de seguridad presentes en la simulación, donde el valor mínimo obtenido es de 1,54 en los puntos críticos, por lo que la pieza no fallará bajo las condiciones de trabajo.

6.4. PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

A continuación, se muestra en las tablas 6.18, 6.19 y 6.20 un resumen de los resultados obtenidos a través de la ejecución de cálculos correspondientes al dispositivo y equipos seleccionados:

Tabla 6.18. *Presentación de Resultados. Parte I*

Componente del Dispositivo	Método de cálculo	Consideraciones	Resultados
Lámina de Simulación	Deflexión de placas rectangulares	Máxima deflexión: 0,5 mm Carga Máxima Aplicada: 5100 N	Espesor mínimo: 2cm Factor de seguridad (estática): 2 Factor de seguridad (dinámica): 4,55
Marco de Simulación	Deflexión de placas rectangulares	Máxima deflexión: 0,5 mm Carga Máxima Aplicada: 8829 N	Espesor: 3,2cm Factor de seguridad (estática): 2 Factor de seguridad (dinámica): 2,5
Actuadores Lineales	Capacidad de carga	Carga axial requerida: 5964 N Carrera: 500 mm	Actuadores FESTO, modelos DMES. Capacidad de carga: 3000 N Par requerido: 12 Nm
Motor de accionamiento de los Actuadores	Torque requerido por los actuadores	Par requerido: 12 Nm	Motores paso a paso Motion King. Torque nominal: 12 Nm

Tabla 6.19. *Presentación de Resultados. Parte II*

Componente Dispositivo	Método de cálculo	Consideraciones	Resultados
Soportes verticales de la Mesa	Pandeo de columnas	Carca crítica a soportar: 12 kN $I_x=I_y= 411 \text{ cm}^4$	Carga admisible: 36 kN Carga crítica: 825 kN Factor de seguridad: 3
Soportes horizontales de la Mesa	Deflexión en vigas	Carga crítica a soportar: 12 kN $I_x: 2450 \text{ cm}^4$ $I_y: 760 \text{ cm}^4$	Deflexión máxima: 0,9 mm Factor de seguridad (estático): 2 Factor de seguridad (dinámico): 9,79
Ruedas	Capacidad de carga	Carga crítica a soportar: 1785 kg	Ruedas Blickle Capacidad de carga: 2400 kg.
Soportes verticales del Carrito	Pandeo de columnas	Carca crítica a soportar: 12 kN	Carga admisible: 36 kN Carga crítica: 518 kN Factor de seguridad: 3
Soportes horizontales del Carrito	Deflexión en vigas	Carga crítica a soportar: 12 kN $I_x: 166 \text{ cm}^4$ $I_y: 166 \text{ cm}^4$	Deflexión máxima: 0,43 mm Factor de seguridad (estático): 2 Factor de seguridad (dinámico): 9,79
Ruedas	Capacidad de carga	Carga crítica a soportar: 1985 kg	Ruedas Blickle Capacidad de carga: 2400 kg

Tabla 6.20. *Presentación de Resultados. Parte III*

Componente del Dispositivo	Método de cálculo	Consideraciones	Resultados
Tornillo sin fin	Capacidad de carga	Carga crítica a levantar: 12 kN Carrera mínima: 500 mm	Tornillo sin fin Thomson Capacidad de carga: 22 kN Carga admisible: 13 kN Carga crítica: 80 kN
Placa base del tornillo sin fin	Deflexión en vigas	Carga crítica a soportar: 17,3 kN	Deflexión: 0.43 mm Par requerido: 1,85 Nm
Motor de accionamiento del tornillo sin fin	Torque requerido por el tornillo sin fin	Par de salida: 12 Nm	Motores paso a paso Motion King. Par de salida: 1,5 Nm (modelo de 350 kg) Par de salida: 12 Nm (modelo de 500 kg)

Dichos cálculos definieron finalmente una estructura del dispositivo mecánico de 3,11 x 2.61 metros, con una altura de 1,17 metros, permitiendo tener un área de simulación de 2 x 2 metros, lo que garantizó la selección adecuada de materiales y equipos necesarios para el dispositivo, cumpliendo así con las exigencias y solicitudes de PDVSA Intevep S.A., obteniendo la movilidad, dimensión, precisión y confiabilidad esperada.

6.5. MATERIALES Y EQUIPOS

Conforme a los cálculos llevados a cabo y la simulación presentada de los elementos que conforman el diseño, a continuación se presenta la tabla 6.18, la cual contempla el material, dimensiones y masa de los diversos componentes seleccionados y diseñados:

Tabla 6.21. *Elementos de la Plataforma.*

ELEMENTOS DE LA PLATAFORMA			
Perfil estructural de la plataforma			
Elementos	Material	Dimensiones (m)	Masa (kg)
Lámina de simulación	Aluminio 6063 T6	2 x 2 x 0.015	235.5
Actuadores superiores	Ver Anexo 3	Ver Anexo 3	45.35
Actuadores inferiores	Ver Anexo 3	Ver Anexo 3	64.4
Motor de actuadores	Ver Anexo 4	Ver Anexo 4	5
Marco de simulación	Aluminio 6063 T6	2.5 x 2.5 x 0.032	324
Estructura rectangular	Aluminio 6063 T6	3.11 x 2.61 x 0.82	256
Ruedas base	Ver Anexo 6	Ver Anexo 6	21.1
Placa ruedas	Aluminio 6063 T6	0.175 x 0.140 x 0.02	1.3
Perfil estructural del carrito			
Ruedas base	Ver Anexo 6	Ver Anexo 6	21.1
Placa ruedas	Aluminio 6063 T6	0.175 x 0.140 x 0.02	1.3
Tornillo sin fin	Ver Anexo 7	Ver Anexo 7	30
Placa tornillo sin fin	Aluminio 6063 T6	0.22 x 0.21 x 0.01	1.5
Motor tornillo sin fin	Ver Anexo 4	Ver Anexo 4	1.5
Articulación de rótula	Aluminio Anodizado	Ver Anexo 8	0.8
Estructura rectangular	Aluminio 6063 T6	1.628 x 1.368 x 0.559	102

Por último, en la tabla 6.19 y 6.20 se presenta un resumen de los componentes seleccionados con sus características más resaltantes:

Tabla 6.22. Componentes y sus Características. Parte I.

COMPONENTES	CARACTERÍSTICAS
Perfiles de Aluminio MAYTEC de sección cuadrada para el carrito	Modelo: 80 x 80 8E, S
	$I_x = 166 \text{ cm}^4$
	$I_y = 166 \text{ cm}^4$
	Masa=5.9 kg/m
Perfiles de Aluminio MAYTEC de sección cuadrada para la estructura de la plataforma	Modelo: 100 x 100 8E, S
	$I_x = 411 \text{ cm}^4$
	$I_y = 411 \text{ cm}^4$
	Masa= 9.7 kg/m
Perfiles de Aluminio MAYTEC de sección rectangular para la estructura de la plataforma	Modelo: 100 x 200, 12E, SP
	$I_x = 2450 \text{ cm}^4$
	$I_y = 760 \text{ cm}^4$
	Masa=17.2 kg/m
Actuadores lineales FESTO (inferiores)	Modelo: DMES KF con carro adicional
	Tamaño: 63
	Carrera de trabajo: 1500 mm
	Precisión re repetición: 0,07 mm
	Fuerza de avance: $F_x = 3000 \text{ N}$
	$F_y = 13900 \text{ N}$
	$F_z = 14050 \text{ N}$
	$M_x = 580 \text{ Nm}$
	$M_y = 1820 \text{ Nm}$
$M_z = 1820 \text{ Nm}$	
Actuadores lineales FESTO (superiores)	Modelo: DMES KF
	Tamaño: 63
	Carrera de trabajo: 875 mm
	Precisión re repetición: 0.07 mm
	Fuerza de avance: $F_x = 3000 \text{ N}$
	$F_y = 13900 \text{ N}$
	$F_z = 14050 \text{ N}$
	$M_x = 580 \text{ Nm}$
	$M_y = 1820 \text{ Nm}$
$M_z = 1820 \text{ Nm}$	

Tabla 6.23. Componentes y sus Características Parte II.

COMPONENTES	CARACTERÍSTICAS
Tornillos sin fin THOMSON	Modelo: Tornillo de Bolas Muli 4
	Capacidad máxima: 22 kN
	Paso= 5 mm
	Relación de transmisión: 28:1
	Avance por vuelta completa: 0.18 mm
	Eficiencia: 43%
	Masa sin carrera: 19 kg
	Masa por cada 100 mm de carrera: 1.67
	Torque en vacío: 0.12 Nm
Motores paso a paso MOTION KING de 1.8 grados	Modelo: 34HS5804
	Torque: 12 Nm
	Inercia del rotor: 2500 g.cm ²
	Precisión: 5%
	Masa: 5 kg
Motores paso a paso MOTION KING de 0.9 grados	Modelo: 23H2M8442
	Torque: 1.5 Nm
	Inercia del rotor: 440 g.cm ²
	Precisión: 5%
	Masa: 1050 g
Articulación de rótula	Modelo: KG80
	Ángulo de giro: 30°
	Carga que resiste: 28 kN
	Material: aluminio duro pulido
	Mx= 124 Nm
	Masa= 2.3 kg
Ruedas a emplear en la plataforma y en el carrito	Modelo: LS-GB 302K-ST
	Diámetro: 300 mm
	Ancho: 80 mm
	Capacidad de carga: 2400 kg
	Tipo de rodamiento: a bolas
	Altura total: 355 mm

6.6. DISEÑO PROPUESTO

A continuación se presentan las figuras 6.58, 6.59, 6.60, 6.61, 6.62, 6.63, 6.64, las cuales muestran cada uno de los componentes y diseños propuestos, de tal manera de facilitar la comprensión espacial de los mismos:

6.6.1. Estructura de la Plataforma

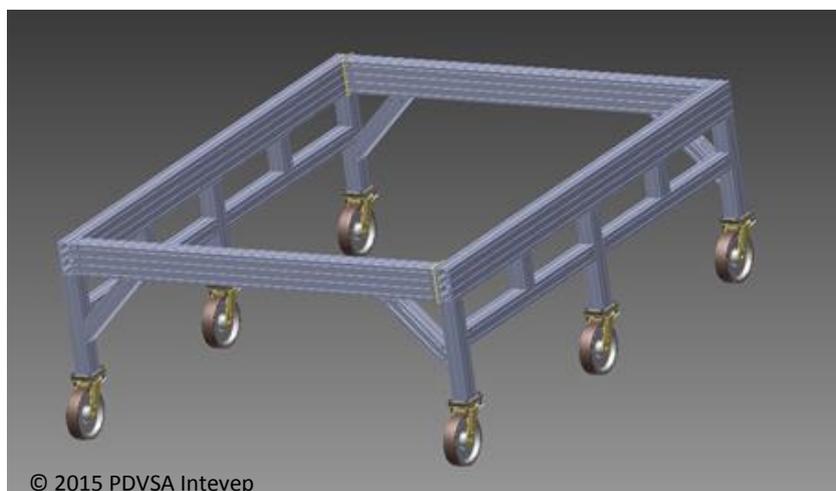


Figura 6.58. Estructura de la Plataforma

6.6.2. Estructura del Carrito

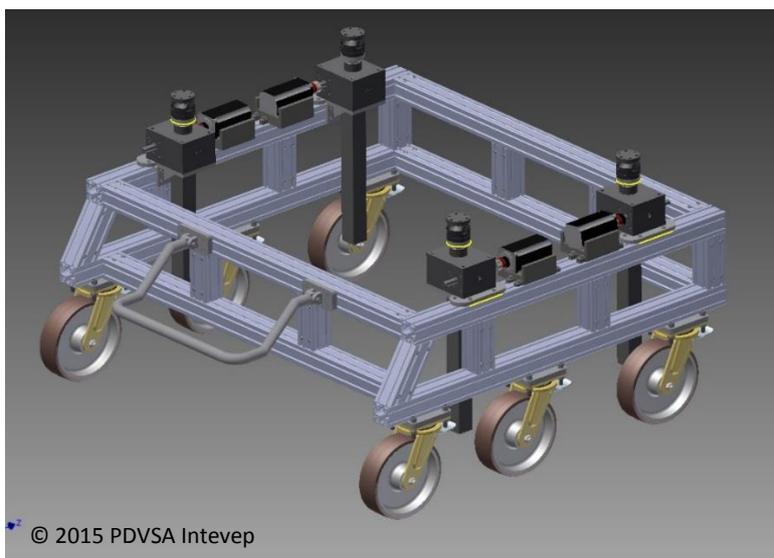


Figura. 6.59. Estructura del Carrito

6.6.3. Estructura de la Plataforma con el Carrito incorporado

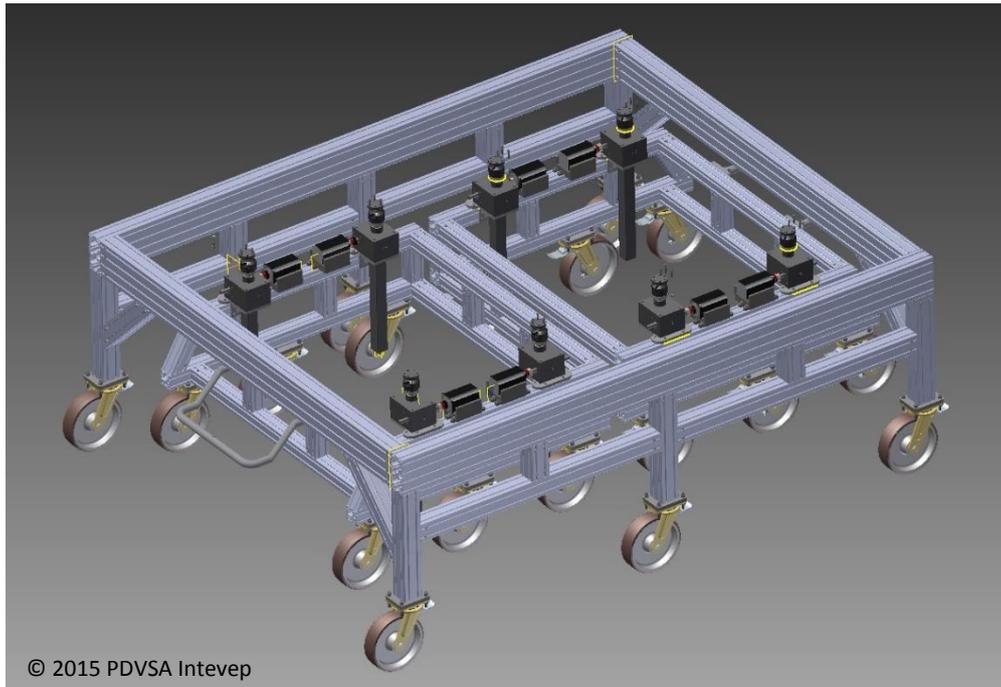


Figura 6.60. Estructura de la Plataforma con el Carrito. Vista 1

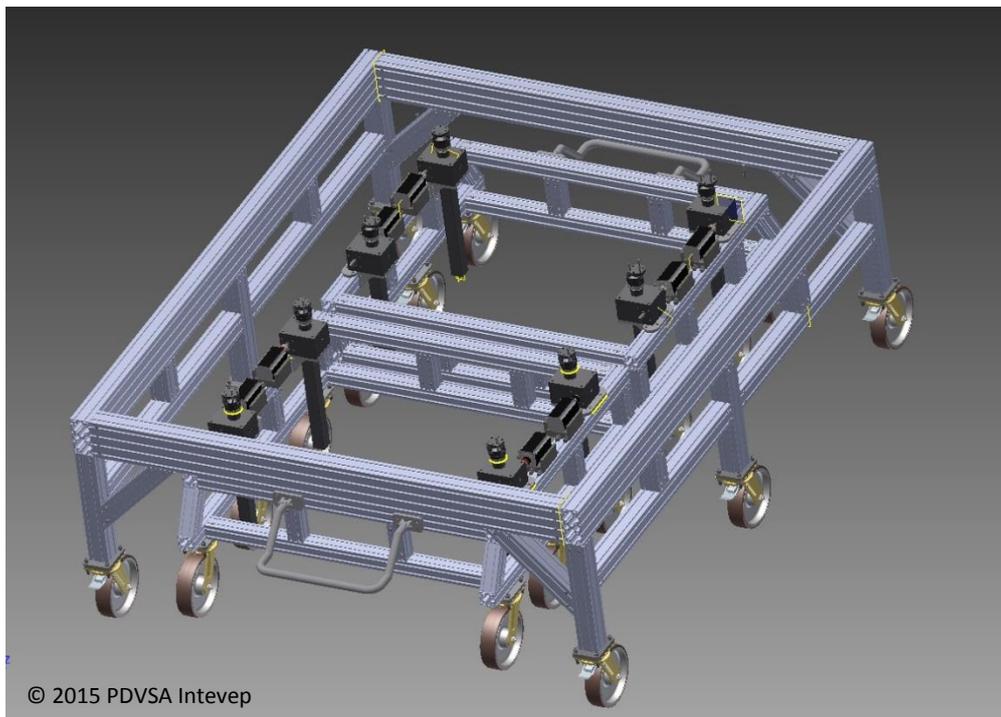


Figura. 6.61. Estructura de la Plataforma con el Carrito. Vista 2

6.6.4. Dispositivo

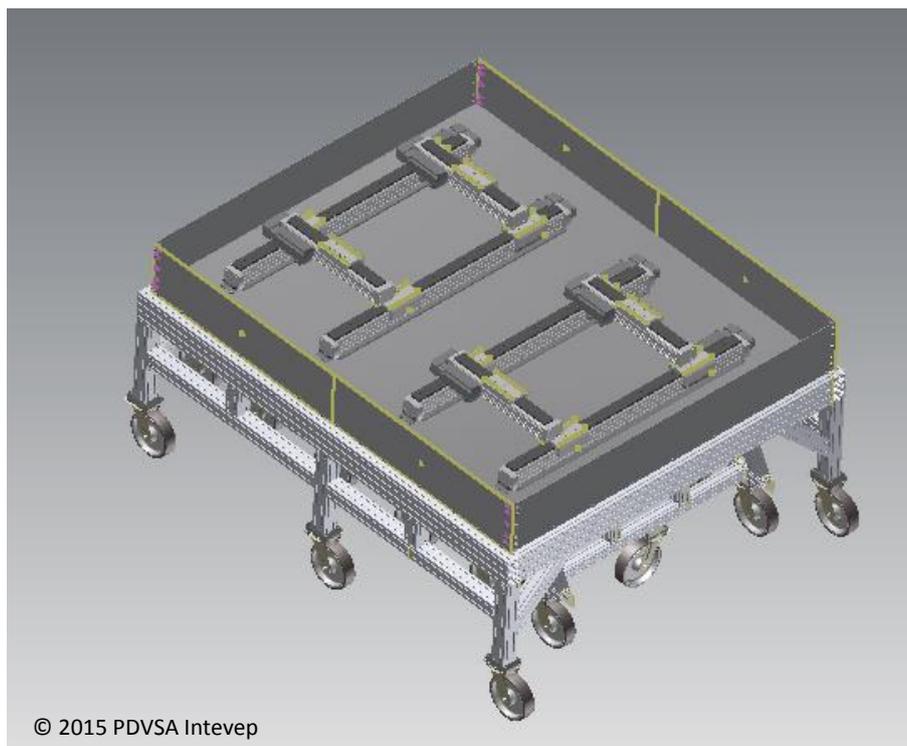


Figura 6.62. Dispositivo sin Láminas de Simulación

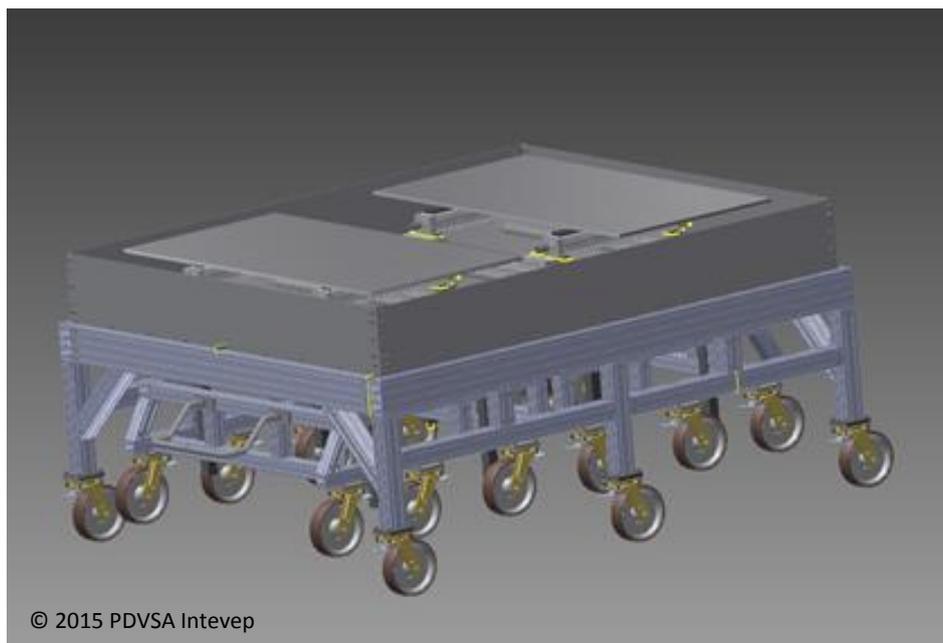


Figura 6.63. Dispositivo

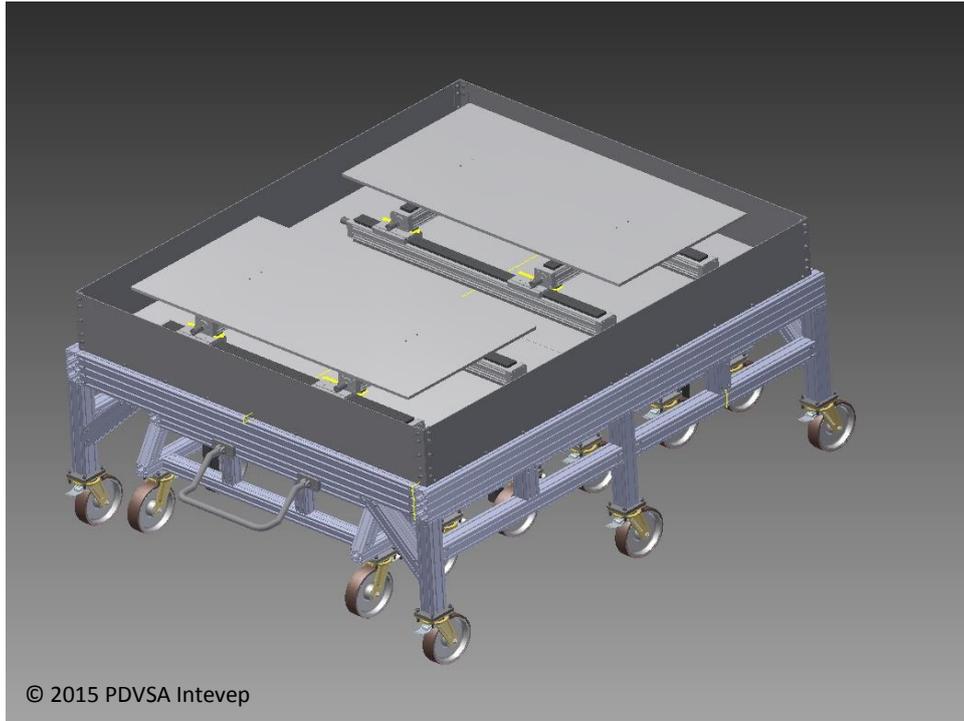


Figura 6.64. Dispositivo

6.7. FACTIBILIDAD TÉCNICA DEL DISEÑO PROPUESTO

Tomando en cuenta los diversos materiales y equipos seleccionados, se procede a analizar el uso de los mismos y funcionalidad del dispositivo en caso de que falle alguno o varios de ellos.

- Actuadores lineales: de acuerdo a requerimientos de la empresa, se seleccionaron 4 actuadores para poder satisfacer la movilidad y demanda de carga establecida; sin embargo, se sabe que el modelo de simulación será de menor peso que el establecido en el diseño. En este sentido, si llegara a fallar uno de los actuadores superiores o inferiores, e incluso uno de cada uno, y la carga dispuesta es menor a 500 kg, el modelo podría desarrollarse sin ningún problema.
- Motores de accionamiento de los actuadores: en caso de que fallara uno de estos motores, el actuador dejaría de funcionar; dicha acción no presentaría inconvenientes en caso de que el modelo no supere los 500 kg, de lo contrario, no podría llevarse a cabo la reproducción de

fenómenos geológicos y se tendría que reemplazar dicho elemento. Para ello, PDVSA Intevep S.A. cuenta en stock con 12 motores adicionales a disposición.

- Tornillos sin fin: de presentarse una falla en uno de estos tornillos, el sistema no podría llevar a cabo los movimientos de elevación y basculamiento requeridos, por lo que solo se podrían representar modelos en el plano XY.
- Motores de accionamiento de los tornillos sin fin: en caso de que fallara uno de estos motores, el tornillo sin fin dejaría de trabajar, por lo que si se requiere del funcionamiento del mismo, habría que reemplazarlo. Para ello, PDVSA Intevep S.A. cuenta en stock con 12 motores adicionales a disposición.
- Rótulas: dicho componente es fundamental para llevar a cabo movimientos de basculamiento en el sistema, por lo que si una fallara, habría que interrumpir la simulación si dicho movimiento es requerido.

Tomando en cuenta todas estas consideraciones, se debe garantizar los repuestos para estos equipos, por lo que el diseño requiere que se garanticen estos en el stock de la empresa, de tal manera de evitar retrasos y paradas no programadas en la reproducción de los sistemas antes mencionados.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones más importantes obtenidas luego del análisis de resultados:

Se analizó el diseño conceptual propuesto por la Gerencia de Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos (EYIE) de PDVSA Intevep S.A, observando en este boceto la presencia de mecanismos como cremalleras, engranajes, motores, entre otros, mostrando posibles movimientos en el plano XY, movimientos de elevación y la presencia de algunos basculamientos, el cual sirvió como punto de partida para el presente proyecto.

Se propusieron cinco alternativas de diseño, lo que permitió explorar la problemática desde distintos puntos de vista, generando posibles soluciones con cierta lógica de ideas y de carácter realista.

Se presentó un dispositivo que permite reproducir estructuras geológicas en una superficie de 2 metros de largo por 2 metros de ancho, de fácil manejo o transporte, generación de movimientos lineales con precisión en los ejes X, Y, Z y basculamientos alrededor de los ejes X e Y.

Los cálculos en estática y dinámica permitieron establecer que para capacidades de carga de 1 tonelada y considerando una deflexión máxima de 0,5 mm, el espesor para la lámina de simulación será de 2 cm y 3,2 cm para el caso del marco. De igual manera se analizaron los distintos tipos de carga, obteniendo un factor de seguridad en estática de 2 para ambos componentes y en dinámica de 4,5 y 2,5 respectivamente. Con estos valores se logró

observar que la carga crítica para estos dos componentes es la uniformemente distribuida, y los mismos no fallarán en estática ni fatiga.

Los resultados muestran que para los soportes verticales y horizontales de la plataforma, el factor de seguridad más crítico entre ellos tiene un valor de 2 para una carga aplicada de 12 kN. Del mismo modo, se analizaron estructuralmente los componentes del carrito obteniendo un factor de seguridad de 2 entre los perfiles verticales y horizontales, demostrando que ambas estructuras no fallan por cargas estáticas ni dinámicas.

Estos parámetros definieron la estructura del dispositivo mecánico, el cual tiene dimensiones de 3,11 x 2,61 metros con una altura de 1,17 metros, permitiendo un área de simulación de 2 x 2 m, lo que garantizó la selección adecuada de materiales y componentes estructurales del dispositivo.

Asimismo, en los cálculos del tornillo sin fin se determinó que el torque de accionamiento del mismo es de 1,85 Nm, por lo cual, entre las dos alternativas de motores disponibles en la empresa (1,8 y 0,9 grados de precisión, con torque nominal de 12Nm y 1,5 Nm respectivamente), el motor paso a paso de 0,9 grados no podrá desplazar este mecanismo; sin embargo, si la carga total del sistema se reduce a 700 kg este podrá funcionar de forma correcta. De igual manera, para el torque demandado por el Actuador (12 Nm) se podrán emplear los motores paso a paso disponibles, los cuales tiene un grado de precisión de 1,8 para el cual es aconsejable trabajar por debajo de los 1000 kg en el proceso de simulación, evitando su funcionamiento a máxima capacidad y garantizando la vida útil de este componente.

Se escogió y representó detalladamente una de las cinco alternativas propuestas aplicando el método de Matriz de Pugh y Matriz de Interacción en función de los requerimientos establecidos.

El diseño de los elementos del dispositivo se llevó a cabo por medio de herramientas computacionales para diseño mecánico en tres dimensiones (Inventor 2014), permitiendo obtener la planimetría del diseño seleccionado.

Los componentes del dispositivo fueron simulados empleando un software de análisis computacional por elementos finitos (Ansys 14.0), el cual

permitió verificar los cálculos estáticos y dinámicos garantizando que los estos no fallaran.

Se seleccionó Aluminio 6063 T6 para los componentes estructurales del diseño, así como Acero Inoxidable 440C y Acero Suave para la tornillería, tomando en consideración su resistencia a la corrosión para evitar fenómenos de tribología entre la estructura y los elementos de sujeción, así como la capacidad de soportar cargas elevadas. De igual forma, se escogieron componentes como: rótulas con capacidad de carga de 28 kN y 30° de libertad para generar basculamientos; actuadores lineales con una capacidad de carga axial de 3000 N, carrera de 500 mm y precisión de 0,07 mm; tornillos sin fin de bolas recirculantes con sistema de autoaseguramiento y capacidad de carga de 22 kN, elevación hasta 500 mm y una exactitud de 0,18 mm por vuelta del tornillo; ruedas con capacidad de carga de 2400 kg, alta resistencia a la rodadura y freno incorporado como elemento de seguridad los cuales no fallan y cumplen con los parámetros establecidos.

Asimismo, se escogió y representó la alternativa número 3 (figura 5.3 descrita en el Capítulo V), siendo esta la que mejor se ajustó a la problemática, incorporando cada uno de los componentes seleccionados, comprobando, desde el punto de vista del diseño, versatilidad y funcionalidad. El mismo permitirá representar fallamientos del tipo normal, inverso, transcurrente, rotacional y cilíndrico, otorgando una herramienta que permita a los especialistas en el área describir, visualizar y entender de mejor manera los procesos geológicos que ocurren en terrenos de interés.

Finalmente, este dispositivo se presenta como una alternativa innovadora desde el punto de vista funcional y del diseño, así como en la cantidad de procesos que es capaz de representar si es comparado con los dispositivos que existen actualmente a nivel mundial. Además, este otorga 18 grados de libertad en el tema correspondiente a la movilidad de sus partes, lo que lo hace único en su clase a la hora de representar fallamientos, permitiendo reproducir desde los procesos geológicos más sencillos hasta aquellos que poseen una mayor complejidad. Asimismo, este dispositivo fue

concebido con la característica de añadir a futuro elementos adicionales con la finalidad de aumentar su espectro para la representación de fallas, plegamientos y cabalgamientos geológicos.

7.2. RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

Estudiar las modificaciones necesarias para incorporar otros componentes como rodillos deslizantes, paredes compresivas u otros, de tal manera de representar fenómenos de plegamientos y cabalgamientos, otorgando un mayor espectro para la representación de procesos geológicos, agregándole versatilidad al diseño desarrollado.

Desarrollar un mecanismo que permita la deposición de arena y otros materiales sobre el modelo sin que se requiera la presencia de un individuo, agregándole una mayor precisión al diseño.

Diseñar un mecanismo que permita representar fenómenos de deformación que involucren el basamento, permitiendo representar mayor cantidad de estructuras geológicas.

Diseñar y desarrollar la automatización por medio de Controles Lógicos Programables que permitan la sincronización de los componentes mecánicos para la correcta reproducción de los fenómenos geológicos.

7.3. RECOMENDACIONES PARA LA EMPRESA

Realizar un estudio técnico-económico que permita reemplazar los proveedores actuales de equipos y materiales, de tal manera que el proceso de construcción se lleve a cabo empleando materia prima y componentes nacionales.

Dotar a la empresa de un stock particular que permita disponer de los componentes mecánicos vitales para el dispositivo como actuadores, rótulas, motores, entre otros, con la finalidad de evitar paradas innecesarias en caso de fallas por parte de alguno de estos mecanismos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ancheyta J. (2007). Hydroprocessing of heavy oils and residual. CRC Press. p. 125.
- Arias, F. (2004). Proyecto de investigación: Introducción a la metodología científica (4ª ed.). Caracas: Editorial Episteme.
- Barnes, H., Hutton. J. y Walters, K. (1989). An introduction to Rheology. Amsterdam. Editorial Elsevier. 342 p.
- Belousov, V. (1979). Geología Estructural. 2da ed. Moscu. Editorial Mir Moscú. 130 p.
- Bingham, E. (1929). Leading Rheologist Organized Society. Vol. 67. p. 23.
- Crespo Blanc, A. y Pérez Ramos, I. (2002). La modelización analógica como recurso didáctico en la geología estructural Dto. Geodinámica, Universidad de Granada. Vol. 32, p. 179-181.
- Dubois A., Odonne F., Massonnat G., Lebourg T. y Fabre, R. (2001). Analogue modelling of fault reactivation: tectonic inversion and oblique remobilisation of grabens. Journal of Structural Geology. Vol 24. p. 1741-1752.
- Beer, F. y otros (2008). Mecánica de Materiales. 5ta ed. México. Editorial McGraw – Hill. 744 p.

- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de Materiales*. 8va ed. México. Editorial Pearson. 883 p.
- Hurtado de Barrera, J. (2004). *El proyecto de investigación: Metodología de la investigación holística* (3ra. ed.). Caracas: Fundación Sypal.
- Hus R., Acocella V., Funicello R. y De Batist, M. (2005). Sandbox models of relay ramp structure and evolution. *Journal of Structural Geology*. Vol. 27. p. 459-473.
- Jones, J. (1992). *Design Methods*. 2da Edición. Editorial John Wiley & Sons, INC.
- Keep, M. y McClay, K. (1997). Analogue modeling of multiphase rift system. Elsevier. Vol. 273, p. 239-270.
- Koyi, A., Ghasemi, A., Hessami, K. y Dietl, C. (2008). The mechanical relationship between strike-slip faults and salt diapirs in the Zagros fold-thrust belt. *Journal of the Geological Society*. Vol. 165. p. 1031-1044.
- Nalpas, T., Townley, B. y Sanhueza, D. (2009). Influencia de un bloque rígido en un sistema de fallas de rumbo: modelamiento análogo. *Revista geológica de Chile*. Vol. 38 (1), p. 23-36.
- Oosterman, B. (2001) *Improving product development projects by matching product architecture and organization*. Tesis doctoral. University of Groningen, The Netherlands.

- Otto, K. y Wood, K. (2001). Product design: techniques in reverse engineering and new product development. New Jersey. Editorial Prentice Hall. 387 p.
- Paniukov, P. (1978). Geología aplicada a la Ingeniería. Moscú. Editorial Mir Moscú. 173 p.
- Pahl, G. (1996). Engineering design: a systematic approach. London. Editorial Springer. 475 p.
- PDVSA- Intevep, Investigación Estratégica de Exploración de Yacimientos (2013). (2013). Informe técnico sobre modelado analógico en geociencias. Pdvsa-Intevep, p. 6-44. INT-14328. Los Teques: Brian Vilas.
- Ruiz, A. y Toro, G. (2005). Diseño concurrente y fabricación de una mesa automática para contar, cortar y rebobinar rollos de etiquetas y papel. Trabajo especial de grado de ingeniería. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Shigley, J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. 8va ed. México D. F. Editorial McGraw – Hill Interamericana. 1092 p.
- Schon, J. (2004). Physical properties of rocks: Fundamentals and principles of petrophysics. Amsterdam. Editorial Elsevier. 600 p.

Southwest Research Institute (2010). Physical analog modeling. *Journal of Structural Geology*. p. 237-240.

Stecker, E. C. y Tindall, S. E. (2012). Influence of mechanical stratigraphy on thrust belt morphology in physical models. *Geological Society of America*. Vol. 44 (7), p. 238.

Tarbuck, M., y Lutgens, P. (2005). *Ciencias de La Tierra: Una Introducción a la Geología Física*. 8va ed. Editorial Pearson.

Timoshenko, S. (1989). *Theory of Plates and Shells*. 2da ed. New York. Editorial McGraw – Hill. 531 p.

Ullman, D. (1992). *The mechanical design process*. London. Editorial McGraw-Hill. 386 p.

Yagupsky, D. (2009). Metodología para el estudio de sistemas compresivos y de sus controles estructurales. *Biblioteca Digital de la Facultad de Ciencias Exactas y Naturales*. p. 32–41.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

Ángeles, F. (2014). Introducción a la Estratigrafía. [Página web en línea].

Consultado el 16 de enero de 2015 en:

<http://portalweb.sgm.gob.mx/museo/es/introduccion-estratigrafia>

Bates, J. y Jackson, L. (1980). Fallas Geológicas. [Página web en línea].

Consultado el 16 de noviembre de 2014 en:

<http://www.windows2universe.org/earth/geology/fault.html&lang=sp>

Beatriz, A. (2012). Aleación. [Página web en línea]. Consultado el 11 de

febrero de 2015 en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Aleaci%C3%B3n>

Blickle (s.f.). Blickle wheels and casteners. Catálogo de ruedas. [Base de datos en línea]. Consultado el 12 de marzo 2015 en:

<http://www.blickle.de/ae/>

Bousse, A. (1980). Tectónica. [Página web en línea]. Consultado el 24 de

noviembre de 2014 en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Tect%C3%B3nica>

Caballero, C. (1963). Sedimentología y Estratigrafía: Introducción. [Página web en línea]. Consultado el 4 de enero de 2015 en:

<http://www.artinaid.com/2013/04/componentes-y-tipos-de-fallas-geologicas/>

DLI Engineering (2009). Análisis de vibraciones. [Página web en línea]. Consultado el 3 de marzo de 2015 en:

<http://www.azimadli.com/vibman-spanish/queesvibracin.htm>

Estefani, G. (2013). Componentes y Tipos de Falla Geológicas. [Página web en línea]. Consultado el 12 de noviembre de 2015 en:

<http://www.artinaid.com/2013/04/componentes-y-tipos-de-fallas-geologicas/>

Estructuras Geológicas (2011). [Página web en línea]. Consultado el 2 de enero de 2015 en:

<http://geologiavenezolana.blogspot.com/2011/06/estructuras-geologicas.html>

INPRES (s.f.). Fallas geológicas. [Página web en línea]. Consultado el 12 de enero de 2015 en:

<http://www.inpres.gov.ar/docentes/Fallas%20Geol%C3%B3gicas.pdf>

Felicísimo, A. (2000). Modelos digitales de terreno. [Página web en línea]. Consultado el 27 de noviembre de 2014 en:

<ftp://200.16.19.97/pub/trabajosfinales/Trabajo%20Final%20MARTINEZ%20GARCIA/Disco%201/09%20-%20Bibliografia/MDE/M%20D%20T%2001.pdf>

Ferrer, I. (2007). Contribución metodológica en técnicas de diseñar para la fabricación. [Página web en línea]. Consultado el 15 de diciembre de 2014 en:

<http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/7765/tifr.pdf?sequence=1>

Festo (s.f.). Festo – La empresa. [Página web en línea]. Consultado el 18 de febrero de 2015 en: http://www.festo.com/cms/es_es/9461.htm

Festo (s.f.). Actuadores electromecánicos. Catálogo de actuadores lineales. [Base de datos en línea]. Consultado el 14 de marzo de 2015 en: http://www.festo.com/cat/es_es/products_DME

Gómez, M. (2006). Procedimientos de Mecanizado. [Página web en línea]. Consultado el 17 de febrero de 2015 en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Acero>

Griem, W. y Griem-Klee, S. (1999). Objetivo de la Geología estructural. [Página web en línea]. Consultado el 18 de noviembre de 2014 en: <http://www.geovirtual.cl/geologiageneral/ggcap11.htm#Objetivo>

Hubka, E. (1996). Estado del arte. [Página web en línea]. Consultado el 14 de diciembre de 2014 en: <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6840/03Jld03de08.pdf;jsessionid=266CD783BA645F19B32AF2ED6A9AEF80.tdx1?sequence=3>

Investigación Tectónica y Geología Estructural, (2003). [Página web en línea]. Consultado el 8 de noviembre de 2014 en: http://pendientedemigracion.ucm.es/info/geodina/investigacion/tectonica_geologica_estructural.html

Laboratorio de Modelación Analógica (s.f.). [Página web en línea].
Consultado el 3 de noviembre de 2014 en:

http://www.ub.edu/geomodels/Obj_esp_Lab_mod.html

Martínez, C. (s.f.). Fallas Geológicas. [Página web en línea]. Consultado el
17 de noviembre de 2014 en:

<http://platea.pntic.mec.es/~cmarti3/GEO/tect/fallas/index.htm>

Maytec (2013). Maytec Aluminium Systemtechnik. Catálogo de perfiles de
aluminio extruido. [Base de datos en línea]. Consultado el 17 de febrero
de 2015 en:

http://www.maytec.org/mainframe_e.htm

Matriceria Royan (2003). Dispositivos Mecánicos. [Página web en línea].
Consultado el 5 de marzo de 2015 en:

<http://matriceriaroyandenia.com/d>

Mecanizado de aluminio (2004). [Página web en línea]. Consultado el 16 de
febrero de 2015 en: <http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>

Montero, T. (1997). Glosario Estratigráfico. [Página web en línea].
Consultado el 15 de noviembre en:

<http://www.pdvsa.com/lexico/utilid/glosario/glosario.htm>

Motion King (s.f.). Stepper Motor. Catálogo de motores paso a paso. [Base
de datos en línea]. Consultado el 12 de diciembre de 2014 en:

http://www.motionking.com/search_c.asp

PDVSA (2005). Intevp. [Base de datos en línea]. Consultado el 5 de noviembre de 2014 en:

http://www.pdvsa.com/index.php?tpl=interface.sp/design/readmenupri nc.tpl.html&newsid_temas=21

Proyecto Biosfera (s.f.). Los cambios en el Medio Natural. [Página web en línea]. Consultado el 12 de diciembre de 2014 en:

<http://recursos.cnice.mec.es/biosfera/alumno/4ESO/MedioNatural2/co ntenido1.htm>

Rodríguez, L. (2004). Diseño: estrategia y táctica. [Página web en línea]. Consultado el 12 de diciembre de 2014 en:

https://books.google.co.ve/books?id=uVRCfQpm-a4C&pg=PA29&lpg=PA29&dq=modelo+de+proceso+dise%C3%B1o+seg%C3%BAn+archer&source=bl&ots=IQoEM07r6Z&sig=EVjpaEZFOXHUXcLSbBc65MoTtFc&hl=es&sa=X&ei=mpr0VN_NE8aZg wTZmYK4DQ&ved=0CDwQ6AEwBw#v=onepage&q=modelo%20de%20proceso%20dise%C3%B1o%20seg%C3%BAn%20archer&f=false

Schellart, W. (2002). Analogue modelling of large-scale tectonic processes: An introduction. [Página web en línea]. Consultado el 3 de enero de 2015 en:

http://www.ibrarian.net/navon/paper/Analogue_modelling_of_large_scale_tectonic_proces.pdf?paperid=315248

Schlumberger (2014). The Oilfield Glossary: Where the Oil Field Meets the Dictionary. [Base de datos en línea]. Consultado el 17 de enero de 2015 en: <http://glossary.oilfield.slb.com/>

Solis, X. (2010). Bruno Munari y la metodología del diseño. [Página web en línea]. Consultado el 12 de diciembre de 2010 en:
<https://ximesolischavez.wordpress.com/2010/01/29/bruno-munari-y-la-metodologia-del-diseno/>

Stephen, N. (2012). Deformation of Rock. [Página web en línea]. Consultado el 26 de noviembre de 2014 en:
<http://www.tulane.edu/~sanelson/eens1110/deform.htm>

Suel, I. (2009). Pliegues Geológicos. [Página web en línea]. Consultado el 12 de diciembre de 2014 en: <http://es.slideshare.net/iessuel/pliegues-geologicos>

Thomson (s.f.). Thomson Linear Motion. Optimized. Catálogo de tornillos sin fin. [Base de datos en línea]. Consultado el 3 de marzo de 2015 en:
http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/products/actuators/worm_gear_screw_jacks.php

Universidad Politécnica de Madrid (s.f.). Conceptos básicos de diseño mecánico. [Página web en línea]. Consultado el 12 de marzo de 2015 en:
<http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/especificacion-de-dimensiones-y-tolerancias-gd-t/01-diseno/0101-diseno.pdf>

Velásquez, S. y De Vicente G. (2011). Reología de la litosfera (continental). [Página web en línea]. Consultado el 6 de diciembre de 2015 en:

<http://www.revistareduca.es/index.php/reduca-eologia/article/viewFile/719/739>

Villa, S. (2010). Diseño. [Página web en línea]. Consultado el 13 de diciembre de 2014 en:

<http://disenoyergonomia.blogspot.com/2010/08/modelo-de-french.html>

WordPress (2008). Tectónica. [Página web en línea]. Consultado el 10 de noviembre de 2014 en: <http://definicion.de/tectonica/>

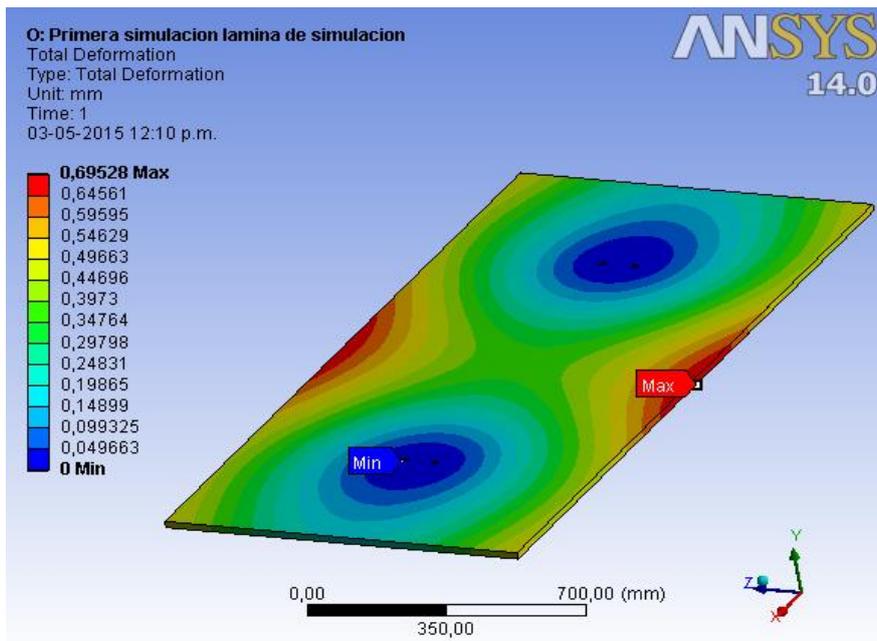
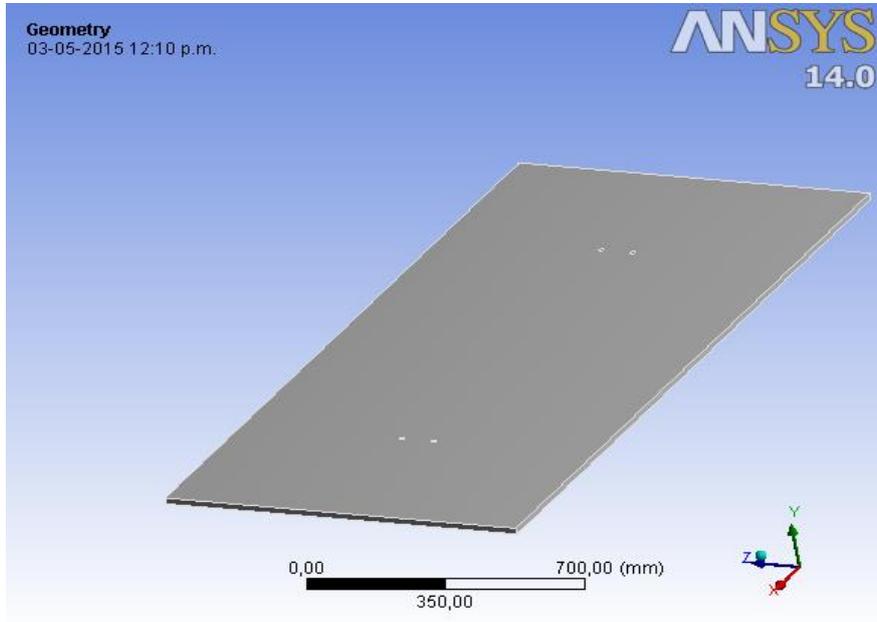
Zimmer (s.f.). Rótulas. Catálogo de articulaciones de rótula. [Base de datos en línea]. Consultado el 14 de marzo de 2015 en:

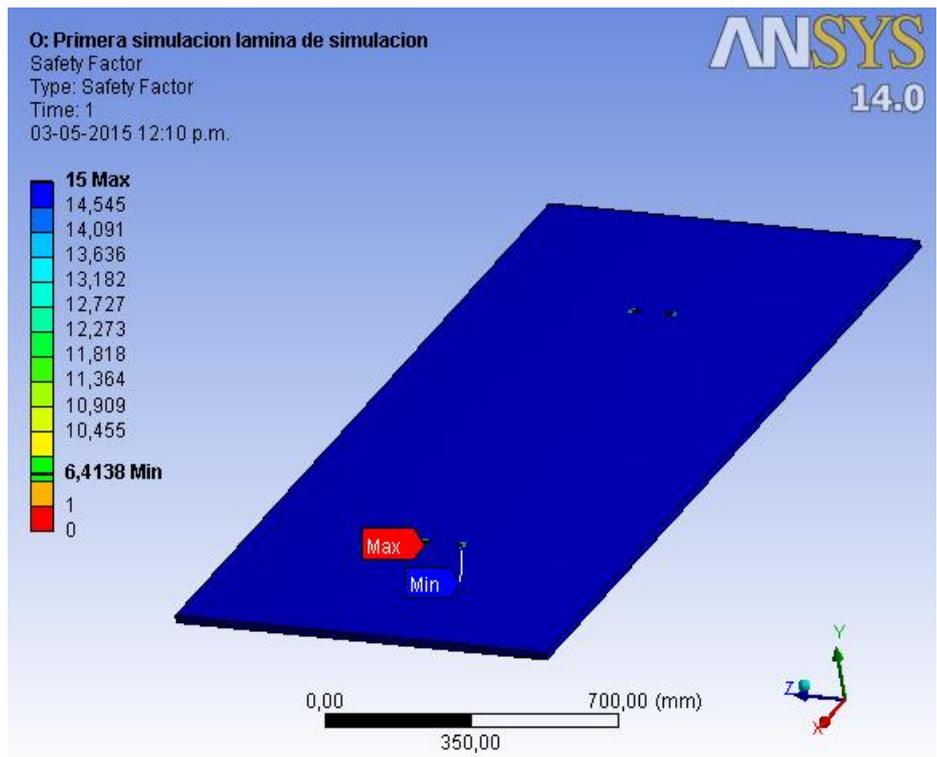
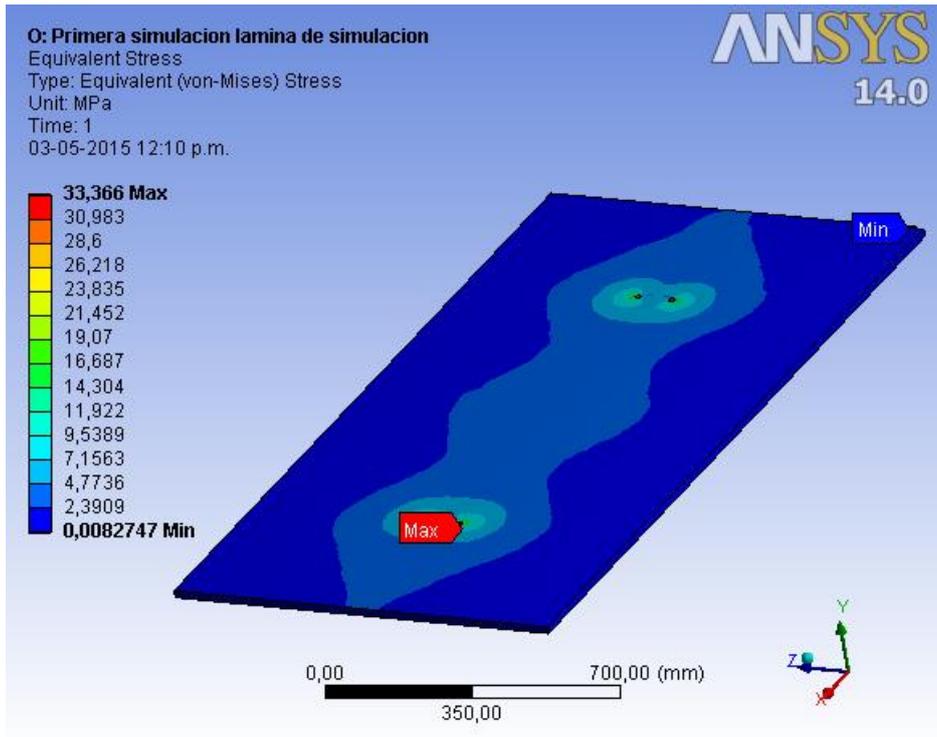
http://www.zimmer-group.de/dbassets/-mn-som--plc-v--pg-kg--sr-kg_gd_pg_gd_pg__kt_somhht1__kp_kg__pg_kgbg__ses__apd__v1.pdf

APÉNDICES

APÉNDICE 1

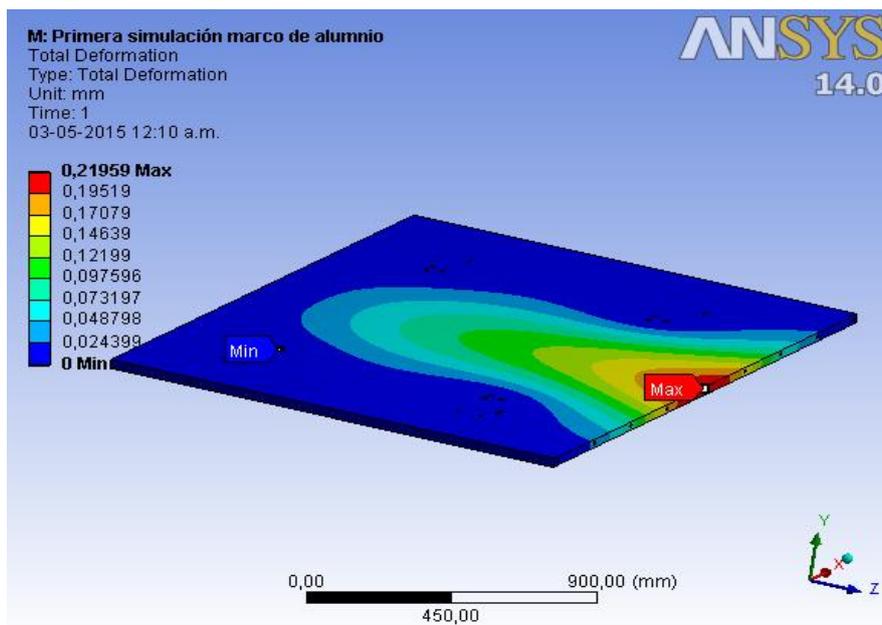
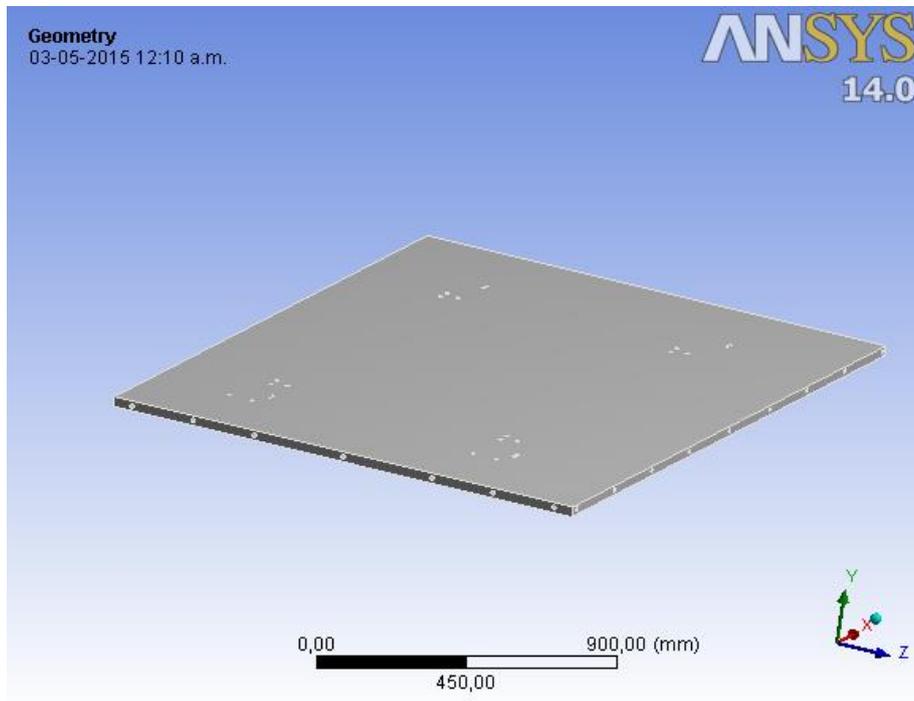
Primera simulación en Ansys de la Lámina

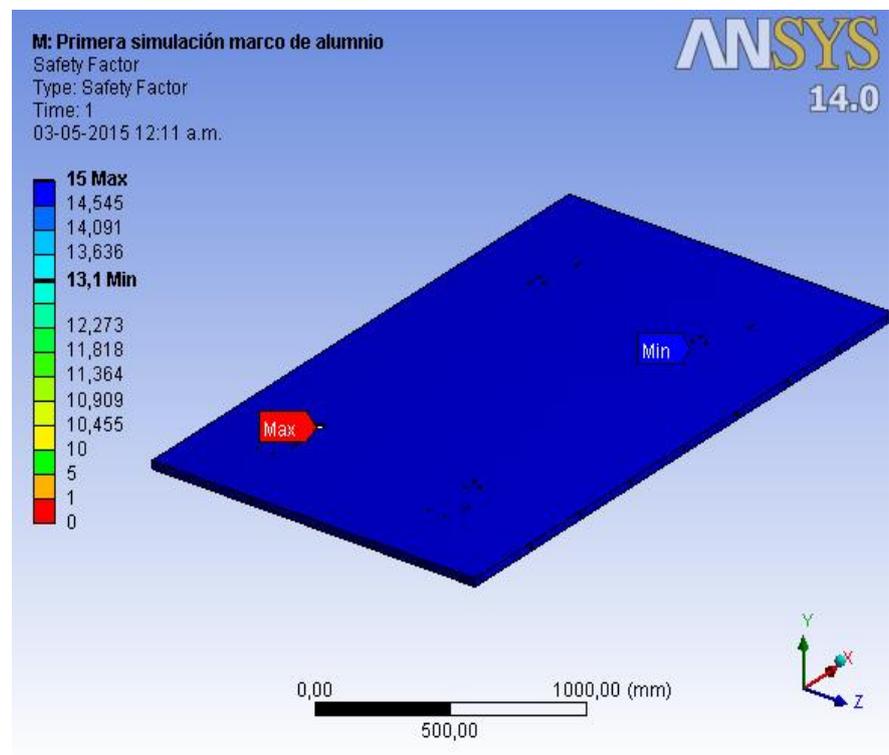
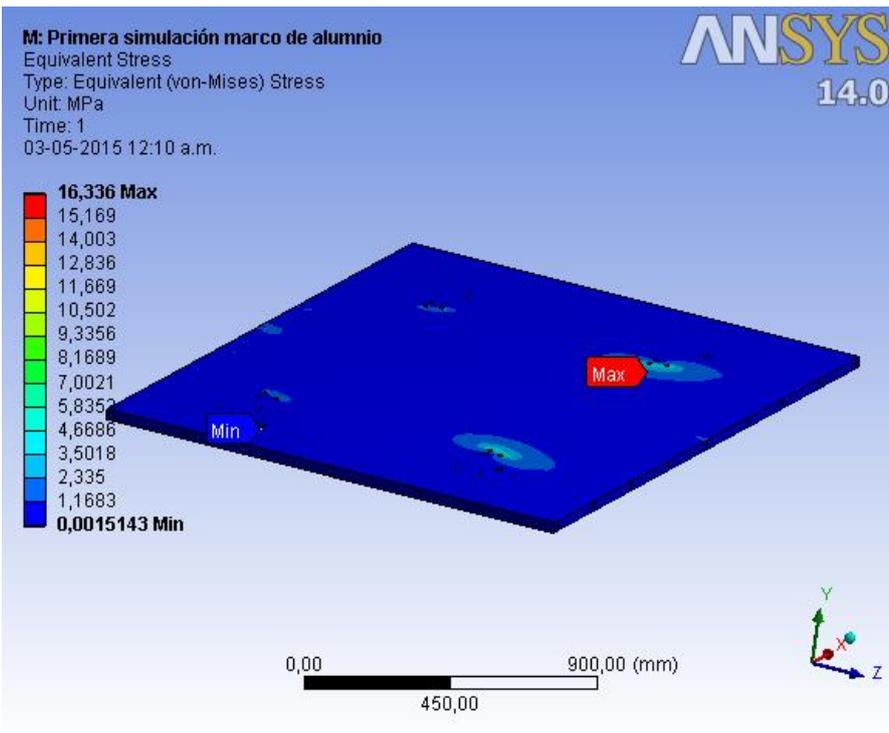




APÉNDICE 2

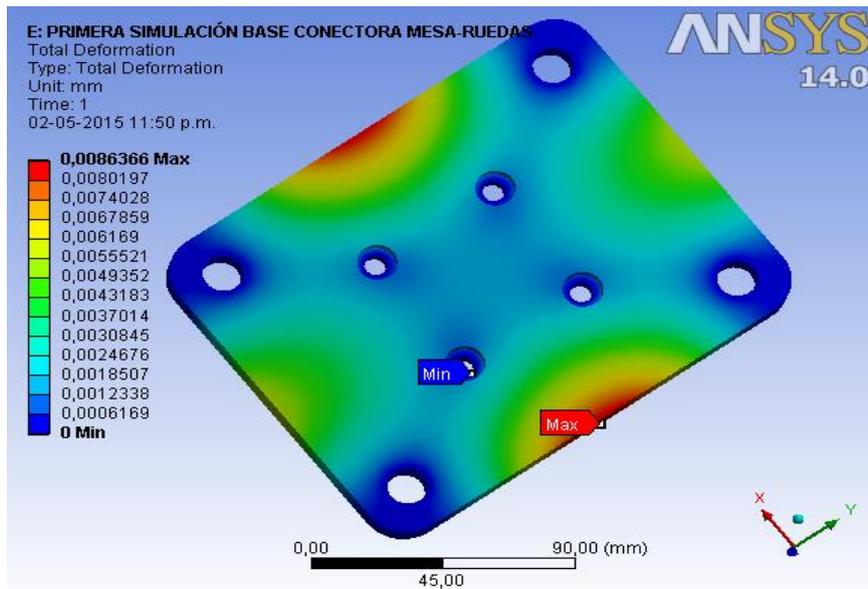
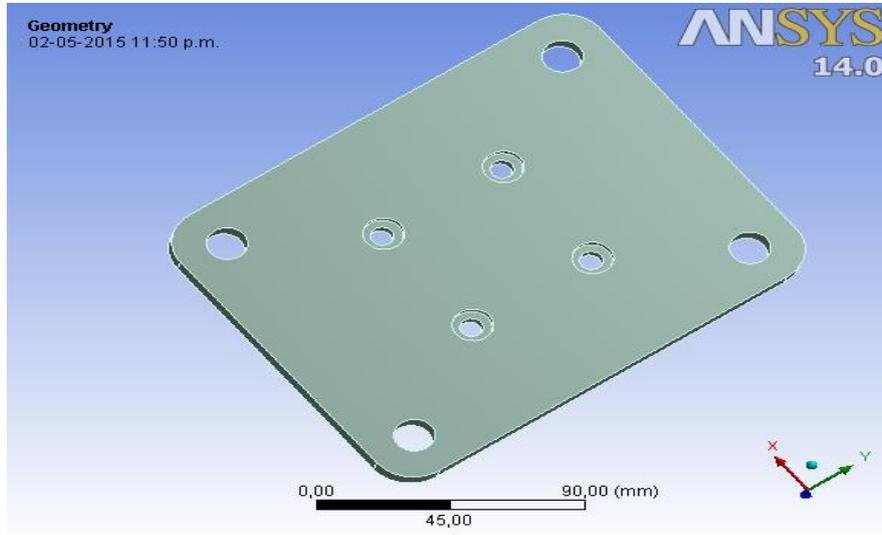
Primera simulación en Ansys del Marco

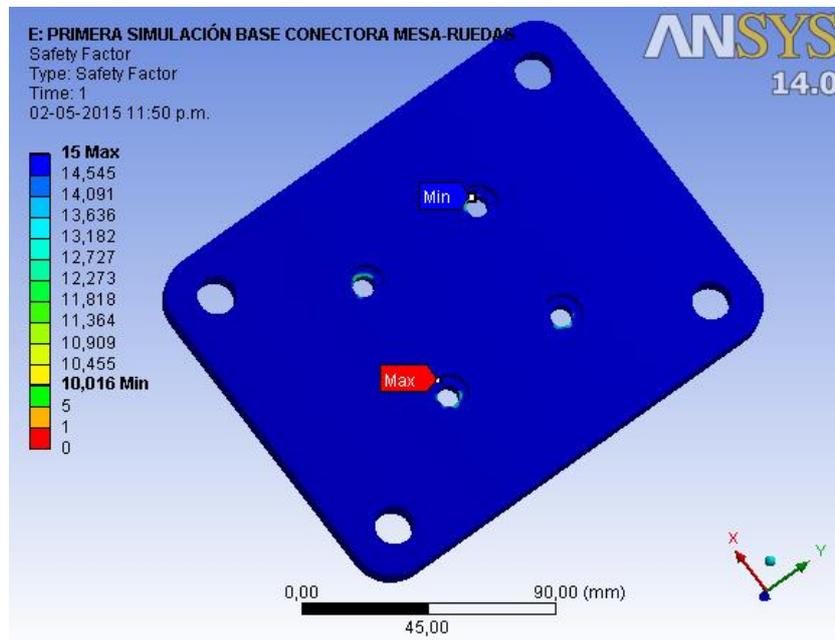
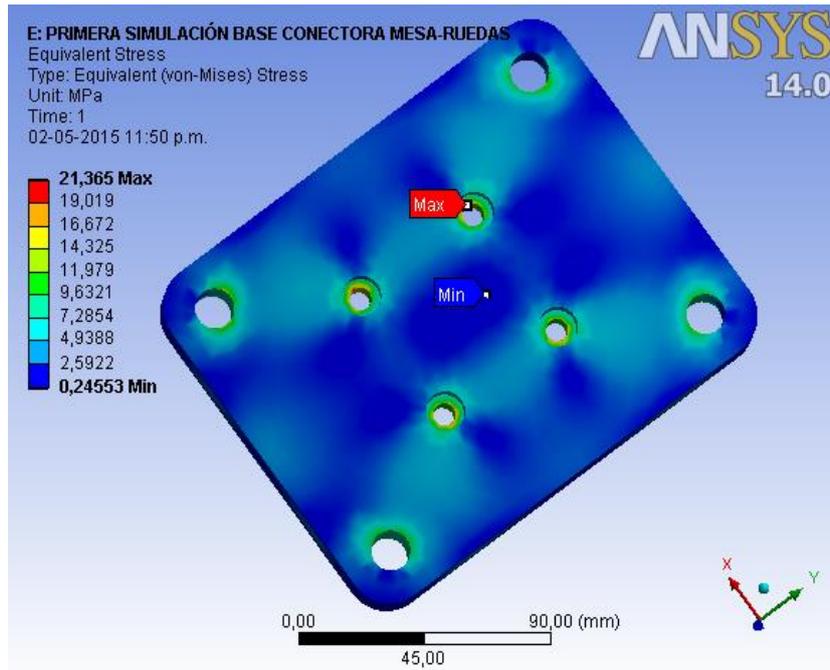




