

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### DISEÑO DE UN MECANISMO PARALELO TIPO PLATAFORMA DE SEIS GRADOS DE LIBERTAD DE APOYO MÓVIL PARA UN SIMULADOR DE ENTRENAMIENTO DE CONDUCTORES DE AUTOMÓVILES

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**MARCELO MIGUEL ORIHUELA ROJAS**

**ASESOR: Dr. Dante Ángel Elías Giordano**

Lima, octubre del 2014

## RESUMEN

El presente trabajo muestra el diseño de un mecanismo paralelo del tipo plataforma de seis grados de libertad y apoyos móviles que puede ser utilizado en un simulador de automóviles para el entrenamiento de conductores en nuestro país. El objetivo está centrado en lograr el diseño mecánico dejando pase a futuras investigaciones como el análisis de simulación mecánica, el diseño del sistema de control del mismo, entre otros que puedan complementar y optimizar el diseño de un simulador de manejo automatizado.

A diferencia de muchos mecanismos utilizados para esta aplicación (tales como las plataformas Stewart Gough), este sistema no cuenta con actuadores de longitud variable, sino con barras de longitud constante cuyos apoyos en la base deslizan sobre rieles circulares.

Para poder desarrollar este trabajo, se realizó una revisión de los fundamentos teóricos y el estado de la tecnología de los mecanismos en general, los robots paralelos y su aplicación hacia los simuladores de manejo. También se utilizaron investigaciones anteriores que analizaron el espacio de trabajo de este tipo de plataformas de barras que deslizan sobre un riel circular. Esta información fue de vital importancia para lograr el diseño conceptual pues brindó los requerimientos de movimiento que los simuladores de manejo poseen. A partir de ello se pudieron diseñar cada uno de los componentes del sistema de modo que puedan resistir los movimientos y cargas de la plataforma considerando sobre ella una carga de hasta 250 kg, la cual representa la masa de una persona y la de una estructura o cabina en donde ella pueda ubicarse.

Este tipo de mecanismo es una buena alternativa para los simuladores porque logran incrementar el espacio de trabajo hasta 1,6 veces respecto a las plataformas convencionales como la Stewart Gough; además, su movimiento giratorio es menos restringido. Por otro lado, la utilización de un simulador para entrenamiento de conductores en nuestro país sería una buena alternativa frente a los peligros e inseguridad que enfrentan quienes conducen por primera vez, sobre todo en nuestra capital.



*A mis padres por su sacrificio e  
invalorable apoyo en mi desarrollo  
profesional.*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>RESUMEN</b> .....	i
<b>TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO</b> .....	ii
<b>ÍNDICE DE SÍMBOLOS</b> .....	vii
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DE LA TECNOLOGÍA</b> .....	3
1.1 Teoría básica de mecanismos .....	3
1.1.1 Topología de los mecanismos .....	4
1.2 Antecedentes de los robots paralelos .....	7
1.3 Los robots paralelos: su definición y clasificación de acuerdo al movimiento	11
1.4 Estructura del mecanismo de los robots paralelos .....	12
1.4.1 Articulaciones .....	13
1.4.2 Actuadores .....	16
1.4.3 Transmisiones y reductores .....	18
1.5 Espacio de trabajo: limitantes geométricas y mecánicas .....	19
1.6 La simulación del movimiento .....	20
1.6.1 Simuladores de manejo: aplicaciones .....	22
<b>2. DISEÑO CONCEPTUAL</b> .....	24
2.1. Requerimientos del diseño .....	24
2.2. Espacio de trabajo .....	27
2.3. Diseño conceptual .....	30
2.4. Análisis de movilidad .....	36
<b>3. DISEÑO MECÁNICO</b> .....	38
3.1. Diseño de la plataforma móvil .....	38
3.2. Selección de rótulas .....	43
3.3. Diseño de las barras .....	45
3.4. Soportes para las articulaciones superiores .....	48

3.4.1	Verificación de tornillos entre los soportes para las articulaciones superiores y la plataforma.....	50
3.5	Soportes para las articulaciones inferiores.....	51
3.5.1	Verificación de la resistencia de las placas por aplastamiento .....	52
3.5.2	Verificación de tornillos de sujeción de los soportes para las articulaciones inferiores .....	53
3.6	Engranaje base y piñón .....	54
3.6.1	Dimensiones y verificación del canal chavetero y chaveta .....	58
3.6.2	Verificación de tornillos de sujeción del engranaje base.....	60
3.7	Selección de los servomotores.....	61
3.7.1	Sujeción de los servomotores .....	63
3.8	Selección de las guías y bloques deslizantes .....	67
3.8.1	Verificación de tornillos entre los rieles y el engranaje base.....	68
3.8.2	Unión atornillada entre los bloques deslizantes y la sujeción de los servomotores .....	69
3.8	Plataforma base.....	70
<b>4.</b>	<b>PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS .....</b>	<b>72</b>
4.1	Lista de planos.....	72
4.2	Estimación de costos.....	73
	<b>OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>76</b>
	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>77</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>79</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>A-1</b>
Anexo A	Especificaciones de las rótulas .....	A-1
Anexo B	Especificaciones de los servomotores.....	B-4
Anexo C	Especificaciones de los rieles circulares .....	C-14

## ÍNDICE DE SÍMBOLOS

$A_{proy}$	:	Área proyectada [m <sup>2</sup> ]
$F_h$	:	Fuerza horizontal [N]
$F_c$	:	Fuerza de corte [N]
$F_i$	:	Fuerza [N]
$F_t$	:	Fuerza tangencial [N]
$H_{RP}$	:	Altura máxima del espacio de trabajo [m]
$L_R$	:	Longitud normalizada de las barras
$L_{ef}$	:	Longitud efectiva [m]
$L_p$	:	Longitud de pandeo [m]
$M_t$	:	Momento torsor [N-m]
$O_P$	:	Coordenada del centro de la plataforma superior [m]
$P_i$	:	Carga o reacción [N]
$R_{EP}$	:	Radio máximo del espacio de trabajo [m]
$R_b$	:	Radio de la guía circular [m]
$S_P$	:	Tamaño de la plataforma superior [m]
$S_{PR}$	:	Tamaño normalizado de la plataforma superior
$U_i$	:	Posición de las bases de las barras de la plataforma [m]
$V_{RP}$	:	Volumen del espacio de trabajo [m <sup>3</sup> ]
$W_i$	:	Carga aplicada en un punto [N]
$W_{total}$	:	Carga total sobre la base de una barra [N]
$X_{Op}, Y_{Op}, Z_{Op}$	:	Coordenadas del centro de la plataforma superior [m]
$X_R, Y_R, Z_R$	:	Coordenadas normalizadas del centro de la plataforma superior [m]

$f_i$	:	Grados de libertad de una articulación en particular
$f_p$	:	Grados de libertad pasivos
$m_i$	:	Masa de un componente [kg]
$r_{\text{piñón}}$	:	Radio del piñón [m]
$\sigma_B$	:	Esfuerzo de tracción máximo [MPa]
$\sigma_F$	:	Esfuerzo de fluencia [MPa]
$\sigma_P$	:	Esfuerzo de pandeo [MPa]
$\sigma_{adm}$	:	Esfuerzo admisible [MPa]
$\tau_{adm}$	:	Esfuerzo cortante admisible [MPa]
$A$	:	Área [m <sup>2</sup> ]
$FS$	:	Factor de seguridad
$I$	:	Momento de inercia [kg.m <sup>2</sup> ]
$J$	:	Número de articulaciones presentes en un mecanismo
$L$	:	Longitud de las barras de la plataforma [m]
$M$	:	Número de grados de libertad de un mecanismo
$N$	:	Número de eslabones presentes en un mecanismo
$P$	:	Potencia [kW]
$T$	:	Torque [N-m]
$V$	:	Velocidad [m/s]
$Z$	:	Altura de la base de la plataforma [m]
$a$	:	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ]
$d$	:	Diámetro de las barras [m]
$g$	:	Aceleración de la gravedad 9,81[m/s <sup>2</sup> ]
$p$	:	Presión de contacto [MPa]
$t$	:	Longitud que penetra la chaveta en el piñón [m]
$\alpha$	:	Aceleración angular [rad/s <sup>2</sup> ]

$\gamma$	:	Ángulo entre el eje de la articulación esférica y la dirección de la barra
$\lambda$	:	Esbeltez
$\sigma$	:	Esfuerzo real [MPa]
$\tau$	:	Esfuerzo cortante [MPa]
$\varphi$	:	Ángulo de interferencia entre los actuadores eléctricos
$\omega$	:	Velocidad angular [rad/s]





## INTRODUCCIÓN

Con el paso del tiempo, los simuladores de manejo han logrado desarrollarse y expandirse en una amplia gama de aplicaciones. Durante décadas, se han utilizado en la investigación y en la industria automotriz. Los primeros simuladores estuvieron enfocados en la aviación y no fue hasta los cincuenta en que aparecieron los primeros diseños de simuladores de autos. Estos fueron desarrollados por importantes industrias automotrices tales como Volkswagen, BMW y Ford. Ya en los setentas, se desarrollaron con más fuerza, principalmente por Ford y Volkswagen, quienes en un inicio solo los diseñaban con el propósito de mejorar las habilidades de los conductores; sin embargo, más adelante se empezaron a utilizar para situaciones más especiales como el entrenar a conductores profesionales para vehículos especiales que respondían a cierta demanda.

Hoy en día, los simuladores se han desarrollado a tal grado de ser considerados como equipos muy eficientes para el entrenamiento de conductores debido a la tecnología que se le ha ido añadiendo desde distintas áreas. Esto no solo se da en este campo sino en otros como la investigación y el entretenimiento.

En nuestro país no se observa un enfoque de parte de estas tecnologías hacia el entrenamiento de conductores de autos. Existen diversas escuelas de manejo que ofrecen servicios con diversas metodologías que, en ciertos casos, pueden dar buenos resultados pero presentan ciertas desventajas. Entre ellas podemos citar la principal: el riesgo a ser víctima de un accidente de tránsito, que es sin duda el principal miedo

de quienes conducen un auto por primera vez. Otro punto en contra, es que no siempre se tiene la suerte de tener un instructor que aplique correctamente el método de enseñanza hacia aquellos que procuran una licencia de conducir. Por ello, se espera contribuir con este trabajo a que en nuestro país se puedan desarrollar este tipo de tecnologías para tener un sistema de entrenamiento de conductores de vehículos más eficiente y sin riesgos.

El objetivo general de este trabajo es diseñar un mecanismo paralelo del tipo plataforma de seis grados de libertad con apoyo móvil en la base que permita posteriormente desarrollar un simulador de entrenamiento para conductores de automóviles. En este trabajo se realizará una amplia revisión del estado del arte, para luego elaborar el diseño conceptual de mecanismo paralelo. Luego del diseño conceptual se realizará el diseño de detalles que contemplará el análisis de cargas estáticas e inerciales para condiciones críticas estimadas. Finalmente se elaborarán los planos de ensamble y despiece del mecanismo paralelo diseñado, así como una estimación de los costos de diseño, materiales, fabricación y ensamble involucrados.

El presente trabajo sólo abordará el diseño mecánico del mecanismo paralelo, y para el cual se estimarán las cargas inerciales de la plataforma en posiciones críticas de movimiento, y las cargas que la cabina para un simulador de automóvil podría ejercer sobre la plataforma. El análisis dinámico completo del mecanismo que permitiría la optimización del diseño así como el diseño del sistema de control se deberá realizar en una etapa posterior al presente trabajo usando los resultados del mismo.

## CAPÍTULO 1

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

En el presente capítulo se presenta una visión general de los robots paralelos y su aplicación en los simuladores de manejo. Con el fin de comprender el análisis de las partes que los conforman, se incluye una breve introducción a la teoría básica de los mecanismos. Se muestra una breve historia de los robots paralelos desde sus inicios hasta la actualidad además de una descripción de lo que son y su clasificación de acuerdo al movimiento. Asimismo, se presentan y describen los componentes que forman parte de la estructura mecánica de los mismos y sus aplicaciones enfocadas en los simuladores de manejo.

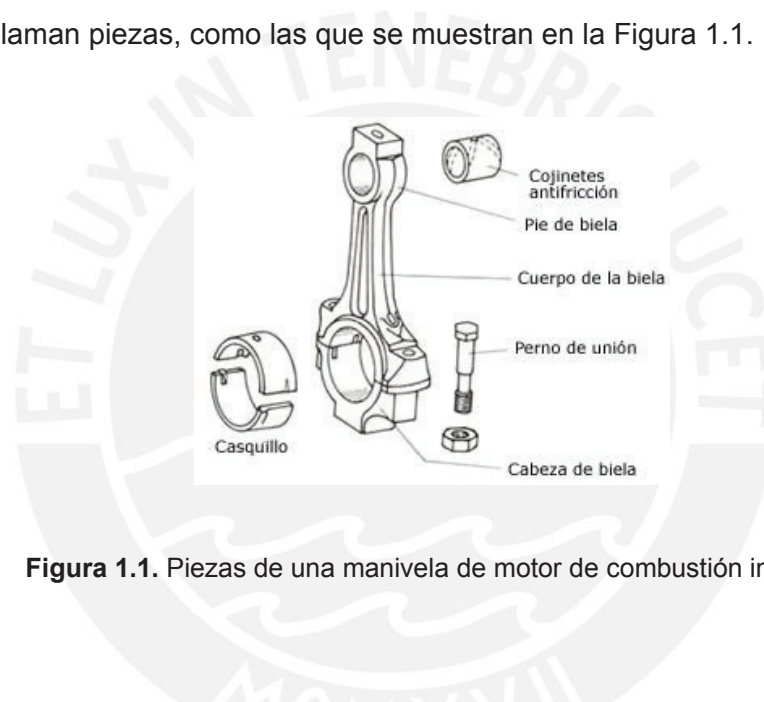
#### 1.1 Teoría básica de mecanismos

El robot paralelo que forma parte de los simuladores de manejo está formado a base de mecanismos, por lo tanto, es necesario tener una noción básica de la teoría de los mismos con el fin de poder describir las herramientas a utilizar en el análisis mecánico y lograr el diseño del mismo. Se presentan, por este motivo, algunos conceptos básicos de dicha teoría.

### 1.1.1 Topología de los mecanismos

El estudio de topológico<sup>1</sup> de los mecanismos engloba ciertos aspectos referidos a su configuración geométrica y las consecuencias que pueden generarse a partir de ella. Esto es el análisis de las formas de sus componentes, la cantidad de estos, las uniones entre ellos, etc. Dentro de este estudio se definen algunos conceptos tales como: pieza, miembro o eslabón, par cinemático o articulación, cadena cinemática y mecanismo. También se definirá el concepto de grado de libertad.

Cuando un mecanismo es dividido, se llega a una serie de partes indivisibles. Estas partes se llaman piezas, como las que se muestran en la Figura 1.1.



**Figura 1.1.** Piezas de una manivela de motor de combustión interna.

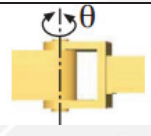
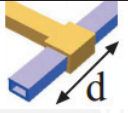
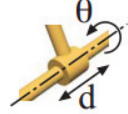
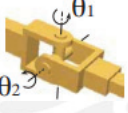
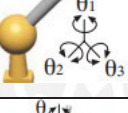
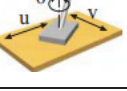
Cuando se tiene un conjunto de piezas y estas se encuentran unidas rígidamente entre sí, sin movimiento posible entre ellas, llamamos eslabón o miembro a esta configuración. Un eslabón es la unidad móvil de un mecanismo o máquina que a su vez puede estar formado por una o varias piezas. No necesariamente tienen que ser rígidos, pueden ser elásticos como en el caso de los resortes o eslabones fluidos (no mecánicos) como el aceite en un conducto. La biela mostrada en la Figura 1.1 es, como conjunto de piezas, un eslabón. El eslabón de un mecanismo sobre el cual actúa

<sup>1</sup> Marta Macho Stadler, profesora de la Universidad del País Vasco-Euskal Herriko Unibertsitatea, menciona en su artículo “¿Qué es la Topología?” que esta estudia las propiedades de los cuerpos que permanecen invariantes cuando estos son plegados, dilatados, contraídos o deformados de modo que no aparezcan nuevos puntos en ellos o se hagan coincidir puntos diferentes. Es decir, que haya correspondencia biunívoca entre los puntos de la figura inicial y la figura transformada. Esto último se conoce como continuidad. Se requiere que el cuerpo transformado y el original sean continuos. Así, para un topólogo, un círculo es equivalente a una elipse como una esfera a un cubo, puesto que se pasa de uno al otro mediante una transformación continua y reversible. [1]

la acción exterior aplicada (una fuerza o momento) se llama eslabón o miembro conductor. El eslabón que efectúa la acción exterior útil se conoce como eslabón o miembro conducido. El miembro que permanece fijo se conoce como bastidor.

Se conoce como par cinemático o articulación al conjunto formado por dos o más eslabones de un mecanismo en contacto, con movimiento relativo entre ellos [2]. En la Tabla 1.1 se muestran los pares más comunes, algunos de los cuales serán descritos a detalle más adelante.

**Tabla 1.1.** Los seis pares cinemáticos más comunes [4]

Par	Diagrama	Símbolo	Grados de libertad
Rotación		R	1
Prismático		P	1
Cilíndrico		C	2
Universal		T	2
Esférico		S	3
Planar		E	3

La agrupación de varios pares se denomina cadena cinemática. Esto se da de modo que todos los eslabones formen parte, al mismo tiempo, de dos pares simultáneamente; es decir, que todos los pares estén ligados entre sí. No obstante, puede darse el caso de que algún eslabón no esté ligado más que a otro. Las cadenas cinemáticas se pueden clasificar en cadenas abiertas (cuando todos y cada uno de los eslabones se unen a otros dos) y cadenas cerradas (cuando existe algún eslabón no unido a otros dos).

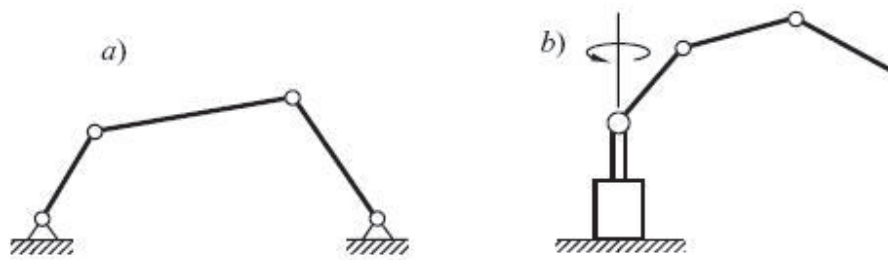


Figura 1.2. Cadena cinemática cerrada a) y abierta b)

Un mecanismo es una cadena cinemática a la cual se le ha impedido el movimiento de uno de sus miembros<sup>2</sup>. Transforma el movimiento producido por un elemento motriz en un movimiento deseado de salida llamado elemento de salida. [2]

También es necesario definir un concepto muy importante relacionado al movimiento de los mecanismos: los grados de libertad. Se denomina grado de libertad, abreviado como gdl o DOF del inglés “*Degree of Freedom*”, al número de parámetros necesarios para definir la configuración geométrica de un mecanismo, es decir, la posición de todos y cada uno de sus miembros en cada instante. Para graficar de mejor manera este concepto, se puede imaginar un cuerpo capaz de moverse libremente por el espacio. Este objeto puede trasladarse en tres direcciones perpendiculares entre sí y, a su vez, puede girar respecto a esos mismos tres ejes. Por esta razón, se puede decir que aquel cuerpo tiene seis grados de libertad. Para el caso de los mecanismos, un grado de libertad es cada uno de los movimientos básicos (giratorios y de desplazamiento) independientes que una articulación permite efectuar entre dos eslabones y una cadena. De este modo, el número de grados de libertad del mecanismo viene dado por cada uno de los grados de libertad de cada una de las articulaciones. Se debe considerar, además, que cuando un eslabón se encuentra conectado en el mecanismo mediante una combinación de articulaciones tales que no sea posible la transmisión de fuerzas o torques y, por lo tanto, movimiento sobre un eje, entonces se tiene un grado de libertad pasivo[5]

El número de grados de libertad de un mecanismo puede ser calculado mediante la relación de Grübler, en donde  $N$  indica el número de eslabones implicados en el sistema,  $J$  el número de articulaciones en total,  $f_i$  el número de grados de libertad de

<sup>2</sup> A este miembro inmóvil se le llama bastidor. En muchas máquinas este elemento se encuentra unido solidariamente a una bancada (que puede ser el suelo como en la Figura 1.2a). En este caso, el bastidor y la bancada constituyen un único miembro.[2]



la articulación en particular y  $f_p$  el número de grados de libertad pasivos (en general, los eslabones S-S, S-E y E-E según la Tabla 1.1, introducen un grado de libertad pasivo).

$$M = 6(N - J - 1) + \sum_{i=1}^J (f_i) - f_p \quad (1-1)$$

Para el caso de un mecanismo cuyo movimiento se encuentra restringido al plano, la relación está dada por:

$$M = 3(N - J - 1) + \sum_{i=1}^J (f_i) - f_p \quad (1-2)$$

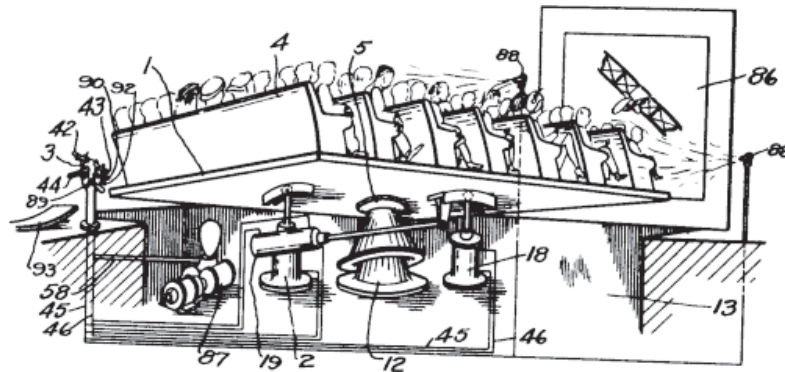
## 1.2 Antecedentes de los robots paralelos

A lo largo del tiempo, el hombre ha buscado la manera de imitar las funciones y los movimientos de los seres vivos a través de las máquinas y dispositivos que ha ido desarrollando con el avance de la tecnología. Los griegos tenían una palabra específica para denominar a estas máquinas: *autómatos*. De aquí es que proviene la palabra actual «autómata», la cual refiere a una máquina que imita la figura y los movimientos de un ser animado.

Fue en el año 1921 que por primera vez se utilizó la palabra «robot», cuando el escritor checo Karel Capek (1890-1938) estrenó en el teatro nacional de Praga su obra *Rossum's Universal Robot (R.U.R)*. El origen de este término es la palabra eslava *robot*, que se refiere al trabajo desarrollado de manera forzada. Los robots que se observaban en esta obra eran androides que se encargaban de realizar los trabajos forzosos que sus amos les encargaban. Probablemente, este término hubiese desaparecido si no hubiese sido utilizado posteriormente por los escritores de ciencia ficción tales como el estadounidense de origen ruso Isaac Asimov (1920-1992), el máximo impulsor de la palabra robot [3].

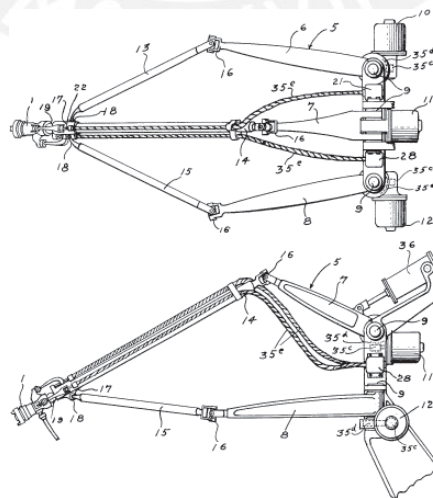
Los primeros trabajos teóricos relacionados con la estructura mecánica paralela aparecieron incluso mucho antes de que se empezara a hablar de los robots. Esto se dio cuando los primeros geómetras franceses e ingleses realizaron sus estudios sobre los poliedros y las aplicaciones de los mismos. Uno de los primeros mecanismos

paralelos, que en un principio se enfocaron en divertir a los usuarios, fue diseñado por James E. Gwinett quien aplicó para obtener una patente de su modelo en 1928. Este mecanismo estuvo basado en un mecanismo paralelo esférico que lamentablemente nunca llegó a ser construido (Figura 1.3).



**Figura 1.3.** Modelo del primer mecanismo paralelo espacial, patentado en 1931<sup>3</sup> [7]

A pesar de todo, una década después el primer robot industrial fue diseñado. William L.V. Pollard presentó un robot de cinco grados de libertad que estaba destinado a la pintura con spray. Este robot tenía tres brazos de dos eslabones cada uno. Dichos eslabones estaban unidos por juntas universales. Los tres actuadores de la base determinaban la posición de la herramienta, mientras que la orientación era controlada por los otros dos actuadores fijados a la base y que transmitían el movimiento a la herramienta a través de la rotación que otorgaban dos cables flexibles (Figura 1.4).

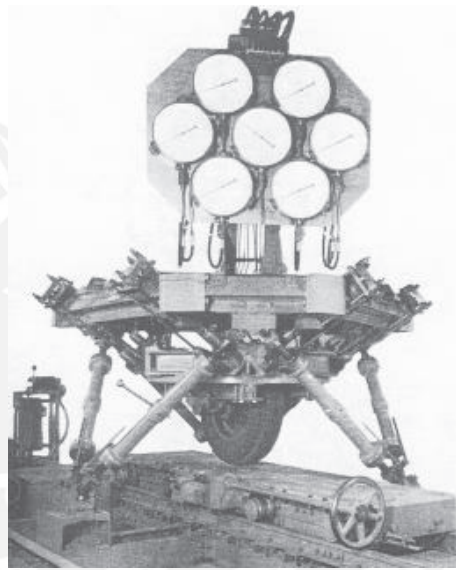


**Figura 1.4.** El primer robot paralelo industrial patentado en 1942.<sup>4</sup> [7]

<sup>3</sup> US Patent No. 1,789,680



Años después, en 1947, otro mecanismo paralelo fue inventado. Esta vez, este tuvo una mayor acogida a diferencia de los anteriores. Se trata del mecanismo presentado por el Dr. Eric Gough, la plataforma más conocida de todas. Dicho mecanismo (Figura 1.5) consistía en un octaedro hexápodo con lados de longitud variable y tenía como propósito el comprobar el comportamiento de los neumáticos de la casa Dunlop (lugar en donde trabajaba) bajo cargas aplicadas en diferentes ejes. De esta manera, intentaba simular el proceso de aterrizaje de un avión. Hoy en día, podemos encontrar diversas plataformas basadas en este diseño.



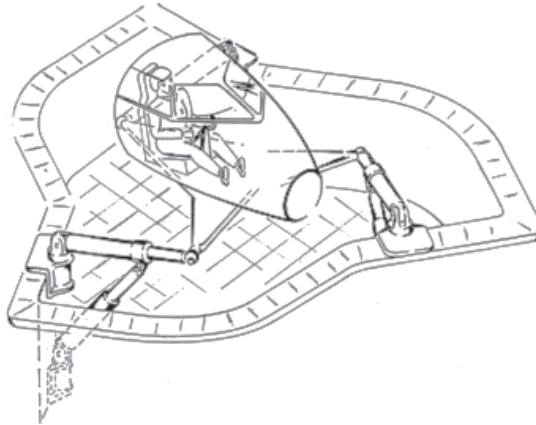
**Figura 1.5.** Plataforma de Gough [7]

En 1965, Mr. Stewart presentó un artículo en el que se describía una plataforma de seis grados de libertad para trabajar en simulaciones de vuelo. A diferencia de la creencia general, el mecanismo presentado por Stewart (Figura 1.6) es diferente al de Gough que, paradójicamente, es conocido como la “plataforma de Stewart”. El artículo que presentó tuvo y tiene una gran influencia en el mundo académico y es considerado como uno de los primeros trabajos de análisis de plataformas paralelas.

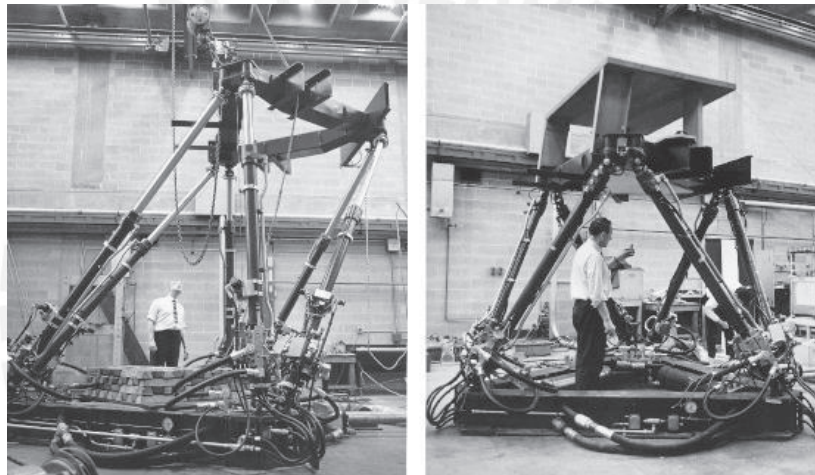
Paralelamente a este trabajo, el ingeniero Klaus Cappel se encontraba realizando varias investigaciones con plataformas paralelas de seis grados de libertad. Fue en 1967 que patentó un simulador de movimiento basado en un hexápodo y construyó varias de sus invenciones (Figura 1.7).

---

<sup>4</sup> US Patent No.2,286,571



**Figura 1.6.** El primer y único esquema de la plataforma de Stewart [7]



**Figura 1.7.** El primer simulador de vuelo basado en un octaedro hexápodo [7]

Más adelante en 1978, K. Hunt sugirió que se usaran los mecanismos actuados de forma paralela de los simuladores de vuelo como robots manipuladores. Para ello, destacó que era necesario realizar un estudio más detallado en el contexto de las aplicaciones robóticas a la vista de las ventajas en cuando a rigidez y precisión respecto a los robots en serie convencionales.

Como puede verse, los robots paralelos tienen su propia historia y no es estrictamente cierta aquella creencia de que los robots paralelos aparecieron frente a ciertos problemas de los robots en serie. Lo que sí es cierto es que los robots paralelos están sufriendo un gran avance mucho más rápido que en épocas anteriores. Todo esto se debe a las herramientas tecnológicas con las que se cuenta en la actualidad: nuevos

procesadores para resolver procesos numéricos iterativos y un mejor conocimiento del funcionamiento de estas estructuras. [6] [7]

### 1.3 Los robots paralelos: su definición y clasificación de acuerdo al movimiento

Los robots paralelos, también conocidos como manipuladores paralelos o máquinas de cinemática paralela presentan un buen desempeño en lo que respecta a exactitud, rigidez y la habilidad para manipular grandes cargas. Estos se pueden de una manera generalizada de la siguiente forma:

*Un manipulador paralelo es un mecanismo cinemático de cadena cerrada cuyo efector final está unido a su base por medio de al menos dos cadenas cinemáticas independientes. [8]*

De acuerdo al movimiento que tengan estos mecanismos, los manipuladores paralelos pueden clasificarse en tres tipos: planares, esféricos y espaciales.

Los manipuladores paralelos planares son aquellos que están formados un mecanismo en el que su movimiento está reducido al plano. Por esta razón, pueden tener dos o tres grados de libertad, correspondientes al movimiento de traslación en el plano y a una rotación sobre un eje perpendicular al mismo. En la Figura 1.8 podemos observar algunas configuraciones de este tipo.

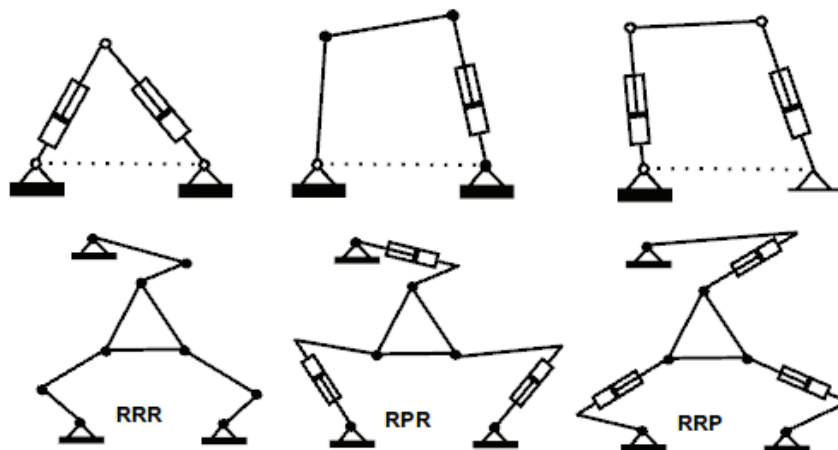


Figura 1.8. Algunos ejemplos de robots planares de dos y tres grados de libertad [6]

Los manipuladores paralelos esféricos son aquellos que están conformados por un mecanismo cuyos eslabones describen curvas alrededor de un punto y éstos forman una esfera concéntrica. La Figura 1.9 muestra algunos ejemplos.

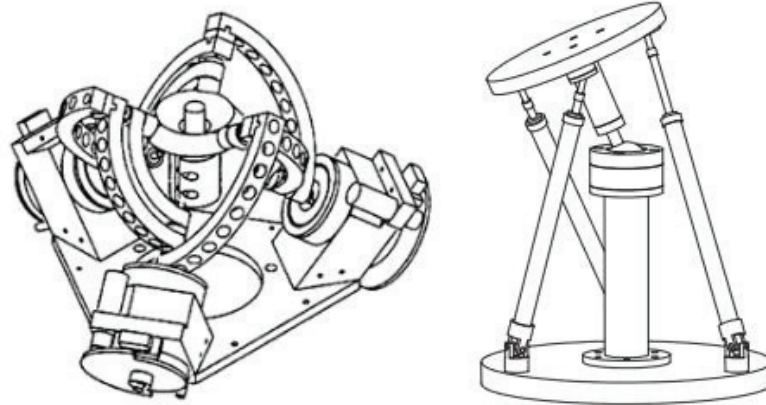


Figura 1.9. Ejemplos de mecanismos paralelos esféricos [9]

Los manipuladores paralelos espaciales son aquellos conformados por un mecanismo cuyo movimiento ocupa todo el espacio tridimensional. En la figura 1.10 se muestran algunas estructuras de tres, cuatro, cinco y seis grados de libertad.

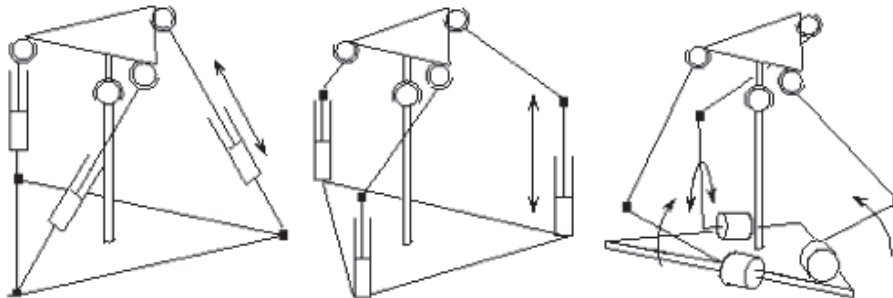


Figura 1.10. Ejemplos de robots paralelos espaciales [5]

#### 1.4 Estructura del mecanismo de los robots paralelos

La Figura 1.11 muestra un ejemplo de robot paralelo en que se pueden observar las partes principales del mismo. Estos están conformados por dos plataformas: una fija y otra móvil, esta última también conocida como efector final. Las plataformas están unidas entre sí mediante cadenas cinemáticas que pueden ser de diversas

configuraciones como de longitud variable (tal como se ve en la Figura 11), barras de longitud constante, etc. Estas cadenas se unen a las plataformas mediante articulaciones. Estas pueden tener uno o más eslabones también unidos entre sí por articulaciones de las cuales dependerá el movimiento y los grados de libertad del robot en conjunto.

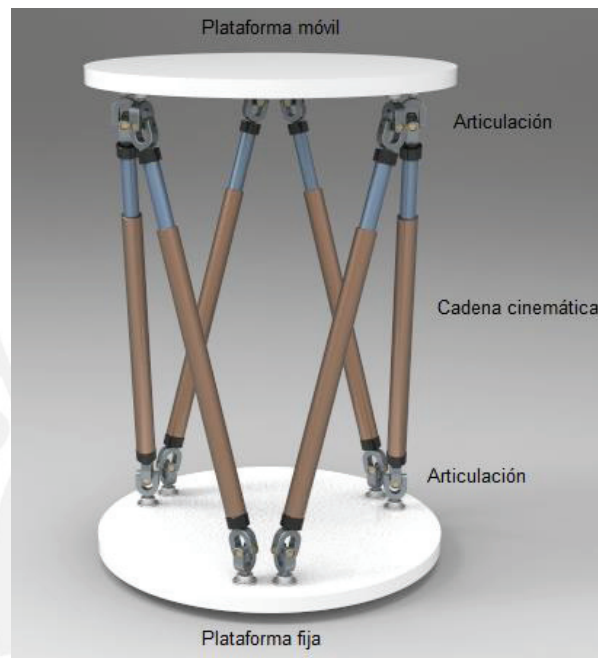


Figura 1.11. Partes de un robot paralelo (Cortesía GrabCAD<sup>5</sup>)

#### 1.4.1 Articulaciones

Las diferentes combinaciones de articulaciones en los robots darán lugar a diferentes configuraciones. Estas son las que definirán los grados de libertad del robot. A continuación, se presentan algunos tipos de articulaciones comúnmente usadas en los robots paralelos.

##### 1.4.1.1 Articulación prismática

La articulación prismática permite a dos componentes tener desplazamiento relativo a lo largo de un eje axial común entre ambos componentes. Este tipo de articulación es

<sup>5</sup> Disponible en [www.grabcad.com](http://www.grabcad.com)



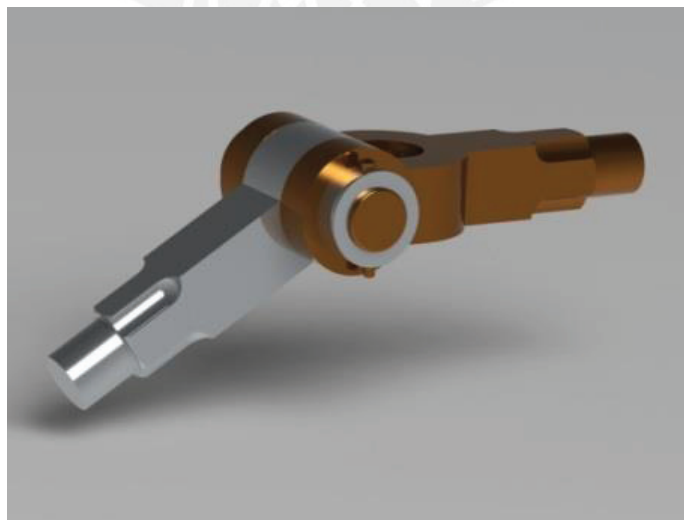
un par cinemático de un grado de libertad que solo provee deslizamiento uniaxial. Generalmente se usa en cilindros neumáticos e hidráulicos.



**Figura 1.12.** Modelo CAD de un cilindro hidráulico que muestra una articulación prismática entre el cilindro y el émbolo (Cortesía de GrabCAD)

#### 1.4.1.2 Articulación de rotación

Como su nombre lo dice, este tipo de articulación permite rotación relativa entre dos componentes. La articulación con movimiento de rotación es un par cinemático de un grado de libertad que permite rotación en un eje. Es muy común encontrar este tipo de articulación en los robots industriales. También puede encontrarse en bisagras, mecanismos plegables, etc [10].



**Figura 1.13.** Articulación de rotación (Cortesía de GrabCAD)

#### 1.4.1.3 Articulación universal

Este tipo de articulación permite a dos componentes producir un movimiento de dos grados de libertad mediante la rotación relativa e independiente entre ambos situados en dos ejes perpendiculares entre sí [10].

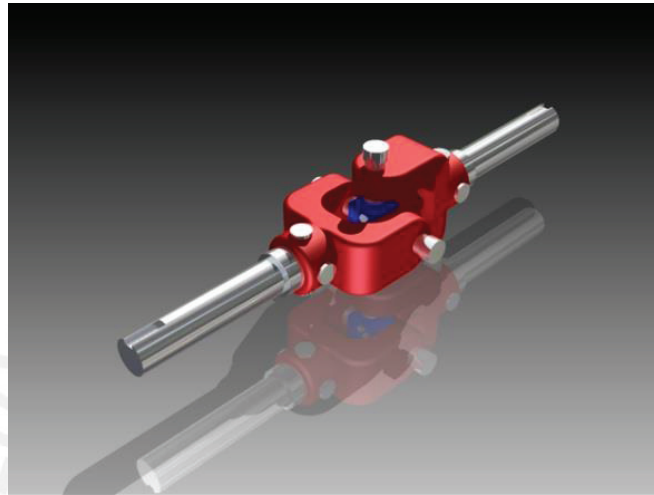


Figura 1.14. Articulación universal (Cortesía de GrabCAD)

#### 1.4.1.4 Articulación esférica

Una articulación esférica permite a un elemento rotar libremente en tres dimensiones con respecto al otro. Las curvas que describen el movimiento de cada uno se dan alrededor de un punto formando una esfera concéntrica [10].



Figura 1.15. Articulación esférica (Cortesía de INA Schaeffler KG)

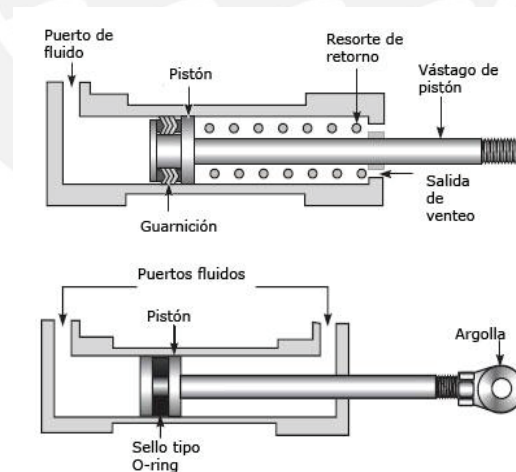
## 1.4.2 Actuadores

Los actuadores se encargan de generar el movimiento de los elementos del robot según las órdenes dadas por una unidad de control. Los actuadores que comúnmente se utilizan en la robótica pueden ser neumáticos, hidráulicos o eléctricos [3].

### 1.4.2.1 Actuadores neumáticos

La fuente de energía de estos actuadores es aire a presión entre 5 a 10bar. Existen dos tipos de actuadores neumáticos: cilindros neumáticos y motores neumáticos.

En los cilindros neumáticos se consigue el desplazamiento de un émbolo encerrado en un cilindro debido a la diferencia de presión en ambos lados del émbolo. Este tipo de cilindros pueden ser de simple o doble efecto. En caso de los cilindros de simple efecto, el émbolo se desplaza en un sentido debido al empuje ejercido por el aire a presión mientras que en el otro sentido a consecuencia del efecto de un resorte. En los cilindros de doble efecto el aire a presión empuja al émbolo en las dos direcciones debido a que cuenta con dos cámaras de ingreso y salida de aire.

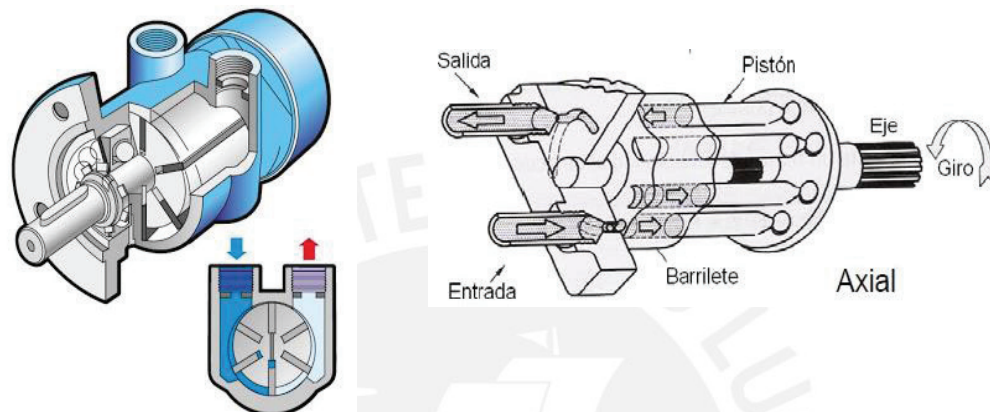


**Figura 1.16.** Cilindro neumático de simple efecto (arriba) y doble efecto (abajo) (Cortesía de Sapiensman)

En los motores neumáticos, el movimiento de rotación de un eje se consigue mediante aire a presión. Los dos tipos más comunes son los motores de aletas rotativas y de



pistones axiales. Para el caso de los motores de aletas rotativas, en el rotor excéntrico se encuentran dispuestas las aletas de longitud variable. El movimiento de giro se da cuando el aire comprimido ingresa en la cámara de admisión y empuja a las aletas haciendo girar al rotor. Los motores de pistones axiales tienen un eje de giro solidario a un tambor que se ve obligado a girar debido a las fuerzas que ejercen varios cilindros apoyados sobre un plano inclinado.



**Figura 1.17.** Motor de aletas rotativas (izquierda) y motor de pistones axiales (derecha)  
(Cortesía de PANAR Automazioni)

La ventaja de estos actuadores es que son sencillos, sin embargo, no consiguen una buena precisión de posicionamiento. Para situaciones en donde no se requiera mucha precisión, son muy útiles debido a su sencillez y robustez [3].