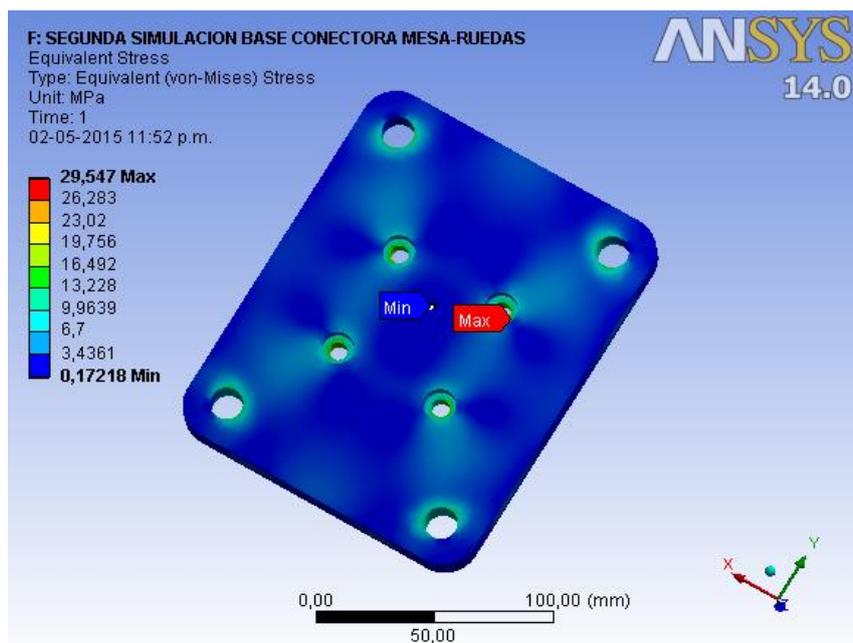
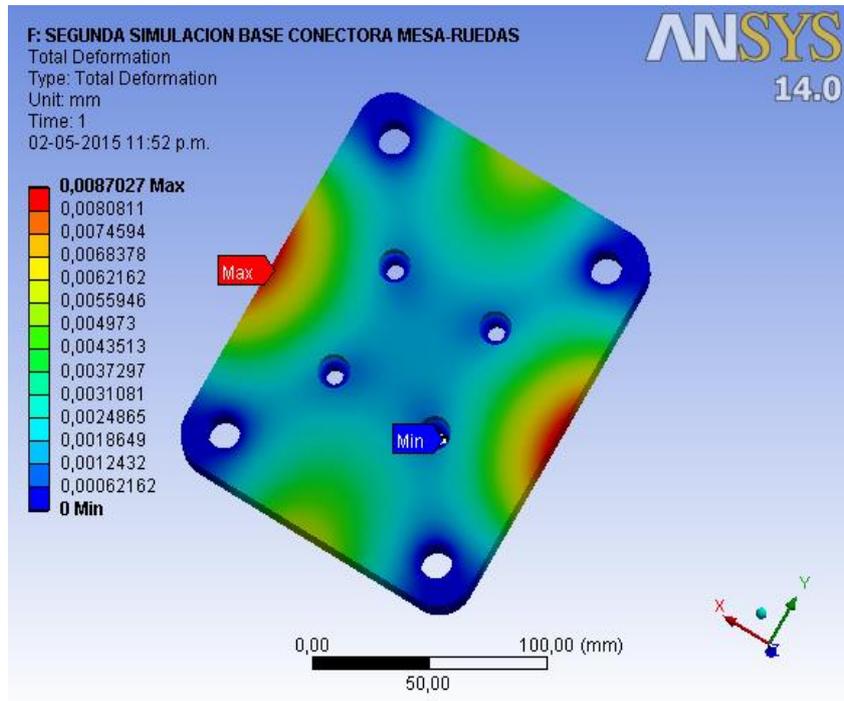
APÉNDICE 3

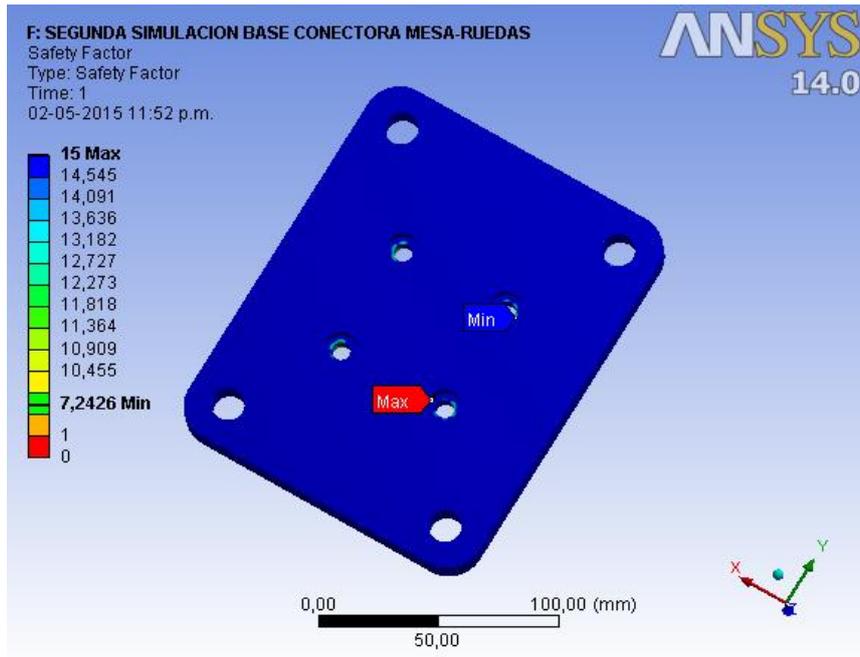
Primera simulación en Ansys de la Base Conectora entre la Rueda y la Plataforma



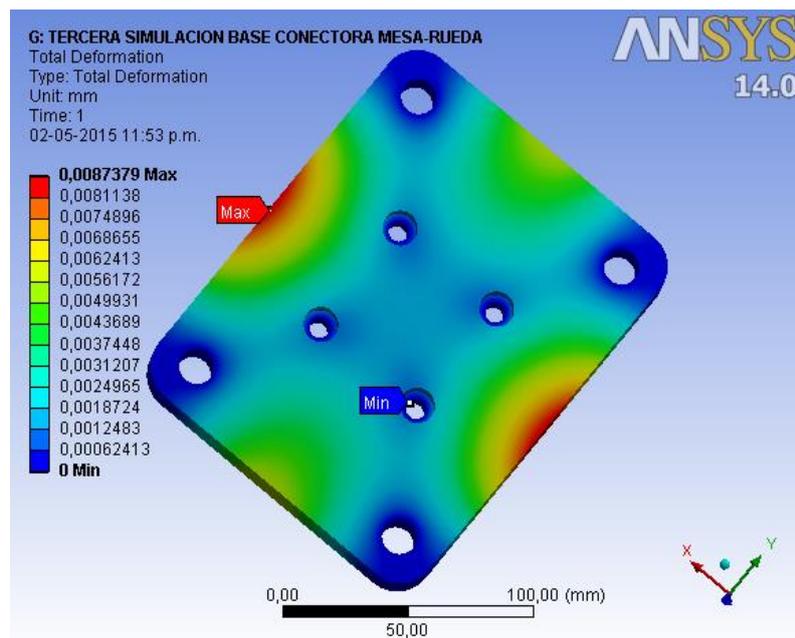


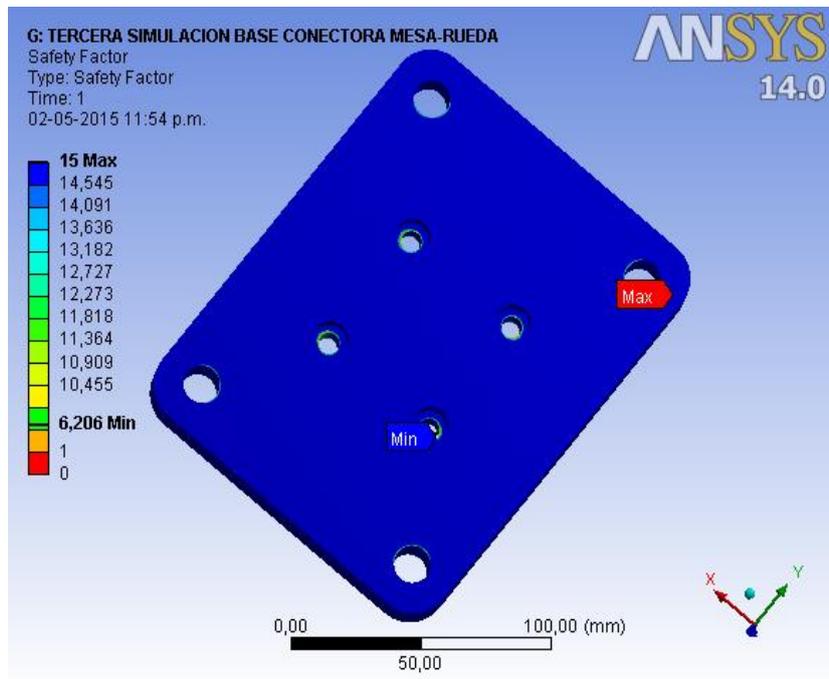
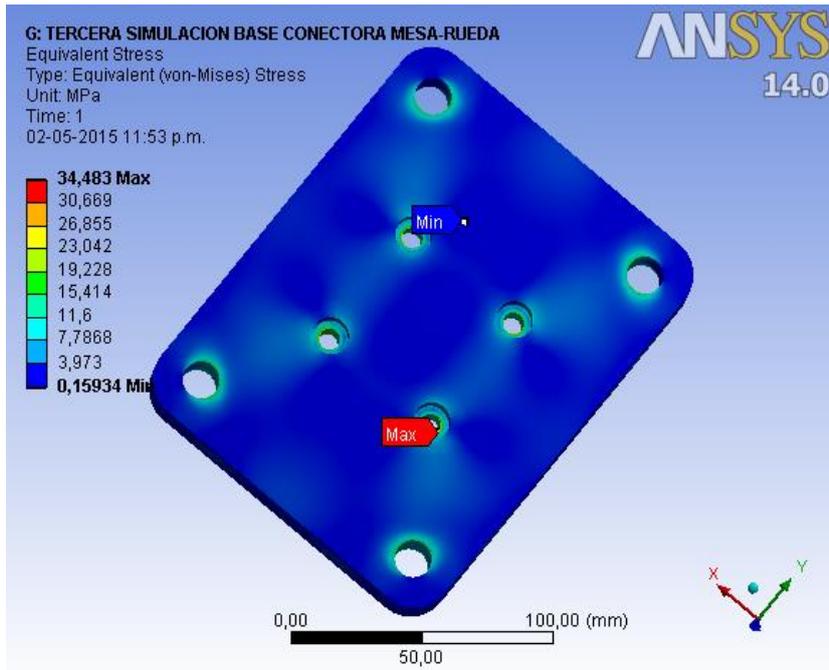
Segunda simulación en Ansys de la Base Conectora entre la Rueda y la Plataforma





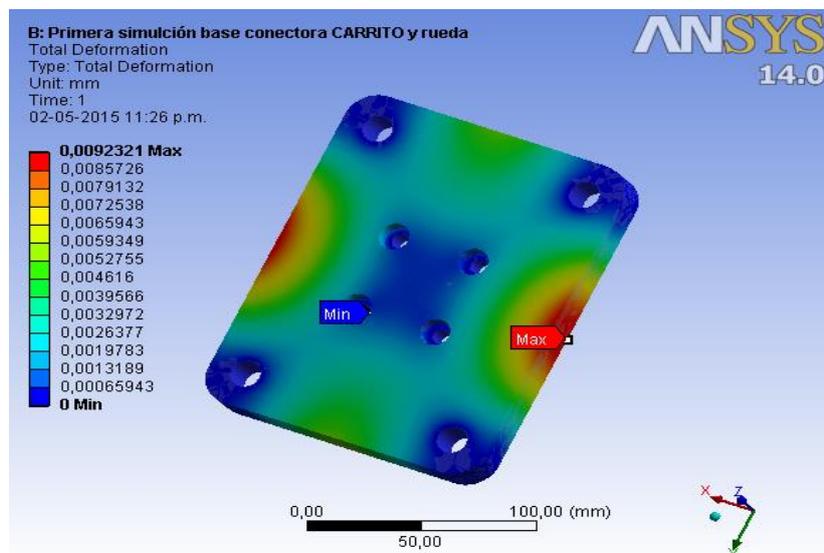
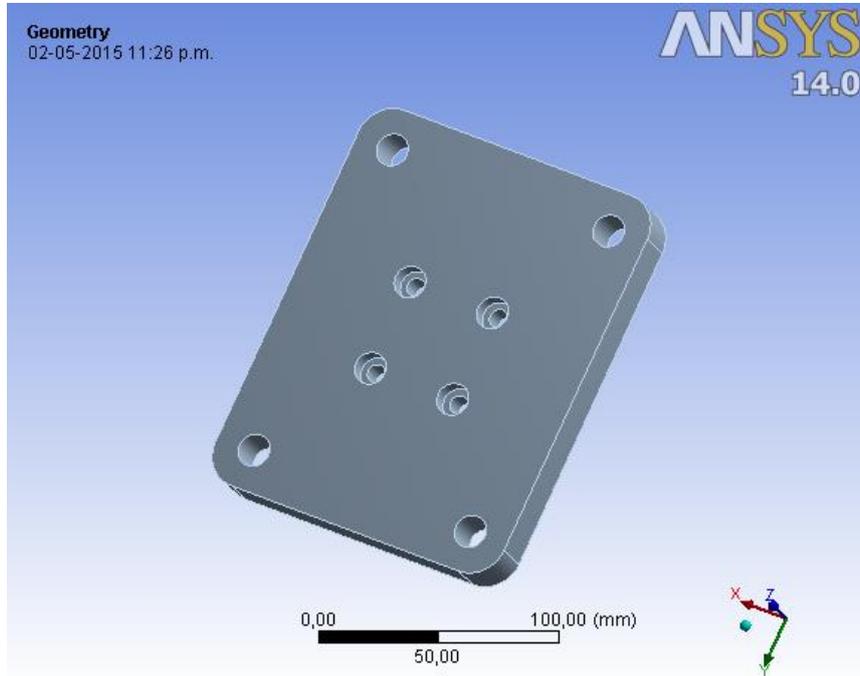
**Tercera simulación en Ansys de la Base Conectora entre la Rueda y la
 Plataforma**

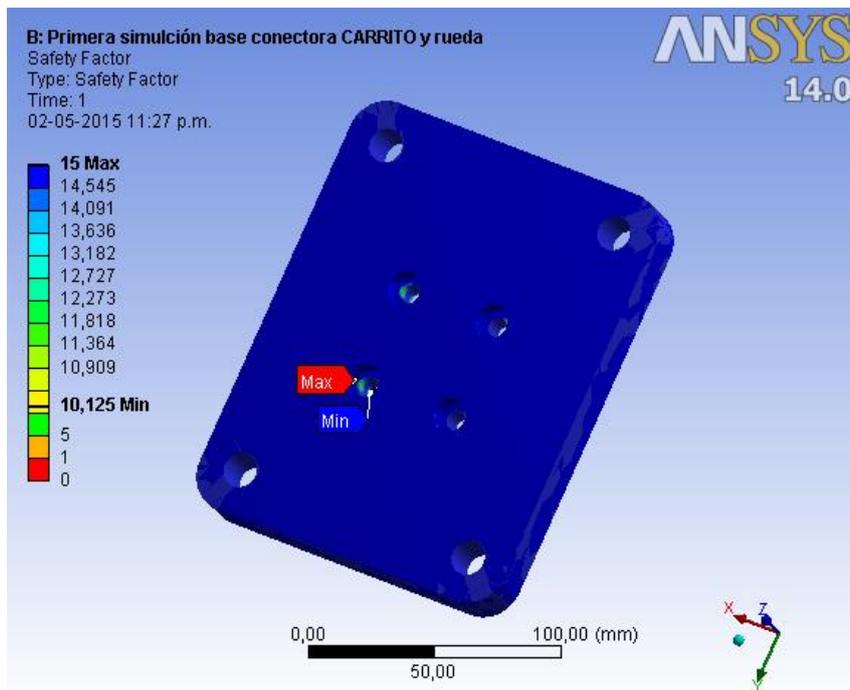
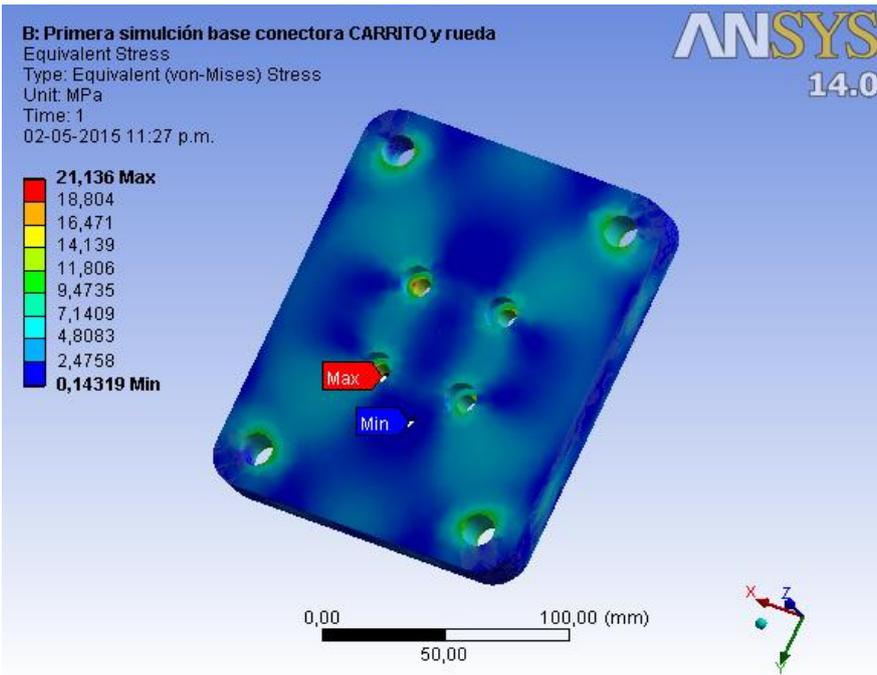




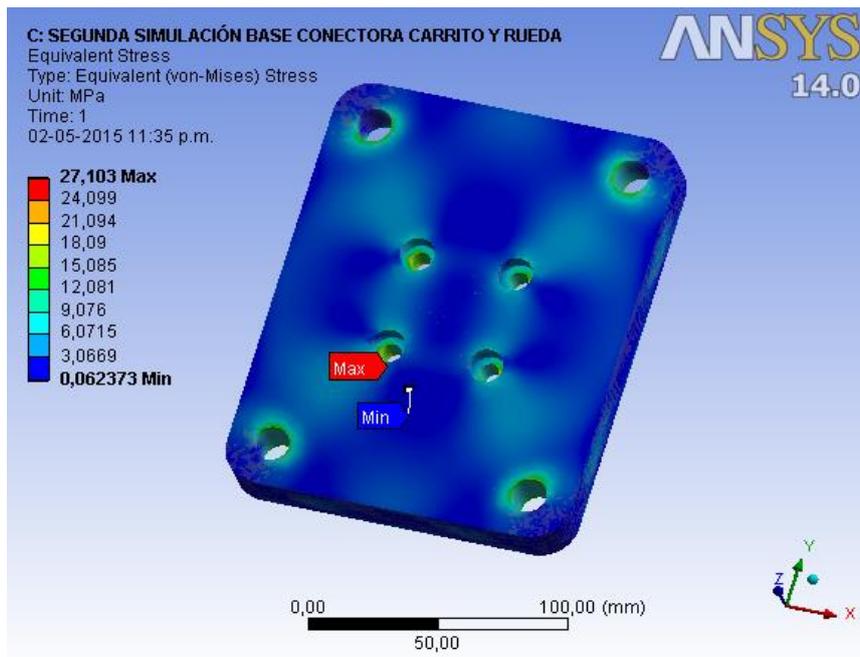
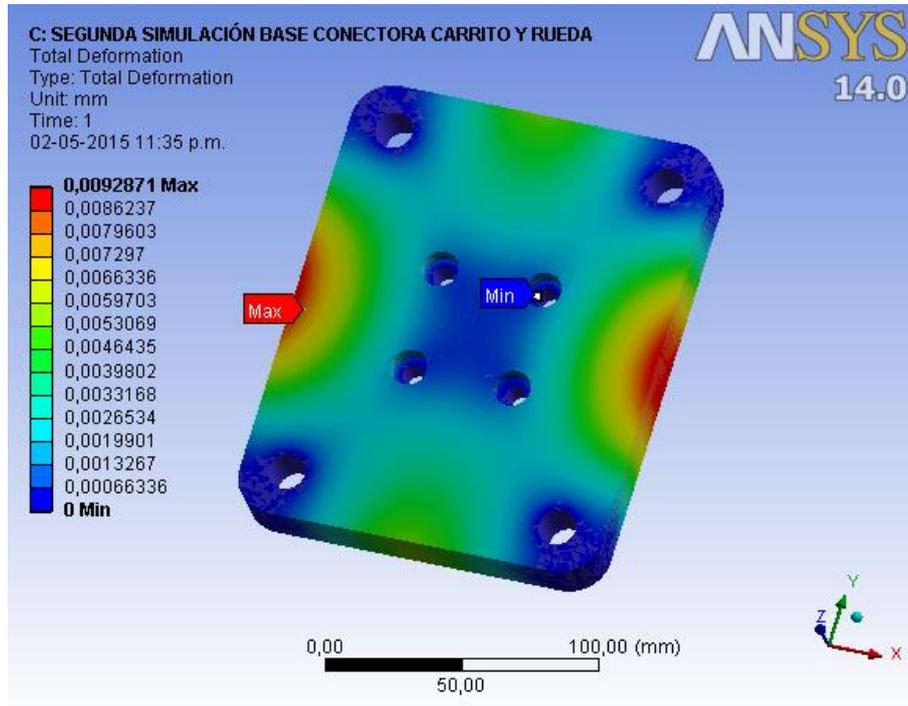
APÉNDICE 4

Primera simulación en Ansys de la Base Conectora entre la Rueda y el Carrito





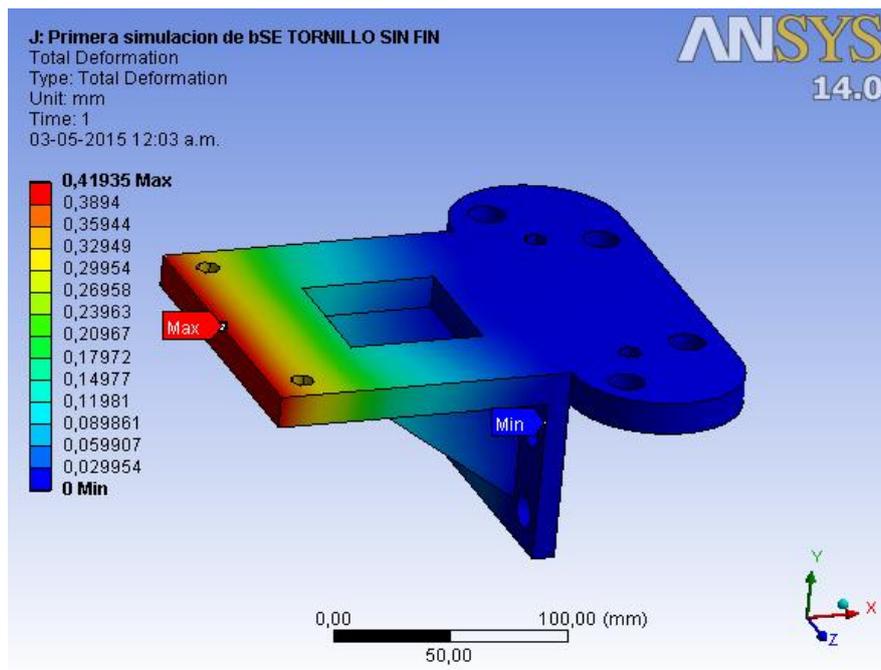
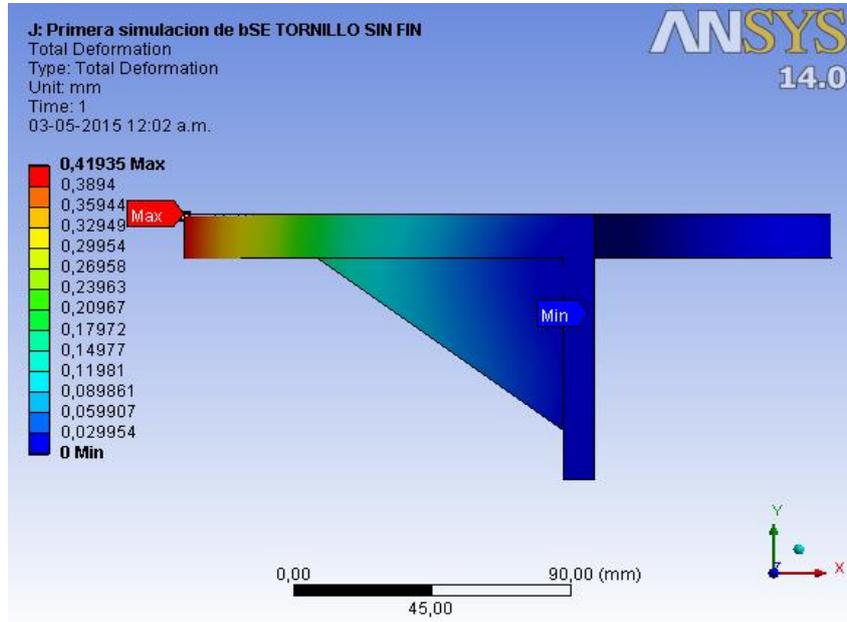
Segunda simulación en Ansys de la Base Conectora entre la Rueda y el Carrito

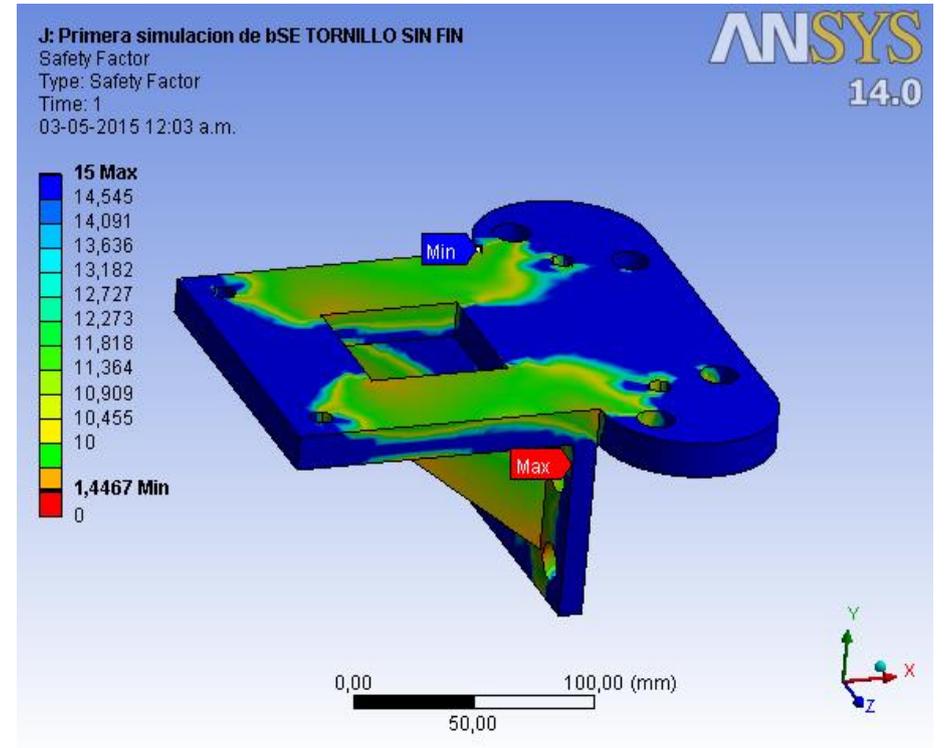
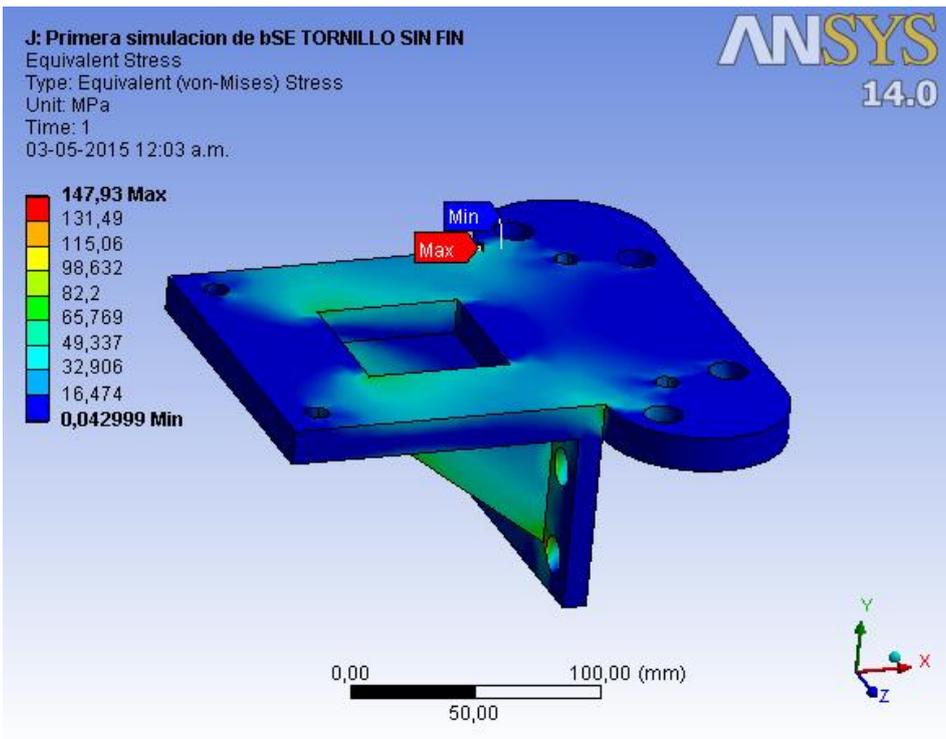




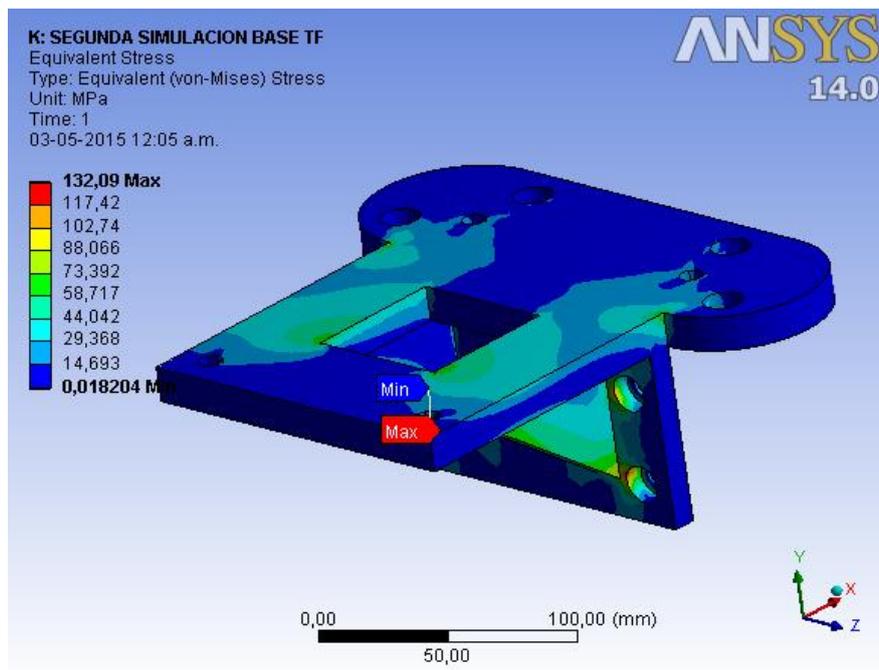
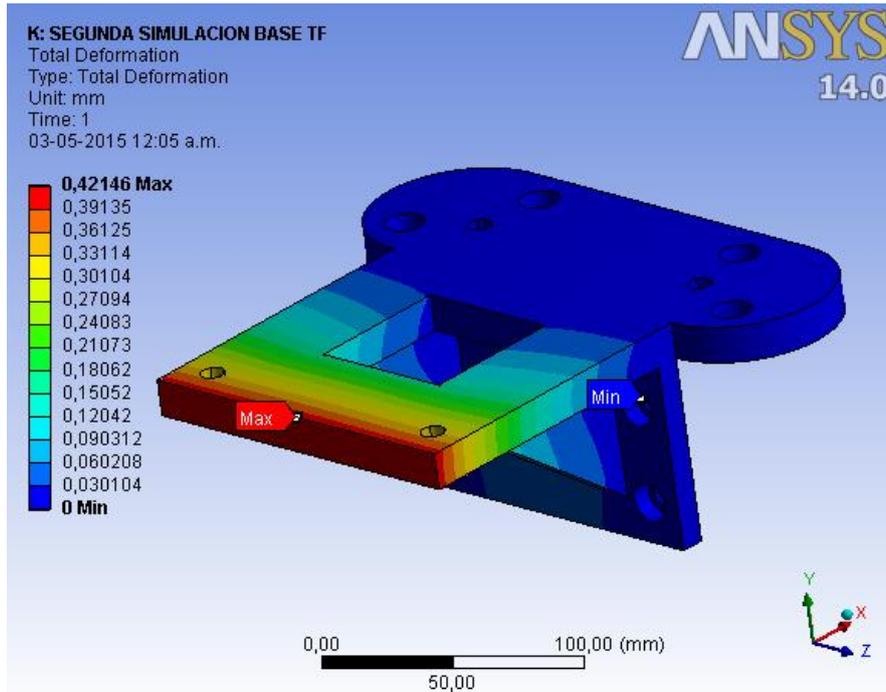
APÉNDICE 5

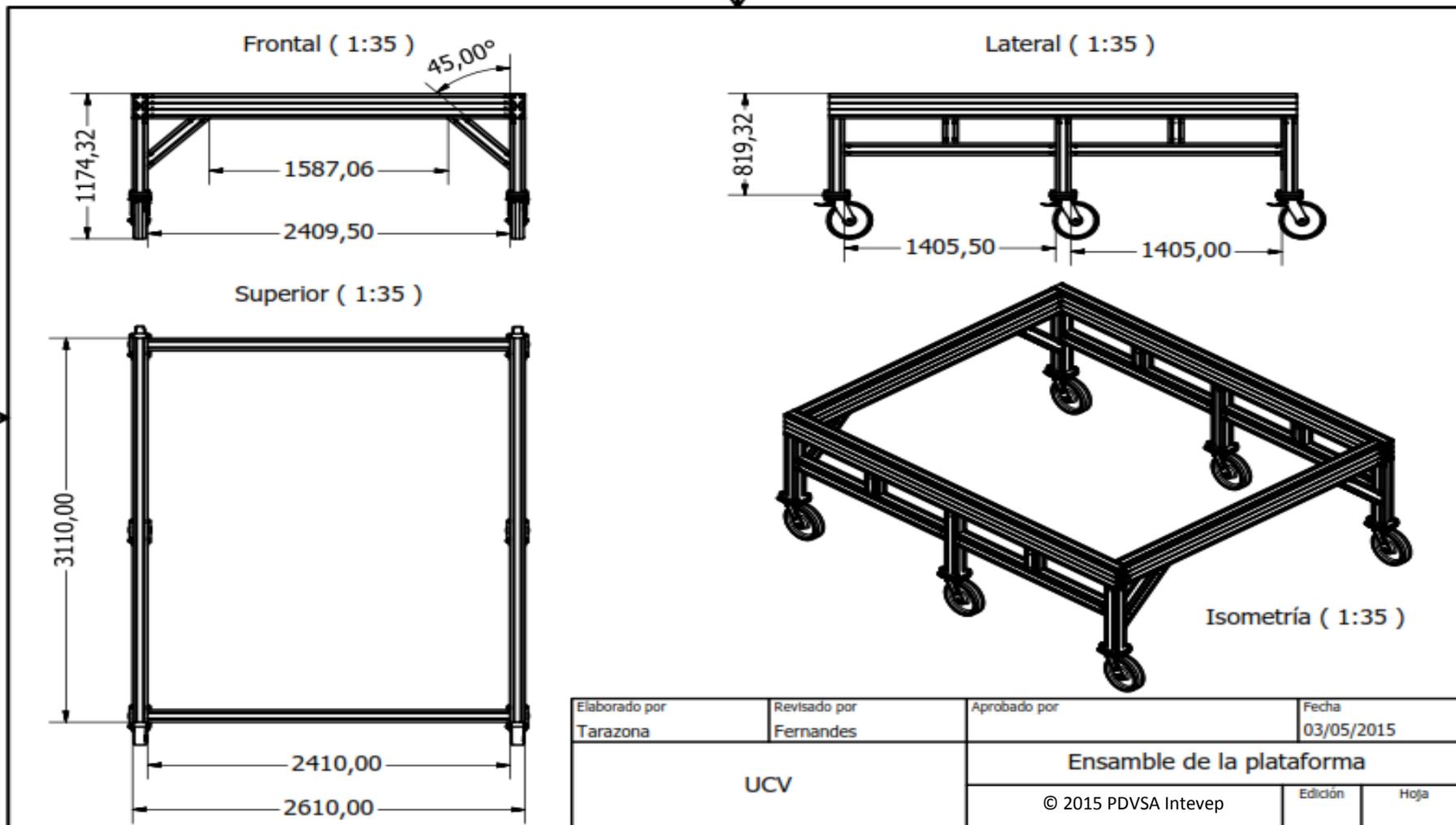
Primera simulación en Ansys de la Base del Tornillo Sin Fin

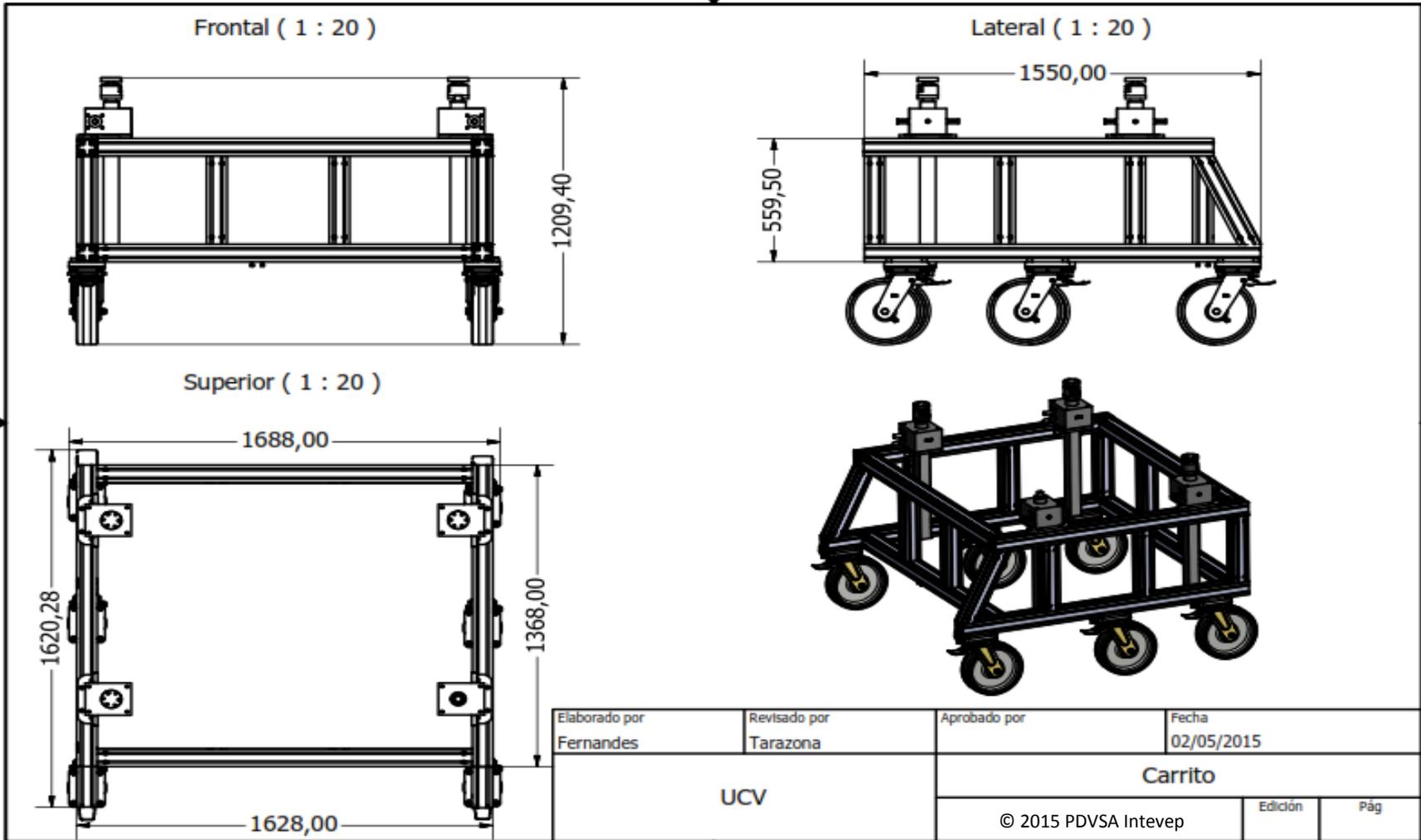


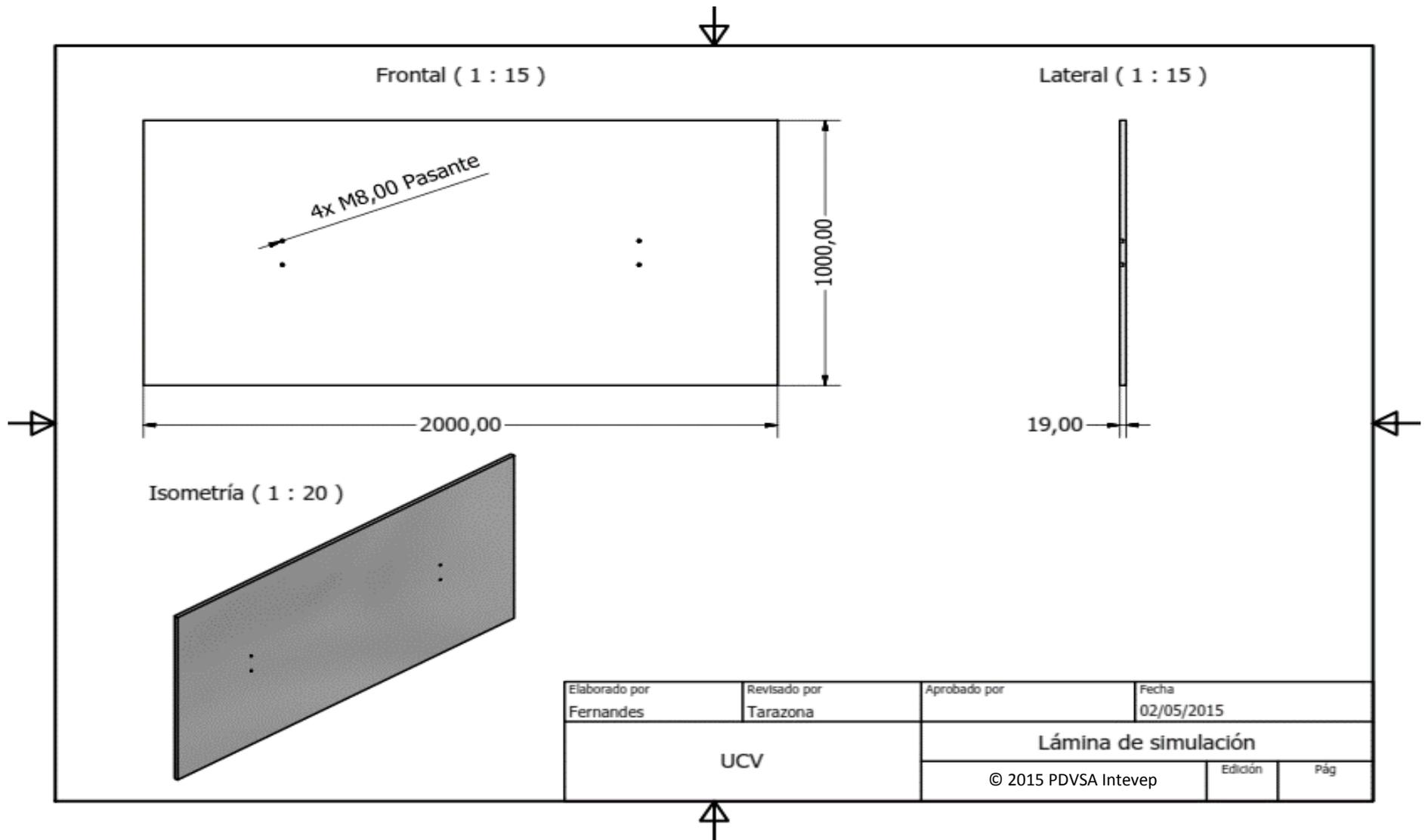


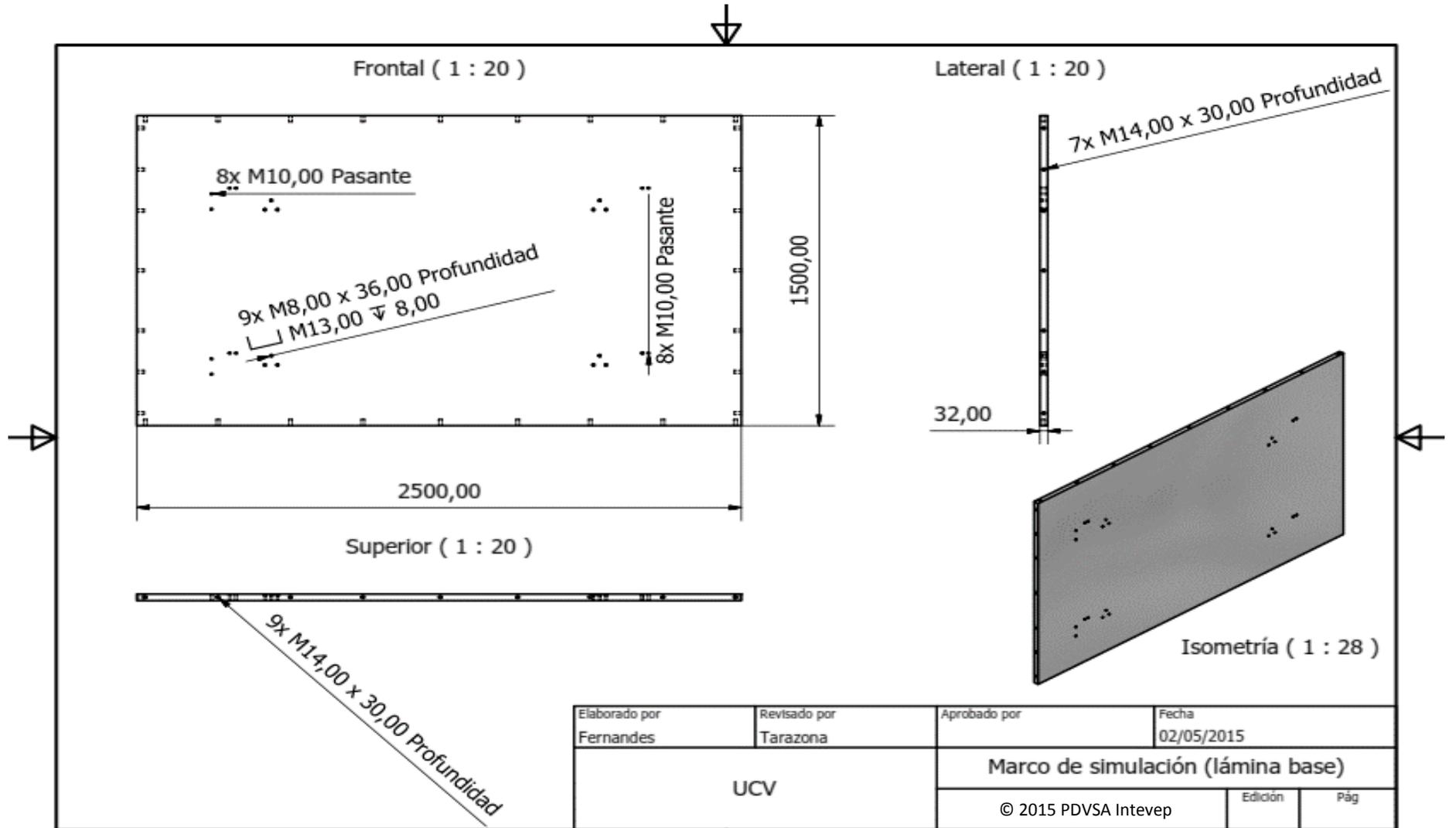
Segunda simulación en Ansys de la Base del Tornillo Sin Fin