#### 1.4.2.2 Actuadores hidráulicos

Estos actuadores tienen ciertas similitudes a los neumáticos; sin embargo, en ellos se utilizan aceites minerales en vez de aire a una presión que comprende entre los 50 y 100bar. En ciertas ocasiones pueden llegar a superar los 300bar. Una ventaja que tienen respecto a los neumáticos es que, debido a que el grado de compresibilidad de los fluidos que se utilizan en los actuadores hidráulicos es considerablemente menor al del aire, se puede lograr una mejor precisión en el posicionamiento. Así también, gracias a las elevadas presiones de trabajo, se pueden desarrollar altas fuerzas y momentos. No obstante, debido al trabajo que desempeña soportando altas cargas, pueden existir fugas de aceite a lo largo de su instalación, la cual también es más complicada que la de los actuadores neumáticos [3].

### 1.4.2.3 Actuadores eléctricos

Los actuadores eléctricos son los más extendidos y los que poseen un mayor campo de aplicación debido a la fácil disponibilidad de energía eléctrica. Son altamente versátiles puesto que se utilizan cables para emitir las señales de control y electricidad, por lo que no hay restricciones respecto a la fuente de poder y el actuador. Algunos tipos de actuadores eléctricos son: motores de corriente continua, motores de corriente alterna y motores de paso a paso.

Los motores de corriente continua generalmente son pesados, caros y requieren de mantenimiento constante; sin embargo la velocidad es fácilmente ajustable y se puede invertir el sentido de rotación cambiando la polaridad del motor.

Los motores de corriente alterna, generalmente son robustos, sencillos, seguros, compactos y necesitan poco mantenimiento. También, suelen ser más baratos que los de corriente continua para potencias equivalentes. Tienen el inconveniente de que en algunos casos necesitan de un arrancador.

Los motores de paso a paso convierten pulsos digitales en rotación mecánica, por lo cual puede mostrar una gran precisión en el posicionamiento siempre y cuando la inercia del sistema sea baja [11].

### 1.4.3 Transmisiones y reductores

Las transmisiones son los elementos que se encargan de transmitir el movimiento desde los actuadores hasta las articulaciones. Entre ellos podemos encontrar los engranajes, cadenas, etc. Los reductores (Figura 1.18), por otro lado, son los encargados de adaptar el momento y la velocidad de salida del actuador a los valores adecuados para los movimientos de los elementos del robot [3].

En la Tabla 1.2 se pueden observar algunos sistemas de transmisión comunes que se utilizan para en los robots. A manera comparativa se indican las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

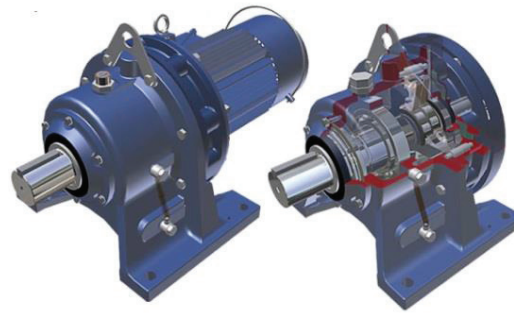


Figura 1.18. Reductor Cyclo 6000 (Cortesía de Cyclo)

Tabla 1.2. Sistemas de transmisión para robots [3]

Entrada – Salida	Denominación	Ventajas	Inconvenientes
Circular – Circular	Engranaje	Pares altos	Holguras
	Correa dentada	Distancia grande	-
	Cadena	Distancia grande	Ruido
	Paralelogramo	-	Giro limitado
	Cable	-	Deformación
Circular – Lineal	Tornillo sin fin	Poca holgura	Rozamiento
	Cremallera	Holgura media	Rozamiento
Lineal – Circular	Paralelogramo articulado	-	Control difícil
	Cremallera	Holgura media	Rozamiento

Los reductores utilizados en los robots comúnmente presentan las características descritas en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3. Características de reductores para robótica [3]

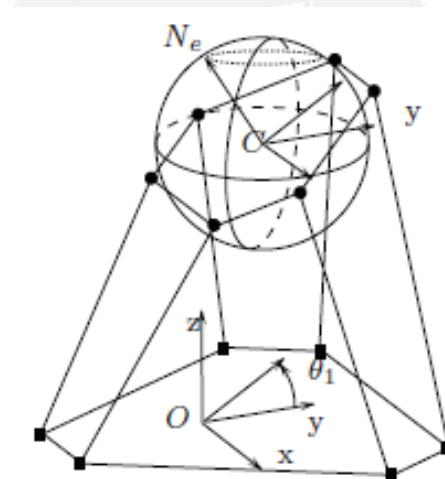
Características	Valores típicos
Relación de reducción	50-300
Peso y tamaño	0.1-30 kg
Momento de inercia	$10^{-4}$ kg m <sup>2</sup>
Velocidades de entrada máxima	6000-7000rpm
Par de salida nominal	5700 Nm
Par de salida máximo	7900 Nm
Juego angular	0-2"
Rigidez torsional	100-2000 Nm/rad
Rendimiento	85%-98%

### 1.5 Espacio de trabajo: limitantes geométricas y mecánicas

Como parte del análisis de posicionamiento y orientación de los robots paralelos, es importante indicar que no toda posición y orientación puede alcanzarse por la

plataforma móvil debido a dos limitantes: geométricas y mecánicas. Las limitantes geométricas son impuestas por la movilidad del mecanismo, las dimensiones de los eslabones y la naturaleza de las articulaciones consideradas estas como ideales. Por otro lado, las limitantes mecánicas del mecanismo, resultan de la construcción o implementación real de dichas articulaciones; es decir, los límites de giro y desplazamiento (restricciones) propios de ellas. Ambos tipos de limitantes definen lo que se conoce como el espacio de trabajo del robot.

El espacio de trabajo queda definido por el volumen total barrido por la plataforma móvil cuando el mecanismo ejecuta todos sus posibles movimientos; en otras palabras, el volumen encerrado por las superficies que determinan los puntos a los que accede el mecanismo con su estructura totalmente extendida o totalmente plegada [5].



**Figura 1.19** Espacio de trabajo para un mecanismo paralelo con el centro de la plataforma móvil fijo[8].

Existen diferentes tipos de espacios de trabajo así como varios métodos para obtenerlos. Estos pueden obtenerse de manera analítica o con la ayuda de un software adecuado, entre los cuales se encuentran MSC.Adams, Matlab, etc.

## 1.6 La simulación del movimiento

La simulación se puede definir como la imitación de algo real, de una situación o un proceso. La simulación del movimiento se basa en las percepciones del ser humano,

en lograr hacer “creer” a nuestro cuerpo que está en una situación real. Con el fin de emular dichas impresiones, los simuladores cuentan con ciertos sistemas que en conjunto darán tal resultado. Entre los principales podemos encontrar a los siguientes:

- Sistema visual para reproducir la escena de manejo.
- Sistema de audio para recrear los ruidos y sonidos tanto ambientales como propios del vehículo.
- Sistemas de movimiento, que imprime en la cabina del simulador los desplazamientos originados por las maniobras ordenadas por el conductor [12].

Como se puede observar, el enfoque de este trabajo es el del sistema de movimiento. Por dicha razón, en la Tabla 1.4 se muestran algunos datos de las capacidades de movimiento de un simulador que se toma como ejemplo. Asimismo, en la Tabla 1.5 se muestran datos estadísticos tomados de diferentes simulaciones en las que se observan las aceleraciones máximas para distintos movimientos. Esta información se tomará como referencia para el diseño del mecanismo del simulador del presente trabajo.

**Tabla 1.4** Especificaciones de la capacidad de movimiento del simulador de manejo DLR [13]

	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración
Longitudinal	$\pm 1,5$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Lateral	$\pm 1,4$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Vertical	$\pm 1,4$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Alabeo	$-20^\circ - 21^\circ$	$\pm 50^\circ/s$	$\pm 250^\circ/s^2$
Cabeceo	$\pm 21^\circ$	$\pm 50^\circ/s$	$\pm 250^\circ/s^2$
Inclinación	$\pm 21^\circ$	$\pm 50^\circ/s$	$\pm 250^\circ/s^2$

**Tabla 1.5** Aceleraciones máximas obtenidas[13]

Grado de libertad	Límite de aceleración	Movimiento del vehículo
Longitudinal	-0,6 – 0,4g	Frenado, aceleración
Lateral	-0,7 – 0,7g	Giro
Vertical	-0,8 – 1,1g	Suspensión y subida por terreno elevado
Alabeo	$\pm 320^\circ/s^2$	Suspensión y giro
Cabeceo	$\pm 360^\circ/s^2$	Suspensión y giro
Inclinación	$\pm 45^\circ/s^2$	Dirección por maniobras



### 1.6.1 Simuladores de manejo: aplicaciones

A continuación, se presentan las aplicaciones principales de los simuladores de manejo: entretenimiento, investigación y entrenamiento.

#### 1.6.1.1 Entretenimiento

Existen muchos de estos simuladores en la industria del entretenimiento. Generalmente se encuentran adaptados a una pantalla de simulación como se muestra en la Figura 1.20. Los características de estos simuladores, que pueden ser considerados como sencillos a comparación de los demás, no deben ser subestimadas pues tiene un progreso continuo asegurado debido a la fuerza que tienen en estos tiempos las empresas dedicadas al entretenimiento [14]



**Figura 1.20.** Simulador de manejo para entretenimiento (Cortesía de Technabob)

#### 1.6.1.2 Investigación

Los simuladores también son muy utilizados en la investigación para diversos propósitos. Entre ellos se pueden mencionar el estudio del comportamiento de los conductores, la interfaz hombre-máquina, los efectos del cansancio y las drogas, diseño de carreteras, diseño de túneles, estudio de las reacciones del cuerpo frente al manejo, el estudio de los conductores con disfuncionalidad, diseños y mejoras para nuevos vehículos, entre otros [14].

### 1.6.1.3 Entrenamiento

Los simuladores de manejo se usan cada vez más para el entrenamiento de conductores alrededor del mundo. Existe una gran variedad de estos equipos para aprender a conducir diferentes medios de transporte como trenes, camiones, buses, automóviles, etc. Las investigaciones han demostrado que estos simuladores son una práctica y efectiva herramienta para impartir lecciones de manejo de manera segura. Pueden ser muy económicas en los casos en que los objetos a simular sean muy costosos además, tienen un gran punto a favor que es la reducción del riesgo para quienes aprenden a conducir. [14].



Figura 1.21. Simulador de manejo (Cortesía de Toyota)

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO CONCEPTUAL

En este capítulo se presentan las consideraciones para el diseño del mecanismo paralelo del simulador de manejo. Esto incluye los requerimientos geométricos, cinemáticos, de resistencia, mantenibilidad, costos y otros, para iniciar el diseño del mismo con el fin de que pueda cumplir con su función principal. Asimismo, se presentan referencias que apoyaron a la determinación del espacio de trabajo mediante un software. A partir de toda esa información, se logró el esquema del diseño conceptual con características y dimensiones básicas a partir del cual se pudo iniciar el diseño del mecanismo.

#### 2.1. Requerimientos del diseño

A continuación se detallan los requerimientos para el diseño del mecanismo paralelo para un simulador de manejo de automóviles.

La función principal de este mecanismo es poder realizar movimientos con seis grados de libertad, es decir, desplazamiento y rotación en cada eje del campo tridimensional. Esto se da con el fin de emular los movimientos de un automóvil.

Este trabajo presupone el desarrollo de un prototipo a ensayar en un laboratorio de investigación. Es importante reconocer que estos laboratorios siempre tratan de



optimizar sus recursos. Por este motivo, es conveniente que el prototipo sea lo más compacto posible y cumpla con las funciones principales.

Los apoyos del mecanismo sobre la plataforma fija deben tener la libertad de moverse describiendo una trayectoria circular mientras que las cadenas cinemáticas que unen las dos plataformas serán de longitud constante, es decir, serán barras. El espacio de trabajo para el mecanismo estará definido por la configuración del mismo, es decir, las cadenas cinemáticas. Estas deben satisfacer el volumen que el mecanismo debe lograr para contener los movimientos de un simulador de manejo. El mecanismo debe moverse dentro de este espacio respondiendo a los máximos desplazamientos, máximas velocidades y máximas aceleraciones requeridas, los que se muestran en la Tabla 2.1. El sistema de control, la parte eléctrica y demás no serán diseñados en este trabajo.

**Tabla 2.1** Requerimientos de movimiento para el mecanismo a diseñar

	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración
Longitudinal	$\pm 0,2$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Lateral	$\pm 0,2$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Vertical	$\pm 0,1$ m	$\pm 2$ m/s	$\pm 10$ m/s <sup>2</sup>
Alabeo	$-20^\circ - 21^\circ$	$\pm 50^\circ/\text{s}$	$\pm 250^\circ/\text{s}^2$
Cabeceo	$\pm 21^\circ$	$\pm 50^\circ/\text{s}$	$\pm 250^\circ/\text{s}^2$
Inclinación	$\pm 21^\circ$	$\pm 50^\circ/\text{s}$	$\pm 250^\circ/\text{s}^2$

El mecanismo debe ser capaz de resistir una carga de hasta 250 kg. Esto se estima incluyendo el peso de una estructura (el diseño de esta no forma parte de este trabajo) y una persona. Se debe de verificar la resistencia del mecanismo mediante un análisis de carga que contemple las fuerzas inerciales en un instante de condición crítica.

El material utilizado para la plataforma móvil debe ser de baja densidad para mayor libertad a los movimientos y un menor consumo de energía. Los materiales seleccionados para las demás partes deben resistir las cargas aplicadas.

La fabricación del mecanismo debe ser sencilla. Todos sus componentes deben de ser de fácil ensamblaje y desmontaje. El mecanismo diseñado, a su vez, debe permitir que las labores de mantenimiento puedan ser realizadas con comodidad teniendo fácil acceso a cada parte del mecanismo. Asimismo, los componentes seleccionados para la fabricación de la estructura, deben de preferencia encontrarse en el mercado local.

La altura de la plataforma móvil, en donde se montará una estructura en la que se ubicará el conductor, debe tener una altura adecuada (entre 50 a 70 cm) para permitir al usuario subir fácilmente. Además, debe de contar con un sistema de fijación para que la plataforma móvil se mantenga fija cuando el conductor se posicione en la estructura. Las dimensiones del mecanismo deben responder a la comodidad de una persona con estatura promedio (1,75 m).

En cuanto a los costos, los componentes deben ser económicos, pero que a la vez, no afecten negativamente a la función principal del mecanismo a diseñar.

Un resumen de la lista de requerimientos se muestra en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.2.** Lista de requerimientos para el diseño

<b>Función principal:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Realizar movimientos con seis grados de libertad para tener la capacidad de emular los movimientos de un automóvil ligero para el entrenamiento de conductores.</li> </ul>
<b>Geometría:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Las cadenas cinemáticas que permitirán el movimiento de la plataforma móvil deben ser barras de longitud constante que a su vez sean capaces de desplazarse a través una trayectoria circular sobre la plataforma fija o base.</li> <li>El espacio de trabajo debe satisfacer el volumen que el mecanismo debe lograr para contener los movimientos de un simulador de manejo.</li> <li>Por tratarse de un diseño preliminar, el tamaño del mecanismo debe ser relativamente pequeño, lo necesario como para poder realizar pruebas en el mismo y evitar altos costos de fabricación.</li> </ul>
<b>Cinemática:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>El mecanismo debe ser capaz de responder a los máximos desplazamientos, máximas velocidades y máximas aceleraciones exigidos por los movimientos de un simulador de manejo de automóviles (Tabla 2.1).</li> </ul>
<b>Fuerza:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>El mecanismo debe soportar una carga en movimiento de hasta 250 kg, la cual incluye el peso de una persona y una estructura para el posicionamiento del conductor.</li> </ul>
<b>Material:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Los materiales a utilizar deben ser resistentes ante las cargas esperadas y los más ligeros posibles.</li> </ul>
<b>Mantenimiento:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>La configuración del mecanismo debe de permitir una labor de mantenimiento cómoda y de fácil acceso a todas las partes del mismo.</li> </ul>
<b>Fabricación:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Todos los componentes del mecanismo deben de ser fácilmente ensamblables y desmontables.</li> <li>Los materiales involucrados deben de encontrarse de manera fácil, de preferencia, en el mercado local.</li> </ul>
<b>Ergonomía:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>La altura de la plataforma debe tener una altura adecuada con el fin de que los usuarios puedan subir sin dificultades y cómoda para una persona de estatura promedio (1,75m)</li> </ul>
<b>Costos:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Los costos deben ser los mínimos posibles sin afectar la calidad de los componentes a utilizar o del mecanismo en general.</li> </ul>

## 2.2. Espacio de trabajo

Es importante conocer el espacio de trabajo que ocupa el mecanismo paralelo a diseñar. Determinarlo es complejo y no se pretende hacer un análisis de simulación dinámica para conocer con exactitud cómo es; sin embargo, se tomó como referencia un análisis ya realizado, con ayuda del software Matlab, para un mecanismo paralelo con una configuración semejante y parámetros normalizados para facilitar y generalizar dicho estudio (Figura 2.1).

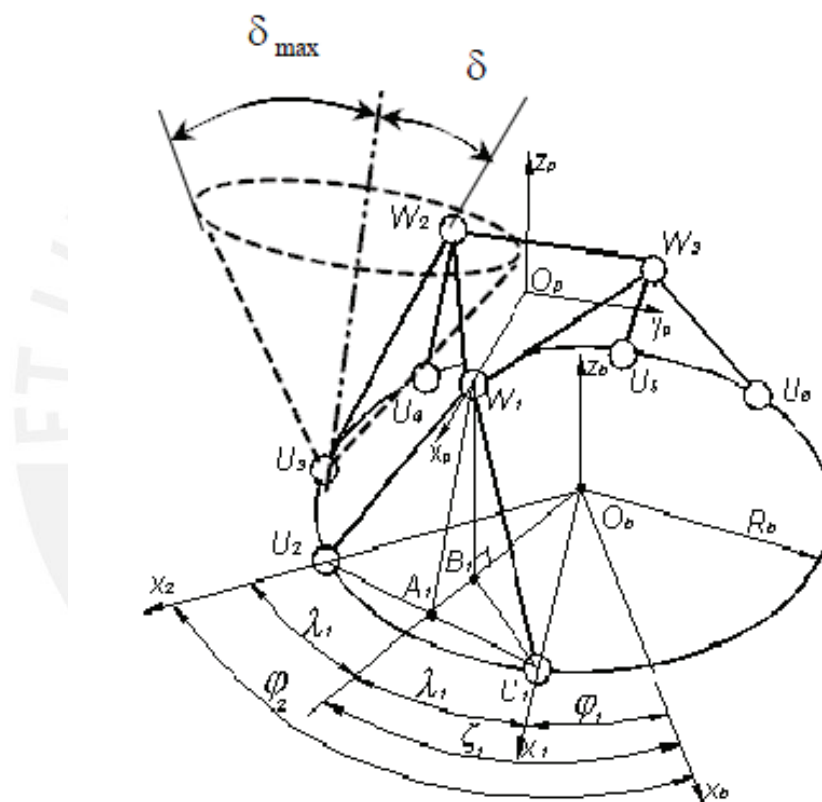


Figura 2.1. Modelo geométrico para el mecanismo paralelo rotatorio [15]

Esta normalización contiene:

$$L_R = \frac{L}{R_b} = 1 \quad (2-1)$$

Donde  $L_R$  es la longitud normalizada de las barras que unen las plataformas fija y móvil del mecanismo,  $L$  es la longitud de las barras y  $R_b$  el radio de la guía circular por

la que deslizan las barras sobre la plataforma inferior. Así también se encuentra normalizado el tamaño de la plataforma  $S_{PR}$ , en la que  $S_p$  es la longitud de los lados triángulo equilátero que representa la plataforma.

$$S_{PR} = \frac{S_p}{R_b} = 1 \quad (2-2)$$

Las coordenadas del centro  $O_p$  de la plataforma superior en la base del marco de coordenadas también se encuentran normalizadas:

$$X_R = \frac{X_{Op}}{R_b} \quad (2-3)$$

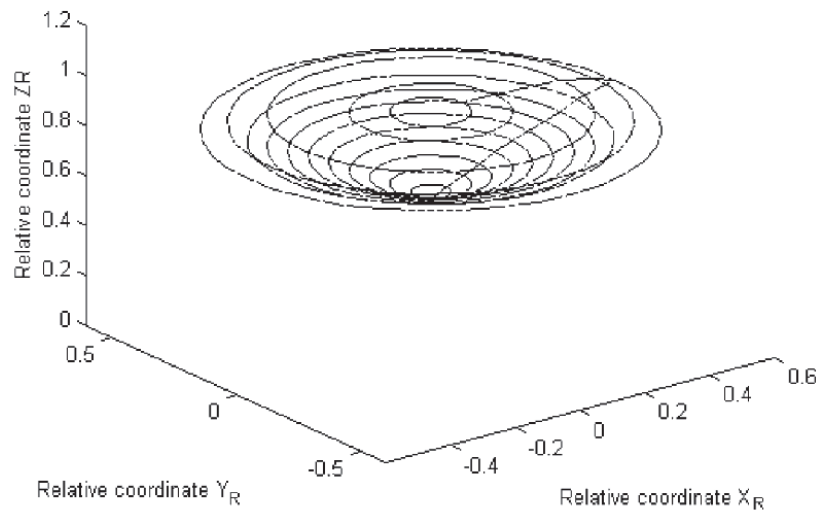
$$Y_R = \frac{Y_{Op}}{R_b} \quad (2-4)$$

$$Z_R = \frac{Z_{Op}}{R_b} \quad (2-5)$$

Para la simulación del espacio de trabajo en dicha investigación se tomaron los siguientes valores:  $R_b = 100\text{mm}$ ;  $\varphi_{max} = 40^\circ$  y  $\gamma_{max} = 55^\circ$  (ángulo máximo entre el eje de la articulación esférica superior y la dirección de la barra) para los límites de las articulaciones esféricas; y  $\varphi_{min} = 10^\circ$  correspondiente a los límites de los apoyos móviles (interferencia entre actuadores eléctricos).