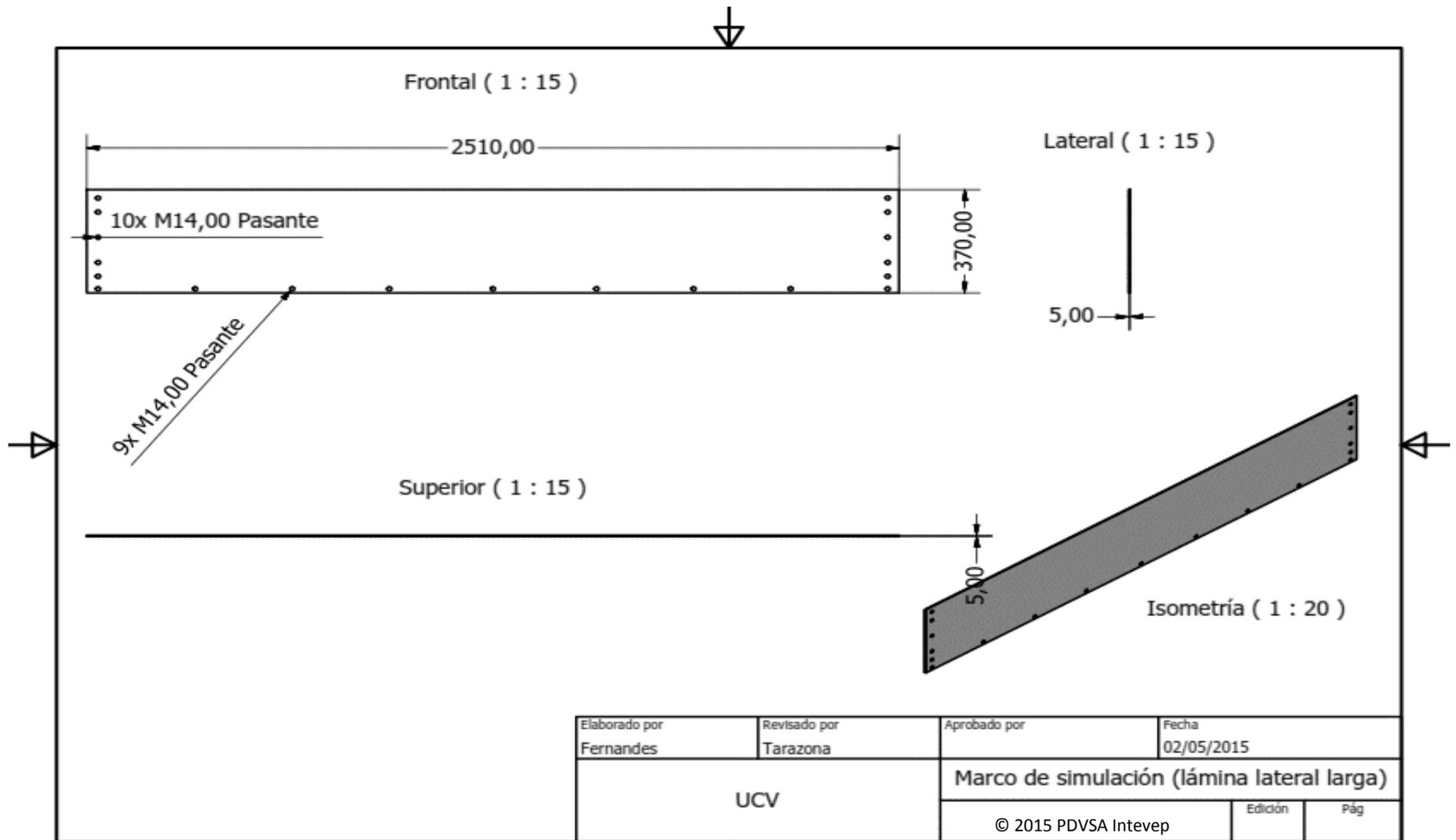


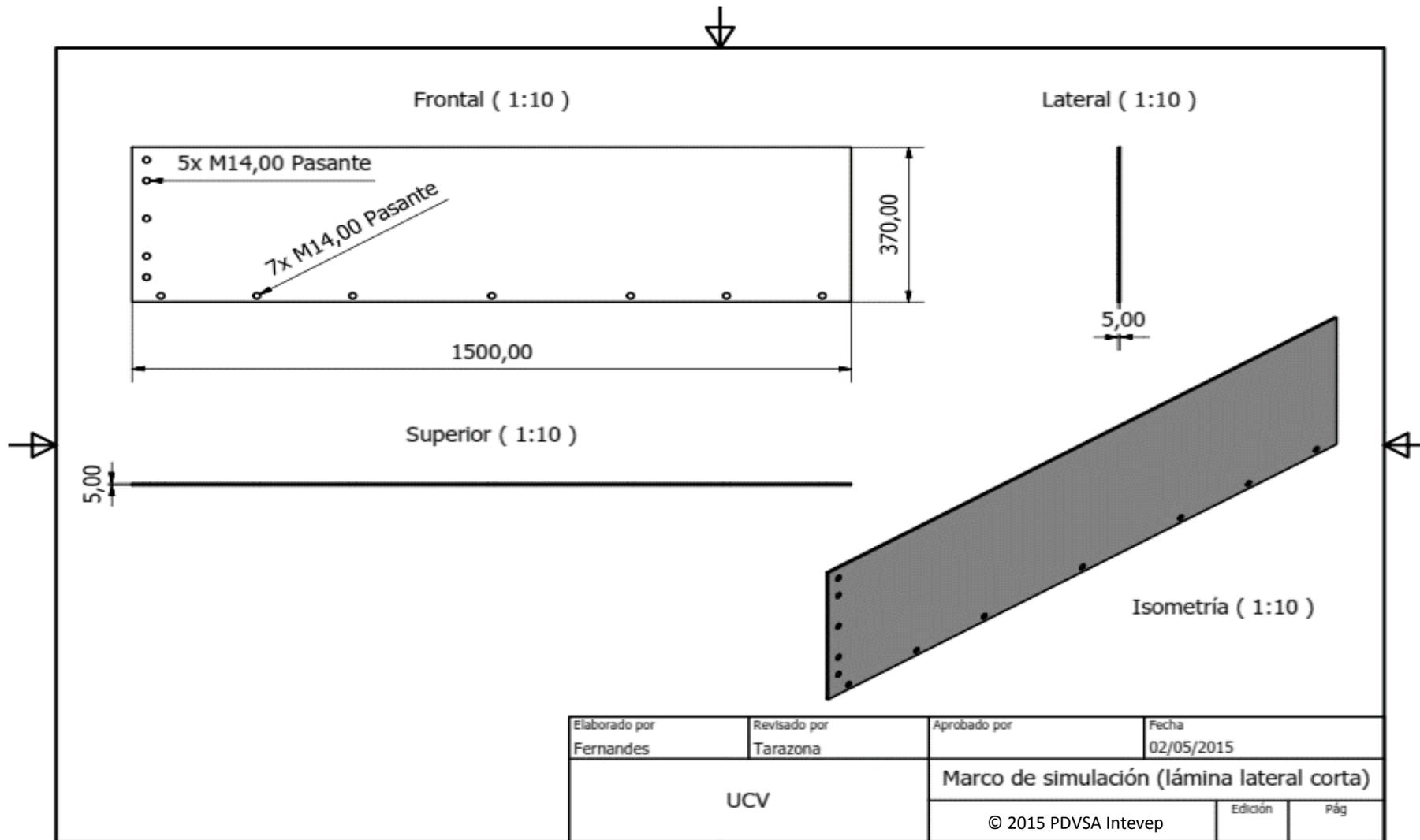


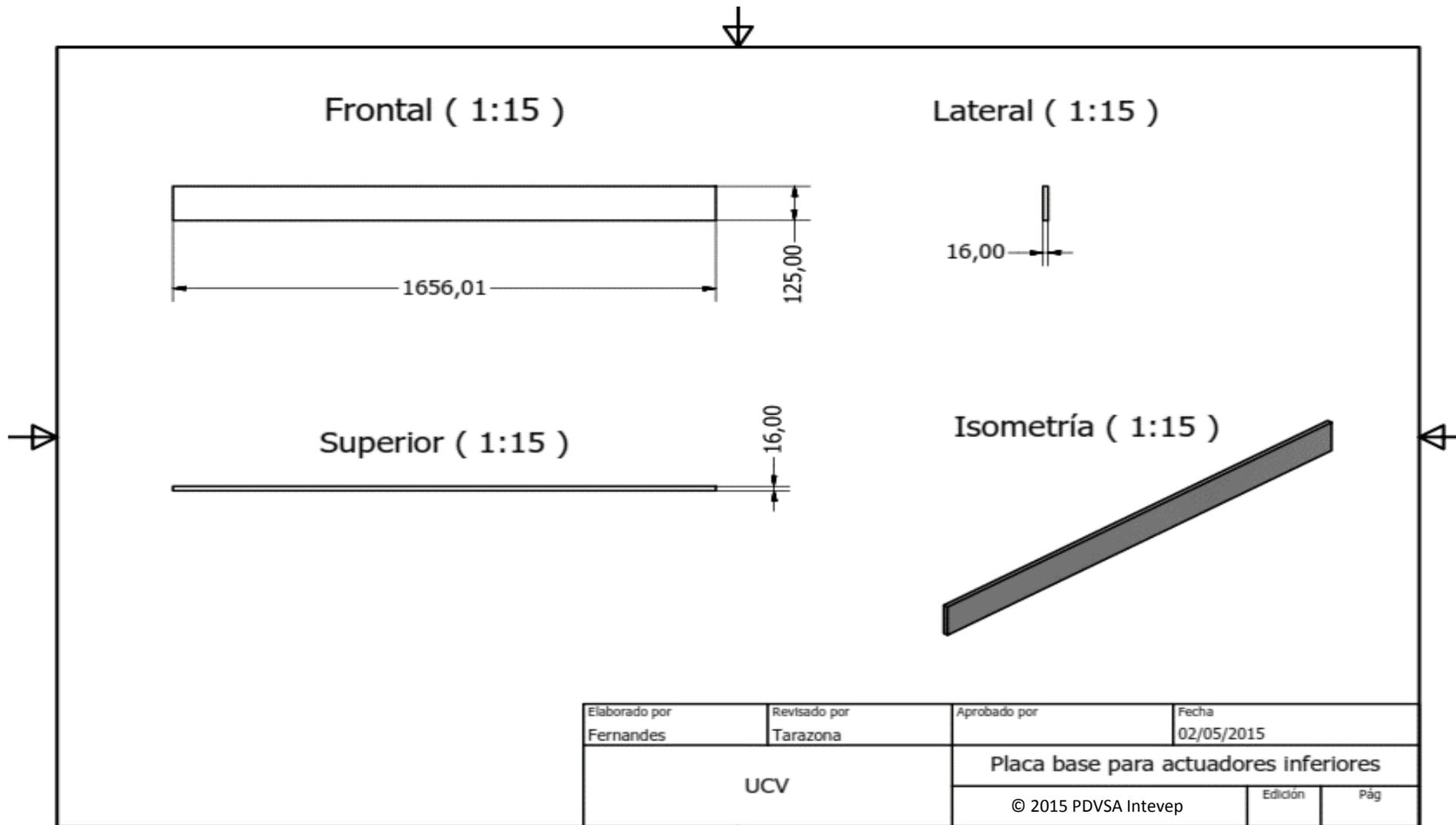


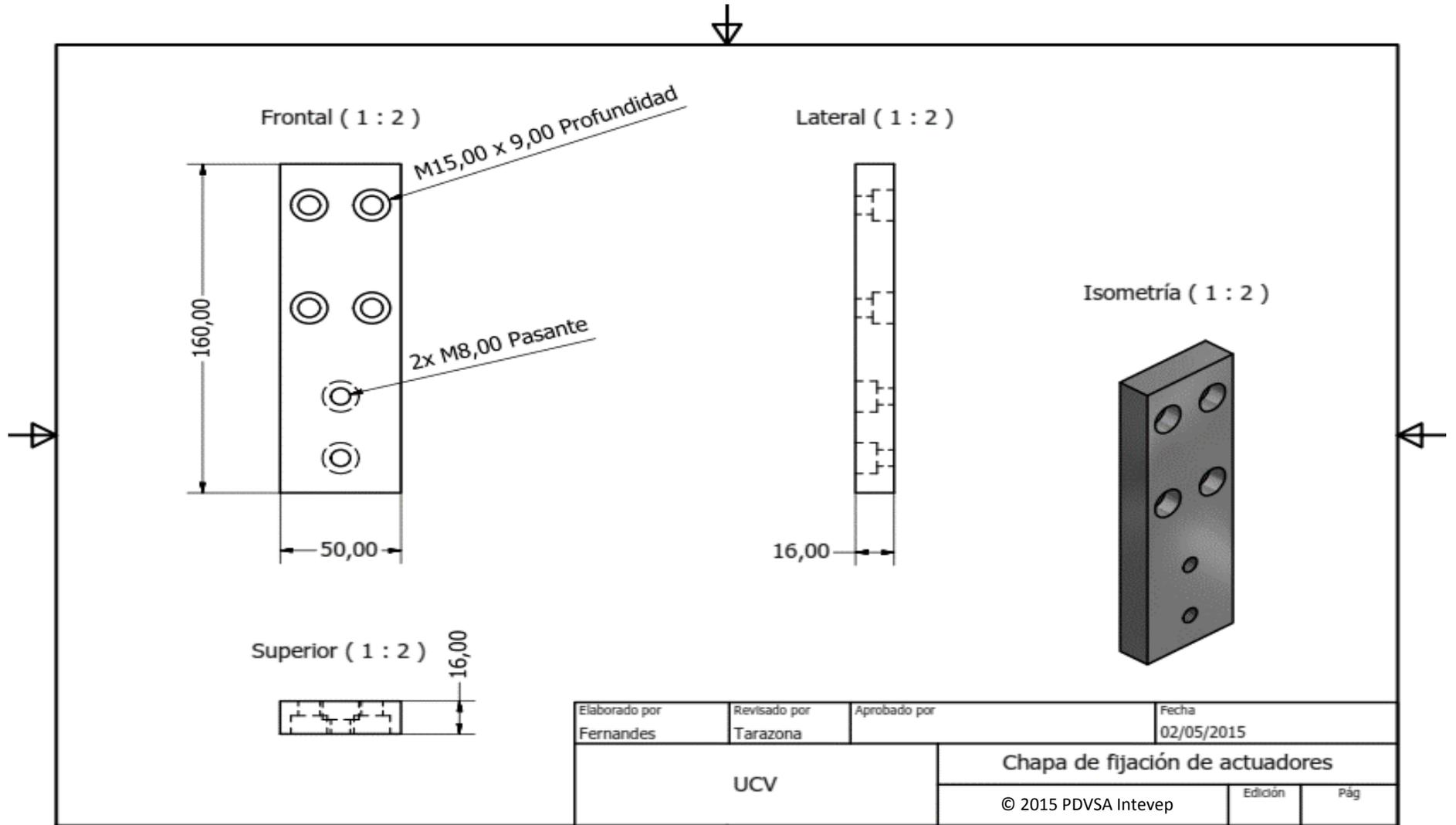


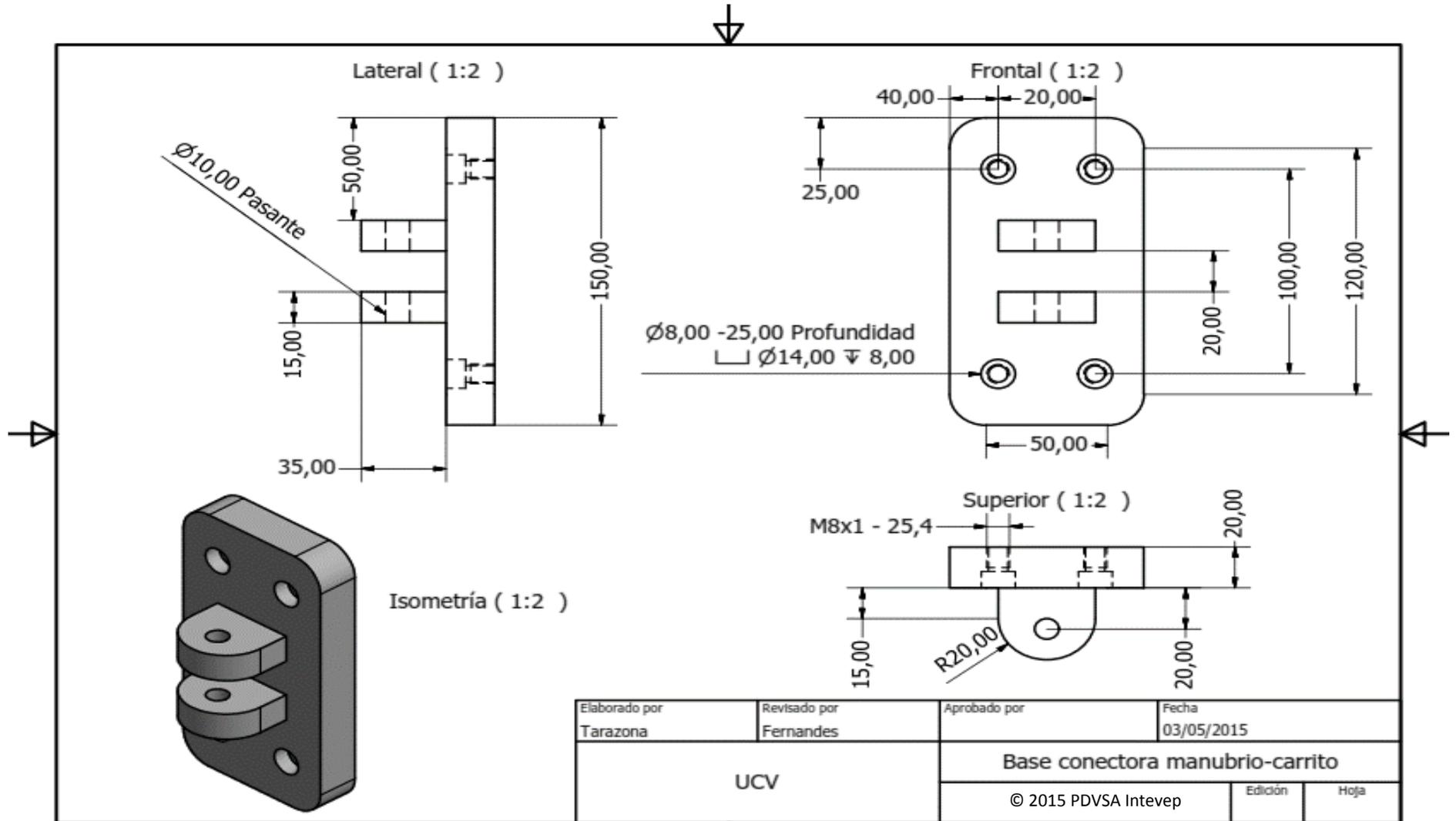




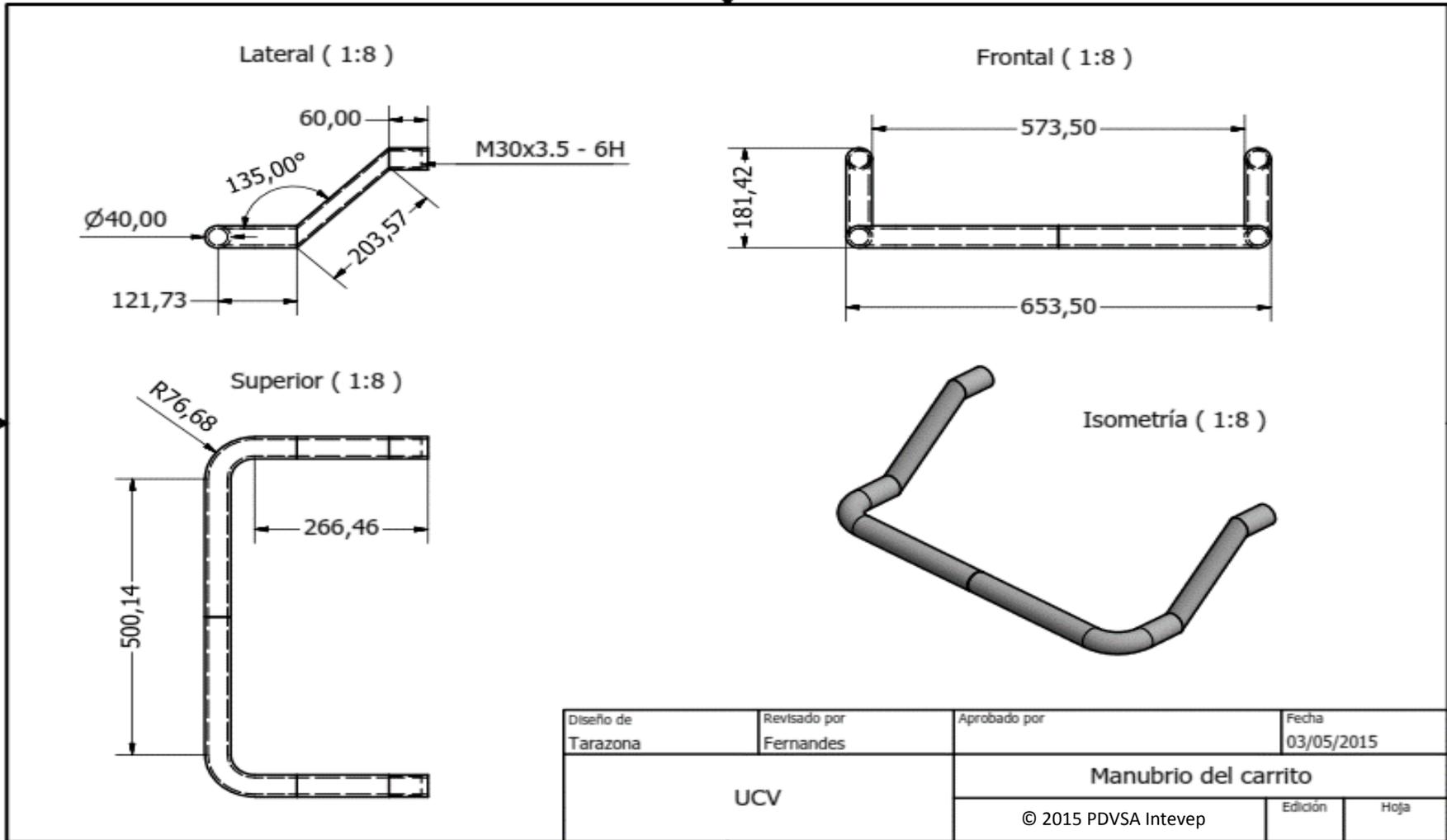




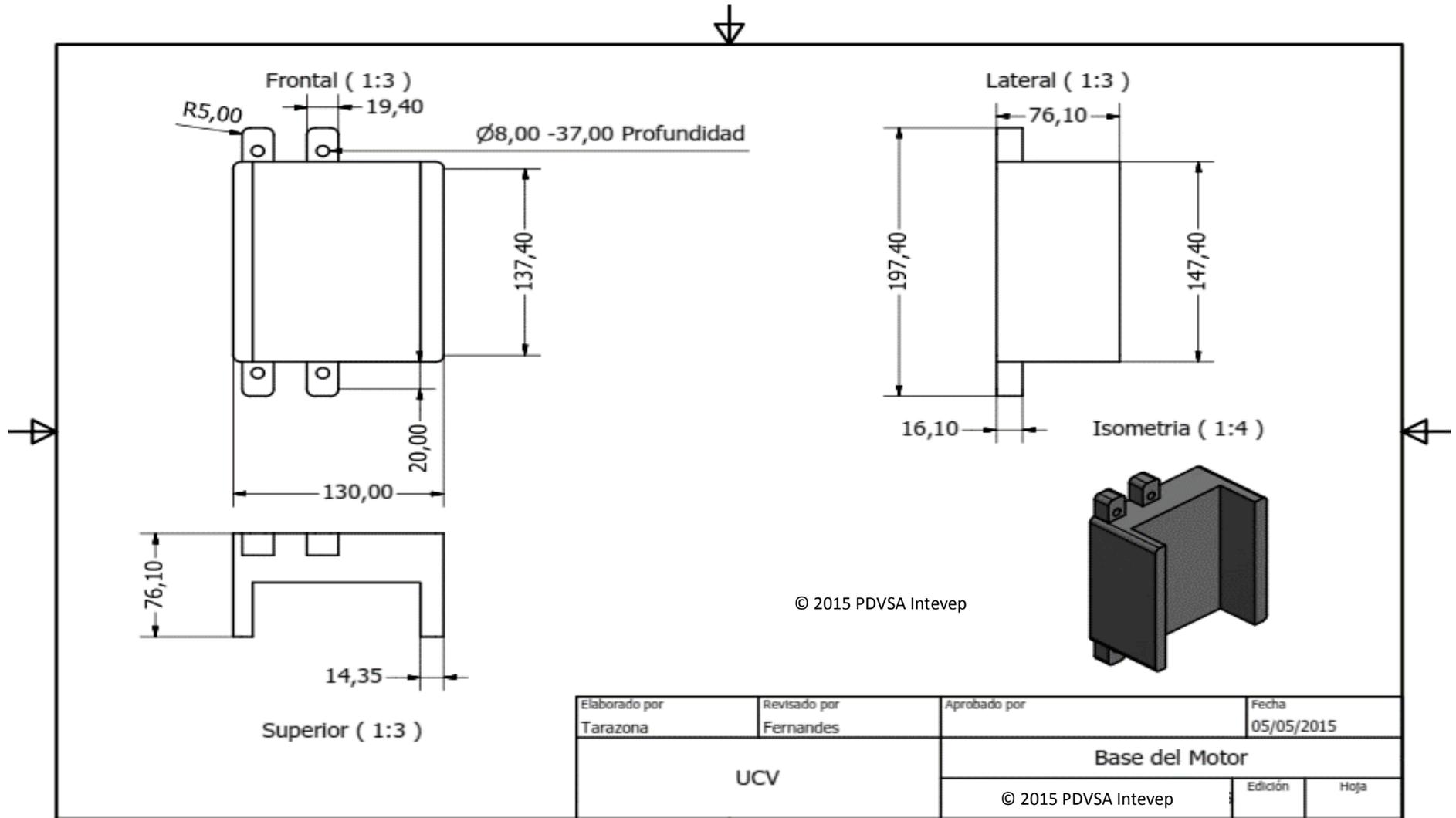


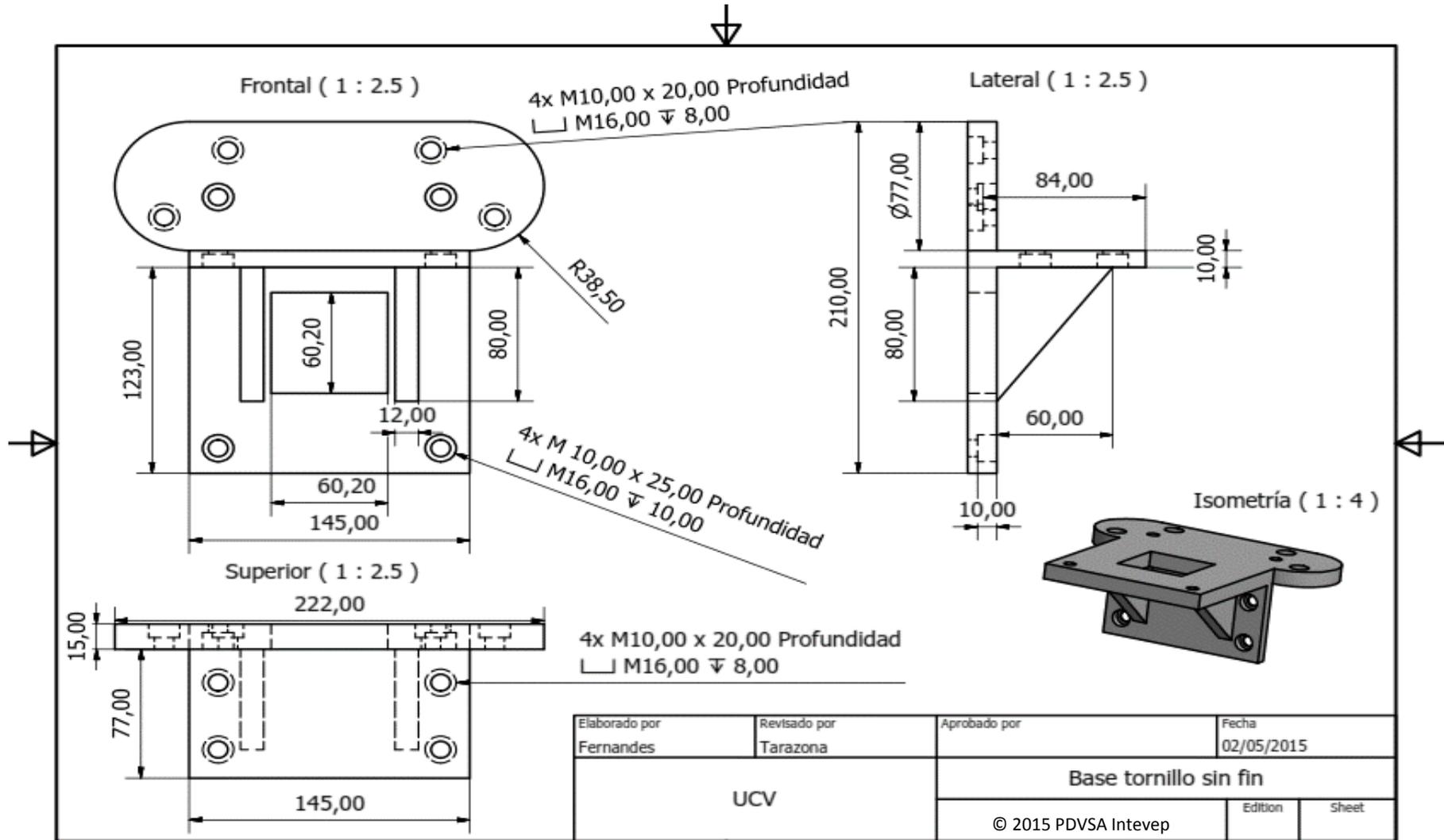


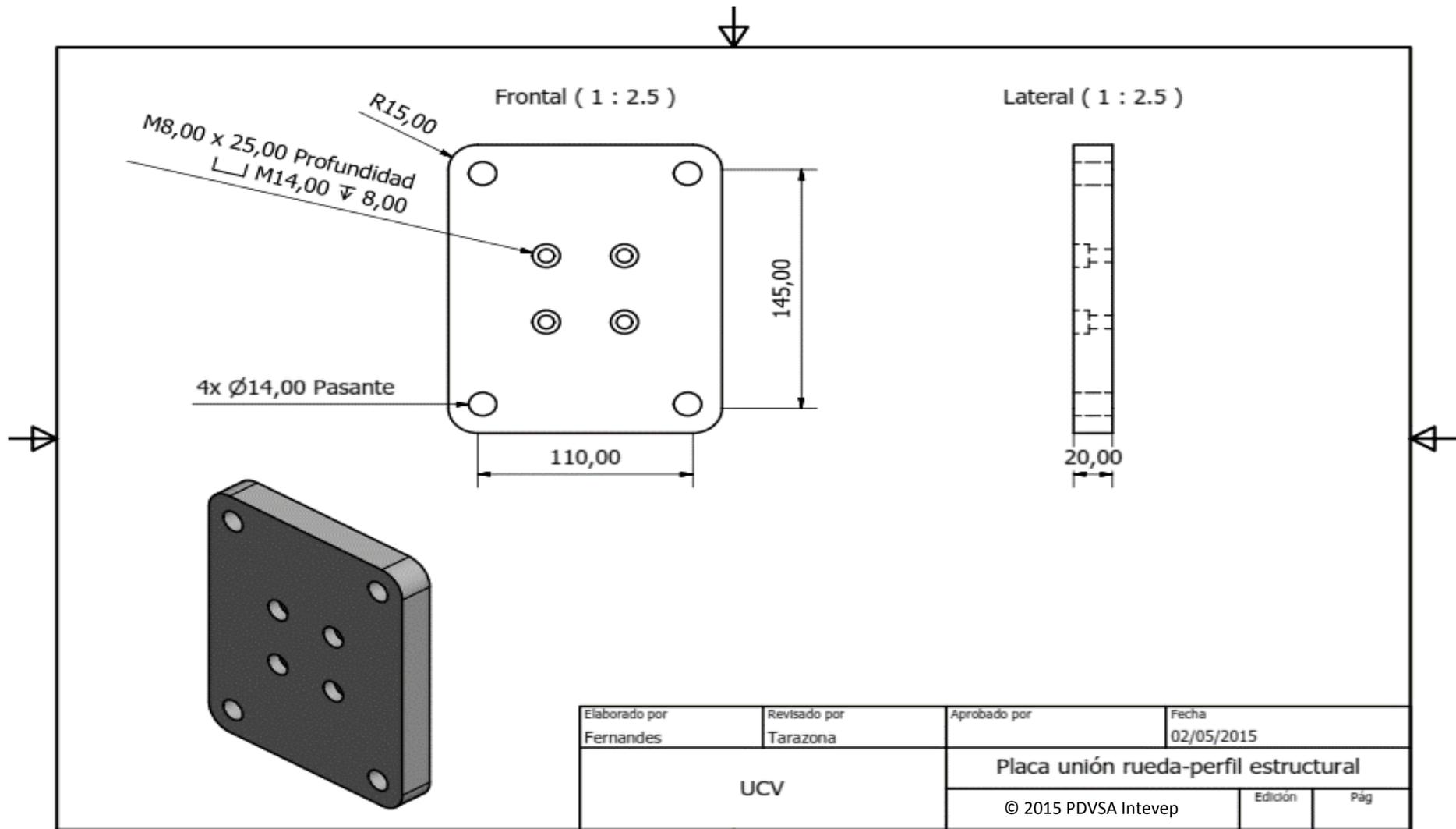
Elaborado por Tarazona	Revisado por Fernandes	Aprobado por	Fecha 03/05/2015
UCV		Base conectora manubrio-carrito	
		© 2015 PDVSA Intevep	Edición Hoja

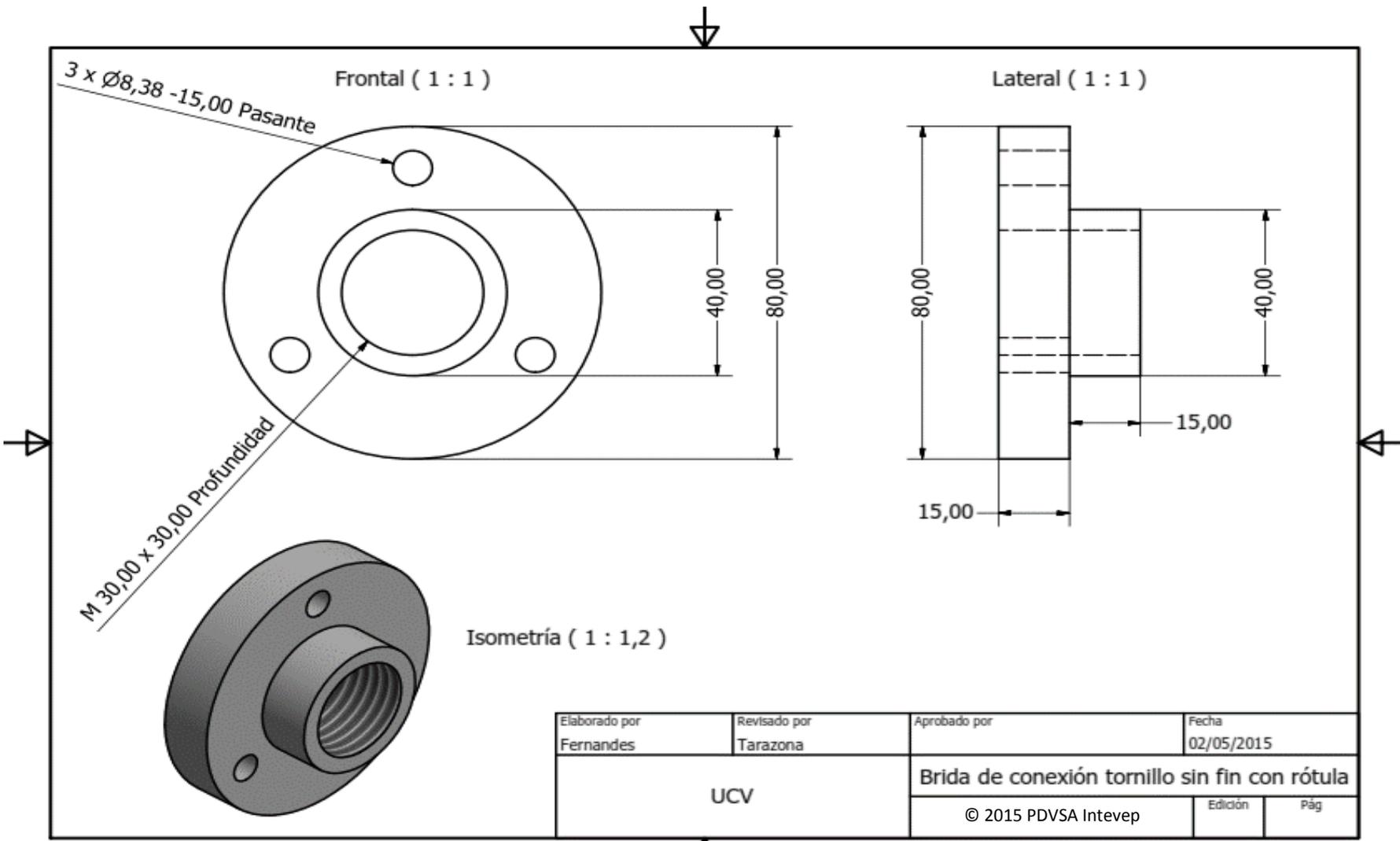


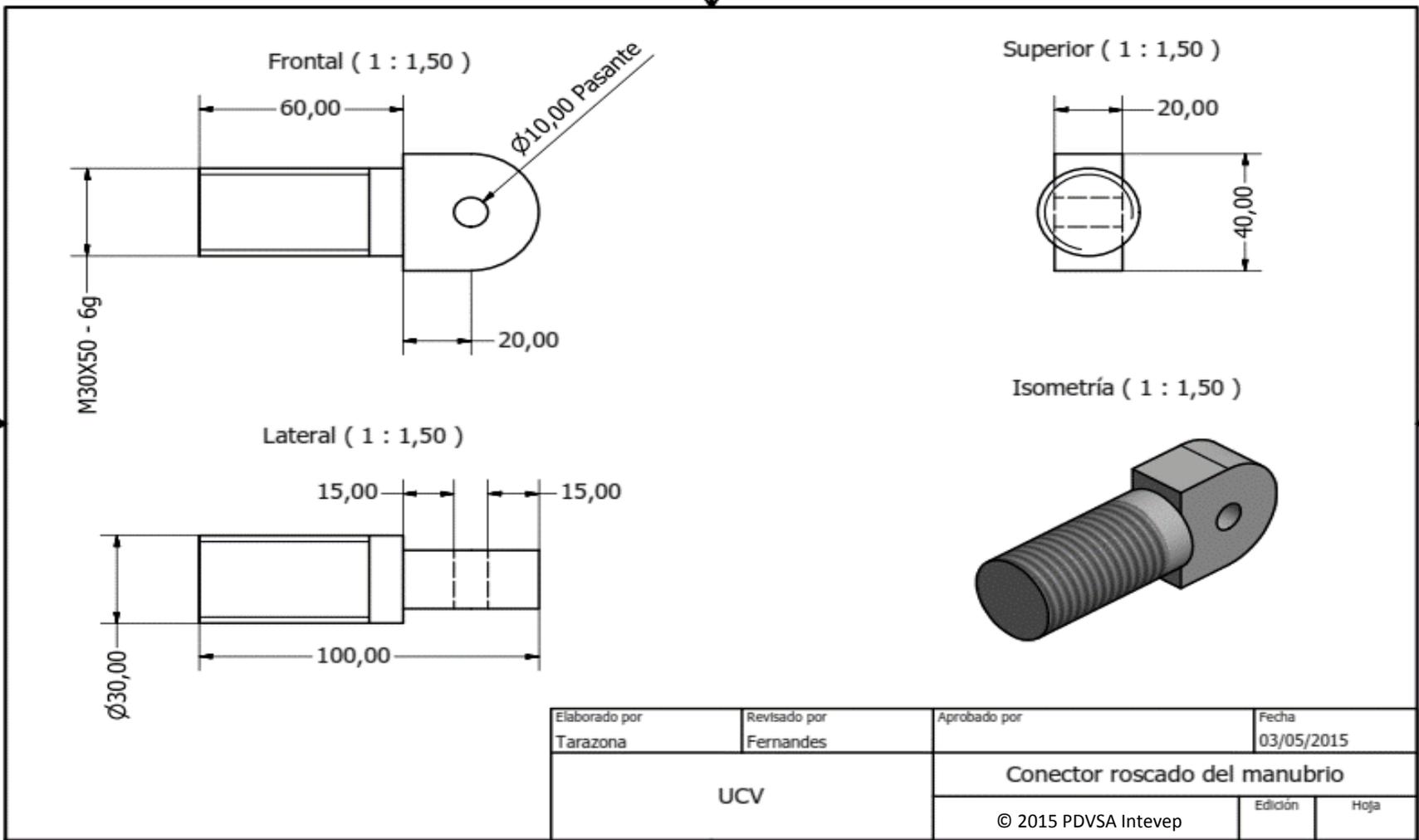
Diseño de Tarazona	Revisado por Fernandes	Aprobado por	Fecha 03/05/2015
UCV		Manubrio del carrito	
		© 2015 PDVSA Intevep	Edición Hoja

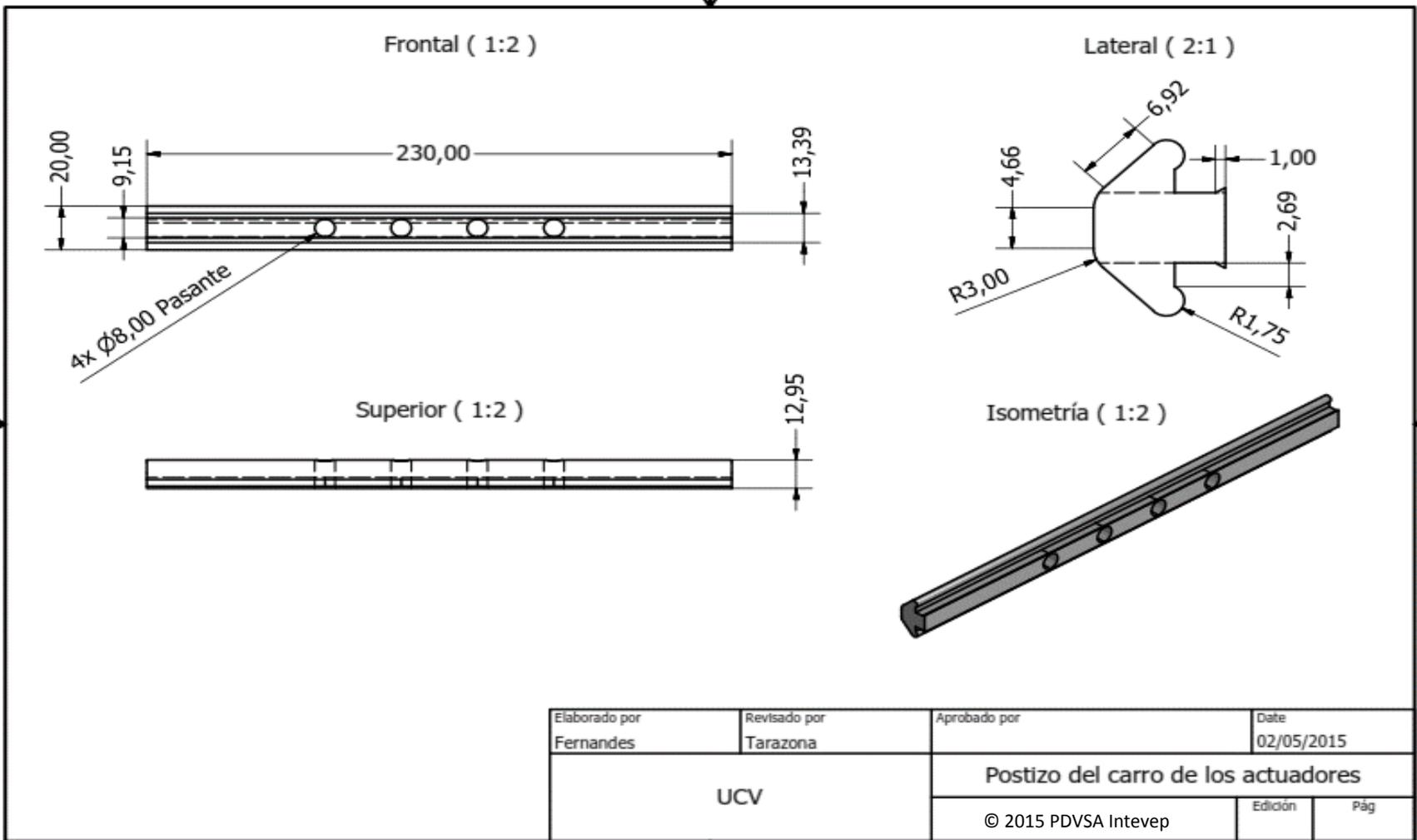












ANEXOS

ANEXO 1

Formato de la entrevista

	Entrevista A los Ing. Geólogos Brian Vilas y Efraín Daubront	Fecha 03/12/2014
	<i>Participantes:</i>	Hora 9:30 a.m
	Ing. Brian Vilas	
	Ing. Efraín Daubront	
	Ing. Fatima Goncalves	
	Br. Armando Tarazona	
Br. Jesús Fernandes		

Preguntas para la Entrevista al Ing. Brian Vilas y Efraín Daubront

- 1) El dispositivo diseñar ¿Para qué se requiere?
- 2) ¿Qué fenómenos se desean estudiar?
- 3) ¿Mediante qué movimientos desean representar dichos fenómenos y como se relacionan con la realidad?
- 4) Si la mesa bascula ¿Qué grados se requieren para dicho proceso? (Ángulos máximos y mínimos) ¿Cómo es el movimiento de basculamiento que se requiere?
- 5) ¿Qué dimensión se requieren requiere el dispositivo (alto, ancho y largo)?
- 6) ¿Requerirán representar fenómenos que demande simulación en ángulo? Esta pregunta se formula ya que en el modelo realizado en España se observa un tomillo sinfin, cuyo propósito suponemos: que es para bajar o subir la mesa a comodidad o para representar fenómenos en ángulo.
- 7) ¿Se tiene conocimiento qué dimensión debe existir entre la pared de plexiglás y el modelo? Ya que se nos ha comentado que debe dejarse un espacio en los laterales del modelo y el material a simular, esto con la finalidad de evitar que la compresión o extensión favorezcan la aparición de deformaciones laterales y es por ello que se deja esta distancia para, cuando se comprima, el efecto sea despreciable o mínimo.
- 8) ¿Qué tipo de materiales tienen pensado utilizar para la representación de los modelos? ¿Qué volumen o proporción pretenden manejar?
- 9) ¿Estos materiales son provenientes de muestra de campo, o son sintéticos?
- 10) ¿Qué accesorios desearían que el dispositivo tuviese?
- 11) Dichos accesorios, ¿Estarán incorporados al dispositivo o fuera de esta?
- 12) ¿Desean que las paredes sean de plexiglás o vidrio?
- 13) El fenómeno que desean simular colocando una hoja debajo del modelo que puede ser de goma, hule, aluminio o cartón ¿Debe moverse? En caso de ser así, ¿Este fenómeno requiere una velocidad particular? ¿Debe ser extraída por completa o solo una porción de dicha hoja?
- 14) ¿Qué material recomiendan para esta hoja?

- 15) ¿Debe moverse en un solo eje o en dos? Esto debido a que en el modelo de la Universidad de Barcelona se observa esta particularidad.
- 16) ¿Por qué se simula este movimiento? ¿Cuál es su finalidad?
- 17) ¿Cuánto puede extenderse un modelo a lo ancho? ¿Qué aporta esto a la simulación? ¿Es una situación referida al escalado?
- 18) ¿Cuánto es lo máximo que se pretende simular en escala geométrica? ¿Es por ello que la mesa de La Universidad de Barcelona tiene dimensiones de ancho inferiores en el modelo pero en la mesa es mucho mayor?

Entrevista al Ing. Brian Vilas y Efraim Daubront	
1) El dispositivo diseñar ¿Para qué se requiere?	
2) ¿Qué fenómenos se desean estudiar?	
3) ¿Mediante qué movimientos desean representar dichos fenómenos y como se relacionan con la realidad?	
Fenómeno	Descripción

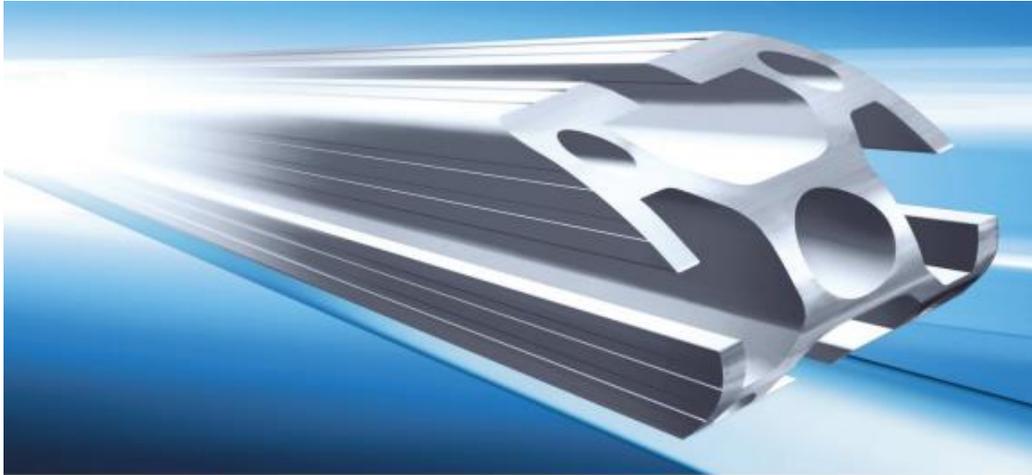
4) Si la mesa bascula ¿Qué grados se requieren para dicho proceso? (Ángulos máximos y mínimos) ¿Cómo es el movimiento de basculamiento que se requiere?		
Grados	Descripción	
Mínimo:		
Máximo:		
5) ¿Qué dimensión se requieren requiere el dispositivo (alto, ancho y largo)?		
Ancho ()	Largo ()	Alto ()
6) ¿Requerirán representar fenómenos que demande simulación en ángulo? Esta pregunta se formula ya que en el modelo realizado en España se observa un tornillo sinfín, cuyo propósito suponemos: que es para bajar o subir la mesa a comodidad o para representar fenómenos en ángulo.		
7) ¿Se tiene conocimiento qué dimensión debe existir entre la pared de plexiglás y el modelo? Ya que se nos ha comentado que debe dejarse un espacio en los laterales del modelo y el material a simular, esto con la finalidad de evitar que la compresión o extensión favorezcan la aparición de deformaciones laterales y es por ello que se deja esta distancia para, cuando se comprima, el efecto sea despreciable o mínimo.		
8) ¿Qué tipo de materiales tienen pensado utilizar para la representación de los modelos? ¿Qué volumen o proporción pretenden manejar?		
9) ¿Estos materiales son provenientes de muestra de campo, o son sintéticos?		
Si	No	
Porque:		

10) ¿Qué accesorios desearían que el dispositivo tuviese? 11) Dichos accesorios, ¿Estarán incorporados al dispositivo o fuera de esta?		
Accesorios	Incluidos en la Mesa	No incluidos en la Mesa
12) ¿Desean que las paredes sean de plexiglás o vidrio?		
Plexiglás	Vidrio	Otros
13) El fenómeno que desean simular colocando una hoja debajo del modelo que puede ser de goma, hule, aluminio o cartón ¿Debe moverse? En caso de ser así, ¿Este fenómeno requiere una velocidad particular? ¿Debe ser extraída por completa o solo una porción de dicha hoja?		
Debe Moverse		
No debe Moverse		
Velocidad Particular:		
Extracción Completa		
Porción de Ella		
14) ¿Qué material se usaría para esta hoja?		
15) ¿Debe moverse en un solo eje o en dos? Esto debido a que en el modelo de la Universidad de Barcelona se observa esta particularidad.		
16) ¿Por qué se simula este movimiento? ¿Cuál es su finalidad?		