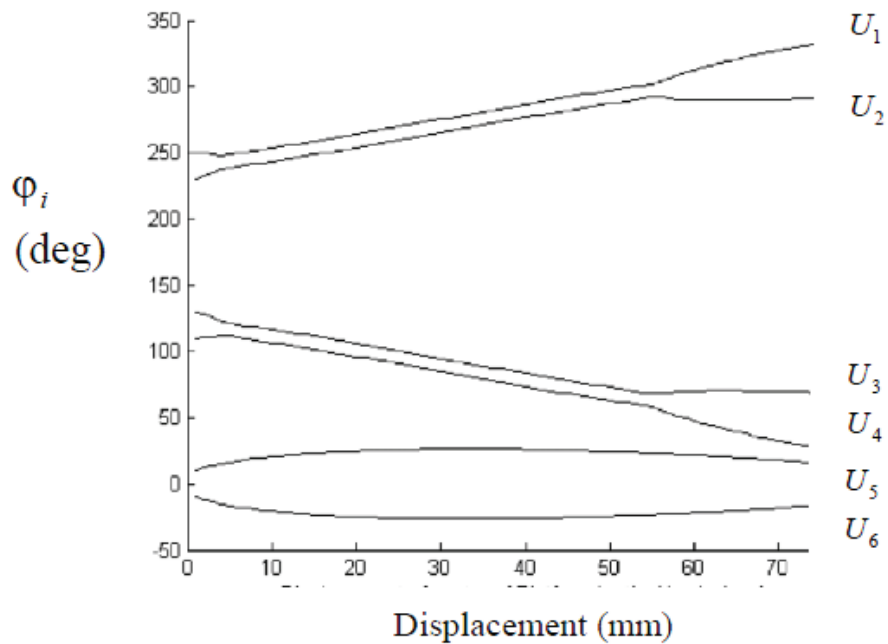
Se presentaron dos análisis para la representación del espacio de trabajo. Uno es el espacio de trabajo con orientación constante (con la orientación fija de la plataforma móvil) y otro el espacio de trabajo con orientación (con un punto de la plataforma móvil fijo).

Para el caso del espacio de trabajo con orientación constante, se determinaron todas las posiciones posibles de un punto en el centro de la plataforma móvil. Esto se hizo tomando en cuenta que las superficies de la plataforma base y la plataforma móvil se mantuvieron paralelas en todo instante. La Figura 2.3 representa la superficie del espacio de trabajo para este caso. En ello se obtuvo que: radio máximo  $R_{EP} = 0,56R_b$ , altura  $H_{RP} = 0,32R_b$  y volumen  $V_{RP} = 0,31R_b^3$ .



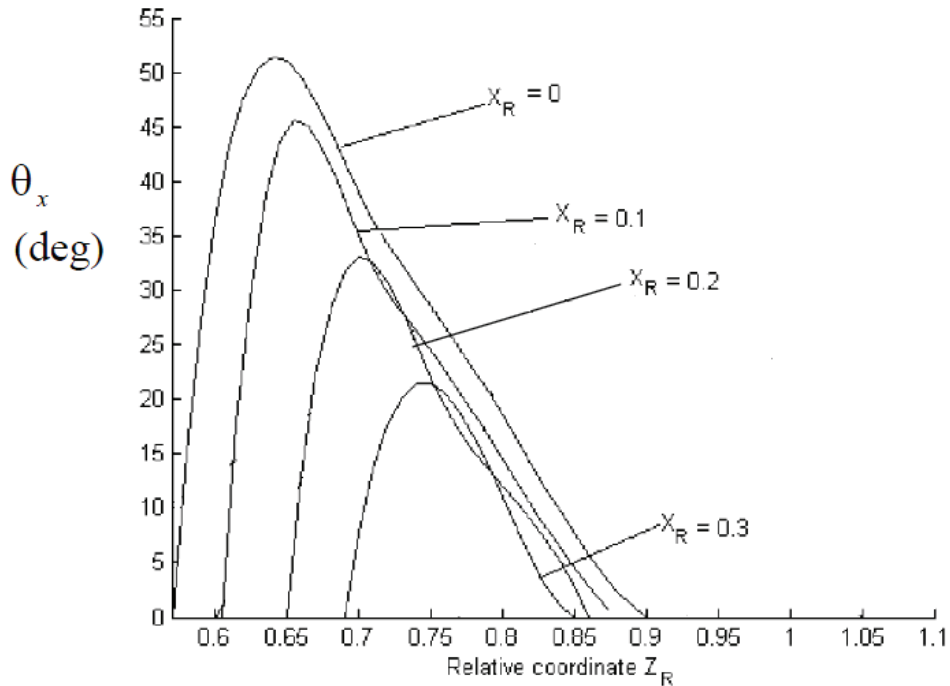
**Figura 2.3.** Espacio de trabajo con orientación constante

En la Figura 2.2 se pueden observar, para el mismo caso de orientación constante, las coordenadas de los apoyos móviles cuando la plataforma se mueve a lo largo del eje  $X_P$  y coordenadas  $Y_{PR} = 0$  y  $Z_{PR} = 0,75$ .



**Figura 2.2.** Posición angular de los puntos  $U_i$  vs desplazamiento de  $O_p$  a lo largo de  $X_p$  con ambas plataformas paralelas

En el caso del espacio de trabajo de la orientación se obtuvieron los ángulos de rotación máximos posibles respecto a los ejes de la plataforma cuando la posición del centro  $O_p$  de la plataforma móvil se encuentra fija durante cada rotación. Los resultados para la simulación de la rotación respecto al eje  $X_p$  con una coordenada normalizada  $y_R = 0$  se muestran en la Figura 2.4. [15]



**Figura 2.4.** Contornos del espacio de trabajo de la rotación respecto al eje  $X_p$  con  $\Delta\phi_{\min} = 10^\circ$ ,  $x_R = 0$  hasta 0,3 y  $y_R = 0$

### 2.3. Diseño conceptual

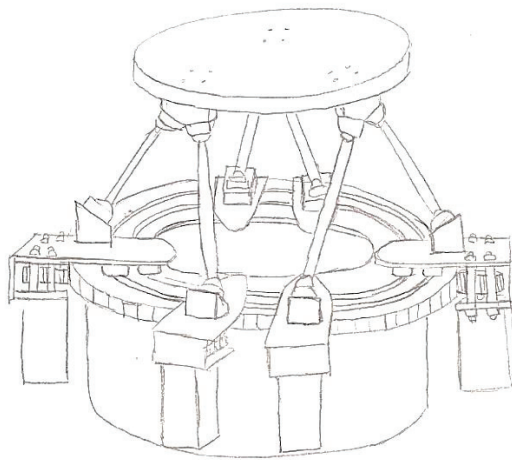
El diseño conceptual del mecanismo de seis grados de libertad ya se encuentra resuelto en otros proyectos. Para este trabajo ya se conocían la idea general, las aplicaciones y también la forma general del mecanismo; sin embargo, lo que se hizo fue recaudar la información de trabajos pasados y utilizarla en beneficio mediante una adaptación a las necesidades de nuestro ámbito local. Toda esta recopilación permitió elaborar una matriz morfológica (Tabla 2.3) con distintas opciones de cada uno de los componentes para el diseño de la estructura del mecanismo. A partir de ella, se pudo obtener dos opciones de diseño principales (ver Figuras 2.5 y 2.6).

Tabla 2.3 Matriz morfológica para el diseño

Componente	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Plataforma superior			
Soporte para articulación superior			
Articulaciones			
Barras			
Base para articulación inferior			
Riel			
Transmisión del movimiento			
Potencia			



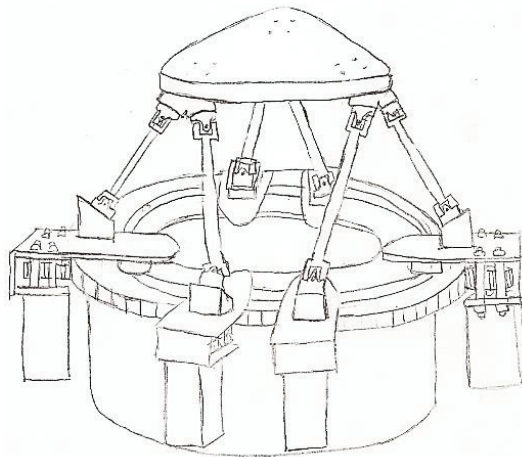
La opción 1 consiste básicamente en dos plataformas: una fija (inferior), que consta de una base sobre la cual se monta un engranaje, y una móvil (superior) que es una placa circular. Ambas están unidas entre sí mediante seis barras de sección circular y longitud constante. La unión entre las barras y las plataformas se da mediante articulaciones esféricas que están fijadas a estas últimas por medio de unos soportes o bases de forma de prismas truncados. Estos les permiten tener cierto ángulo de inclinación con el fin de alcanzar un mayor ángulo de barrido durante el movimiento de las barras. Por otro lado, el movimiento de las bases de las barras se da gracias a unos actuadores eléctricos (servomotores) que hacen girar unos piñones, los cuales se desplazan alrededor del engranaje base como en un sistema planetario arrastrando con ellos a los servomotores y las bases de las barras. Todo este sistema se desliza de forma circular gracias a dos rieles circulares fijados al engranaje base. De esta manera, el movimiento deslizante de las barras sobre la plataforma fija permite los seis grados de libertad: movimiento longitudinal, lateral, vertical y los giros en cada uno de los tres ejes que se pueden lograr con el acercamiento o alejamiento de las mismas.



**Figura 2.5** Opción 1 para el diseño del mecanismo

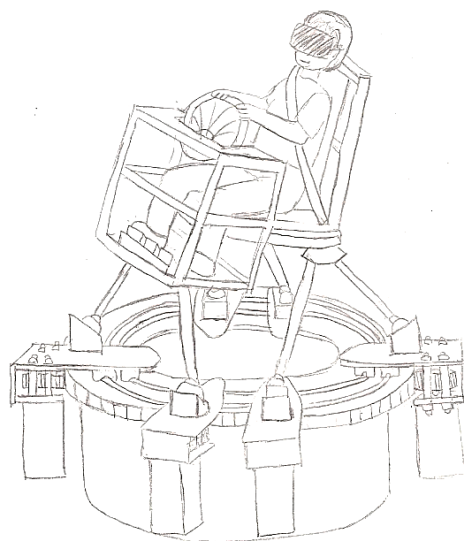
La opción 2 funciona de forma muy similar a la primera; sin embargo, tiene ciertas diferencias constructivas. Una de ellas es que tiene una plataforma superior de forma triangular; además, en vez de utilizar articulaciones esféricas, utiliza juntas universales. A diferencia de la primera, esta opción solamente utiliza un riel circular para el desplazamiento de las bases de las barras; por otro lado, las bases de las barras que se fijan a la plataforma superior, tienen una sección circular en la zona de contacto con las rótulas.





**Figura 2.6** Opción 2 para el diseño del mecanismo

Al analizar ambas opciones, se decidió optar por la primera por varias razones. Una de ellas era la versatilidad con la que podría utilizarse gracias a su plataforma circular; por el tamaño y la forma, permitiría con mayor facilidad el montar una estructura para la persona que fuese a utilizar el simulador. Además, en vista de que se presentarán movimientos rápidos y rotativos, una articulación esférica es más recomendable. Por otro lado, el diseño y fabricación de una junta universal, podría ser más tedioso y costoso. Finalmente, la base de las articulaciones superiores podría presentar dificultades en su fabricación y por lo tanto, también un incremento en los costos. En la Figura 2.7 se muestra un esquema del uso del mecanismo seleccionado como simulador. A partir de ello, se realizó un dimensionamiento previo.



**Figura 2.7** Esquema del simulador con el mecanismo diseñado

La base del asiento de un automóvil tiene dimensiones aproximadas a 550 mm de lado. Por esta razón, la plataforma superior tiene una dimensión de 600 mm de diámetro para lograr estabilidad en el mecanismo y evitar interferencia entre los pies del usuario y las barras del mecanismo paralelo.

La plataforma inferior debe de tener un diámetro mayor para lograr estabilidad en el mecanismo; sus dimensiones fueron obtenidas mediante la normalización antes mencionada.

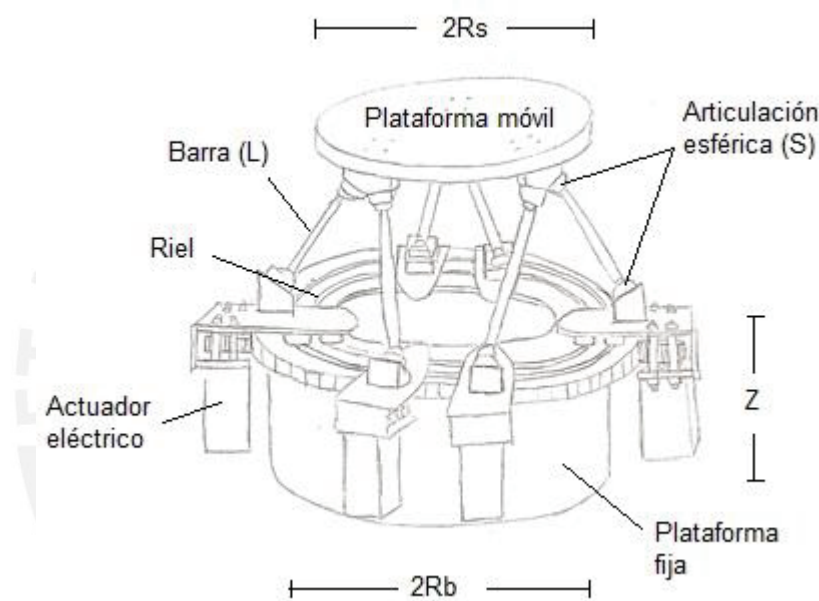
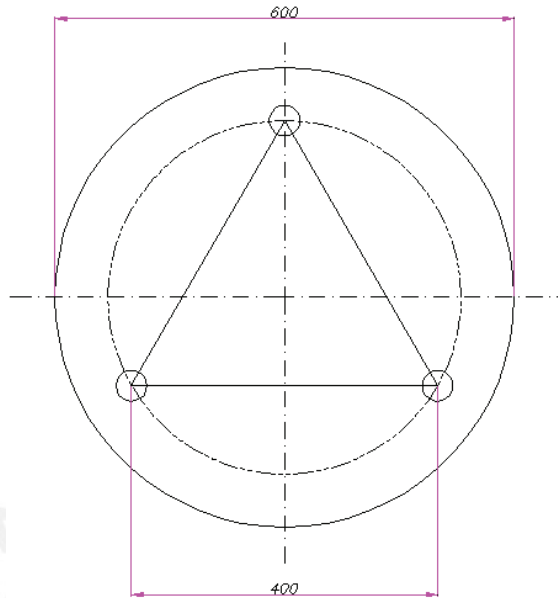


Figura 2.8 Esquema para el dimensionamiento con la normalización

Con la finalidad de obtener un dimensionado previo, se partió del dato de una plataforma móvil de 600 mm de diámetro. Con este requerimiento y la normalización descrita para la obtención del espacio de trabajo, se pudieron obtener las dimensiones de las barras y del riel sobre el cual estas deslizan. Se observa en la Figura 2.9 un esquema de la plataforma superior de 600 mm en la que las circunferencias pequeñas representan los puntos en los que las barras se unen a la plataforma superior. Estas se encuentran ubicadas de tal modo que forman un triángulo equilátero de lado  $S_p$  que está circunscrito en una circunferencia que comparte su centro con la circunferencia que representa a la plataforma superior. De este modo se obtiene geoméricamente una longitud adecuada para los lados del triángulo ( $S_p = 400$  mm), lo que significa que

las articulaciones fijadas en la plataforma superior están separadas por dicha distancia.



**Figura 2.9** Esquema de la plataforma superior

Además, por la normalización mostrada en las ecuaciones 2-1 y 2-2, se tiene

$$S_{pr} = \frac{400}{R_b} = 1$$

$$R_b = 400 \text{ mm}$$

$$L_r = \frac{L}{400} = 1$$

$$L = 400 \text{ mm}$$

En resumen:

Radio de la plataforma superior:  $R_s = 300 \text{ mm}$

Radio de la plataforma inferior:  $R_b = 400 \text{ mm}$

Longitud de las barras:  $L = 400 \text{ mm}$

Separación entre articulaciones adheridas a la plataforma superior:  $S_p = 400 \text{ mm}$

Con dichas dimensiones, se comprueba que se cumplan los requerimientos de la Tabla 2.1. El radio máximo que se puede alcanzar es

$$\begin{aligned}R_{EP} &= 0,56R_b \\R_{EP} &= 0,56 \times 400 \\R_{EP} &= 224 \text{ mm}\end{aligned}$$

La altura máxima está dada por

$$\begin{aligned}H_{RP} &= 0,32R_b \\H_{RP} &= 0,32 \times 400 \\H_{RP} &= 128 \text{ mm}\end{aligned}$$

Con estos resultados, se ve que la plataforma cumple con los requerimientos mínimos de desplazamiento de la plataforma.

#### 2.4. Análisis de movilidad

A partir de los requerimientos descritos se analiza la movilidad del mecanismo utilizando la Ecuación 1-1.

Se considera que el mecanismo paralelo posee siete eslabones. Para ello se consideran las barras (6), la plataforma fija (1), el riel que se considera como eslabón fijo o bastidor unido a la plataforma fija (1). También se considera como eslabón al conjunto formado por la rótula en la base de las barras y los actuadores que permitirán el deslizamiento de las mismas (6). En total, se tienen 14 eslabones ( $N = 14$ ). Asimismo, las cadenas cinemáticas utilizadas en total contienen dieciocho articulaciones ( $J = 18$ ), las cuales se distribuyen en cada barra como dos de tres grados de libertad (rótulas) y una de un grado de libertad (actuadores en las bases de las barras). Además, se debe considerar que existe un grado de libertad pasivo en cada barra debido a que existe la configuración S-R en la base de las mismas. Con esta información es posible determinar el total de grados de libertad del mecanismo a diseñar.

$$M = 6(N - J - 1) + \sum_{i=1}^J (f_i) - f_p$$

$$M = 6(14 - 18 - 1) + 6 \times (1 + 3 + 3) - 6 = 6$$

Por lo tanto, se observa que el mecanismo cuenta con seis grados de libertad: tres para la posición de la plataforma y tres para su orientación. También se puede decir que el mecanismo se encuentra determinado.



## CAPÍTULO 3

### DISEÑO MECÁNICO

En el presente capítulo se desarrolla el diseño de cada uno de los componentes mecánicos del mecanismo paralelo. Se presentan los cálculos y la selección de los mismos.

#### 3.1. Diseño de la plataforma móvil

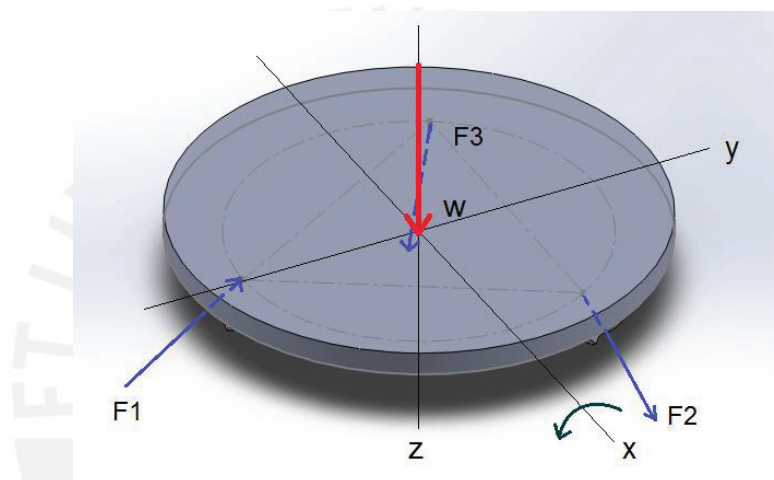
En vista de la complejidad de la geometría del mecanismo, no es sencillo ubicar las posiciones críticas de la plataforma en las que se esforzarán al máximo sus componentes. Por ello, de manera práctica se tomaron ciertas consideraciones para simplificar los cálculos, las cuales se detallan a continuación.

Según los requerimientos de diseño del mecanismo, la estructura debe ser capaz de soportar una carga sobre la plataforma móvil de hasta 250 kg (2453 N). Además de esta, se consideró el peso de la plataforma de aluminio (cuyo diseño se observa más adelante) sobre las barras. Estas cargas se consideraron estáticas y constantes.

Es importante tener en cuenta que además de las fuerzas estáticas ya mencionadas, existen fuerzas dinámicas que se deben considerar. Estas aparecen en el momento de las aceleraciones y desaceleraciones del sistema. Según la lista de requerimientos, la plataforma superior debe ser capaz de soportar aceleraciones de hasta  $\pm 10\text{m/s}^2$  en los



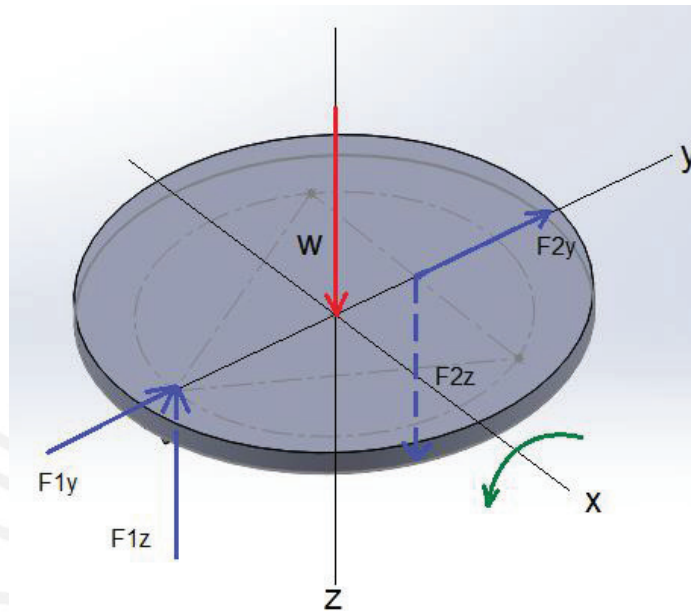
desplazamientos longitudinales, laterales y verticales. De modo práctico, se tomó como posición crítica de máximo esfuerzo el momento en que la plataforma frena bruscamente con desaceleración máxima ( $-10 \text{ m/s}^2$ ) contra el desplazamiento longitudinal y vertical y con desaceleración angular contra la rotación de cabeceo hacia adelante ( $-250^\circ/\text{s}^2$ ). En el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.1 se pueden observar las fuerzas que actúan sobre la plataforma a causa del peso (carga estática) y la reacción en los apoyos en la desaceleración (carga dinámica) que se encuentran posicionados en los vértices del triángulo. En cada apoyo, se une un par de barras que soportan la carga en ese punto.



**Figura 3.1** Diagrama de cuerpo libre de la plataforma

La plataforma se analizó considerando el frenado en dirección de los ejes  $y$  y  $z$ ; es decir, movimiento logitudinal hacia adelante y vertical hacia abajo. El cabeceo se consideró respecto al eje  $x$ . Esto quiere decir que la plataforma en un inicio se encontró moviéndose en la dirección y giro indicados hasta que una fuerza en compresión  $F_1$  la detuvo al igual que las fuerzas asumidas en tracción  $F_2$  y  $F_3$ . Como ya se mencionó antes, la geometría del sistema es bastante compleja durante los movimientos de la plataforma superior, por lo tanto es difícil determinar la dirección de las reacciones  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_3$ . Por esta razón, se procedió con una simplificación para su análisis. Se consideró simetría respecto al plano  $yz$ , por lo que la fuerza  $F_1$  estaría contenida en este plano; por otro lado, las fuerzas  $F_2$  y  $F_3$  sí tendrían reacciones en las tres dimensiones, pero debido a la simetría del sistema, las reacciones contenidas en el eje  $x$  se eliminarían entre ellas por lo que sólo se consideraron las fuerzas contenidas en los ejes  $y$  y  $z$ . Las fuerzas contenidas en estos ejes se trasladaron a un

nuevo punto tal como se indica en la Figura 3.2, el cual se renombró como punto 2. De igual forma, los momentos que aparecen al realizarse dicho traslado también se eliminan entre sí. A partir de esta simplificación, se realizó el análisis de esfuerzos en la plataforma.