17) ¿Cuánto puede extenderse un modelo a lo ancho? ¿Qué aporta esto a la simulación? ¿Es una situación referida al escalado?
18) ¿Cuánto es lo máximo que se pretende simular en escala geométrica? ¿Es por ello que la mesa de La Universidad de Barcelona tiene dimensiones de ancho inferiores en el modelo pero en la mesa es mucho mayor?

ANEXO 2

Perfiles de aluminio extruido Maytec



» The Profile System

1/2013

 MayTec®

Profile 50x50, 4E, S	Profile 50x100, 6E, S	Profile 50x100, 8E, S	Profile 50x150, 8E, S	Profile 100x100, 8E, S
1.11.050050.43S.60	1.11.050100.65S.60	1.11.050100.84S.60	1.11.050150.85S.60	1.11.100100.83S.60
1.11.050050.43S.61 (6)	1.11.050100.65S.61 (3)	1.11.050100.84S.61 (3)	1.11.050150.85S.61 (2)	1.11.100100.83S.61 (2)
$I_x = 27.3$ $I_y = 27.3$ $W_x = 11.0$ $W_y = 11.0$ $G = 3.1$	$I_x = 202.0$ $I_y = 57.2$ $W_x = 40.4$ $W_y = 22.8$ $G = 5.9$	$I_x = 200.0$ $I_y = 53.3$ $W_x = 39.9$ $W_y = 21.3$ $G = 6.0$	$I_x = 628.0$ $I_y = 83.0$ $W_x = 83.0$ $W_y = 33.0$ $G = 8.1$	$I_x = 411.0$ $I_y = 411.0$ $W_x = 82.0$ $W_y = 82.0$ $G = 9.7$

machining data \leftrightarrow Profile machining 1.1A

<p>heavy</p> <p>core hole $\varnothing 12.0$ for thread M14</p> <p>bore hole for thread M12</p>			
Description	Profile 100x200, 12E, SP		
bar, 6 m	1.11.100200.124SP.60		
packing unit (number)	1.11.100200.124SP.61 (2)		
moment of inertia cm^4	$I_x = 2,450$ $I_y = 760$		
moment of resistance cm^3	$W_x = 250$ $W_y = 152$		
weight kg/m	$G = 17.2$		

machining data \leftrightarrow Profile machining 1.1A

heavy				
Description	Profile 80x80, 8E, S	Profile 80x80, 8E, angle, S	Profile 80x160, 12E, S	
bar, 6 m	1.11.080080.83S.60	1.11.080080.87S.60	1.11.080160.124S.60	
packing unit (number)	1.11.080080.83S.61 (2)	1.11.080080.87S.61 (2)	1.11.080160.124S.61 (2)	
moment of inertia cm ⁴	I _x = 166.0 I _y = 166.0	I _x = 120.0 I _y = 120.0	I _x = 880.0 I _y = 268.0	
moment of resistance cm ³	W _x = 41.4 W _y = 41.4	W _x = 23.8 W _y = 23.8	W _x = 110.0 W _y = 67.0	
weight kg/m	G = 5.9	G = 6.3	G = 9.4	

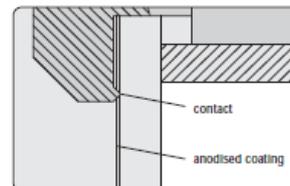
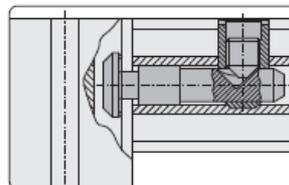
machining data \rightarrow Profile machining 1.1A

Potential equalisation



Application

Ground connections to establish the potential equalisation between two profiles
The serration at the bottom of the socket head of the connector pushes through the anodised coating of the profiles and thus provides the electrical contact

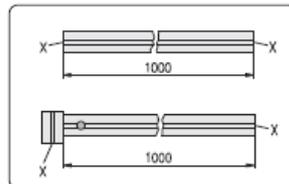


Comments

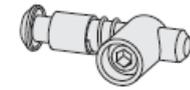
Suitable to equalise charge accumulations
Not suitable for higher currents

Technical data

Low current measurements in accordance with DIN VDE 0413, Part 4 for the control of protective circuits, earthing circuits and potential equalisation methods through low resistance connections for protection against dangerous currents



Resistance values with DC current of more than 200 mA with 1.0 m alu-profile	
without connector	0.11 Ω
with 1 standard connector	> 2 MΩ
with 1 univ. grounding connector	0.11 Ω



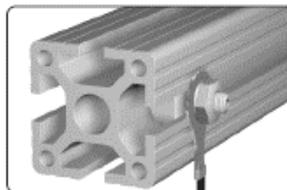
Description	Article-No.
Connector, universal, grounding, PG 20	1.21.2FOE
Connector, universal, grounding, PG 30	1.21.3FOE
Connector, universal, grounding, PG 40	1.21.4FOE
Connector, universal, grounding, PG 45	1.21.45FOE
Connector, universal, grounding, PG 50	1.21.5FOE
Connector, universal, grounding, PG 60	1.21.6FOE



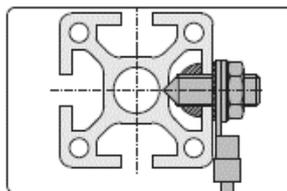
Description	Article-No.
Connector, universal, grounding, PG 20	1.21.2EOE
Connector, universal, grounding, PG 30	1.21.3EOE
Connector, universal, grounding, PG 40	1.21.4EOE
Connector, universal, grounding, PG 45	1.21.45EOE
Connector, universal, grounding, PG 50	1.21.5EOE
Connector, universal, grounding, PG 60	1.21.6EOE

Comments
 More grounding connectors
 ⇨ Connectors 1.2A

Ground connections



Application
 Couplings for grounding of anodised profiles



Comments
 The grounding is caused by breaking the anodised layer at the bottom of the slot and at the profile's front side



Description	Weight	Article-No.
Ground connection F, M6	74 g	1.70.10FM6

Single parts
 T-Nut for subsequent insertion F, M6
 Setscrew DIN 914 - M6x25 - V2A
 Fan type lock washer DIN 6798 - A6.4 - V2A
 Hexagon nut DIN 439 - M6 - Ms
 Washer with chamfer DIN 125 - B6.4 - Ms



Description	Weight	Article-No.
Ground connection E, M8	146 g	1.70.10EM8

Single parts
 T-Nut for subsequent insertion E, M8
 Setscrew DIN 914 - M8x25 - V2A
 Fan type lock washer DIN 6798 - A8.4 - V2A
 Hexagon nut DIN 439 - M8 - Ms
 Washer with chamfer DIN 125 - B8.4 - Ms

ANEXO 3

Actuadores lineales FESTO - Modelo DMES

Ejes de posicionamiento DMES

FESTO



Ejes de posicionamiento DMES

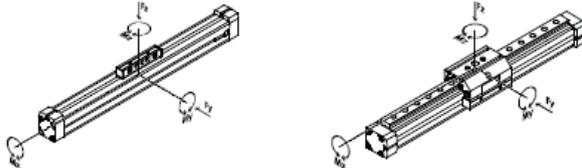
Características

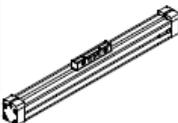
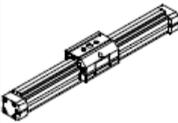
FESTO

Numerosas variantes	
Ejecución básica DMES sin guía  <ul style="list-style-type: none"> • Acoplamiento a guías ya existentes • Para cargas menores 	Guía deslizante DMES -GF  <ul style="list-style-type: none"> • Carro estándar (GK) o prolongación del carro (GV) • Para cargas intermedias • Para precisión de guiado intermedia
Guía de rodamiento de bolas DMES-KF  <ul style="list-style-type: none"> • Carro estándar (GK) o prolongación del carro (GV) • Para cargas mayores • Para gran precisión de guiado 	Ejecución protegida DMES-GA  <ul style="list-style-type: none"> • Con carro estándar (GK) • Según la aplicación, con guía deslizante o de rodamientos • La guía y el carro están protegidos en la parte superior y lateralmente para evitar la penetración de partículas de suciedad

Características del guiado

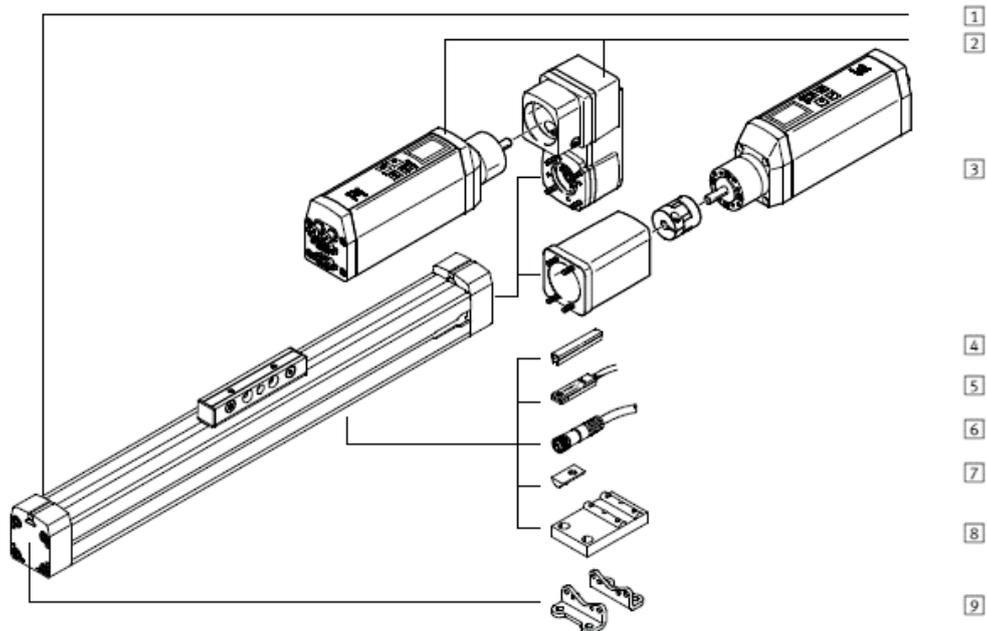
Los valores incluidos en la tabla son valores máximos.
 Los valores exactos de cada una de las variantes constan en la página correspondiente del catálogo.



	Tamaño	Carrera de trabajo [mm]	Velocidad [m/s]	Precisión de repetición [mm]	Fuerza de avance [N]	Fuerzas y momentos					→ Página/Internet
						Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	
Ejecución básica DMES											
	18	50 ... 400	0,05	±0,05	240	36	80	0,4	2	0,7	6
	25	50 ... 700	0,05	±0,05	500	80	100	1,3	4	1,6	
	40	50 ... 1 200	0,05	±0,05	1 000	92	390	2,2	20	4,6	
	63	50 ... 1 800	0,05	±0,07	3 000	300	900	12	80	22	
Guía deslizante DMES -GF											
	18	50 ... 400	0,05	±0,05	240	930	930	7	45	45	20
	25	50 ... 700	0,05	±0,05	500	1 650	1 650	23	95	95	
	40	50 ... 1 200	0,05	±0,05	1 000	3 990	3 990	89	360	360	
	63	50 ... 1 800	0,05	±0,07	3 000	7 250	7 250	290	980	980	
Guía de rodamiento de bolas DMES-KF											
	18	50 ... 400	0,05	±0,05	240	930	930	7	45	45	20
	25	50 ... 700	0,05	±0,05	500	3 080	3 080	45	170	170	
	40	50 ... 1 200	0,05	±0,05	1 000	7 300	7 300	170	660	660	
	63	50 ... 1 800	0,05	±0,07	3 000	13 900	14 050	580	1 820	1 820	

Ejes de posicionamiento DMES sin guía

Cuadro general de periféricos



Ejes de posicionamiento DMES-GF/-KF con guía

Código del producto

FESTO

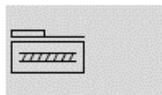
		DMES	-	25	-	500	-	KF	-	GK	-	SH	-		-	AX
Tipo																
DMES	Eje de posicionamiento															
Tamaño																
Carrera [mm]																
Guía																
GF	Guía de deslizamiento															
KF	Guías con rodamiento de bolas															
Carro																
GK	Carro estándar															
GV	Carro largo															
GA	Ejecución con protección															
Posición de montaje del carro																
SV	Delante															
SH	Detrás															
Carro adicional																
KL	Lado izquierdo															
KR	Lado derecho															
Servomotor																
AX	Servomotor y conjunto axial															
U	Motor y conjunto de montaje en paralelo															

Ejes de posicionamiento DMES-GF/-KF con guía

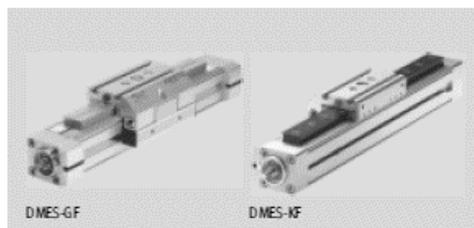
Hoja de datos

FESTO

Función



- Tamaño
18 ... 63
- Carrera
50 ... 1 800 mm



Datos técnicos generales				
Tamaño	18	25	40	63
Construcción	Eje lineal electromecánico con husillo roscado deslizante			
Guía	Con guía deslizante o de rodamiento de bolas			
Posición de montaje	Indistinta			
Carrera de trabajo [mm]	50 ... 400	50 ... 700	50 ... 1 200	50 ... 1 800
Fuerza máx. de avance F_x [N]	240	500	1 000	3 000
Par motor [Nm]	0,3	0,9	3	14
Momento de impulsión máximo en reposo ¹⁾ [Nm]	0,07	0,2	0,45	1,1
Fuerza axial máxima ²⁾ [N]	40	75	250	800
Velocidad máxima [m/s]	0,05			
Aceleración máxima [m/s ²]	2,5			
Precisión de repetición [mm]	±0,05			±0,07
Rigidez de posicionado [N/mm]	1 700	2 300	4 200	5 600
Tiempo de utilización [%]	100			
Holgura en la inversión de sentido ³⁾ [mm]	< 0,1			

- 1) Medición con 200 r.p.m.
- 2) En el vértice de acciónamiento
- 3) Unidad nueva

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Temperatura ambiente ¹⁾ [°C]	0 ... +50
Clase de protección	IP40

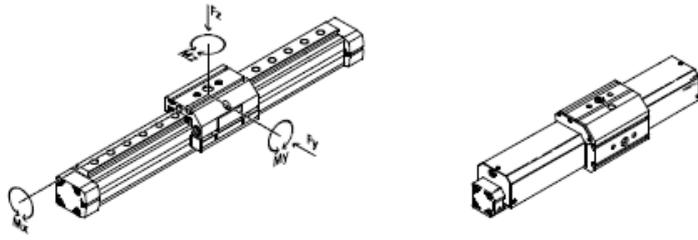
- 1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores

Pesos [kg]									
Tamaño		18		25		40		63	
Tipo de guía		GF	KF	GF	KF	GF	KF	GF	KF
Peso básico con carrera de 0 mm ¹⁾	GK	0,77	0,93	1,52	1,70	4,11	5,06	13,31	16,48
	GV	1,16	1,37	2,34	2,61	6,53	8,06	21,75	27,14
	GA	1,49	1,65	2,73	2,90	7,15	8,14	–	–
Peso adicional por 100 mm de carrera	GK	0,238	0,294	0,466	0,547	0,841	1,170	2,079	2,958
	GV	0,238	0,294	0,466	0,547	0,841	1,170	2,079	2,958
	GA	0,313	0,369	0,556	0,638	0,965	1,294	–	–
Masa móvil	GK	0,29	0,38	0,55	0,66	1,49	1,83	4,48	5,29
	GV	0,48	0,56	0,88	0,99	2,38	2,72	7,06	7,88
	GA	0,71	0,81	1,19	1,30	2,90	3,24	–	–
Carró adicional	KL/NR	–	0,29	–	0,440	–	1,21	–	3,55

- 1) Sin campo de la unidad de acoplamiento

Valores característicos de la carga válidos para el eje con carro estándar GK o para la ejecución con protección GA

Las fuerzas y los momentos indicados se refieren al centro de la guía.
No deberán superarse en funcionamiento dinámico. Además, debe tenerse en cuenta especialmente la operación de frenado.

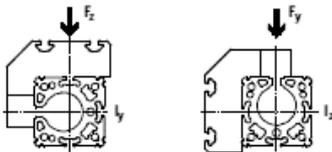


Si el eje está expuesto a varias fuerzas y momentos, deberán respetarse las cargas máximas admisibles y deberán cumplirse la siguiente ecuación:

$$\frac{|F_y|}{F_{y_{\max}}} + \frac{|F_z|}{F_{z_{\max}}} + \frac{|M_x|}{M_{x_{\max}}} + \frac{|M_y|}{M_{y_{\max}}} + \frac{|M_z|}{M_{z_{\max}}} \leq 1$$

Fuerzas y momentos admisibles									
Tamaño		18		25		40		63	
Tipo de guía		GF	KF	GF	KF	GF	KF	GF	KF
$F_{y_{\max}}$	[N]	930	930	1 760	2 600	3 070	4 300	3 880	6 600
$F_{z_{\max}}$	[N]	930	930	1 760	2 600	4 300	4 300	6 600	6 600
$M_{x_{\max}}$	[Nm]	7	7	24	45	98	160	220	400
$M_{y_{\max}}$	[Nm]	23	23	52	85	210	330	580	910
$M_{z_{\max}}$	[Nm]	23	23	52	85	210	330	580	910

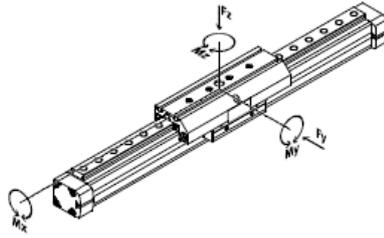
Momento de inercia



Tamaño		18		25		40		63	
Tipo de guía		GF	KF	GF	KF	GF	KF	GF	KF
I_y	[cm ⁴]	11,19	14,37	39,10	47,60	125,38	176,24	709,04	992,06
I_z	[cm ⁴]	7,11	7,16	25,85	23,34	84,76	95,43	614,44	693,35

Valores característicos de las cargas válidos para ejes con carro largo GV

Las fuerzas y los momentos indicados se refieren al centro de la guía. No deberán superarse en funcionamiento dinámico. Además, debe tenerse en cuenta especialmente la operación de frenado.

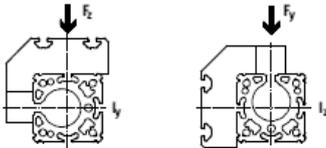


Si el eje está expuesto a varias fuerzas y momentos, deberán respetarse las cargas máximas admisibles y deberán cumplirse la siguiente ecuación:

$$\frac{|F_y|}{F_{y\max.}} + \frac{|F_z|}{F_{z\max.}} + \frac{|M_x|}{M_{x\max.}} + \frac{|M_y|}{M_{y\max.}} + \frac{|M_z|}{M_{z\max.}} \leq 1$$

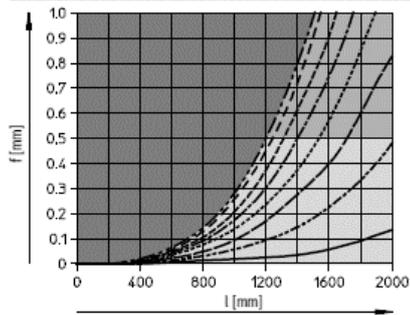
Fuerzas y momentos admisibles									
Tamaño		18		25		40		63	
Tipo de guía		GF	KF	GF	KF	GF	KF	GF	KF
F _y máx.	[N]	930	930	1 650	3 080	3 990	7 300	7 250	13 900
F _z máx.	[N]	930	930	1 650	3 080	3 990	7 300	7 250	14 050
M _x máx.	[Nm]	7	7	23	45	89	170	290	580
M _y máx.	[Nm]	45	45	95	170	360	660	980	1 820
M _z máx.	[Nm]	45	45	95	170	360	660	980	1 820

Momento de inercia



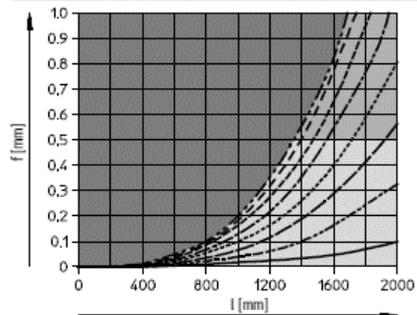
Tamaño		18		25		40		63	
Tipo de guía		GF	KF	GF	KF	GF	KF	GF	KF
I _y	[cm ⁴]	11,19	14,37	39,10	47,60	125,38	176,24	709,04	992,06
I _z	[cm ⁴]	7,11	7,16	25,85	23,34	84,76	95,43	614,44	693,35

DMES-63-KF, con guía de rodamiento de bolas



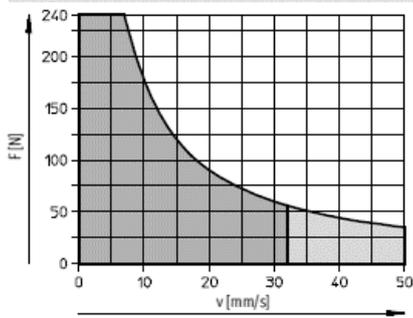
Zona no permitida
 Zona estática
 Zona estática y dinámica

DMES-63-KF, con guía de rodamiento de bolas

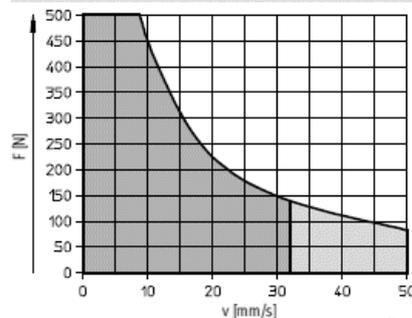


Velocidad de avance máxima v en función de la fuerza F

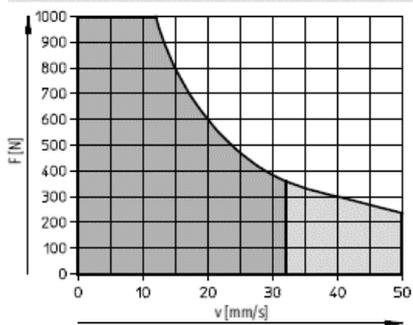
Tamaño 18



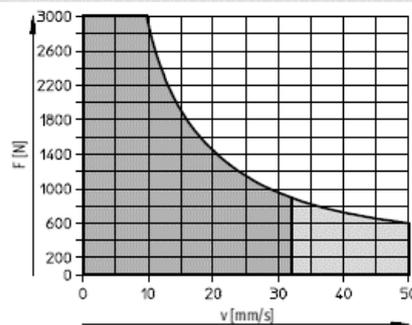
Tamaño 25



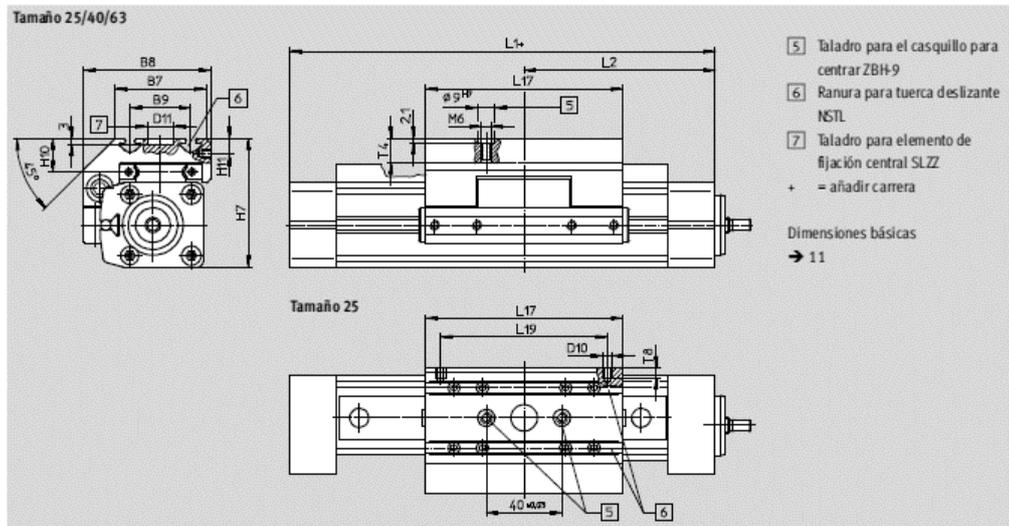
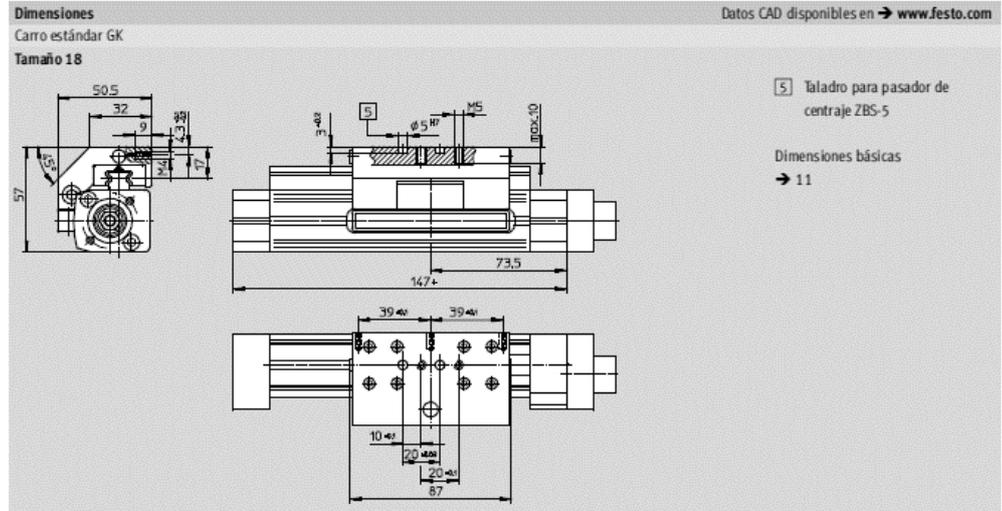
Tamaño 40



Tamaño 63



Margen de funcionamiento recomendado
 Margen de funcionamiento admisible (se recomienda una duración de conexión de < 50%)

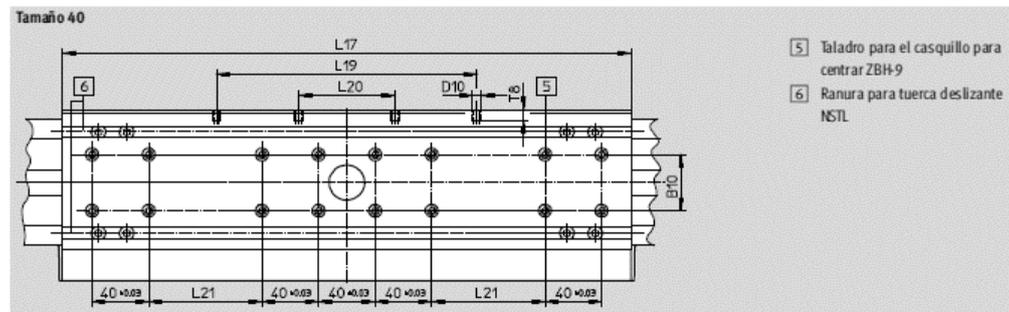
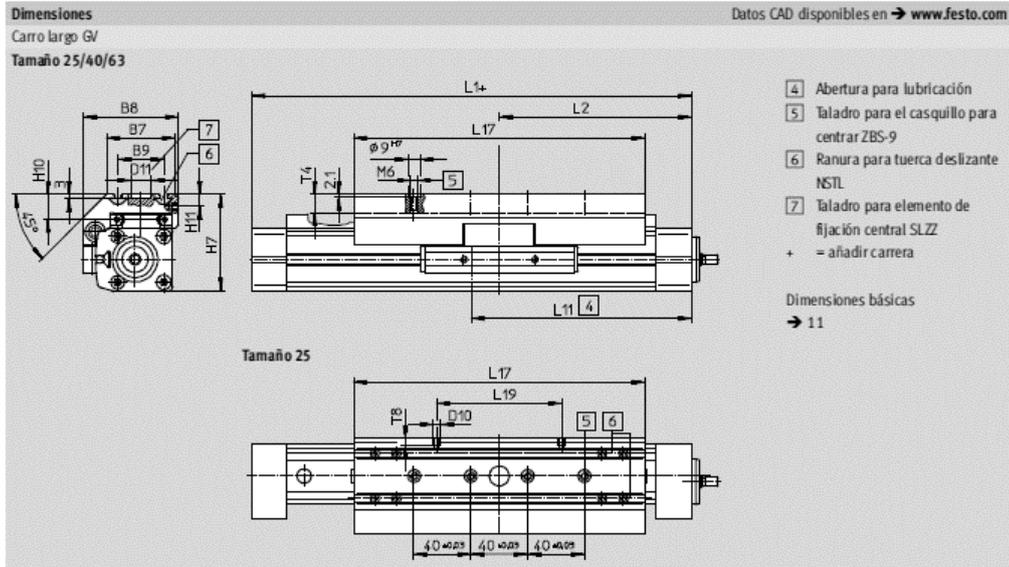


Tamaño	B7	B8	B9	D10	D11	H7	H10	H11	L1	L2	L17	L19	T4	T8
			±0,2		∅ G7			+0,3					±0,1	máx.
25	48	67	32	M5	14	68,5	18,5	8,2	175	87,5	105	88	12,5	8,5
40	78,5	96,5	55	M5	25	90,5	20	7	250	126	167	150	12,5	8,5
63	121	142	90	M8	25	144,5	30	12,5	328	164	230	200	20,5	10,5

Ejes de posicionamiento DMES-GF/-KF con guía

Hoja de datos

FESTO



Tamaño	B7	B8	B9	B10	D10	D11	H7	H10	H11
			±0,2			∅ G7			+0,3
25	48	67	32	-	M5	14	68,5	18,5	8,2
40	78,5	96,5	55	20	M5	25	90,5	20	7
63	121	142	90	40	M8	25	144,5	30	12,5

Tamaño	L1	L2	L11	L17	L19	L20	L21	T4	T8
				±0,1	±0,1	±0,1	±0,1	máx.	
25	275	137,5	155	205	88	-	-	12,5	8,5
40	420	211	236	337	150	58	40	12,5	8,5
63	578	289	321	480	200	72	120	20,5	10,5

Ejes de posicionamiento DMES

Accesorios

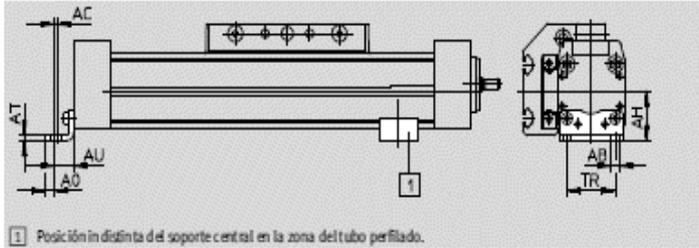
FESTO

Pies de fijación HP
(código de pedido F)

Material:
Acero cincado
Sin cobre, PTFE ni silicona



HP-25

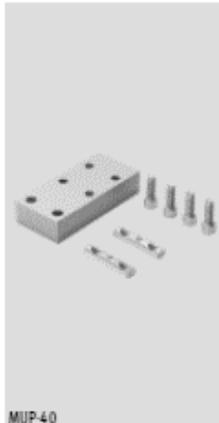


1 Posición distinta del soporte central en la zona del tubo perfilado.

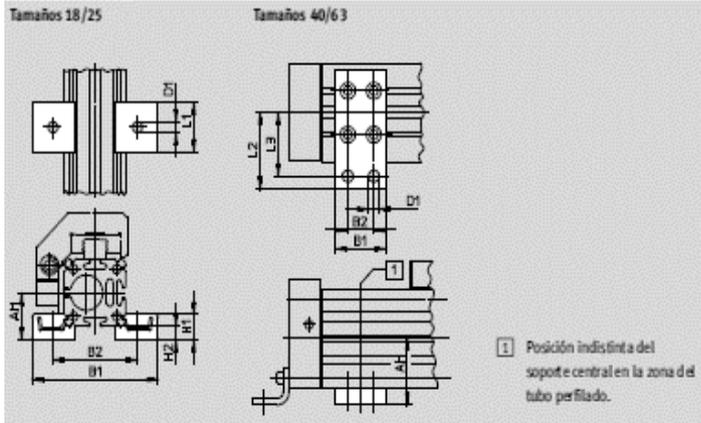
Dimensiones y referencias										
Para tamaño	AB ∅	AC	AH	AO	AT	AU	TR	Peso [g]	Nº art.	Tipo
18	5,5	2	24	4,8	3	13,2	24	59	1 58 4 72	HP-18
25	5,5	2	29,5	6	3	13	32,5	61	1 50 7 31	HP-25
40	6,6	2	46	8,5	5	17,5	45	188	1 50 7 33	HP-40
63	11	3	69	13,5	6	28	75	305	1 50 7 35	HP-63

Apoyo central MUP
(código de pedido M)

Material:
Acero cincado
Sin cobre, PTFE ni silicona



MUP-40



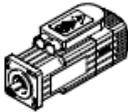
1 Posición indistinta del soporte central en la zona del tubo perfilado.