**Figura 3.2** Diagrama de cuerpo libre simplificado de la plataforma

Para determinar las fuerzas en los apoyos se utilizaron los conceptos de la cinética de un cuerpo rígido. La inercia de la plataforma es la siguiente:

$$I = 0,21 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Según las condiciones de diseño, la plataforma debe ser capaz de girar en cabeceo a una aceleración de  $\pm 250^\circ/\text{s}^2$ . Esto es igual a:

$$\alpha = 4,36 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

A partir de la relación:

$$\sum M_x = I_x \alpha$$

Se reemplaza y obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} 0,231 \times F_{1z} + 0,115F_{2z} &= 0,21 \times 4,36 \\ 0,231F_{1z} + 0,115 F_{2z} &= 0,92 \end{aligned} \quad (3-1)$$

A partir de la sumatoria de fuerzas en el eje  $y$ , se obtiene:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{1y} + F_{2y} = ma_y \\ F_{1y} + F_{2y} &= (250 + 9,55) \times 10 \\ F_{1y} + F_{2y} &= 2595,5 \end{aligned} \quad (3-2)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje  $z$ :

$$\begin{aligned} \sum F_z &= F_{1z} - F_{2z} - mg = ma_z \\ \sum F_z &= F_{1z} - F_{2z} - (250 + 9,55) \times 9,81 = (250 + 9,55) \times 10 \\ F_{1z} - F_{2z} &= 5141,69 \end{aligned} \quad (3-3)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones conformado por 3-1 y 3-3, se obtiene:

$$\begin{aligned} F_{1z} &= 1711,6N \\ F_{2z} &= -3430,09N \end{aligned}$$

De este resultado, se observa que el punto 2 se encuentra a compresión y no a tracción como se había asumido inicialmente. Por otro lado, si se considera la plataforma como un sólido rígido, se puede asumir que:

$$F_{1y} = F_{2y} \quad (3-4)$$

Por lo tanto, de (3-2) se obtiene:

$$F_{1y} = F_{2y} = 1297,75 N$$

Por los resultados obtenidos, se puede observar que  $F_{1z}$  y  $F_{2z}$  se encuentran a compresión. A partir de ello, se determina la fuerza que soporta cada barra. El punto 1 está sometido a:

$$F_1 = \sqrt{1297,75^2 + 1711,6^2} = 2147,96 \text{ N}$$

Esta carga se distribuye entre dos barras. Para fines prácticos, se consideró que cada barra puede llegar a soportar la mitad de este valor, por lo que cada barra de este punto estará sometida a:

$$F_{b1} = 1073,98 \text{ N}$$

De forma similar, en el punto 2:

$$F_2 = \sqrt{1297,75^2 + 3430,09^2} = 3667,38 \text{ N}$$

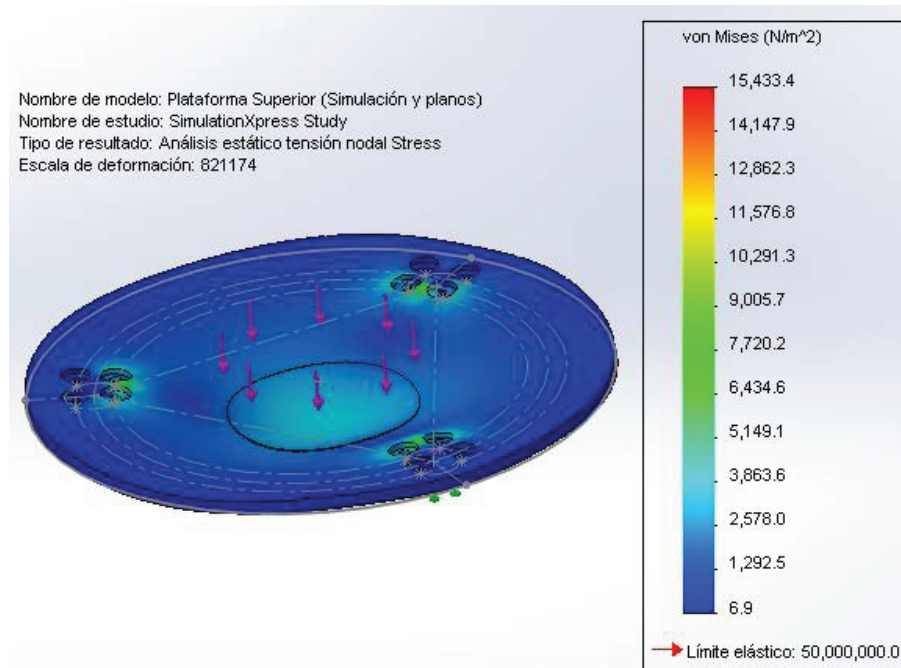
En este punto, se observa que existen cuatro barras soportando la carga. Por lo tanto, cada barra estará sometida a:

$$F_{b2} = 916,84 \text{ N}$$

Una vez conocidas las reacciones en la plataforma, se puede proceder a su dimensionamiento y análisis de resistencia. Además, se observa que durante el frenado brusco con rotación y desplazamiento en dos ejes, la plataforma superior recibe una reacción mayor en el punto 2. Sin embargo, debido a que hay cuatro barras en este punto, la fuerza se distribuye entre ellas hasta un valor inferior al de las barras del punto 1 en el cual solo están presentes dos barras. Por lo tanto, las barras del punto 1 resisten mayores esfuerzos. Este último análisis sirve para el dimensionamiento de las barras que se presenta en la siguiente sección.

Las dimensiones de la plataforma móvil o superior se diseñaron utilizando los requerimientos dados por la normalización ya descrita anteriormente. Esta plataforma estará sujeta a la carga ejercida por la estructura y la persona que utilice el simulador así como también a las fuerza de reacción en las barras. Con el fin de reducir las cargas sobre las barras y requerir menor potencia para el movimiento de la plataforma, se decidió utilizar una placa de aluminio AA 6063 de media pulgada y de 600 mm de diámetro. Para verificar su resistencia, se realizó un estudio de esfuerzos con la ayuda del software COSMOSWorks.

El estudio se realizó considerando estáticos los soportes para las articulaciones, quienes a su vez, sostienen a la plataforma. Se realizó un análisis de esfuerzos considerando la carga vertical obtenida en los cálculos (equivalente a la suma de las reacciones en el eje vertical) y concentrándola en el centro de la plataforma. Se pueden apreciar los resultados en la Figura 3.3.



**Figura 3.3** Análisis de esfuerzos en la plataforma móvil

Al observar los resultados, se puede observar que el límite elástico está bastante alejado de los esfuerzos a los que está sometida la plataforma, aún en las áreas cercanas a los soportes en donde los agujeros para su sujeción mediante tornillos son concentradores de esfuerzos. Por este motivo, se puede concluir que la plataforma móvil podrá soportar los esfuerzos a los que será sometida sin romperse ni deformarse plásticamente.

### 3.2. Selección de rótulas<sup>6</sup>

Las articulaciones seleccionadas para el mecanismo son las conocidas como *Spherical Rolling Joints* de la empresa japonesa Hephaist Seiko. Estas han sido

<sup>6</sup> Ver especificaciones de las rótulas en el Anexo A

utilizadas en diversos trabajos de robots paralelos debido a la alta precisión que ofrecen (Figura 3.4).



**Figura 3.4** Spherical Rolling Joints (Cortesía Hephaist Seiko)

Según el análisis realizado en la sección anterior, las barras que reciban mayores esfuerzos durante el instante crítico de frenado pueden llegar a soportar cada una hasta 1073.98 N en compresión. Las rótulas o articulaciones esféricas deberán ser capaces de soportar estas cargas, por lo cual se seleccionó el modelo SRJ024C. En la Tabla 3.1 se observan más detalles de la misma.

**Tabla 3.1** Especificaciones técnicas de las articulaciones esféricas Hephaist Seiko

MODEL	BASIC LOAD RATINGS		RECOMMENDED PERMISSIVE LOADS				WEIGHT (kg)	MAXIMUM SWING ANGLE
	C (N)	Co (N)	Compressive (N)	Tensile (N)	Radial (N)	Moment (N-m)		
SRJ004C	128	100	102	38.4	64	0.64	0.015	±15°
SRJ006C	320	280	256	96	160	1.84	0.036	±30°
SRJ008C	490	540	392	147	245	3.92	0.06	±30°
SRJ012C	720	770	576	216	360	7.20	0.18	±30°
SRJ016C	1170	1300	936	351	585	18.7	0.37	±30°
SRJ024C	2840	3920	2272	852	1420	59.6	0.93	±30°
SRJ032C	5800	8820	4640	1740	2900	174	2.30	±30°
SRJ048C	10600	16000	8480	3180	5300	413	6.73	±30°

C(N) basic dynamic load rating Co(N) basic static load rating



### 3.3. Diseño de las barras

Para el diseño de estos componentes, se consideró el análisis de fuerzas realizado en la sección anterior. Se consideró la fuerza máxima que soportaría una barra en el momento más crítico; posteriormente, se realizó un análisis de falla por pandeo utilizando el método europeo [16].

Las dimensiones de las barras se tomaron sobre la base de los requerimientos del diseño conceptual de la plataforma. El análisis de falla por pandeo se inició con el cálculo del radio de giro  $i$  y la longitud de pandeo  $L_p$  de las barras cuya sección transversal es circular con un agujero roscado en los extremos que les permita acoplarse a las rótulas seleccionadas en la sección anterior. Se analizó la sección de las barras en las que se encuentran los agujeros roscados debido a que en esta zona la probabilidad de falla es mayor.

Entonces:

Longitud de la barra<sup>7</sup>:  $L = 400 \text{ mm}$   
 Diámetro externo de la barra:  $D = 24 \text{ mm}$   
 Diámetro interno de la barra:  $d = 14 \text{ mm}$

El radio de giro se puede determinar mediante la siguiente expresión

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3-5)$$

La inercia para el caso de la sección circular hueca es:

$$I = \frac{\pi}{64} \times (D^4 - d^4) \quad (3-6)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \times (24^4 - 14^4) = 14\,400 \text{ mm}^4$$

$$I = 14\,400 \text{ mm}^4$$

<sup>7</sup> Se tomó este valor considerando la distancia entre los centros de las rótulas tal como en el diseño conceptual para analizar el pandeo en el conjunto rótula – barra – rótula. La distancia real se analiza e indica más adelante.

El área de la sección transversal:

$$A = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \quad (3-7)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \times (24^2 - 14^2) = 298,51 \text{ mm}^2$$

Reemplazado en 3-5:

$$i = \sqrt{\frac{14\,400}{298,51}} = 6,95 \text{ mm}$$

La longitud de pandeo para esta situación es igual a la longitud  $L$  debido a que la barra tiene condiciones de borde articulada – articulada; por lo tanto  $L_p = 400 \text{ mm}$  [16]. A partir de los datos anteriores, se obtiene la esbeltez  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad (3-8)$$

$$\lambda = \frac{400}{6,95} = 57,59$$

Según el método Europeo, el esfuerzo límite de las barras está dado por zonas tal como lo muestra la Figura 3.5.

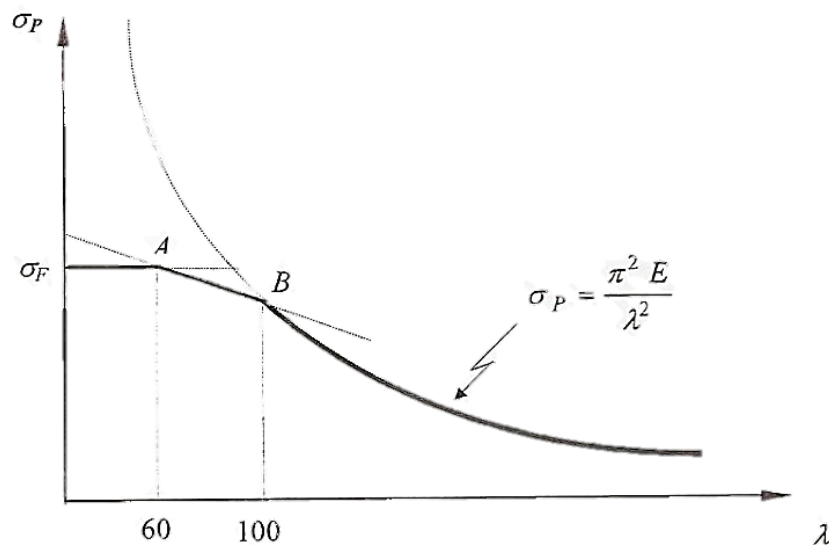


Figura 3.5 Zonas de pandeo según el método europeo [16]

$$\sigma_{Lím} = \begin{cases} \sigma_F & \text{si } \lambda \leq 60 \\ 664,11 - 4,568\lambda & \text{si } 60 \leq \lambda \leq 100 \\ \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} & \text{si } \lambda \geq 100 \end{cases} \quad (3-9)$$

Para este caso, la esbeltez obtenida, que es menor que 60, está dentro de la zona de falla por fluencia. Por ello, se verificará que la carga de trabajo no sea mayor a la admisible por el material.<sup>8</sup>

El esfuerzo axial en la barra es:

$$\sigma = \frac{F_b}{A} = \frac{1073,98}{298,51} = 3,6 \text{ MPa} \quad (3-10)$$

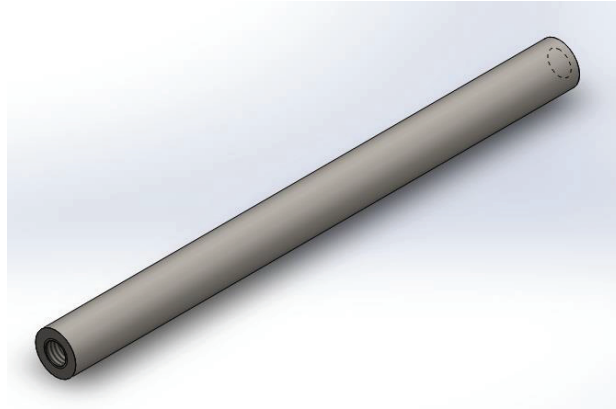
El material utilizado para las barras es el acero SAE 1045 ( $\sigma_F = 390 \frac{N}{mm^2}$ ;  $E = 2,5 \times 10^5 \frac{N}{mm^2}$ ), por lo que:

$$\sigma = 3,6 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{390 \text{ MPa}}{10} \quad (3-11)$$

$$3,6 \text{ MPa} \leq \frac{\sigma_F}{FS} = 39 \text{ MPa}$$

Este resultado indica que las barras podrán trabajar con normalidad sin fallar por pandeo o por fluencia con las dimensiones preliminares; sin embargo, para su dimensionamiento real se consideraron otros factores adicionales. En el diseño conceptual se estimó una longitud de 400 mm para las barras. Esta distancia se midió desde la separación entre la articulación superior y la articulación inferior considerándolas como puntos (ver Figura 2.1). En el caso real, para que esta distancia sea la misma, las barras deben ser más cortas para que la separación entre rótulas se mantenga tal como se diseñó conceptualmente. Esta distancia depende finalmente de las dimensiones de las rótulas seleccionadas. Por estas dos razones, las dimensiones de las seis barras a utilizar corresponden a 300 mm de longitud, un diámetro de 24 mm y agujeros roscados M14 a los extremos.

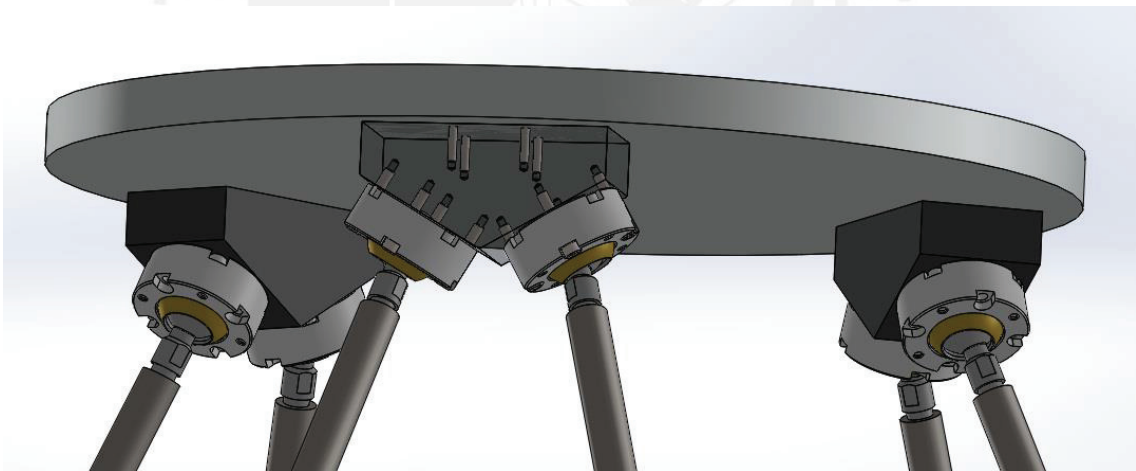
<sup>8</sup> Para este caso se utilizó un factor de seguridad recomendado (FS) de 10 según el criterio de Röginitz.



**Figura 3.6** Barras de la plataforma

### 3.4. Soportes para las articulaciones superiores

Las rótulas seleccionadas, se unirán a la plataforma superior mediante soportes que les permitan estar en una posición en la que puedan barrer el mayor ángulo posible. En la Figura 3.7 se puede observar cómo se logrará esta configuración.



**Figura 3.7** Distribución de los soportes para las articulaciones superiores en la plataforma superior.

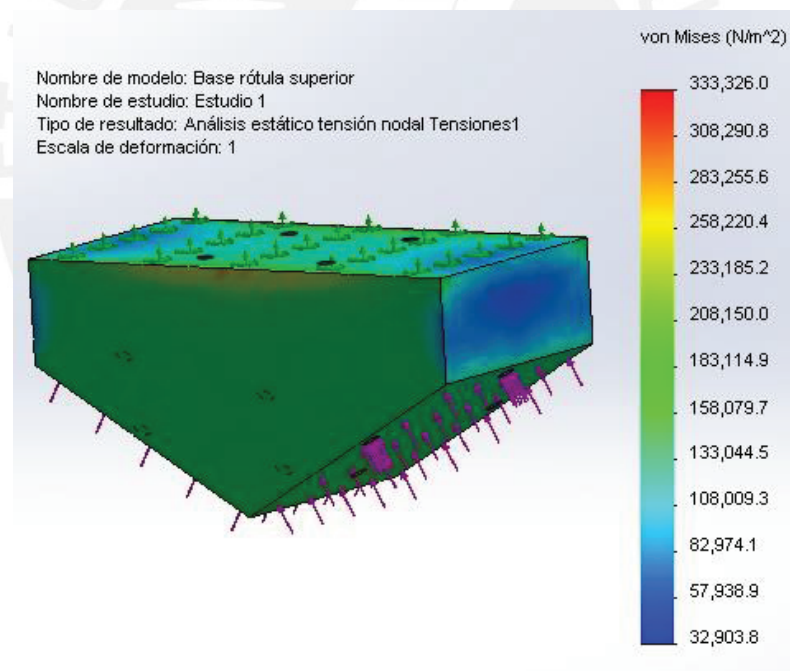
Estos soportes permiten a las rótulas (que están atornilladas a ellos) estar posicionadas a  $60^\circ$  respecto a la plataforma superior gracias a su diseño. Están fijados a la plataforma, mediante tornillos tal como se observa en la Figura 3.7, de tal manera que forman entre sí un triángulo equilátero tal como se indicó en la normalización. El

material utilizado para la fabricación de este componente será un acero al carbono ASTM A27 70-40 fundido y mecanizado a las dimensiones finales.

En vista de que existe contacto entre estas piezas y la plataforma superior, se vio la necesidad de verificar la resistencia de aplastamiento entre las superficies de contacto para lo cual se realizó un análisis de esfuerzos en la zona de contacto entre esta y la plataforma superior. El esfuerzo de contacto entre ambas está dada por:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2 \times 1073.98 \text{ N} \times \cos(30^\circ)}{6082,26 \text{ mm}^2} = 0,31 \text{ MPa} \quad (3-14)$$

El esfuerzo obtenido, es bastante pequeño en comparación con los esfuerzos admisibles por el material de la plataforma y de los soportes, por lo cual esta carga no causará problemas en el diseño.



**Figura 3.8** Análisis de esfuerzos en las bases de las rótulas de la plataforma superior

Además, se realizó la verificación del análisis de esfuerzos realizado con la ayuda del software COSMOSWorks para verificar la resistencia los soportes. Se observan las fuerzas que se distribuyen en las caras inferiores del componente formando un ángulo de 30°. El resultado muestra que estos pueden soportar las cargas a las que estarán sometidos sin fallar (Figura 3.8).

### 3.4.1 Verificación de tornillos entre los soportes para las articulaciones superiores y la plataforma

Para el análisis de los tornillos que unen estos soportes con la plataforma, se consideró el instante de esfuerzos máximos sobre los apoyos (analizado en la sección 3.1) tomando a una fuerza cortante como la más crítica para esta verificación en el caso de deslizamiento entre superficies. La fuerza cortante total reciben los tornillos durante esta condición es equivalente a 2595 N.

En esta configuración se consideraron cuatro tornillos M5 de grado 8.8 según la norma DIN 931 por cada soporte; es decir, doce tornillos en total. Por lo cual, la fuerza cortante sobre cada tornillo está dada por:

$$F_c = \frac{2595,5 \text{ N}}{12} = 216,29 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante para cada tornillo:

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{F_c}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \quad (3-15)$$

$$\tau = \frac{216,29}{\frac{\pi \times 5^2}{4}} = 11,02 \text{ MPa}$$

Se utilizó un factor de seguridad igual a 1,25. Por lo tanto, el esfuerzo cortante admisible para los tornillos de grado 8.8 se puede estimar mediante:

$$\tau_{adm} = 0,6 \times \frac{\sigma_B}{FS} \quad (3-16)$$

Reemplazando valores:

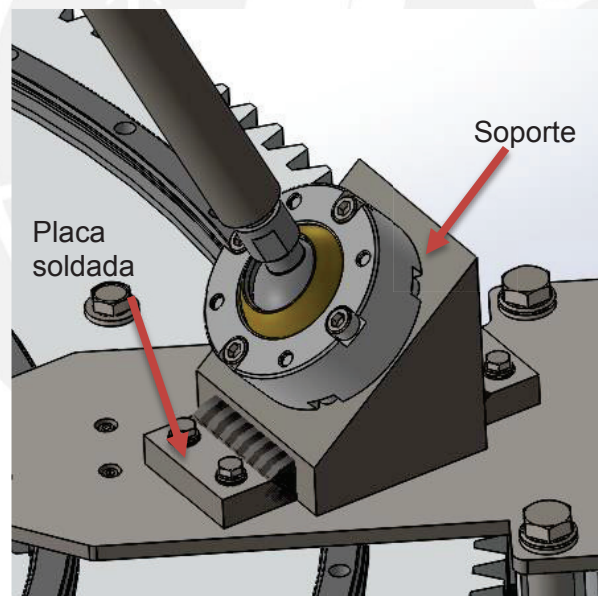
$$\tau_{adm} = 0,6 \times \frac{800}{1,25} = 384 \text{ MPa}$$

Con el resultado obtenido, se puede observar que los tornillos soportarán la carga sin problemas ya que se cumple que  $\tau \leq \tau_{adm}$ .



### 3.5 Soportes para las articulaciones inferiores

Las rótulas inferiores están posicionadas sobre unas bases como las que se muestran en la Figura 3.9. Los bloques dan una inclinación de aproximadamente  $40^\circ$  a las rótulas para que estas puedan barrer el mayor espacio posible y reducir esfuerzos de corte. Además, para que puedan estar fijadas a la superficie, están soldadas a unas placas taladradas para poder ser atornilladas a una base. El material utilizado para este componente es un acero estructural de bajo carbono ASTM A27 70 – 40 que será fundido y maquinado hasta las dimensiones finales. Dada la sencillez de la unión soldada (unión a tope) y el espesor de la placa a soldar (12 mm con un chaflán de  $45^\circ$ ) el procedimiento de soldadura seleccionado será el de soldadura por arco eléctrico manual (SMAW) utilizando un electrodo básico E7018 que es el recomendado para estos aceros de muy buena soldabilidad. Por tratarse de una unión a tope, no se requiere realizar el cálculo del cordón de soldadura.

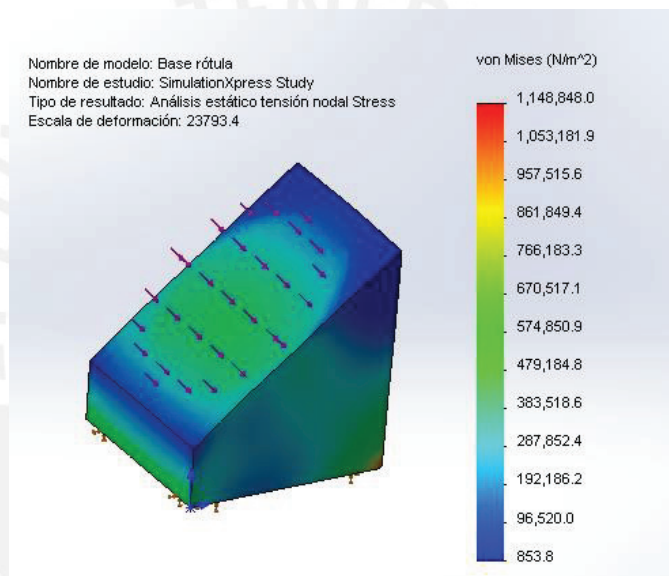


**Figura 3.9** Soporte para las articulaciones inferiores con placas soldadas

Este componente estará sometido a las cargas ejercidas por las barras sobre las rótulas. Esto originará esfuerzos de aplastamiento sobre el soporte. El más crítico de estos esfuerzos de aplastamiento se dará en la parte superior de este bloque, en donde estará en contacto con la base de las rótulas seleccionadas, que según sus especificaciones, tiene un área en su base de  $1145 \text{ mm}^2$ .

$$\sigma = \frac{1073,98 \text{ N}}{1145 \text{ mm}^2} = 0,94 \text{ MPa}$$

El resultado obtenido muestra que no se tendrán problemas de aplastamiento pues se trata de un esfuerzo de baja magnitud. Para verificar el cálculo de la resistencia de este componente, se realizó una simulación para el análisis de esfuerzos con ayuda del software COSMOSWorks. Según los resultados de la simulación, se puede observar que los esfuerzos son bastante menores que el límite elástico del material. Por este motivo, se puede concluir que la base podrá resistir las cargas a las que se le someterá sin fallar. El análisis puede observarse en la Figura 3.10.

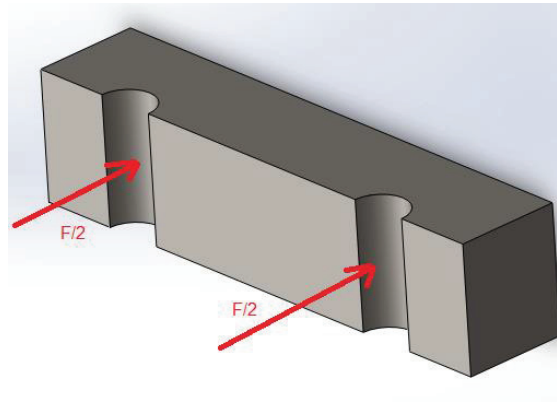


**Figura 3.10** Análisis de esfuerzos al soporte de las articulaciones inferiores

Las placas soldadas también fueron analizadas para verificar que no fallen durante la operación del mecanismo.

### 3.5.1 Verificación de la resistencia de las placas por aplastamiento

La zona crítica en las placas soldadas es la que tiene contacto con los tornillos. Estas zonas pueden fallar por aplastamiento al presentarse deslizamiento entre las placas que los tornillos unen, por este motivo, se realizó una verificación de resistencia en aquella área.



**Figura 3.11** Fuerza aplicada en los taladros de la placa

Para este análisis, también se consideró el caso de máxima carga de la sección 3.1. En la Figura 3.2 se mostraron las componentes máximas de las reacciones sobre la plataforma en el momento del frenado. En el punto 1, que es el que se encuentra sometido a mayor carga, la mitad de la reacción horizontal (1297,5 N) será igual a la fuerza horizontal que reciba cada barra (648,88 N) puesto que en dicho punto se une un par de ellas. Esta misma carga es la que se transmite a las placas a través de los soportes de las rótulas inferiores.

$$\frac{F/2}{A_{proy}} = \frac{648,88/2}{5,5 \times 12} = 0,49 \text{ MPa}$$

Por el resultado obtenido, se puede decir que el esfuerzo está muy por debajo de la resistencia del material al aplastamiento, por lo cual se puede concluir que las placas no fallarán.

### 3.5.2 Verificación de tornillos de sujeción de los soportes para las articulaciones inferiores

Una vez conocida la magnitud la fuerza que se transmitirá a las placas en el instante del frenado en donde se soportan los máximos esfuerzos, se procedió a realizar el análisis por esfuerzo de corte en los tornillos en caso de deslizamiento. Para el diseño, se consideraron cuatro tornillos hexagonales M5 de grado 8.8 según DIN 931. Para cada uno de ellos se estimó la fuerza de corte a la que estarán sometidos durante la operación en condición de máximos esfuerzos.

$$F_c = \frac{648,88 \text{ N}}{4} = 162,22 \text{ N}$$

A partir de la ecuación 3-15 se obtiene el esfuerzo cortante para cada tornillo:

$$\tau = \frac{162,22}{\frac{\pi \times 5^2}{4}} = 8,26 \text{ MPa}$$

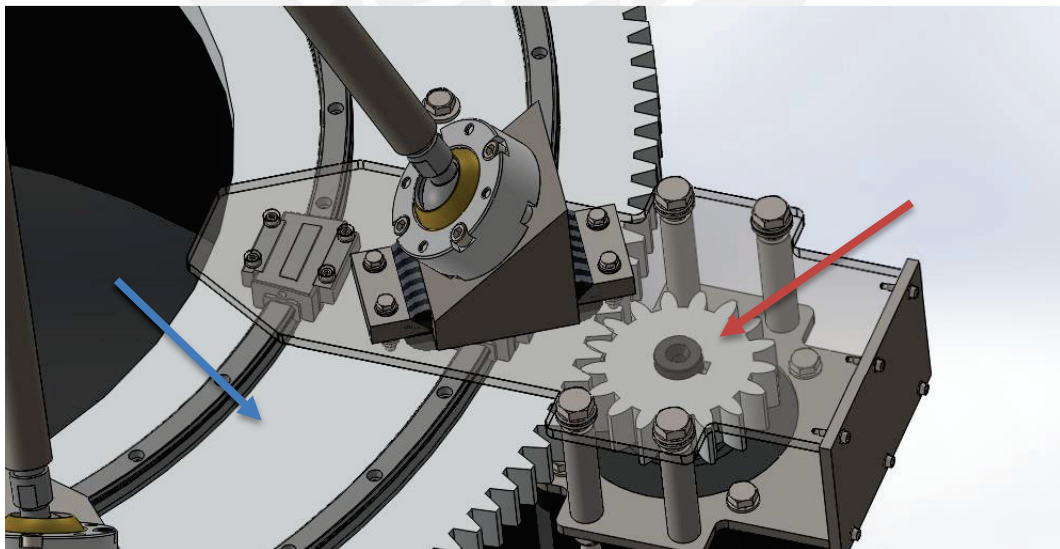
Reemplazando valores en la ecuación 3-16, se obtiene que:

$$\tau_{adm} = 384 \text{ MPa}$$

En vista de que se cumple que  $\tau \leq \tau_{adm}$ , se puede afirmar que los tornillos no fallarán frente a la carga sometida.

### 3.6 Engranaje base y piñón

El mecanismo diseñado tendrá en su base un engranaje fijo y seis piñones que se desplazarán alrededor de él como un sistema planetario. Esos piñones son los que permitirán el desplazamiento de las barras en el mecanismo paralelo a diseñar.



**Figura 3.12** Engranaje base (flecha azul) y piñón (flecha roja) para el desplazamiento de las barras sobre el riel base

Para el diseño de estos engranajes, se consideraron engranajes cilíndricos de dientes rectos según la norma DIN 867 y material AISI 8620 con las características detalladas en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2** Características geométricas del engranaje base y piñones

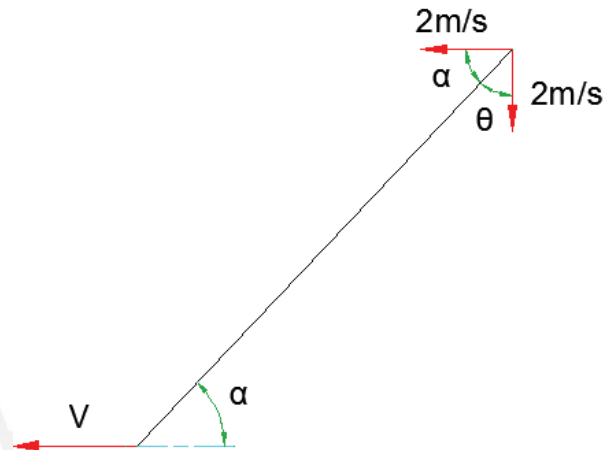
Parámetro	Engranaje base	Piñón
Módulo	5 mm	5 mm
Número de dientes	180	17
Diámetro primitivo	900 mm	85 mm
Diámetro exterior	912 mm	95 mm
Diámetro interior	500 mm	24 mm
Ángulo de presión	20°	20°
Ángulo de la hélice	0°	0°
Ancho del engranaje	25 mm	25 mm
Diámetro del cubo	650 mm	50 mm
Ancho del cubo	20 mm	17 mm
Canal chavetero	No	Sí

Con el fin de verificar la resistencia de estos componentes se utilizó un algoritmo en Excel basado en un método elaborado por AGMA (American Gear Manufacturers Association) que considera la ecuación de Lewis con factores de forma que dependen del ángulo de presión y el número de dientes. [17] Los datos de ingreso para el algoritmo son la velocidad, potencia, ángulo de las hélices, factor de seguridad, tipo de material, diámetro primitivo del piñón y del engranaje base, torque, módulo y ancho. Como salida se obtienen los esfuerzos a los que estarán sometidos los dientes, con lo cual se puede saber si fallarán o no. Para ello, fue necesario determinar las entradas necesarias para dicho algoritmo.

Según los requerimientos de diseño, se conoce que la plataforma debe ser capaz de desplazarse vertical y horizontalmente con una velocidad de hasta 2 m/s y los piñones deben de ser capaces de detener dicho movimiento mediante un torque que se transmita sin que sus dientes fallen. En la Figura 3.13 se representa el esquema de una barra y las velocidades de la parte superior e inferior de la misma. Se conoce que, por considerarse a la barra como un sólido rígido, las proyecciones de las velocidades sobre la misma deben ser iguales. A partir de ello, se estimó la velocidad de la base de las barras.



Con los resultados obtenidos en la sección 3.1 sobre la fuerza máxima (y sus componentes tanto vertical como horizontal) a la que pueden someterse las barras, se puede estimar que los ángulos  $\alpha$  y  $\theta$  son  $37,16^\circ$  y  $52,84^\circ$  respectivamente.



**Figura 3.13** Esquema de la barra y velocidades de sus extremos

Al proyectar las velocidades de la parte superior sobre la barra, se obtuvo:

$$2 \times \cos 37,16^\circ + 2 \times \cos 52,84^\circ = 2,8 \text{ m/s}$$

Esta velocidad debe ser igual a la proyectada por la velocidad en la parte inferior debido a la consideración de la barra como sólido rígido:

$$V \times \cos 37,16^\circ = 2,8 \quad (3-17)$$

$$V = 3,51 \text{ m/s}$$

Este valor corresponde a la velocidad máxima que podría alcanzar la plataforma en las condiciones de máxima velocidad y máximo esfuerzo en las barras.

Por otro lado, la velocidad hallada es la misma velocidad máxima tangencial que tendrá el piñón al girar, por lo que a partir de ello se pudo calcular la velocidad angular máxima que debe transmitir el piñón al conocer el su diámetro.

$$\omega \times r_{\text{piñón}} = V \quad (3-18)$$



$$\omega = \frac{3,51}{\frac{95}{2 \times 1000}} = 73,89 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 705,64 \text{ RPM}$$

De este modo, es posible obtener la potencia requerida para dicha condición al multiplicar la fuerza tangencial, que es la proyección de la fuerza máxima calculada en la barra proyectada en el eje horizontal, por la velocidad tangencial.

$$P = F_h V = 648,88 \times 3,51 = 2,28 \text{ kW} \quad (3-19)$$

Por lo tanto, para obtener el torque en dicha condición máxima:

$$P = T \times \omega \quad (3-20)$$

$$2,28 \text{ kW} = T \times 73,89 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = 30,82 \text{ Nm}$$

Al ingresar los valores de entrada al algoritmo mencionado, se obtuvieron los siguientes resultados:

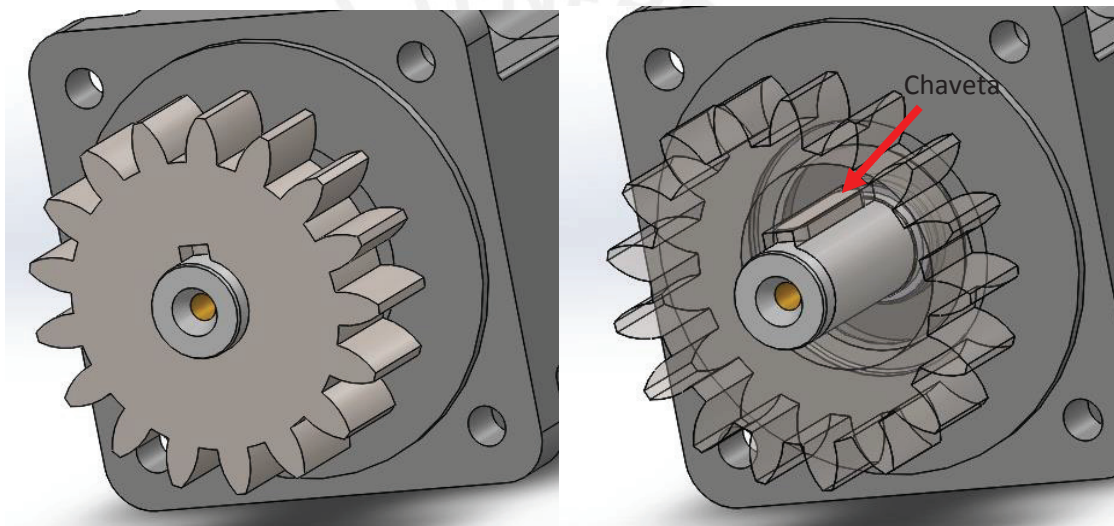
**Tabla 3.3** Resultados del análisis de resistencia de engranajes según algoritmo basado en el método AGMA

Elemento	Piñón	Engranaje Base
Material	AISI 8620	AISI 8620
Velocidad	705,64 RPM	-
Potencia	2,28 kW	
Torque	30,82 N-m	
Diámetro primitivo	85 mm	900 mm
Número de dientes	17	180
Ancho del diente	25 mm	25 mm
Factor de forma de Lewis	0,299	0,465
Factor de seguridad	5	5
Fuerza máxima admisible en el diente	12 072,05 N	18 804 N
Fuerza aplicada en el diente	725,18 N	725,18 N
Resultado	<b>NO FALLA</b>	<b>NO FALLA</b>

Con este análisis, se puede concluir que los engranajes podrán trabajar sin problemas en el mecanismo.

### 3.6.1 Dimensiones y verificación del canal chavetero y chaveta

El montaje del piñón y el eje será como el que se muestra en la Figura 3.14. El piñón se fijará al eje gracias a una unión por ajuste y un tope axial que le brindará el cubo al entrar en contacto con el asiento del eje del servomotor. La transmisión de potencia se dará por medio de una chaveta; de este modo, se entregará potencia a los piñones para el movimiento de las barras alrededor del engranaje base. Se conoce que el servomotor, cuya selección se ve en la sección 3.7, ya viene con un canal chavetero desde su fabricación, por lo que las dimensiones de la chaveta a utilizar dependen de este.



**Figura 3.14** Unión por chaveta del eje del servomotor y el piñón

Se utilizó la norma DIN 6885 para la selección de la chaveta paralela A 8 x 7 x 36 pues así lo requieren las dimensiones del canal chavetero del eje según el fabricante de los servomotores. El material recomendado para la fabricación de estas piezas es el acero St 50.

Para la comprobación de su trabajo sin falla, se verificó que la presión de contacto entre la chaveta y el engranaje sea menor que la presión admisible de los dos materiales en contacto. La Figura 3.15 muestra un esquema de la unión por chaveta a analizar.

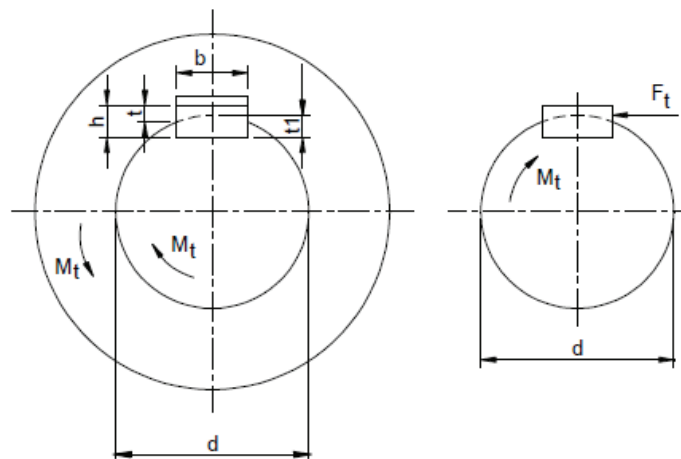


Figura 3.15 Esquema de una unión por chaveta [18]

La fuerza de contacto se asumió tangencial al eje:

$$F_t = \frac{M_t}{d/2} \quad (3-21)$$

$$F_t = \frac{30,82}{24/(2 \times 1000)} = 2568,64 \text{ N}$$

En donde  $d$  corresponde al diámetro del eje. Además, la presión de contacto está dada por:

$$p = \frac{F_t}{t \times L_{ef}} \quad (3-22)$$

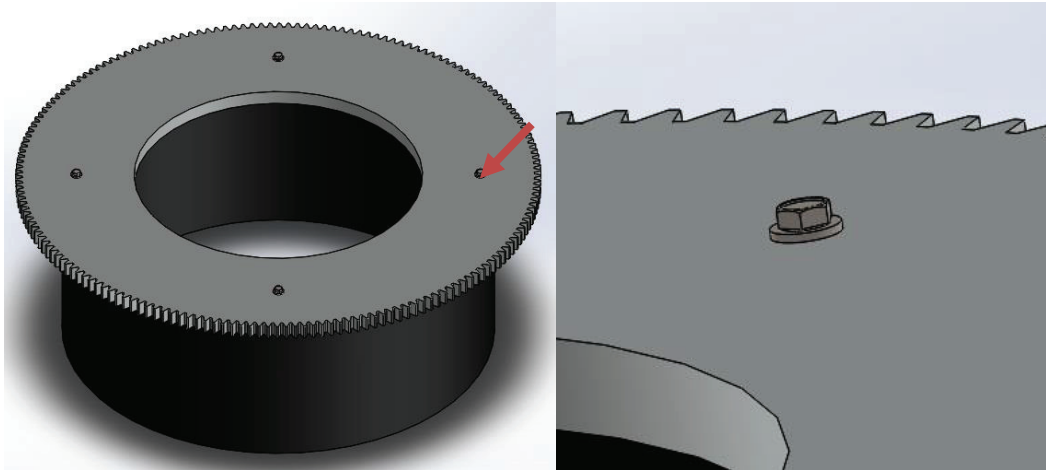
En donde  $t$  se refiere a la longitud que penetra la chaveta en el piñón y  $L_{ef}$  corresponde a la longitud de contacto efectiva de la chaveta que, en este caso, es igual al ancho del piñón. Reemplazando valores se obtiene:

$$p = \frac{2568,64}{4 \times 36} = 17,84 \text{ MPa}$$

La presión admisible del St 50 (material de la chaveta) y del acero AISI 8620 oscilan entre los 90 y 100 MPa, por lo cual se puede concluir que tanto el piñón como la chaveta no fallarán durante su operación.

### 3.6.2 Verificación de tornillos de sujeción del engranaje base

El engranaje base estará fijado a una base mediante tornillos. Estos estarán sometidos a esfuerzos de corte cuando la plataforma se mueva. Para este análisis, también se consideró como instante crítico aquel en donde la plataforma frena bruscamente.



**Figura 3.16** Distribución de los tornillos para la sujeción del engranaje base

Al igual que en la sección 3.4.1, en el instante de carga máxima la plataforma se detiene con una reacción horizontal de 2595,5 N. Esta fuerza se distribuirá entre todos los tornillos que conformen la unión entre el engranaje y la base a la que está fijada.

Para la configuración descrita, se consideró la utilización de cuatro tornillos hexagonales M8 x 60 de grado 8.8 según DIN 931 distribuidos en forma circular tal como lo muestra la Figura 3.16.