Dimensiones y referencias												
Para tamaño	AH	B1	B2	D1 ∅	H1	H2	L1	L2	L3	Peso [g]	Nº art.	Tipo
18	24	70,5	47	5,5	13	7	25	-	-	33	1 50 7 36	MUP-18/25
25	29,5	81	58	5,5	13	7	25	-	-	33	1 50 7 36	MUP-18/25
40	46	35	22	6,6	-	-	-	47	40	126	1 50 7 38	MUP-40
63	69	50	26	11	-	-	-	77	65	340	1 50 8 00	MUP-63

Ejes de posicionamiento DMES

Accesorios

FESTO

Combinaciones de eje y motor admisibles con montaje paralelo: Sin reductor		Hojas de datos → Internet: eamm-u	
Motor / Unidad de accionamiento	Conjunto para el montaje en paralelo		
			
Tipo	Nº art.	Tipo	
DMES-18			
Con servomotor			
EMMS-AS-40-...	543 226	EAMM-U-E24-40A	
Con unidad de motor			
MTR-DCI-32S-...	543 225	EAMM-U-E24-32B	
DMES-25			
Con servomotor			
EMMS-AS-55-...	543 230	EAMM-U-E32-55A	
Con unidad de motor			
MTR-DCI-42S-...-G7	543 228	EAMM-U-E32-42B	
MTR-DCI-42S-...-G14	543 229	EAMM-U-E32-42C	
DMES-40			
Con servomotor			
EMMS-AS-70-...	543 234	EAMM-U-E48-70A	
Con unidad de motor			
MTR-DCI-52S-...-G7	543 232	EAMM-U-E48-52B	
MTR-DCI-52S-...-G14	543 233	EAMM-U-E48-52C	

ANEXO 4

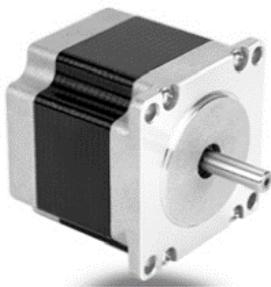
Motores paso a paso Motion King – Modelo 23H2M8442



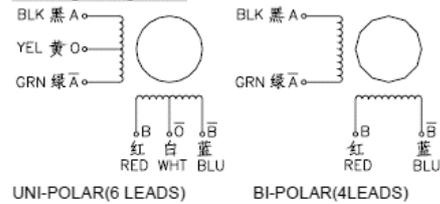
HB Stepper Motor Catalog

MotionKing (China) Motor Industry Co., Ltd.

2 Phase Hybrid Stepper Motor 23H2M/K series-Size 57mm(0.9 degree)



Wiring Diagram:

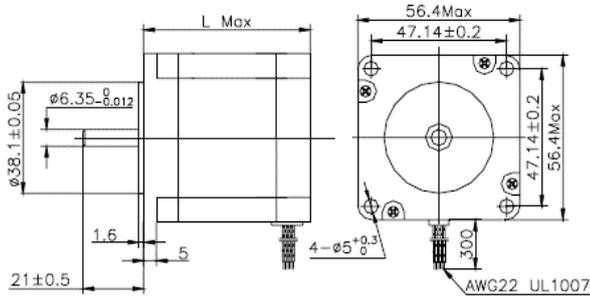


Electrical Specifications:

Series Model	Old P/N	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Phase Resistance (ohm)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (N.cm Min)	Detent Torque (N.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Lead Wire (No.)	Motor Weight (g)
23H2M0610	23HM0601	41	1.0	5.2	6.2	24	2.5	150	6	470
23H2M0406	23HM0405	41	0.62	12	28	32	2.5	150	4	470
23H2M0420	23HM0408	41	2.0	1.2	3.0	32	2.5	150	4	470
23H2M4425	23HM4425	45	2.5	1.0	3.0	62	2.8	190	4	520
23H2M5406	23HM5406	51	0.62	13	34	70	3.0	230	4	590
23H2M5425	23HM5425	51	2.5	1.2	3.8	70	3.0	230	4	590
23H2M6615	23HM6602	56	1.5	3.2	6.2	82	3.5	280	6	680
23H2M6425	23HM6403	56	2.5	1.3	5.2	100	3.5	280	4	680
23H2M6430	23HM6430	56	3.0	0.8	2.8	100	3.5	280	4	680
23H2M6442	23HM6404	56	4.2	0.4	1.5	100	3.5	280	4	680
23H2M7410	23HM7401	64	1.0	7.5	28	110	5.0	380	4	850
23H2M7425	23HM7425	64	2.5	1.5	5.8	110	5.0	380	4	850
23H2M7430	23HM7430	64	3.0	0.8	3.0	110	5.0	380	4	850
23H2M7442	23HM7404	64	4.2	0.55	1.5	110	5.0	380	4	850
23H2M8615	23HM8603	76	1.5	4.2	11	125	6.0	440	6	1050
23H2M8425	23HM8425	76	2.5	1.8	8.2	150	6.0	440	4	1050
23H2M8430	23HM8430	76	3.0	1.0	4.3	150	6.0	440	4	1050
23H2M8442	23HM8404	76	4.2	0.65	2.2	150	6.0	440	4	1050

*Note: We can manufacture products according to customer's requirements.

Dimensions: unit=mm



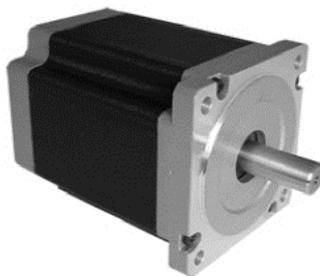
Motor Length:

Model	Length
23H2M0XXX	41 mm
23H2M4XXX	45 mm
23H2M5XXX	51 mm
23H2M6XXX	56 mm
23H2M7XXX	64 mm
23H2M8XXX	76 mm

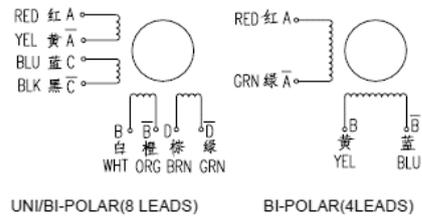
ANEXO 5

Motores paso a paso Motion King – Modelo 34H2A5456

2 Phase Hybrid Stepper Motor
34H2A series-Size 86mm(1.8 degree)



Wiring Diagram:



Electrical Specifications (UNI-POLAR):

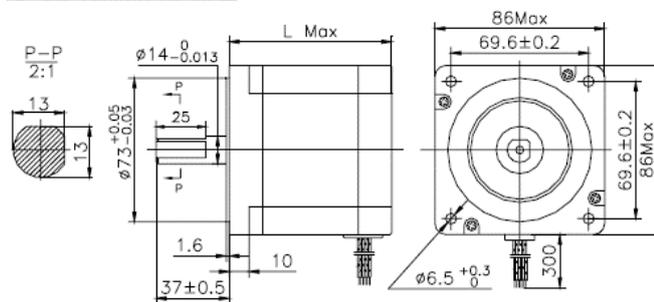
Series Model	Old P/N	Motor Length (mm)	Rated Current (A)	Phase Resistance (ohm)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (N.cm Min)	Detent Torque (N.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Lead Wire (No.)	Motor Weight (kg)
34H2A6840	34HS6801	66	4.0	0.6	1.6	220	5.5	850	8	2.0
34H2A6850	34HS6802	66	5.0	0.4	1.0	220	5.5	850	8	2.0
34H2A6827	34HS6803	66	2.7	1.2	3.5	220	5.5	850	8	2.0
34H2A8840	34HS8801	78	4.0	0.7	3.0	300	6.5	1050	8	2.5
34H2A8850	34HS8802	78	5.0	0.5	1.8	300	6.5	1050	8	2.5
34H2A8827	34HS8803	78	2.7	1.6	5.6	300	6.5	1050	8	2.5
34H2A9840	34HS9801	98	4.0	0.98	4.1	490	9.5	1550	8	3.0
34H2A9850	34HS9802	98	5.0	0.65	2.4	490	9.5	1550	8	3.0
34H2A9827	34HS9803	98	2.7	1.9	8.6	490	9.5	1550	8	3.0
34H2A4840	34HS4801	114	4.0	1.1	5.5	580	12.5	1800	8	4.0
34H2A4850	34HS4802	114	5.0	0.75	3.2	580	12.5	1800	8	4.0
34H2A4827	34HS4803	114	2.7	2.0	11.5	580	12.5	1800	8	4.0
34H2A2840	34HS2801	126	4.0	1.3	5.8	640	18.5	2200	8	4.5
34H2A2850	34HS2802	126	5.0	0.85	3.4	640	18.5	2200	8	4.5
34H2A2827	34HS2803	126	2.7	2.5	12.5	640	18.5	2200	8	4.5
34H2A5840	34HS5801	150	4.0	1.4	9.2	850	24.5	2500	8	5.0
34H2A5850	34HS5802	150	5.0	0.9	5.2	850	24.5	2500	8	5.0
34H2A5827	34HS5803	150	2.7	2.9	17.5	850	24.5	2500	8	5.0
34H2A5456	34HS5804	150	5.6	0.7	9.2	1200	24.5	2500	4	5.0



MotionKing (China) Motor Industry Co., Ltd.

2) The Holding Torque of Bipolar = 1.414 x above Unipolar Holding Torque.

Dimensions: unit=mm



Motor Length:

Model	Length
34H2A6XXX	66 mm
34H2A8XXX	78 mm
34H2A9XXX	98 mm
34HS2AXXX	114 mm
34H2A2XXX	126 mm
34H2A5XXX	150 mm

ANEXO 6

Ruedas Blicke

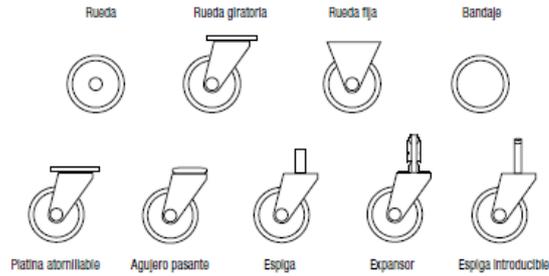


Resumen de los criterios de selección de ruedas y soportes

1. Seleccione su producto

En función del campo y ámbito de aplicación y del sector de utilización, podemos utilizar ruedas, ruedas giratorias y fijas o bandajes. Las ruedas giratorias se mueven libremente, mientras que las ruedas fijas tienen una única dirección del movimiento. La fijación de los soportes puede ser mediante platina atornillable, agujero pasante, espiga, expansor o espiga introducible.

(Más información en las páginas 32, 74-79)



2. Determine la capacidad de carga necesaria.

La capacidad de carga necesaria de una rueda se calcula a partir del peso propio del aparato de transporte y de su carga adicional, dividida por la cantidad de ruedas portantes. El resultado se multiplica con uno de los factores de seguridad que dependen de las condiciones de uso.

(Más información en la página 33)

$$T = \frac{E+Z}{n} \times S$$

T = Capacidad de carga requerida para cada rueda
E = Peso propio del aparato de transporte
Z = Carga adicional máxima
n = Cantidad de las ruedas portantes
S = Factor de seguridad

Capacidad de carga / tipos de ruedas

Capacidad de carga

Para determinar la capacidad de carga necesaria de una rueda se debe conocer el peso propio del aparato de transporte, la carga máxima adicional y la cantidad de ruedas portantes. Al utilizar cuantos más ruedas, puede variar la carga que absorbe cada una de las ruedas. La capacidad de carga necesaria se calcula de la siguiente manera:

$$T = \frac{E+Z}{n} \times S$$

T = Capacidad de carga requerida para cada rueda
E = Peso propio del aparato de transporte
Z = Carga adicional máxima
n = Cantidad de las ruedas portantes
S = Factor de seguridad

El factor de seguridad S tiene en cuenta las desviaciones con respecto a las condiciones de uso estándar (suelo liso, velocidad de paso, reparto homogéneo de la carga, desplazamiento recto, temperatura ambiente entre +15° C y +28° C). El factor de seguridad varía en función de la velocidad y de la relación entre el Ø de rueda y la altura del obstáculo. Se distinguirá entre cuatro categorías diferentes:

- Transporte manual en interiores (Altura del obstáculo <5 % del Ø rueda); Factor de seguridad de 1,0 a 1,5
- Transporte manual en exteriores (Altura del obstáculo >5 % del Ø rueda); Factor de seguridad de 1,5 a 2,2
- Transporte motorizado en interiores (Altura del obstáculo <5 % del Ø rueda); Factor de seguridad de 1,4 a 2,0
- Transporte motorizado en exteriores:



Ruedas domésticas Blickle

Las ruedas domésticas, así como las ruedas compactas se utilizan ampliamente en interiores con aparatos y dispositivos. Están concebidos para velocidades de hasta 3 km/h. Las capacidades de carga alcanzan, como más, los 200 kg (ruedas domésticas) o 1750 kg (ruedas compactas). Cumplen los requisitos para lograr una alta movilidad de los correspondientes aparatos así para lograr la mayor estabilidad de marcha con baja resistencia a la rodadura. Dentro de las aplicaciones típicas se encuentran los equipos médicos, soportes de puntillas, equipos del sector restauración o similares.

Para las ruedas domésticas de Blickle, así como para las ruedas compactas, el ensayo de la capacidad de carga se realiza según DIN EN 12530 sobre un banco de pruebas rotatorio.

Las condiciones de ensayo más importantes:

- Velocidad: 3 km/h
- Temperatura: De +15° C a +28° C
- Bandas de rodadura duras, horizontales con obstáculos que presenten una altura del 3 % del diámetro de la rueda.



Ruedas para aparatos de transporte Blickle

Las ruedas para aparatos de transporte se utilizan en el sector industrial tanto en interiores como en exteriores. Están concebidos para velocidades de hasta 4 km/h. Las capacidades de carga alcanzan los 900 kg. A las ruedas para aparatos de transporte no les influyen las condiciones ambientales, casi no requieren mantenimiento y trabajan sin problemas durante largo tiempo. Dentro de las aplicaciones típicas se incluyen las máquinas y aparatos de todo tipo, incluso palets, plataformas de trabajo y contenedores de basura.

El ensayo de la capacidad de carga de las ruedas para aparatos de transporte de Blickle se realiza según la norma DIN EN 12532 sobre un banco de pruebas rotatorio.

Las condiciones de ensayo más importantes:

- Velocidad: 4 km/h
- Temperatura: De +15° C a +28° C
- Bandas de rodadura duras y horizontales con obstáculos que presenten las siguientes alturas: 5 % del diámetro para ruedas con banda de rodadura blanda (dura <90° Shore A)



Ruedas para cargas pesadas Blickle

Las ruedas para cargas pesadas se utilizan en aplicaciones con cargas pesadas y/o elevadas velocidades de marcha. Se han construido especialmente estables. Para poder absorber las cargas parcialmente elevadas, en esta área también se utilizan soportes con dos ruedas (ruedas dobles). Para que el transporte se realice sin vibraciones, resultan especialmente adecuadas las ruedas amortiguadas. Dentro de las aplicaciones típicas se encuentran los aparatos para estanterías y carretillas, sistemas de montaje y transporte o similares.

El ensayo de la capacidad de carga de las ruedas para cargas pesadas se realiza para 4 km/h según DIN EN 12532 o para velocidades superiores en conformidad con la norma DIN EN 12533 sobre un banco de pruebas rotatorio.

Las condiciones de ensayo más importantes según DIN EN 12532:

- Velocidad: 4 km/h
- Temperatura: De +15° C a +28° C
- Bandas de rodadura duras y horizontales con obstáculos que presenten las siguientes alturas:

3. Seleccione a partir de los diferentes materiales para ruedas

La dureza, la forma y el material de la banda de rodadura influyen notablemente en la comodidad y en la estabilidad de marcha, así como en la resistencia a la puesta en movimiento, de rodadura y al giro de la rueda. La banda de rodadura de una rueda debería seleccionarse, por norma general, más blanda que la superficie por donde va a rodar, ya que en caso contrario la rueda haría presión y podría dañar dicha superficie. (Más información en las páginas 38-40)

Material de la banda de rodadura	Dureza de la banda de rodadura	Ruido durante la marcha
Neumático, goma blanda	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■
Goma maciza elástica, goma maciza super-elástica	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■
Goma maciza, TPE, Softthane®, Bestthane® Soft, goma de silicona	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■
TPU, Extrathane®, Bestthane®	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■
Acero, fundición, poliamida, polipropileno, resina fenólica	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■ ■

blanda → dura ruidoso → silencioso

4. Resistencia a la puesta en marcha, a la rodadura y al giro. Maniobrabilidad.

La resistencia a la puesta en marcha, a la rodadura y al giro que opone una rueda, se ve notablemente influenciada por la banda de rodadura, el tipo de eje, el Ø de rueda y la naturaleza del suelo. (Más información en las páginas 34-35)

La maniobrabilidad de un aparato de transporte depende de la cantidad, tipo y disposición de las ruedas. Estos factores afectan, a su vez, a la capacidad de carga, al movimiento, control, radio de giro y estabilidad de basculación de un carro. (Más información en la página 41)



6. Resistencia a la corrosión. Resistencia a la temperatura. Resistencia química.

La vida útil y la funcionalidad de una rueda depende, de entre otras cosas, de hasta qué punto los materiales utilizados o su tratamiento superficial pueden soportar los efectos de la corrosión, temperatura y

productos químicos. A este respecto, el tipo y la duración del efecto son los factores más importantes.

La resistencia química de los diferentes materiales se recoge en la tabla de resumen de las páginas 36 y 37.



Comprobación de la resistencia a la hidrólisis.

7. ¿Necesita variantes o accesorios?

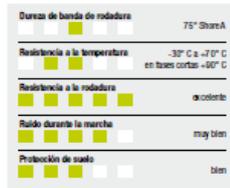
La función de una rueda o soporte puede completarse con diversas variantes o accesorios.

Para cada objeto de aplicación y para cada requisito, se dispone de la variante o del accesorio adecuado: Un freno de la rueda y de la cabeza giratoria para el bloqueo del movimiento de rodadura y de giro de las ruedas giratorias, protección de pie para evitar causar heridas en los pies, bandas de rodadura conductoras de la electricidad para la protección frente a la descarga electrostática y mucho más.

En las páginas de la 80 a la 85 se incluye un listado detallado de las variantes y accesorios.



Dureza de la banda de rodadura. Resistencia a la temperatura. Resistencia a la puesta en marcha y a la rodadura. Ruido durante la marcha. Protección del suelo.



Cuadro Informativo serie de ruedas Blicke

Dureza de la banda de rodadura

En las páginas de producto se representa gráficamente la dureza de la banda de rodadura y se complementa con la indicación de los valores de dureza. Cuanto más a la derecha se encuentre la marca, más dura es la banda de rodadura. La representación gráfica permite una rápida valoración de la dureza de la banda de rodadura. El dato de la dureza permite también comparar entre las diferentes series de ruedas. La dureza se indica

- para elastómeros y poliuretano en Shore A,
- plásticos duros en Shore D y
- metales según Brinell (B)

Resistencia a la temperatura

La resistencia a la temperatura se indica mediante la representación gráfica del rango de temperaturas. Así, las marcas que se encuentran a la izquierda significan que las ruedas son especialmente adecuadas para temperaturas bajas y, si se encuentran a la derecha, para temperaturas especialmente altas. Además de la representación gráfica, el rango de utilización se indica con valores concretos. Dentro del rango de utilización de temperaturas, pueden variar las propiedades de las ruedas como dureza de banda de rodadura, capacidad de carga y resistencias a la puesta en marcha y a la rodadura.

Resistencia a la puesta en marcha y a la rodadura

La resistencia a la puesta en marcha es la fuerza que se debe aplicar para que la rueda cambie del estado de reposo al de desplazamiento. La fuerza empleada para mantener a una rueda en un movimiento uniforme, se describe como resistencia a la rodadura. Las resistencias a la puesta en marcha y a la rodadura están influenciadas por los siguientes factores:

- Diámetro de rueda
- Banda de rodadura
- Dureza de banda de rodadura
- Elasticidad de la banda de rodadura
- Eje
- Superficie

La resistencia a la rodadura surge debido a un permanente engastamiento y estiramiento de la banda de rodadura mientras rueda (histéresis).

La medición de la resistencia a la rodadura se realiza con ayuda de un banco de pruebas. Los valores de medición se determinan bajo condiciones ideales:

- Superficie de acero plana, lisa, sin suciedad ni obstáculos
- Velocidad: 4 km/h
- Temperatura: +20° C
- Carga: 2/3 de la capacidad de carga máxima

Bajo estas condiciones marco normalizadas se pueden comparar entre sí las resistencias a la rodadura de las diferentes series de ruedas.

Las condiciones de uso divergentes (naturaleza de la superficie, temperatura, velocidad, etc.) se deben tener en cuenta a la hora de diseñar los elementos de tracción y, además, pueden influir notablemente en los valores de resistencia a la rodadura.

La resistencia al giro está influenciada por los siguientes factores:

- Banda de rodadura
- Dureza de banda de rodadura
- Banda de rodadura
- Voladizo
- Superficie

Ruido durante la marcha

Cuanto más puntos se alcanzan en esta categoría, menor son las sacudidas y, por lo tanto, menores las emisiones de ruido durante el transporte de una mercancía. Básicamente se considera. Cuanto más grande sea la rueda y más blanda y gruesa la banda de rodadura, más silenciosamente se mueve un vehículo. Esto significa que una banda de rodadura blanda se relaciona con una menor emisión de ruido y una banda de rodadura dura con una elevada emisión de ruido. Con cargas pequeñas y suelos blandos (moquetados), también es posible utilizar ruedas duras con poca emisión de ruido y alta comodidad de marcha.

Protección del suelo

Con la protección del suelo ocurre lo mismo. Una banda de rodadura más dura tiene más impacto sobre el suelo que una blanda. Así, una banda de rodadura con cinco puntos tiene un comportamiento especialmente protector dentro de la categoría de protección del suelo.

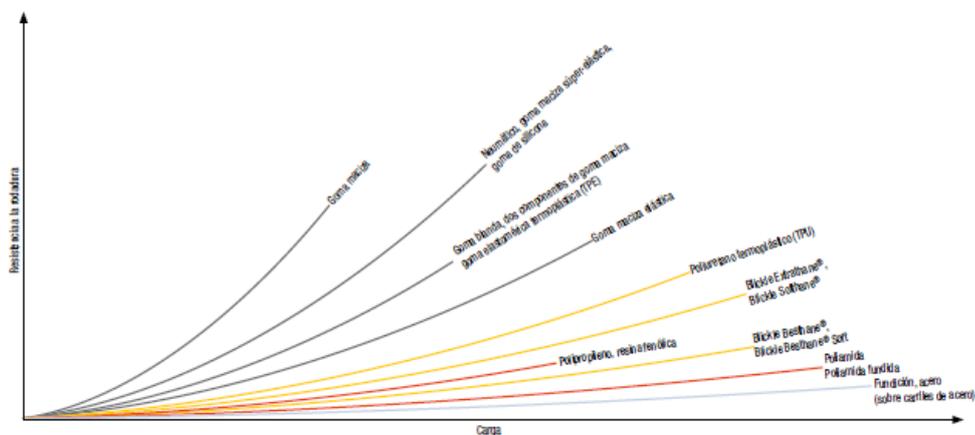
Un punto característico para la protección de suelo es la presión superficial media. Para los diferentes materiales de la banda de rodadura se pueden utilizar las siguientes datos como valores orientativos.

Neumático	- 0,8 N/mm ²
Goma blanda	- 0,8 N/mm ²
Goma maciza super-elástica	- 1,5 N/mm ²
Goma maciza elástica	- 1,8 N/mm ²
Goma maciza poliuretano (aprox. 75° Shore A)	- 2,5 N/mm ²
Poliuretano	- 8,0 N/mm ²
Poliuretano (aprox. 92° Shore A)	- 11,0 N/mm ²
Termoplástico	- 11,0 N/mm ²
Poliuretano	- 40,0 N/mm ²
Poliamida	- 60,0 N/mm ²
Fundición	- 350 N/mm ²
Acero	- 500 N/mm ²

Asesor de ruedas y soportes

Dureza de la banda de rodadura. Resistencia a la temperatura. Resistencia a la puesta en marcha y a la rodadura. Ruido durante la marcha. Protección del suelo.

Resistencia a la rodadura a diferentes materiales de la banda de rodadura



Resistencia a la corrosión

A las superficies de los componentes de ruedas y soportes se les aplica un recubrimiento de protección de cincado o de pintura.

El ensayo de niebla salina según DIN EN ISO 9227 es uno de los métodos de ensayo más habituales para evaluar la protección frente a la corrosión de diferentes materiales. Las piezas se corren pulverizándolas con una solución salina y, con ello, se determina el tiempo (horas) hasta la aparición de la herrumbre blanca o roja.

Protección superficial	Herrumbre blanca	Herrumbre roja
Zincado azul	~48 h	~96 h
Zincado amarillo	~144 h	~240 h
Cinc-niquel	~720 h	~1200 h
Pintado	~192 h	~384 h
Recubrimiento de polvo	~192 h	~384 h

Las superficies cincadas tienen la ventaja de que con pequeñas superficies se corren el cinc, antes que el acero, debido a procesos electroquímicos. Por ello, los puntos blancos no se oxidan. Las piezas zincadas individuales son sometidas a un tratamiento químico adicional, la pasivación. Aquí hay que diferenciar entre la pasivación color azul y la pasivación color amarillo, donde la amarilla proporciona una protección contra la corrosión aún mayor que la azul.

Todos nuestros productos son conformes con la directiva \checkmark RoHS (directiva 2011/65/UE), es decir son libres de Cd.

Las ventajas de un recubrimiento de cinc-niquel que, adicionalmente, se puede pasivar y sellar, es la alta resistencia a la temperatura y la inhibición de la formación de la herrumbre blanca.

Las piezas lacuadas pierden su protección contra la corrosión cuando se daña la capa de laca. En este caso, el ácido se filtra también debajo de la capa de laca aún intacta que se encuentra directamente al lado de la zona dañada.

El recubrimiento catódico por inmersión es un método electroquímico con el que se pueden recibir homogéneamente piezas con geometrías complicadas en un baño de inmersión. Entre sus ventajas se encuentra la alta resistencia a la temperatura y la calidad superficial.

En el recubrimiento electrostático de polvo, el polvo utilizado como recubrimiento se pulveriza sobre el componente y, a continuación, se le aplica un tratamiento térmico.

 Los aceros inoxidables son conocidos por su buen comportamiento frente a la corrosión. El material principalmente utilizado (1.4301/ANSI 304) es un acero de cromo-niquel de alta aleación.

Los plásticos destacan por una elevada resistencia a la corrosión. Como material se utilizan, principalmente, poliamida 6 y polipropileno.

Resistencia a la temperatura

La capacidad funcional de una rueda también depende de la influencia de la temperatura. La temperatura relevante para la banda de rodadura resulta de la coincidencia entre la temperatura ambiente y el calor causado por el contacto con el suelo. A partir del material, forma y carga de la banda de rodadura, así como de la marcha, longitud y naturaleza del tramo recorrido, se determina la extensión de dicha temperatura debido al contacto con el suelo.

Así se reduce, por ejemplo, la capacidad de carga y la estabilidad de los plásticos bajo la influencia del frío o del calor.

La capacidad de carga y la vida útil de las bandas de rodadura disminuyen notablemente con las altas temperaturas. Además, con grandes cargas estáticas y altas temperaturas aumenta el peligro de aplastamiento. Para ello se han desarrollado bandas de rodadura y materiales para ruedas especiales que también se pueden utilizar con altas temperaturas, véanse las ruedas resistentes a altas temperaturas en las páginas de la 376 a la 400.

Con muchas bandas de rodadura de elastómeros, especialmente con muchos elastómeros de goma y de poliuretano, la rigidez y la dureza aumentan con las temperaturas bajas. Esto limita las propiedades amortiguadoras elásticas. Pero como versión especial se dispone de elastómeros de poliuretano, que también permanecen elásticos y flexibles con temperaturas inferiores a las -30° C, ya que la dureza solamente aumenta un poco.

Conductividad eléctrica

La conductividad eléctrica de las ruedas proporciona una protección frente a la descarga electrostática que se puede generar debido a los aparatos de transporte o a las mercancías a transportar.

Una rueda se puede considerar como conductora de electricidad cuando su resistencia óhmica no supera 10⁷ Ω (referencia adicional -E1 o -E1S). Una rueda se considera antiestática cuando su resistencia óhmica no supera los 10⁹ Ω (referencia adicional -A3).

Para garantizar la conductividad de componentes pintados como los núcleos, estos pueden estar libres de pintura en los puntos de fijación (transición hasta el aparato de transporte).

La efectividad de la conductividad durante el servicio puede variar debido a la suciedad de la banda de rodadura o debido a otras influencias del entorno, por lo que el usuario deberá comprobarla en intervalos regulares.

Resistencia química

La resistencia química de una rueda se debe tener en cuenta, especialmente, cuando existe contacto directo con medios agresivos.

La tabla, incluida a continuación, contiene valores orientativos sobre la resistencia química de algunos materiales frente a sustancias químicas. También hay que considerar que la resistencia química no solamente depende del tipo de la sustancia atacante, sino también de su concentración, tiempo de contacto y otras condiciones ambientales como la temperatura y la humedad.

Las mezclas de productos químicos pueden tener otros efectos completamente diferentes de los incluidos en la tabla.

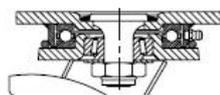
Queda excluida cualquier obligación legal. En caso de dudas, consulte o imprime, los recomendamos que se ponga en contacto con nosotros.