La fuerza de corte para cada tornillo está dada por:

$$F_c = \frac{2595,5 \text{ N}}{4} = 648,88 \text{ N}$$

A partir de la ecuación 3-15 se obtiene el esfuerzo cortante para cada tornillo:

$$\tau = \frac{648,88}{\frac{\pi \times 8^2}{4}} = 12,91 \text{ MPa}$$

De la ecuación 3-16 se sabe que:

$$\tau_{adm} = 384 \text{ MPa}$$

En vista de que se cumple que  $\tau \leq \tau_{adm}$ , se puede afirmar que los tornillos no fallarán frente a la carga sometida.

### 3.7 Selección de los servomotores<sup>9</sup>

En vista de que el objetivo de utilizar servomotores es poder controlar los giros de los piñones (y por ende el desplazamiento de las bases de las barras que lograrán que la plataforma superior emule los movimientos de un automóvil), una buena opción son los servomotores DC. Sin embargo, se observó que estos generalmente se venden en presentaciones para bajos torques, los cuales no suplen los requerimientos para este diseño. Por este motivo, se consideró mejor el utilizar servomotores AC (evitar confundir con los motores clásicos AC que tienen un rotor jaula de ardilla y no son muy adecuados para aplicar control de velocidad y posición) de la marca Baldor. Estos son similares a los servomotores DC sin escobillas (rotor de imanes permanentes y estator embobinado), aunque muestran diferencias en el tipo de señal del control.

Los servomotores fueron escogidos tomando en cuenta los análisis anteriormente realizados en referencia a los instantes de carga máxima. La selección se realizó bajo la condición principal de torque máximo, es decir, se escogió un servomotor que pueda entregar un torque que sea capaz de frenar la plataforma, lo cual es aún más crítico que un arranque.

En la sección 3.6, se pudo determinar que el torque más elevado al que podría someterse cada uno de los seis piñones es de 25,22 N-m. Se seleccionó un servomotor que pueda entregar este torque y además evite sobrecalentamientos a las cargas que no sean máximas. Por ello se seleccionó uno de la marca Baldor y serie BSM90N-2150 cuyo desempeño se muestra en la Figura 3.18. El área inferior con sombreado más oscuro es aquella en donde el servomotor puede desempeñarse sin recalentamientos y la superior en donde sí exista este problema. Sin embargo, debido

---

<sup>9</sup> Ver especificaciones de los servomotores en el Anexo B



a las condiciones de trabajo del mecanismo, los servomotores no estarán operando por largos periodos en cargas tan elevadas y no habrá que preocuparse tanto por este problema tal como lo indica el fabricante.

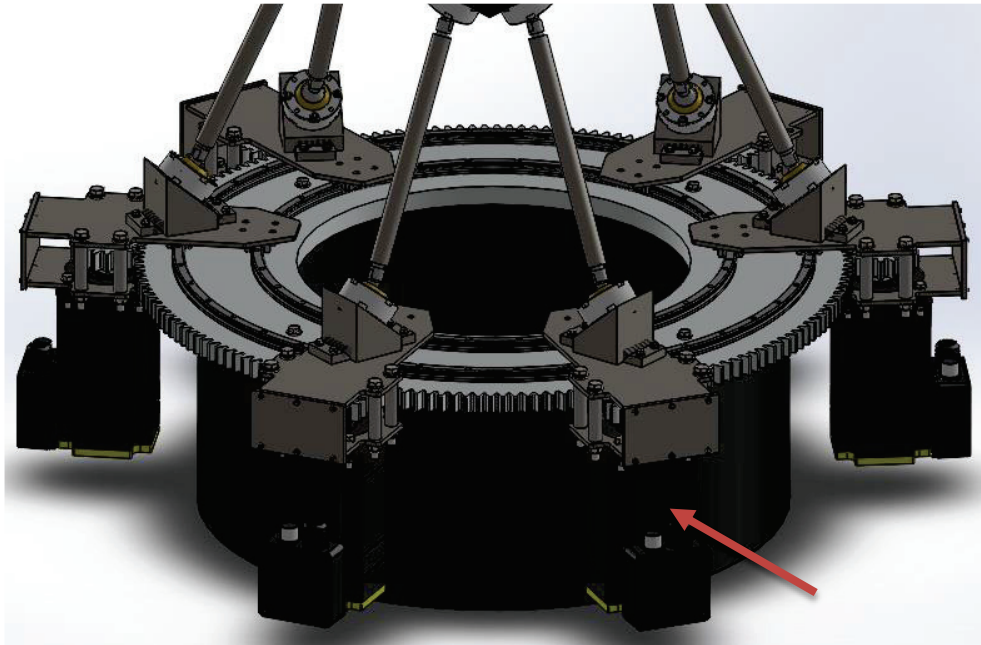


Figura 3.17 Servomotores utilizados en el mecanismo

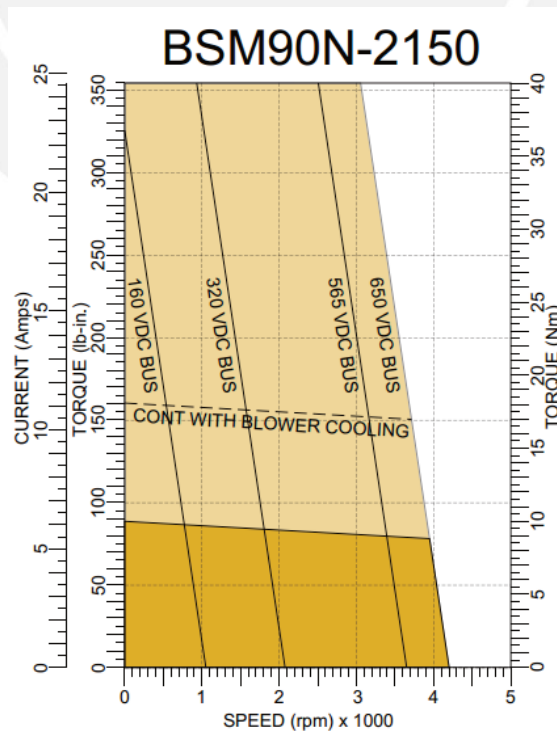


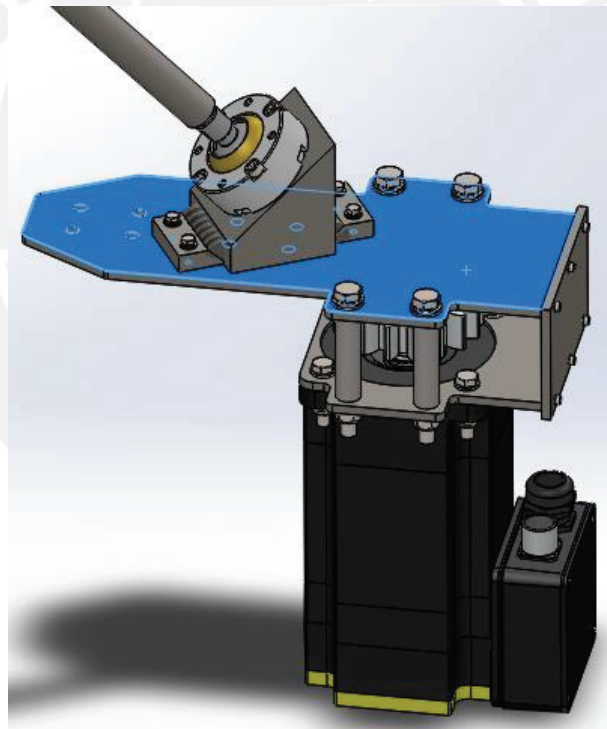
Figura 3.18 Curva de desempeño del servomotor Baldor BSM90N-2150 (Cortesía Baldor)



Estos servomotores también cuentan con un freno para que el motor se mantenga bloqueado cuando la máquina se encuentre apagada. De este modo, las barras de la plataforma se mantendrán en una misma posición cuando el sistema se apague.

### 3.7.1 Sujeción de los servomotores

La Figura 3.19 muestra el sistema de sujeción de los servomotores que también servirá como apoyo para las barras. El giro de los servomotores seleccionados permitirá que, con el giro transmitido a los piñones, estos se trasladen alrededor del engranaje base y con ellos, todo el sistema. Esto permitirá que las bases de las barras también se desplacen, lográndose así los seis grados de libertad de la plataforma superior.

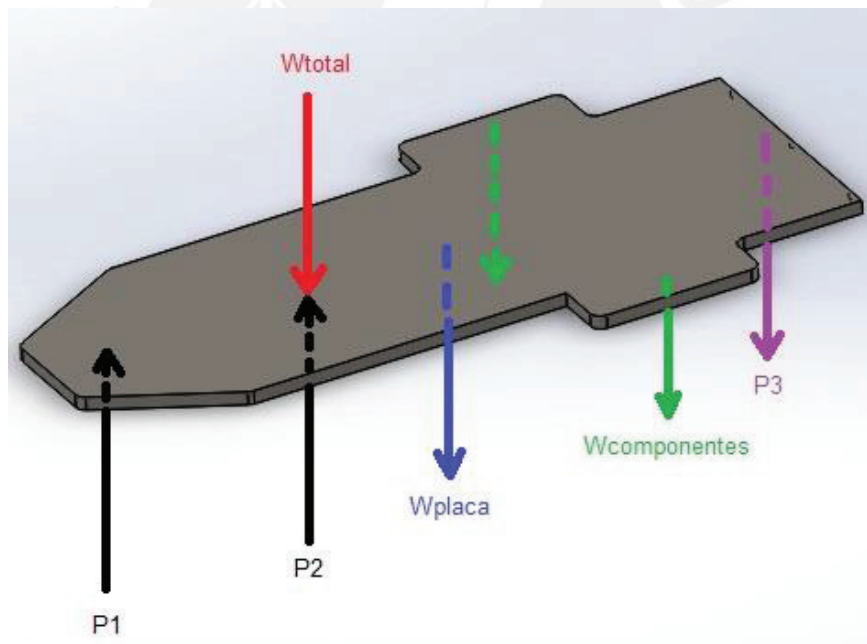


**Figura 3.19** Sujeción de los servomotores

Este sistema consta de tres placas que se unen mediante tornillos y pernos al servomotor y a las bases de las rótulas. Se puede observar que la placa superior (resaltada en azul) es la que soportará la mayor carga, por lo que se procedió a realizar un análisis de esfuerzos para verificar su resistencia y que su deflexión no sea

tan grande como para que el servomotor entre en contacto con la base del mecanismo.

Para poder realizar el análisis de resistencia, primero fue necesario determinar las cargas a las que esta placa está sometida. La Figura 3.20 muestra un esquema de dichas fuerzas. La placa estará atornillada a los puntos 1 y 2 en donde se observan las reacciones  $P_1$  y  $P_2$ , la carga en color rojo  $W_{total}$  está conformada por la fuerza que entrega la barra (calculada previamente) directamente a la placa, incluyendo la fuerza en el frenado de todo el mecanismo y los pesos de la plataforma superior, la barra, la rótula y la base de la rótula.  $W_{placa}$ , mostrado en verde, representa el peso de la placa y, por otro lado,  $W_{componentes}$  representa el peso de todo lo que se encuentra sostenido por la placa como el motor, el piñón y las otras placas. En el extremo derecho, se encuentra  $P_3$ , que representa la reacción en dicho punto por la unión atornillada entre la placa y una pequeña placa vertical.



**Figura 3.20** Esquema de fuerzas a las que está sometida la placa

Con el fin de hacer más sencillo el cálculo, se procedió a simplificar el esquema a un diagrama de cuerpo libre bidimensional con la finalidad de realizar un análisis estático y determinar las reacciones (Ver Figura 3.21). Para simplificar el cálculo, se despreció la fuerza  $P_3$  y se consideró el peso de la placa pequeña que origina esa reacción dentro de  $W_{componentes}$ .

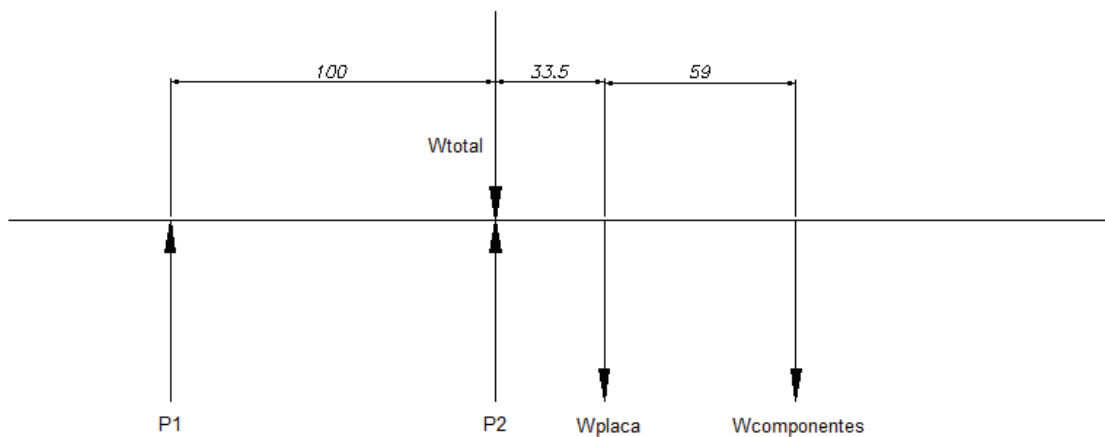


Figura 3.21 Esquema del diagrama de cuerpo libre de la placa

La carga  $W_{total}$  está compuesta por:

$$W_{total} = (m_{base\ r\acute{o}tula\ sup} + m_{barra} + m_{base\ r\acute{o}tula\ inf} + m_{r\acute{o}tulas}) \times 9,81 + F_{barra} \quad (3-23)$$

$$W_{total} = (2,94 + 1 + 4,29 + 2 \times 0,93) \times 9,81 + 855,8$$

$$W_{total} = 955\ N$$

Aplicando  $\sum F$  :

$$P_1 + P_2 - W_{total} - m_{placa}g - m_{componentes}g = 0 \quad (3-24)$$

$$P_1 + P_2 - 955 - 2 \times 9,81 - 15,08 \times 9,81 = 0$$

$$P_1 + P_2 = 1123$$

Aplicando  $\sum M_1$ :

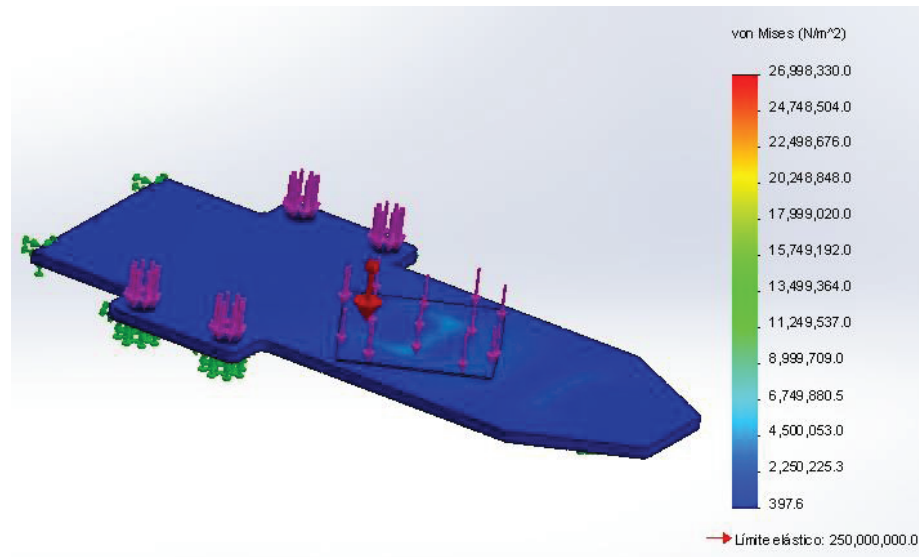
$$-100 \times W_{total} + 100P_2 - 134 \times m_{placa} \times 9,81 - 193 \times m_{componentes} \times 9,81 = 0 \quad (3-25)$$

$$-100 \times 955 + 100P_2 - 134 \times 0,49 \times 9,81 - 193 \times 15,08 \times 9,81 = 0$$

$$P_2 = 1247\ N$$

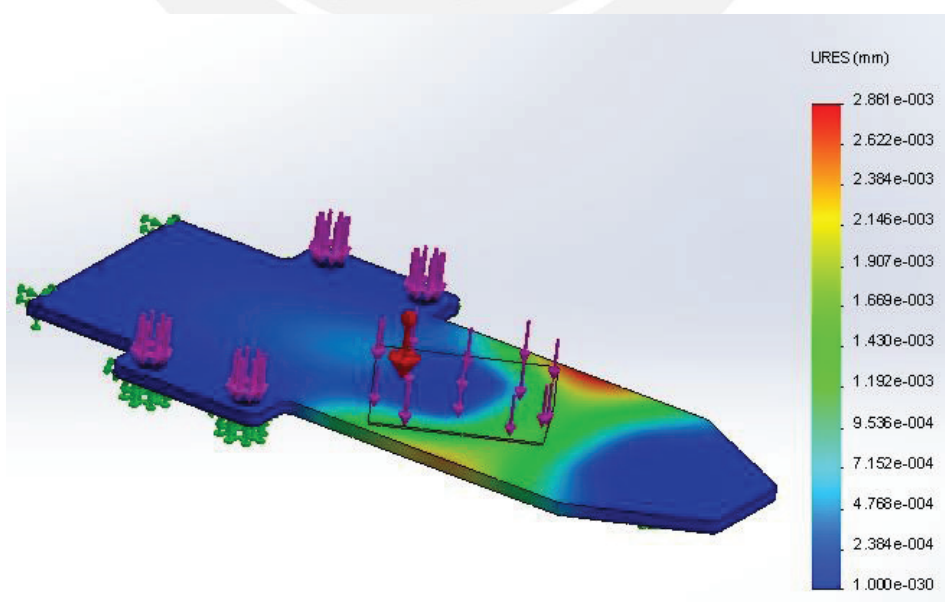
Al reemplazar en 3-24 se obtiene:

$$P_1 = -124\ N$$



**Figura 3.22** Análisis de esfuerzos en la placa de sujeción del servomotor

Una vez conocidas las reacciones, con la ayuda del software COSMOSWorks se realizó el análisis de esfuerzos tal como se muestra en la Figura 3.22. Por los resultados obtenidos, se ve que la placa podrá trabajar sin problemas soportando las cargas a las que se le somete. Del mismo modo, se realizó también un análisis de deformaciones (Figura 3.23). En este resultado se observa que la deformación máxima será mucho menor a 1 mm, por lo que no habría que preocuparse por el hipotético contacto del servomotor y la base del mecanismo.



**Figura 3.23** Análisis de deformación de la placa de sujeción del servomotor

### 3.8 Selección de las guías y bloques deslizantes<sup>10</sup>

Tal y como se mostró en el diseño conceptual del mecanismo paralelo, las bases de las barras de la plataforma serán capaces de deslizarse sobre una guía circular con el fin de que se logren los movimientos. Para ello se pensó en utilizar guías circulares (riel) y unos carros o bloques deslizantes (como los llama el proveedor) que se mueven sobre ella y sobre los cuales se montarán las barras del mecanismo.

Para lograr una adecuada estabilidad en el sistema, se utilizaron dos grupos de rieles de la marca THK y modelos HCR 15A+60/400R y HCR 15A+60/300R de radios internos de 400 mm y 300 mm respectivamente. Estas incluyen los bloques que se deslizan sobre ellos. En el sistema mostrado en la Figura 3.24 se puede observar la manera en cómo se instalan sobre el engranaje base para permitir el desplazamiento de las barras.



Figura 3.24 Rieles y bloques deslizantes

La selección de estos componentes se dio por dos requerimientos. El primero fue la selección según el diámetro requerido de la circunferencia sobre la cual las barras deslizarán. Según el diseño conceptual, esta circunferencia debe ser de 800 mm de

<sup>10</sup> Ver especificaciones de las guías y bloques deslizantes en el Anexo C

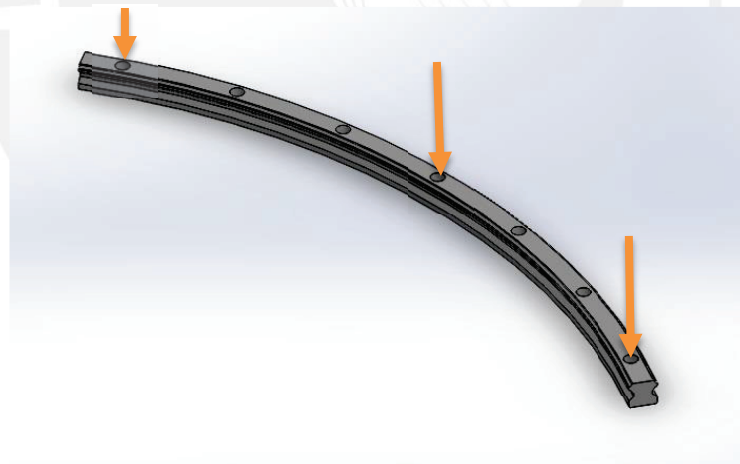


diámetro, por lo que se seleccionó la guía más grande con estas dimensiones y la otra al valor inferior más cercano. El segundo factor se refirió a las cargas a las que son sometidas. Las fuerzas  $P_1$  y  $P_2$  obtenidas en la sección 3.7.1 son las que soportarán los bloques. En el punto 2 la carga puede llegar hasta los 1,2 kN; sin embargo, según el catálogo brindado por el fabricante (ver anexo C), estas pueden soportar cargas de hasta 13,5 kN, lo cual ayuda a concluir que las guías y los bloques operarán sin inconvenientes.

Los rieles vienen en arcos, por lo que se requieren seis de cada tipo de riel para completar la circunferencia requerida. Cada uno de ellos irá atornillado al engranaje base.

### 3.8.1 Verificación de tornillos entre los rieles y el engranaje base

Cada uno de los rieles seleccionados tendrá tres tornillos para ser fijados al engranaje base. Se colocará tornillo a cada extremo y uno al centro como lo indica la Figura 3.25.



**Figura 3.25** Distribución de tornillos en los rieles circulares

Los tornillos que unen las guías al engranaje también están sometidos a esfuerzos de corte al igual que los anteriormente analizados. Se conoce por las verificaciones de los demás tornillos analizados anteriormente que la carga horizontal que reciban los rieles será también de 2595,5 N.