	Concentración en %	Borra	PE	Poliamida	Polipropileno (PP-GR)	Polietileno (HDPE)	Polietileno (LDPE)	Polipropileno (PP-GR)	Polietileno (HDPE)	Polietileno (LDPE)	Acero inoxidable VDA 1.4301/ANSI 304
+ resistente											
0 resistente con reservas											
x no resistente											
L corrosión, grietas de tensión											
- sin datos											
Acido de almidón		x	x	+	+	+	+	+	+	+	+
Acido de coco		x	0	+	+	+	+	+	+	+	+
Acido de niano		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Acido de trementina		x	x	+	x	x	x	x	x	x	+
Acidos cítricos		x	-	+	-	-	-	-	-	-	-
Acidos minerales		x	x	+	0	+	+	+	+	+	+
Acidos vegetales		x	x	+	0	+	+	+	+	+	+
Acetaldéhid	40	0	+	0	+	0	+	0	+	0	(L)
Acetato de aluminio, acuoso		+	+	+	+	+	+	x	0	+	+
Acetato plúmbico, acuoso	10	0	+	+	+	+	0	+	+	+	+
Acetona		+	0	+	+	+	0	x	+	+	+
Acido acético	10	0	+	x	x	x	x	x	x	+	+
Acido acético	30	x	0	x	x	x	x	x	x	+	+
Acido acético > 30 °C		-	-	x	+	x	x	x	x	-	-
Acido bórico, acuoso	10	+	+	0	+	0	+	+	+	+	+
Acido carbónico		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Acido cítrico, acuoso	10	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Acido clorhídrico, acuoso	30	0	+	x	+	x	0	x	0	x	+
Acido crómico, acuoso	10	x	0	0	+	x	0	+	+	+	+
Acido nítrico, acuoso		x	+	+	0	x	+	+	+	+	+
Acido fórmico	10	0	+	x	+	x	x	x	x	+	+
Acido fosfórico, acuoso	10	0	+	x	+	0	+	+	+	+	+
Acido láctico		x	+	x	+	x	x	x	x	0	0
Acido málico		0	+	+	+	x	0	+	+	+	+
Acido oleico (ácido graso, ácido oleico)		x	0	+	+	0	+	+	+	+	+
Acido oxálico, acuoso	10	0	+	0	+	x	x	x	x	0	0
Acido palmítico (ácido hexadecanoico)		x	0	+	0	0	+	+	+	+	+
Acido sulfúrico		0	+	x	+	x	x	x	x	+	+
Acido tánico	10	+	+	+	+	0	+	+	+	+	+
Acido tartárico, acuoso	10	+	+	0	+	0	+	+	+	+	+
Acido úrico, acuoso	10	+	+	+	+	0	-	-	-	-	-
Acidos grasos (ácidos oleicos)		x	0	+	+	0	+	+	+	+	+
Aguas (Agua marina)		+	+	+	+	0	0	0	0	0	+
Aguas frías 80 °C		0	+	+	+	(+)	x	+	+	+	+
Aguas resaca		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Aguas, frías		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Aguas residuales		-	+	+	+	0	0	0	0	0	-
Alcohol		+	+	0	+	0	0	0	0	0	+
Alcohol bencénico		x	0	+	0	-	-	-	-	-	-
Alquitrán		x	0	+	+	+	+	+	+	+	+
Ami acético, acuoso		0	+	+	0	x	x	x	x	x	+

Serie: LS-GB, BS-GB

Ruedas con soporte de acero soldado para carga pesada, cabeza giratoria pesada, b. de rodadura de poliuretano Blickle Besthane®

700 - 12000 kg ✓RoHS



Soporte: Serie LS/BS - Construcción de acero soldado extremadamente robusta, soporte giratorio con cojinete axial ranurado de bolas según DIN 711 y cojinete de rodillos cónicos según DIN 720 en la cabeza giratoria, protegido contra polvo y agua salpicada, con engrasador, con vástago central muy robusto, soldado, atornillado y asegurado.
Eje de rueda atornillado.
Ø de rueda 125-400 mm: Zincado, pasivado color amarillo, libre de Cr6.
Ø de rueda 500-600 mm: Lagueado, color rojo.
Resumen de soportes: Página 68
Croquis de platinas atornillables: Página 77 y 78
Freno de rueda y cabeza giratoria "stop-top": Página 80

Ruedas: Serie GB - Banda de rodadura: De elastómero de poliuretano de alta calidad Blickle Besthane®, 92° Shore A, alta capacidad de carga dinámica, color marrón, no deja huellas, no decolora al contacto.
Núcleo: De fundición gris robusto, a partir de Ø 150 mm con engrasador, lagueado, color plata.
Tipo de rodamiento: Dos cojinetes a bolas prensados.
Descripción detallada: Página 268, 269 y 48



Ruedas giratorias	Ruedas fijas	Ruedas con freno "stop-top"	Ø Rueda [mm]	Ancho rueda [mm]	Capacidad de carga [kg]	Tipo de rodamiento	Altura total [mm]	Dimensión de platina [mm]	Distancia agujeros [mm]	Ø Agujero tomillo [mm]	Voladizo rueda girat. [mm]
LS-GB 128K	BS-GB 128K	LS-GB 128K-ST	125	60	700	a bolas	170	140 x 110	105 x 75-80	11	50
LS-GB 150K	BS-GB 150K	LS-GB 150K-ST	150	50	750	a bolas	200	140 x 110	105 x 75-80	11	55
LS-GB 152K	BS-GB 152K	LS-GB 152K-ST	150	60	850	a bolas	200	140 x 110	105 x 75-80	11	55
LS-GB 154K	BS-GB 154K	LS-GB 154K-ST	150	80	1050	a bolas	205	175 x 140	140 x 105	14	65
LS-GB 160K	BS-GB 160K	LS-GB 160K-ST	160	50	800	a bolas	205	140 x 110	105 x 75-80	11	55
LS-GB 200K	BS-GB 200K	LS-GB 200K-ST	200	50	1000	a bolas	245	140 x 110	105 x 75-80	11	60
LS-GB 202K	BS-GB 202K	LS-GB 202K-ST	200	80	1600	a bolas	255	175 x 140	140 x 105	14	65
LS-GB 250K	BS-GB 250K	LS-GB 250K-ST	250	60	1500	a bolas	305	175 x 140	140 x 105	14	75
LS-GB 252K	BS-GB 252K	LS-GB 252K-ST	250	80	1800	a bolas	305	175 x 140	140 x 105	14	75
LS-GB 300K	BS-GB 300K	LS-GB 300K-ST	300	60	1800	a bolas	355	175 x 140	140 x 105	14	85
LS-GB 302K	BS-GB 302K	LS-GB 302K-ST	300	80	2400	a bolas	355	175 x 140	140 x 105	14	85
LS-GB 304K	BS-GB 304K	*	300	100	3000	a bolas	370	200 x 160	160 x 120	14	85
LS-GB 362K	BS-GB 362K	*	360	75	2500	a bolas	430	200 x 160	160 x 120	14	100
LS-GB 364K	BS-GB 364K	*	360	120	3800	a bolas	430	255 x 200	210 x 160	18	100
LS-GB 402K	BS-GB 402K	*	400	80	3000	a bolas	470	200 x 160	160 x 120	14	100
LS-GB 406K	BS-GB 406K	*	400	125	5000	a bolas	480	255 x 200	210 x 160	18	125
LS-GB 504K	BS-GB 504K	*	500	150	7500	a bolas	630	400 x 300	340 x 240	26	125
LS-GB 604K	BS-GB 604K	*	600	200	12000	a bolas	730	400 x 300	340 x 240	26	130

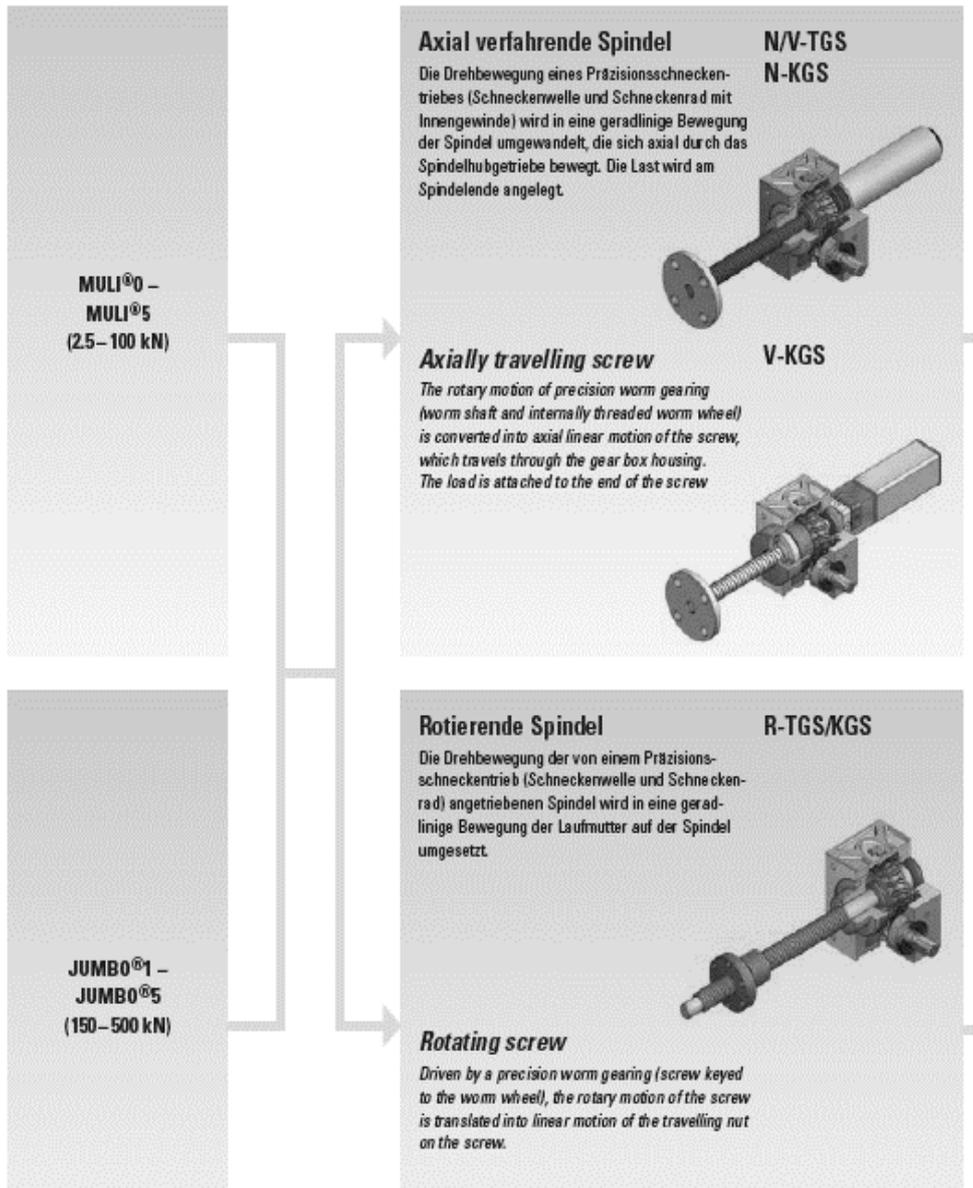
ANEXO 7

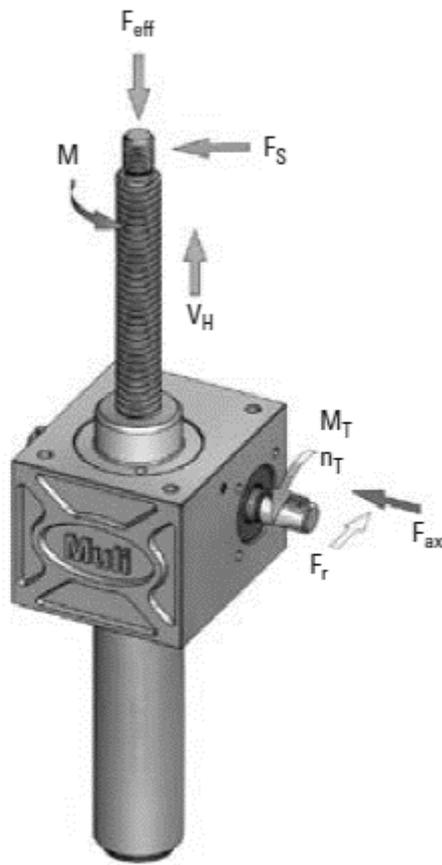
Tornillo sin fin Thomson



Spindelhubgetriebe / *Worm Gear Screw Jacks*
Muli[®], Jumbo[®]

Selection of worm gear screw jacks





Kugelgewindespindel / Ball screw

		MULI 0	MULI 1	MULI 2	MULI 3	MULI 4	MULI 5	JUMBO 3	
Maximale statische Hubkraft/ Maximum static lifting capacity ¹⁾	[kN]	2,5	5	10	12,5	22	42	65	78
Durchmesser x Steigung/ Diameter x pitch	[mm]	1205	1605	2005	2505	4005	4010	5010	8010
Dynamische Tragzahl KGF – KGM/ Dynamic load rating KGF – KGM	[kN]	2,5	5	10	12,2	23,8	38	68,7	86,2
Hub pro Umdrehung der Antriebswelle/ Stroke per full turn of the drive shaft	Übersetzung / raão H ²⁾	1,25	1,25	1,25	0,83	0,71	1,43	1,1	1
	Übersetzung / raão L ²⁾	0,31	0,31	0,31	0,21	0,18	0,36	0,28	0,25
Übersetzung / Gear raão	Übersetzung / raão H ²⁾	4:1	4:1	4:1	6:1	7:1	9:1	10:1	
	Übersetzung / raão L ²⁾	16:1	16:1	16:1	24:1	28:1	36:1	40:1	
Wirkungsgrad/ Efficiency ³⁾	Übersetzung / raão H ²⁾	60	57	56	55	53	56	47	45
	Übersetzung / raão L ²⁾	48	46	44	43	43	45	37	34
Gewicht (ohne Hub)/ Weight (zero stroke)	[kg]	0,60	1,30	2,30	7,00	19,00	35,00	63,00	
Gewicht pro 100 mm Hub/ Weight per 100 mm stroke	[kg]	0,09	0,26	0,42	1,14	1,67	3,04	6,13	
Leerlaufmoment/ Idling torque	Übersetzung / raão H ²⁾	0,02	0,04	0,11	0,15	0,35	0,84	1,32	
	Übersetzung / raão L ²⁾	0,016	0,03	0,10	0,12	0,25	0,51	0,97	
Werkstoff Gehäuse/ Housing material		G – AL			EN – GJS				

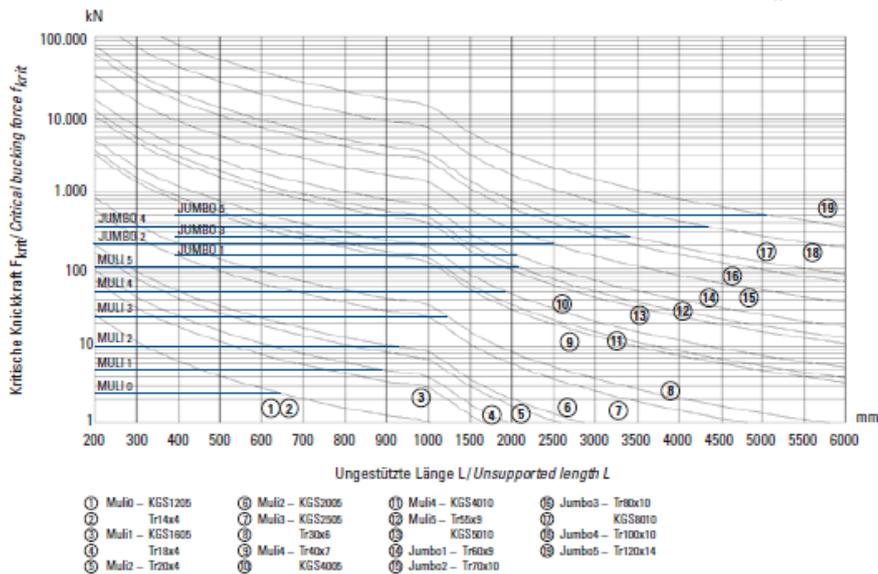
Critical buckling force of a lead screw under compressive loads

Bei schlanken Hubspindeln besteht unter Druckbelastung die Gefahr seitlichen Ausknickens. Vor der Festlegung der zulässigen Druckkraft auf die Spindel sind die der Anlage entsprechenden Sicherheitsfaktoren zu beachten.

Thin lifting screws may buckle sideways when subjected to compressive loads. Before the permissible compressive force is defined for the screw, allowance must be made for safety factors as appropriate to the installation.

$$F_{zul} = f_k \cdot F_{krit} \cdot 0,8$$

- F_{zul} Maximale zulässige Axialkraft / max. allowable axial force [kN].
 f_k Korrekturfaktor, der die Art der Spindellagerung berücksichtigt / Correction factor that considers the type of screw jack bearing.
 F_{krit} Theoretische kritische Knickkraft in Abhängigkeit der freien Länge L / Theoretical critical buckling force as a function of the unsupported length [kN].
 0,8 Sicherheitsfaktor / Safety factor C_K



Required drive torque

Required drive torque of a worm gear screw jack

The required drive torque of a worm gear screw jack is the result of the axial load acting on the jack screw, the transmission ratio and the efficiency. It should be noted that the breakaway torque may be considerably higher than the torque required for continuous running. This applies in particular to worm gear screw jacks with low efficiency after a long standstill period. The acceleration torque should be checked if necessary in cases with large screw pitches and very short run-up times.

$$M_T = \frac{F_{eff}}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot \frac{p}{i} + M_o$$

- M_T required drive torque of the worm gear screw drive at the worm shaft [Nm]. It should be noted that the start-up torque (breakaway torque and possibly acceleration torque) may be considerably higher than the torque required for continuous operation.
- F_{eff} actual force acting on the jack screw [kN].
- η is the efficiency of the worm gear screw jack in decimal notation, e.g. 0.32 instead of 32% (for values, see table on page 14).
- p Pitch of the screw
- i Ratio of the worm gear screw jack
- M_o Idling torque is determined by measurements undertaken after a brief running-in period with liquid grease lubrication at room temperature. It represents an average value which may vary to a greater or lesser extent, depending on the running-in state, lubricant and temperature (for values, see table on page 14)
- η_K Efficiency of the bevel gear box $\eta_K = 0,85$ to $0,96$ depending on size of the bevel gears KRG (for values, see page 81)

Lebensdauerberechnung eines Kugelgewindetriebes bei einem Spindelhubgetriebe Lifetime calculation of a ball screw for a screw jack

Die (nominelle) Lebensdauer eines Kugelgewindetriebes berechnet sich analog der Lebensdauer eines Kugellagers. Es ist zu beachten, dass Schwingungen und Stoßbelastungen die Lebensdauer des Kugelgewindetriebes negativ beeinflussen!

Bei Verschmutzung oder Schmierstoffmangel kann sich die Lebensdauer deutlich verringern. Ebenso ist bei sehr kurzen Hübten mit einer Verkürzung der Lebensdauer zu rechnen. Bitte halten Sie in diesen Fällen Rücksprache mit unseren Produktbetreuern.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{\text{eff}}} \right)^{\beta} \cdot 10^6$$

$$L_h = \frac{L_{10}}{n \cdot 60}$$

- C** Axiale, dynamische Tragzahl
Zentrisch wirkende Beanspruchung in [N] unveränderlicher Größe und Richtung, bei der eine genügend große Anzahl gleicher Kugelgewindetriebe eine nominelle Lebensdauer von 10^6 Umdrehungen erreicht. Tragzahlen KGF siehe Seite 47-48
- L₁₀** Lebensdauer des Kugelgewindetriebes. Ausgedrückt in der Anzahl der Überrollungen, die von 90 % (L₁₀) einer hinreichend großen Menge offensichtlich gleicher Kugelgewindetriebe erreicht oder überschritten wird, bevor die ersten Anzeichen von Materialermüdung auftreten.
- L_h** Lebensdauer in Stunden
- n** Spindeldrehzahl [1/min]

The (nominal) lifetime of a ball screw drive can be calculated analogue to that of a ball bearing. Please note that vibrations and shocks reduce the lifetime of the ball screw drive. Dirt or lack of lubricant may significantly reduce the lifetime. Reduced life must also be expected in the case of very short strokes – please contact us in these cases.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{\text{eff}}} \right)^{\beta} \cdot 10^6$$

$$L_h = \frac{L_{10}}{n \cdot 60}$$

- C** Axial, dynamic load rating [N]
Centrally applied load [N] of constant force direction at which an appropriately large number of identical ball screw drives achieve a nominal lifetime of 10^6 revolutions. Technical data KGF/KGM see page 47-48
- L₁₀** Lifetime of the ball screw drive. Expressed as the number of revolutions achieved or exceeded by 90 % (L₁₀) of a sufficiently large sample of obviously identical ball screw drives before the first signs of material fatigue occur
- L_h** Lifetime in hours
- n** Screw speed [RPM]

Schutzvorrichtungen Protections

Faltenbalg F

Faltenbalgabdeckung zum Schutz gegen äußere Einflüsse. Geeignet für horizontalen und vertikalen Einbau.

Material: PVC-beschichtetes Polyester, genäht. Temperaturbereich -30 °C/70 °C.

Berechnung: Bei Hublängen bis zu 1800 mm sind für jede 150 mm angefangene Hublänge 8 mm bei der Berechnung der Spindellänge im eingefahrenen Zustand hinzuzufügen. Bei Hublängen von über 1800 mm sind jeweils 10 mm für jede 150 mm Hublänge hinzuzufügen. Die errechneten Längen werden als Spindelverlängerung dem Maß C3 (siehe S. 36-37) hinzugefügt.

Der Stulpdurchmesser F2 kann sich auf der gegenüberliegenden Seite je nach Anbauteil im Durchmesser ändern.

Einbau: Angabe der Einbaulage erforderlich: horizontaler Einbau erfordert innere Stützringe, bei vertikalem Einbau hat der Faltenbalg ab 2000 mm Textilbänder. Die Befestigung erfolgt mit Schlauchschellen.

Hinweis: Ausführung R (rotierende Spindel) beinhaltet einen Faltenbalg. Der zweite Faltenbalg plus Faltenbalgaufnahme(n) nach Angabe der Stulpdurchmesser für kundenseitige Befestigung am Spindelende lieferbar.

Bitte grundsätzlich Flanschrichtung der Mutter angeben.

Bellows F

Bellow cover for protection against external influences. Suitable for horizontal or vertical installation.

Material: PVC-coated polyester, stitched construction. Temperature range -30 °C to 70 °C.

Calculation: For each 150 mm of open length up to 1800 mm allow 8 mm when calculating the closed length. Allow 10 mm for each 150 mm over 1800 mm m. The calculated length is added to value C3 (see page 36-37) as the screw extension.

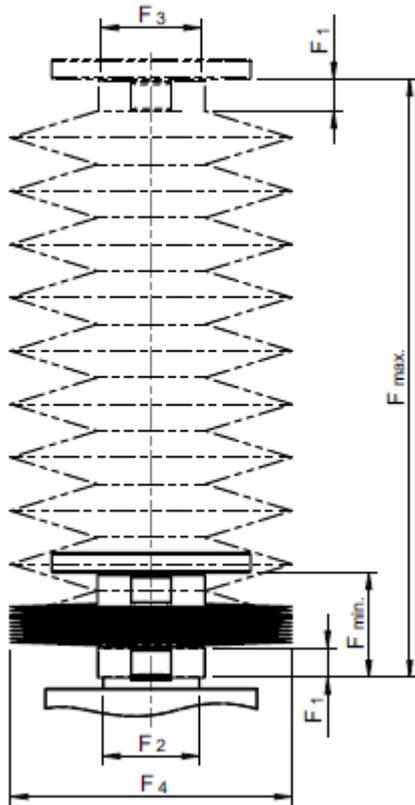
Diameter F2 may differ on the opposite side, depending on the attachment fitted.

Installation: Installation position must be specified: horizontal installation requires internal support washers; in the case of vertical installation, bellows over 2000 mm have textile strips. Attachment is by hose clamps.

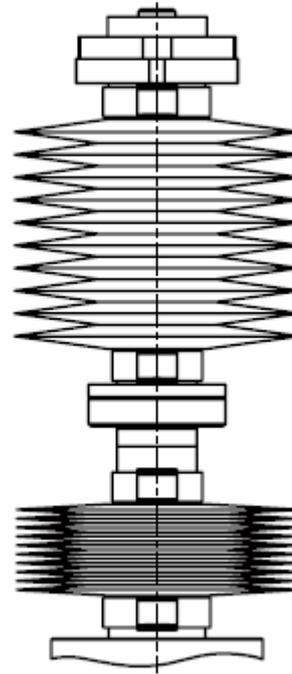
Note: Version R (rotating screw) includes one bellow. Second bellow with attachment adapter can be supplied when specifying the collar diameter and installation details. The mounting of the second bellow at the end of the screw is carried out by the customer.

Please always specify the flange direction of the nut.

N/V-Ausführung
N/V-Version



R-Ausführung
R-Version



ANEXO 8

Articulación de rótula Zimmer

RÓTULAS SERIE KG

► VENTAJAS DE PRODUCTO



► Posición de desviación bloqueable

Sea flexible en su aplicación, adapte la manipulación de manera individualizada a la pieza e inmovilice la posición de desviación de forma que sea segura para el proceso

► Brida de sujeción de gran tamaño

La gran superficie de atornillado simplifica la construcción y permite el montaje sencillo de los componentes

► Modelo de acero

La máxima absorción de fuerzas y momentos le permite un uso flexible con las dinámicas más elevadas

RÓTULAS SERIE KG

Serie: KG

Referencia	► Fuerzas y momentos		► Datos técnicos*	
	Mx [Nm]	Fa [N]	Angulo de giro [°]	Peso [kg]
KG40	18	7500	30	0.1
KG40ST	18	18000	30	0.3
KG60	55	15000	30	0.3
KG60ST	55	45000	30	0.9
KG80	124	28000	30	0.8
KG80ST	124	70000	30	2.3

Tamaño de instalación: KG40

N.º pedido	Angulo de giro	material	Mx
KG40	30 [°]	Aluminium harteloxiert	18 [Nm]

Tamaño de instalación: KG40ST

N.º pedido	Angulo de giro	material	Mx
KG40ST	30 [°]	Stahl	18 [Nm]

Tamaño de instalación: KG60

N.º pedido	Angulo de giro	material	Mx
KG60	30 [°]	Aluminium harteloxiert	55 [Nm]

Tamaño de instalación: KG60ST

N.º pedido	Angulo de giro	material	Mx
KG60ST	30 [°]	Stahl	55 [Nm]

Tamaño de instalación: KG80

N.º pedido	Angulo de giro	material	Mx
KG80	30 [°]	Aluminium harteloxiert	124 [Nm]

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Actuador

Un actuador es un dispositivo inherentemente mecánico cuya función es proporcionar fuerza para mover o “actuar” otro dispositivo mecánico. La fuerza que provoca el actuador proviene de tres fuentes posibles: presión neumática, presión hidráulica, y fuerza motriz eléctrica (motor eléctrico o solenoide). Dependiendo del origen de la fuerza el actuador se denomina “neumático”, “hidráulico” o “eléctrico”.

Aleación

Es una combinación homogénea que está compuesta de dos o más elementos, de los cuales al menos uno es un metal.

Aluminio

Elemento químico de símbolo “Al”; posee una combinación de propiedades que lo hacen muy útil en ingeniería de materiales como su baja densidad, alta resistencia a la corrosión, se puede aumentar su resistencia mecánica mediante aleaciones hasta 690 MPa, es buen conductor de electricidad y calor, se mecaniza con facilidad y es económico.

Acero

Es una aleación de hierro con una cantidad de carbono que varía entre 0,03 y 2,14% en masa de su composición; es un metal que ofrece muy buenas propiedades y resistencia mecánica.

Articulaciones

Es la conexión entre dos sólidos que permite que ambos se muevan porque convergen en el mismo eje o punto de apoyo, esto permite el movimiento de ambos al mismo tiempo con ciertos grados de libertad según el diseño específico que posea.

Articulación de rótula

Es un tipo de articulación cuyo diseño permite tener 3 grados de libertad de movimiento en cierta proporción dependiendo de su diseño.

Cremallera

Es un prisma rectangular con una de sus caras laterales tallada con dientes; estos pueden ser rectos, curvos y estar dispuestos en posición transversal u oblicua. Se emplea junto con un engranaje para convertir un movimiento giratorio en longitudinal y viceversa.

Diferencial

Dispositivo mecánico cuya finalidad es aumentar o disminuir la velocidad de rotación en la salida mediante una rotación adicional temporal; dicho accionamiento se lleva a cabo mediante motores y un tornillo sin fin con alta relación de reducción.

Dispositivo mecánico

Es una pieza o conjunto de piezas o elementos diseñados y fabricados para realizar una función determinada y que generalmente forman parte de un conjunto más complejo.

Eje telescópico

Es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza determinada o conjunto de piezas. Su finalidad es transmitir potencia a un conjunto.

Engranaje

Son ruedas dentadas cilíndricas que se emplean para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido. Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado.

Escalamiento

Es un campo que tiene por objetivo fundamental la construcción de escalas de medida y, por lo tanto, incluye todos los procedimientos necesarios para su elaboración.

Escalado de Hubbert

Teoría que propone comparar los modelos hechos en laboratorio con los prototipos planteados de la naturaleza, para lo cual es necesario cumplir con tres escalas: geométrica, cinemática y dinámica.

Extrusión

Es el proceso de obtención de ciertos y determinados perfiles empujando el material contra una matriz que tiene un orificio con la forma del perfil a obtener. El material se empuja o se extrae a través de un troquel de una sección transversal deseada. Tiene por ventaja la habilidad de crear secciones transversales muy complejas con materiales que son quebradizos; además, se forman perfiles con una terminación superficial muy buena,

Fallas

Es una discontinuidad de la corteza terrestre que ocurre de forma natural por la propagación de una fractura en una estructura de roca de la corteza por la aplicación de una energía cinética en dicho cuerpo; generalmente provienen del calor generado en el núcleo de la tierra o por el enfriamiento y calentamiento de la litosfera por su interacción con la energía proveniente del sol.

Fatiga

Es una reducción gradual de la capacidad de carga de un componente debido a la ruptura lenta del material, consecuencia del avance infinitesimal de las fisuras que se forman en su interior.

Filón

Un filón es el relleno de minerales que ha colmado una fisura en la corteza terrestre.

Geología

Es la ciencia que se encarga de estudiar la composición y estructura interna de la Tierra y los procesos por los cuales ha ido evolucionando a los largo del tiempo geológico.

Ingeniería Mecánica

Es la rama de la Ingeniería que aplica principios físicos de la termodinámica, mecánica, ciencia de materiales, mecánica de fluidos y análisis de diversos elementos usados en la actualidad como maquinarias y sistemas de ventilación u otras aplicaciones.

Juntas homocinéticas

Pieza mecánica que se une al eje de transmisión con la finalidad de conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento.

Marco

Armadura o cerco que rodea a un objeto y sirve para reforzarlo o adornarlo.

Mesa

Mueble formado por un tablero horizontal, sostenido por uno o varios pies, con la altura conveniente para poder realizar alguna actividad sobre ella o dejar cosas encima.

Microcontrolador

Circuito integrado programable capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria. Está compuesto de varios bloques funcionales, lo cuales cumplen una tarea específica.

Modelos análogos

Es una representación material de un objeto o proceso para entender mejor su origen, formación o funcionamiento. Se emplea en ingeniería para validar hipótesis y aproximaciones que forman un modelo conceptual de cierto proceso u objeto mediante el cálculo numérico.

Módulo de Young o de Elasticidad

Es un parámetro que caracteriza el comportamiento elástico de un material según la dirección en la que se aplica una fuerza.

Módulo de Poisson

Es una constante elástica que proporciona una medida del estrechamiento de sección de un prisma de material elástico lineal e isótropo

(el módulo de Young tiene el mismo valor para tracción y compresión) cuando se estira longitudinalmente y se adelgaza en las direcciones perpendiculares a la de estiramiento. Un material es elástico lineal cuando las tensiones y deformaciones del mismo están relacionadas linealmente.

Motores paso a paso

Es un convertidor electromecánico que transforma energía eléctrica en mecánica. Son ideales cuando se busca posicionamiento con un elevado grado de exactitud y/o una muy buena regulación de velocidad.

PDVSA

Petróleos de Venezuela, S.A. y sus filiales (PDVSA) es una corporación propiedad de la República Bolivariana de Venezuela, creada por el Estado venezolano en el año 1975, en cumplimiento de la Ley Orgánica que Reserva al Estado, la Industria y el Comercio de Hidrocarburos (Ley de Nacionalización). Petróleos de Venezuela, Sociedad Anónima (PDVSA) es una empresa estatal venezolana cuyas actividades son la explotación, producción, refinación, mercadeo y transporte del petróleo venezolano.

PDVSA Intevep S.A.

Intevep es el brazo tecnológico de Petróleos de Venezuela, una filial de investigación cuya orientación estratégica es generar soluciones tecnológicas integrales, con especial énfasis en las actividades de Exploración, Producción, Refinación e Industrialización. De igual manera, es responsabilidad de Intevep, el resguardo del acervo tecnológico de PDVSA. Intevep también desarrolla tecnologías propias en áreas con oportunidades diferenciales, impulsa la cooperación e integración con el sector técnico-científico e industrial de Venezuela y asegura, al mismo tiempo, la correcta gestión ambiental en las operaciones de PDVSA. Para dar respuesta a las necesidades de PDVSA y para afianzar el ejercicio de la soberanía nacional sobre los hidrocarburos, Intevep focaliza su esfuerzo en tres áreas medulares: Crudos Pesados y Extrapesados de la Faja Petrolífera del Orinoco, Gas Costa Afuera y Nuevos Desarrollos Cercanos a Campos Tradicionales en Áreas Tradicionales. De igual manera, concentra gran parte de sus recursos en

mejorar el factor de recobro y en actividades de recuperación mejorada. En cada una de estas áreas se realizan actividades de: investigación estratégica, investigación y desarrollo, ingeniería y asistencia técnica especializada, las cuales están integradas a los negocios de PDVSA en cuanto a transferencia y aplicación de tecnologías que permitan cubrir integralmente, las diferentes fases de los negocios petrolero y gas: exploración, producción, manufactura, transporte y mercadeo.

Petróleo

Es una mezcla compleja de compuestos de hidrocarburos naturales que se encuentran en las rocas. El petróleo puede variar entre sólido, líquido y gaseoso, pero el término se utiliza generalmente para hacer alusión al petróleo crudo líquido.

Pistón hidráulico

Actuador mecánico que se emplea para dar una fuerza a través de un recorrido lineal; estos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado que le da fuerza al cilindro hidráulico.

Reología

Es la rama de la Física de medios continuos que se dedica al estudio de la deformación y el flujo de la materia; incluye su elasticidad, plasticidad y viscosidad. En geología, la reología es particularmente importante en los estudios del movimiento de los hielos, el agua, la sal y el magma, y en los estudios de rocas en proceso de deformación.

Resistencia a la fatiga

Es la capacidad que tiene un material de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga.

Rocas

En geología se le denomina roca a la asociación de uno o varios minerales, natural, inorgánica, heterogénea, de composición química variable, sin forma geométrica determinada, como resultado de un proceso geológico definido. Existen tres tipos de rocas (ígneas, sedimentarias y

metamórficas), las cuales cambian de un tipo a otro como resultado de los cambios constantes que se producen en la Tierra.

Rocas ígneas

Se originan a mayor profundidad, donde la temperatura es suficientemente elevada para derretir las rocas y formar magma que puede cristalizar en el subsuelo o en la superficie como resultado de la actividad volcánica.

Rocas metamórficas

Se forman a partir de otras rocas preexistentes durante los episodios de deformación de la Tierra a temperaturas y presiones suficientemente altas para alterar los minerales, pero inadecuadas para fusionarlos. Dichos cambios pueden ser ocasionados por la actividad de los fluidos presentes en la Tierra y el movimiento de los cuerpos ígneos o la actividad tectónica regional.

Rocas sedimentarias

Se forman en la superficie terrestre a través de la depositación de sedimentos provenientes de las rocas meteorizadas, la actividad biogénica o la precipitación de la solución.

Salbanda

La palabra "salbanda" no tiene directamente una relación con un espejo de falla o una falla, esta significa límite de un dique o una veta. Simplemente el contacto entre veta/dique muestra en algunos casos algunas particularidades: velocidad del enfriamiento más rápido. La *caja*, nombre dado al material del filón, se halla muchas veces aislada de ambas paredes por una capa delgada que constituye la *salbanda*

Yacimiento

Cuerpo de roca del subsuelo que exhibe un grado suficiente de porosidad y permeabilidad para almacenar y transmitir fluidos. Las rocas sedimentarias son las rocas yacimiento más comunes, ya que poseen más porosidad que la mayoría de las rocas ígneas o metamórficas y se forman bajo condiciones de temperatura en las cuales los hidrocarburos pueden ser

preservados. Un yacimiento es un componente crítico de un sistema petrolero completo.

Vibración

Propagación de ondas produciendo deformaciones y tensiones sobre un medio continuo (o posición de equilibrio). En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es la a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.

Viga

Es un elemento estructural delgado que soportan cargas aplicadas en forma perpendicular a su eje longitudinal; por lo general son barras largas, lineales, con un área constante en su sección transversal.