Se consideró el uso de 36 tornillos (3 tornillos por cada riel) de cabeza hueca hexagonal M4 x 20 de grado 5.8 según DIN 912. Por lo tanto, la fuerza de corte para cada tornillo está definida por:

$$F_c = \frac{2595,5 \text{ N}}{36} = 72,1 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante para cada tornillo según la ecuación (3-15)

$$\tau = \frac{72,1}{\frac{\pi \times 4^2}{4}} = 5,74 \text{ MPa}$$

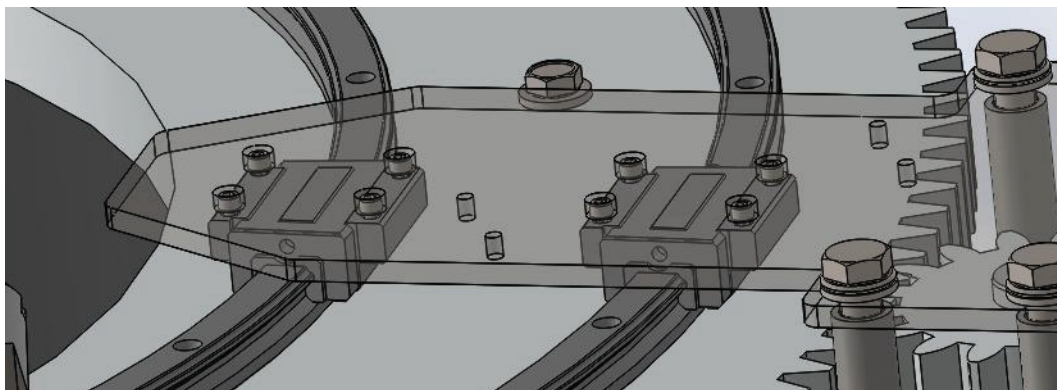
Se conoce por la ecuación (3-16) que:

$$\tau_{adm} = \frac{0,5 \times 800}{1,25} = 320 \text{ MPa}$$

En vista de que se cumple que  $\tau \leq \tau_{adm}$ , se puede afirmar que los tornillos no fallarán frente a la carga sometida.

### 3.8.2 Unión atornillada entre los bloques deslizantes y la sujeción de los servomotores

Los bloques deslizantes irán atornillados a la placa de la sujeción de los servomotores tal como lo indica la Figura 3.26.



**Figura 3.26** Tornillos para unión entre la placa de sujeción de los servomotores y los bloques deslizantes

Para esta unión se usaron tornillos de cabeza hueca hexagonal M4 de grado 8.8 según DIN 912. En vista de que los bloques deslizan sobre los rieles circulares, no es necesario realizar un análisis de resistencia para esfuerzos de corte sobre los tornillos.

### 3.8 Plataforma base

La plataforma base servirá como soporte para todo el mecanismo. Sobre ella irán posicionados todos los componentes del sistema. Tiene la forma de un cilindro hueco de diámetros exterior e interior de 750 y 650 mm respectivamente. De esta forma, tiene el espacio necesario para los equipos electrónicos a utilizar para el control del movimiento de la plataforma. El material a utilizar será un acero ASTM A36 fabricado a partir de una placa de 50 mm rolada y finalmente soldada (SMAW) para darle la forma cilíndrica que se requiere.

Se estima que la plataforma base estará sometida a aproximadamente 7 kN al sumar las cargas y pesos de todos los componentes del mecanismo. Por lo tanto, el esfuerzo sobre la base está dado por:

$$\sigma = \frac{7000 \text{ N}}{109955,74 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 63,66 \text{ kPa}$$

Este esfuerzo es relativamente bajo, por lo cual no causará problemas de aplastamiento ni deformaciones en la base de la plataforma fija.

Para poder cerciorar este resultado, se utilizó un análisis por elementos finitos para la verificación. En la Figura 3.27 un análisis de esfuerzos realizado mediante la ayuda del software COSMOSWorks. Se realizó la simulación aplicando la fuerza de 7 kN y se observa que se genera un esfuerzo que se encuentra bastante alejado del límite elástico del material, por lo que se concluye que la plataforma no fallará por aplastamiento ni por compresión frente a las cargas a las que estará sometida.

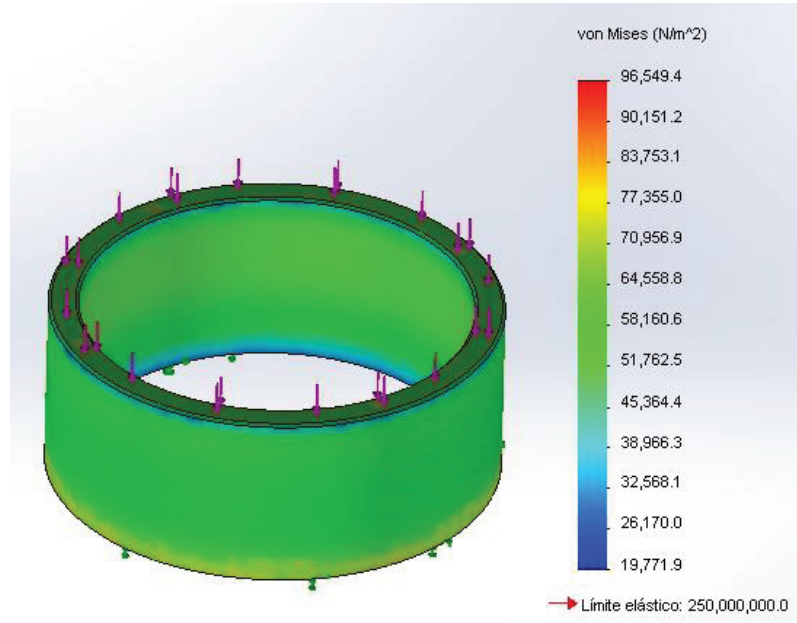
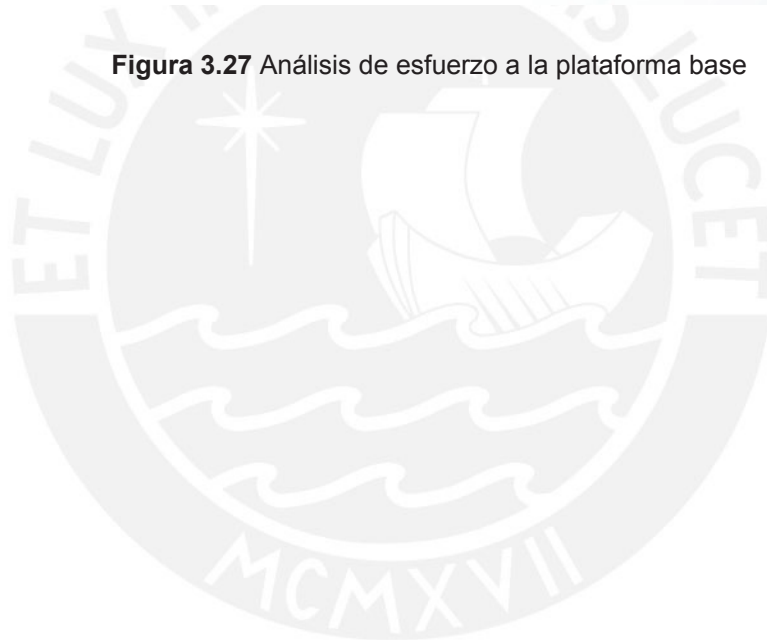


Figura 3.27 Análisis de esfuerzo a la plataforma base



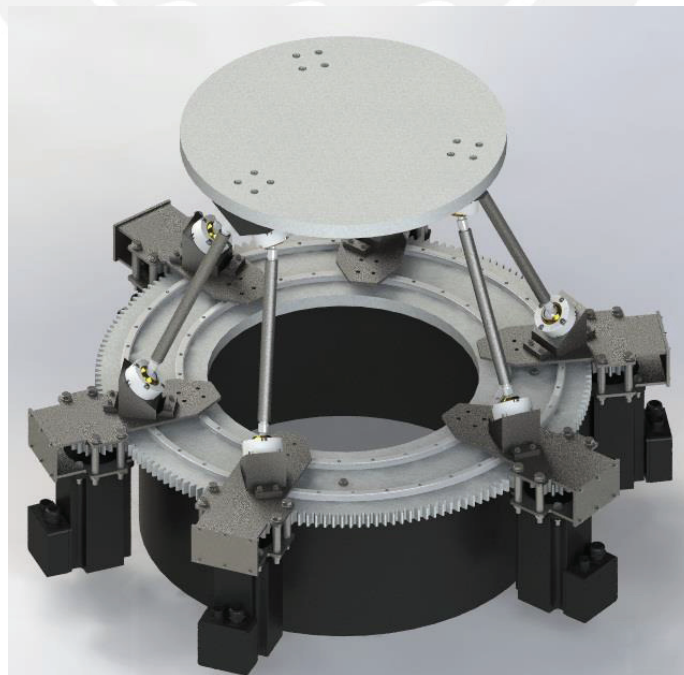
## CAPÍTULO 4

### PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

En el presente capítulo se presentan las listas de planos de ensamble y despiece del mecanismo a diseñar. Además, se muestra una estimación de los costos de diseño y fabricación del mismo.

#### 4.1 Lista de planos

En las Tablas 4.1 y 4.2 se presentan las listas de planos de ensamble y despiece de los componentes del mecanismo diseñado (ver Figura 4.1).



**Figura 4.1** Mecanismo ensamblado

**Tabla 4.1** Lista de planos de ensamble

Planos de ensamble			
Ítem	Código	Descripción	Formato de lámina
1	PE-01	Ensamble Mecanismo Paralelo	A-1

**Tabla 4.2** Lista de planos de despiece

Planos de despiece			
Ítem	Código	Descripción	Formato de lámina
1	PD-01	Base de la plataforma	A-3
2	PD-02	Engranaje base	A-3
10	PD-03	Piñón	A-4
11	PD-04	Placa sujeción servomotor 01	A-3
12	PD-05	Placa sujeción servomotor 02	A-4
13	PD-06	Placa sujeción servomotor 03	A-3
24	PD-07	Soporte rótula inferior	A-3
31	PD-08	Barra de sección circular	A-4
32	PD-09	Soporte rótula superior	A-3
33	PD-10	Plataforma móvil	A-3

## 4.2 Estimación de costos

Para la estimación de costos, se tomaron en cuenta los gastos de diseño del mecanismo y los de fabricación y ensamble.

Con el fin de obtener los costos de diseño, se tomaron en cuenta los costos que significaron la investigación sobre el tema, el análisis y estudio hasta lograr una solución óptima, así como también el costo del desarrollo de dicha solución logrado mediante análisis, cálculos y toda la ingeniería necesaria. De igual forma, se consideraron los costos de la elaboración de los planos.

En el caso de los costos de fabricación y ensamble, se consideró el precio de todos los componentes a utilizar. Esto incluye la fabricación de los que lo requieran, así como el costo y gastos de envío de aquellos que fueron seleccionados de algún proveedor en el extranjero (como el caso de las rótulas y los servomotores). También se consideró en este grupo el costo por el ensamble y además el zincado para los componentes que lo requieran con el fin de evitar la corrosión. Los costos para el transporte de los materiales, recojo de componentes, etc., también han sido tomados en cuenta.

La Tabla 4.3 muestra un detalle del costo de todos los componentes a utilizar en el diseño. Estos se obtuvieron de metalmecánicas, catálogos por internet y por contacto con los proveedores en el extranjero (para el caso de las rótulas)

**Tabla 4.3** Estimación de costos de los componentes

Ítem	Plano	Descripción	Material	Norma	Precio unitario	Cantidad	Precio total
1	PD-01	Base de la plataforma	ASTM A36		S/. 1,540.00	1	S/. 1,540.00
2	PD-02	Engranaje base cilíndrico M5 Z180	AISI 8620		S/. 1,200.00	1	S/. 1,200.00
3		Tornillo de cabeza hexagonal M8 x 60	8.8	DIN 931	S/. 0.50	4	S/. 2.00
4		Arandela plana 8.4	St	DIN 125	S/. 0.30	32	S/. 9.60
5		Riel HCR 15A+60/400R			S/. 550.00	6	S/. 3,300.00
6		Riel HCR 15A+60/300R			S/. 510.00	6	S/. 3,060.00
7		Tornillo de cabeza hueca hexagonal M4 x 20	8.8	DIN 912	S/. 0.50	36	S/. 18.00
8		Servomotor BSM90N-2150			S/. 6,570.00	6	S/. 39,420.00
9		ChaveZta A8 x 7 x 36	St 50	DIN 6885	S/. 10.00	6	S/. 60.00
10	PD-03	Piñón	AISI 8620	DIN 3960	S/. 300.00	6	S/. 1,800.00
11	PD-04	Placa sujeción servomotor 01	ASTM A36		S/. 220.00	6	S/. 1,320.00
12	PD-05	Placa sujeción servomotor 02	ASTM A36		S/. 180.00	6	S/. 1,080.00
13	PD-06	Placa sujeción servomotor 03	ASTM A36		S/. 420.00	6	S/. 2,520.00
14		Tornillo de cabeza hexagonal M10 x 100	8.8	DIN 931	S/. 0.80	24	S/. 19.20
15		Arandela plana 10.5	St	DIN 125	S/. 0.30	48	S/. 14.40
16		Arandela de presión 9.3	AISI 1045	DIN 6905	S/. 0.50	24	S/. 12.00
17		Tuerca hexagonal M10	8	DIN 934	S/. 0.50	24	S/. 12.00
18		Tornillo de cabeza hexagonal M8 x 40	8.8	DIN 931	S/. 0.80	24	S/. 19.20
19		Tuerca hexagonal M8	8.8	DIN 934	S/. 0.50	24	S/. 12.00
20		Tubo 1/8" x 63 Sch. 40	ASTM A53		S/. 50.00	24	S/. 1,200.00
21		Tornillo de cabeza hexagonal M3 x 12	5.8	DIN 912	S/. 0.50	36	S/. 18.00
22		Arandela plana 3.2	St	DIN 125	S/. 0.30	36	S/. 10.80
23		Tornillo de cabeza hueca hexagonal M4 x 16	8.8	DIN 912	S/. 0.50	48	S/. 24.00
24	PD-07	SopORTE rótula inferior	ASTM A27		S/. 520.00	6	S/. 3,120.00
25		Tornillo de cabeza hexagonal M5 x 30	8.8	DIN 912	S/. 0.50	24	S/. 12.00
26		Arandela plana 5.3	St	DIN 125	S/. 0.30	60	S/. 18.00
27		Arandela de presión 4.55	AISI 1045	DIN 6905	S/. 0.50	36	S/. 18.00
28		Tuerca hexagonal M5	5.8	DIN 934	S/. 0.50	24	S/. 12.00
29		Rótula Hephaist Seiko SRJ024C-P			S/. 400.00	12	S/. 4,800.00
30		Tornillo de cabeza hueca hexagonal M6 x 35	8.8	DIN 912	S/. 0.50	48	S/. 24.00
31	PD-08	Barras	SAE 1045		S/. 50.00	6	S/. 300.00
32	PD-09	SopORTE rótula superior	ASTM A 27		S/. 240.00	3	S/. 720.00
33	PD-10	Plataforma móvil	AA 6063		S/. 900.00	1	S/. 900.00
34		Tornillo de cabeza hexagonal M5 x 45	8.8	DIN 931	S/. 0.50	12	S/. 6.00
<b>TOTAL</b>							S/. 66,595.20



La Tabla 4.4 muestra el detalle de los costos de diseño del mecanismo, así como también los costos de fabricación y ensamble. Ambos suman el costo total proyecto.

**Tabla 4.4** Detalle del costo del proyecto

<b>Diseño del mecanismo</b>		<b>S/. 20,000.00</b>
1	Investigación	S/. 2,000.00
2	Solución Óptima	S/. 5,000.00
3	Diseño de la solución óptima	S/. 8,000.00
4	Elaboración de planos	S/. 5,000.00
<b>Fabricación y ensamble</b>		<b>S/. 72,595.20</b>
1	Componentes	S/. 66,595.20
2	Ensamble	S/. 4,000.00
3	Transporte de materiales	S/. 1,000.00
4	Pavonado y zincado	S/. 1,000.00
<b>Costos imprevistos</b>		<b>S/. 1,500.00</b>
<b>Costo total</b>		<b>S/. 94,095.20</b>

Es importante señalar que la estimación del costo total del proyecto no incluye los componentes del sistema de control ni la ingeniería electrónica asociada. Solo se ha considerado el costo de los servomotores a utilizar.

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

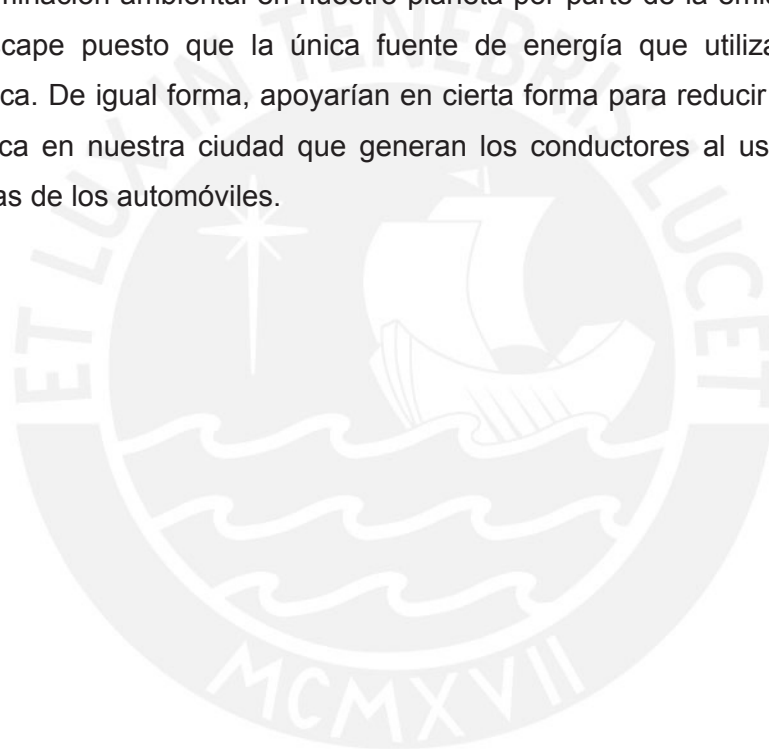
- El mecanismo presentado en este trabajo es un diseño preliminar de un mecanismo tipo plataforma de seis grados de libertad para un simulador de manejo. Por este motivo, un futuro análisis exhaustivo del espacio de trabajo ayudará a determinar las interferencias existentes e incrementar el espacio de trabajo.
- Un análisis de simulación dinámica a futuro podrá ayudar a determinar las cargas a las que se somete a los componentes del mecanismo en diversas posiciones, por lo cual se podrá optimizar el diseño del mismo mediante el diseño con cargas inerciales y estáticas más exactas.
- Este trabajo se centra en el diseño mecánico de la plataforma para un simulador, por lo que el diseño del sistema de control que ayudará automatizar el mecanismo para emular los movimientos de un automóvil será materia de un futuro trabajo de investigación.
- A diferencia de los mecanismos paralelos que comúnmente se utilizan en los simuladores de automóviles, como por ejemplo las plataformas Stewart Gough, este mecanismo cuenta con barras de longitud constante en vez de actuadores lineales. Además, las bases de dichas barras no son fijas, sino que deslizan sobre rieles circulares. De esta forma, el movimiento de rotación se realiza con mayor facilidad y el espacio de trabajo se incrementa hasta 1.6 veces.
- El espacio de trabajo del que se partió para el diseño del mecanismo se tomó de trabajos pasados que analizaron este tipo de mecanismo paralelos giratorios.

## CONCLUSIONES

- El mecanismo paralelo de seis grados de libertad del tipo plataforma y apoyo móvil diseñado en este trabajo cumple con los requerimientos solicitados para emular los movimientos de un automóvil al soportar una carga de hasta 250 kg. Por este motivo, se puede decir que se cumplió con el objetivo principal del presente tema de tesis.
- Se logró la estimación de costos deseada para el diseño, fabricación y ensamble del mecanismo paralelo en donde se incluye: el costo de los materiales, el mecanizado de los mismos, el precio de los componentes seleccionados y el envío a nuestro país en el caso de aquellos que se venden solamente en el extranjero.
- Según el análisis de movilidad realizado al mecanismo a diseñar, utilizando la ecuación de Grübler se concluye que este cumple con los seis grados de libertad necesarios para este tipo de simulador.
- De acuerdo a lo investigado, se puede concluir que este tipo de plataformas con apoyo móvil y barras de longitud constante, no limitan su aplicación solamente a los simuladores, sino también a diversas aplicaciones como la biomecánica, manufactura, etc. Por este motivo, este tema de tesis puede servir como base para un futuro trabajo con una aplicación diferente que pueda aprovechar los movimientos y el espacio de trabajo que este mecanismo ofrece.
- En vista de la coyuntura política de nuestra ciudad, las escuelas de manejo tienen cada vez mayores dificultades de funcionamiento por las normativas que ha emitido el Ministerio de Transportes y Comunicaciones. Tal es el caso de que se exige a los nuevos centros de instrucción que tengan un circuito propio de manejo en donde puedan impartir sus clases tal como lo menciona la Resolución Directorial 3634-2013-MTC. Esta norma tiene ciertos vacíos legales y su implementación se ha complicado; sin embargo, de implementarse completamente, podría hacerse que el entrenamiento de los conductores sea cada vez más irreal pues dichos circuitos no contarían con las verdaderas dificultades de las calles de nuestra capital. Por este motivo, se concluye que la

iniciativa de utilizar simuladores en las escuelas de manejo, lograría entrenamientos más eficientes, y una respuesta para el cumplimiento de la ley.

- Una de las razones por las que se impulsa el tema de este trabajo, es para evitar los accidentes de tránsito por la responsabilidad de los inexperimentados conductores que se encuentran en proceso de aprendizaje. El uso de estos mecanismos como alternativa para la instrucción de manejo es una solución a dicho problema.
- El uso de estos mecanismos también es una alternativa para reducir la contaminación ambiental en nuestro planeta por parte de la emisión de los gases de escape puesto que la única fuente de energía que utilizan es la energía eléctrica. De igual forma, apoyarían en cierta forma para reducir la contaminación acústica en nuestra ciudad que generan los conductores al usar en exceso las bocinas de los automóviles.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] MACHO, Marta. *¿Qué es la Topología?* Material de enseñanza. 2002. Gipuzkoa: Universidad del País Vasco- Euskal Herriko Unibertsitatea. Consulta: 29 de mayo del 2013.  
<<http://www.ehu.es/~mtwmastm/sigma20.pdf>>
- [2] CALERO, Roque y CARTA José Antonio. *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. Madrid: McGraw Hill, 1999.
- [3] BARRIENTOS, Antonio; PEÑÍN, Luis; BALAGUER Carlos; ARACIL, Rafael. *Fundamentos de robótica*. Primera edición. Madrid: McGraw-Hill, 1997.
- [4] SU, Haijun; DIETMATER Peter y J.M. MCCARTHY. *Trajectory Planning for Constrained Parallel Manipulators*. Laboratory for the Analysis and Synthesis of Spatial Movement. 2002. Irvine: University of California. Consulta: 1 de mayo del 2013.  
<<http://synthetica.eng.uci.edu/~michaelmccarthy/Papers/J44CRSAnalysis.pdf>>
- [5] CISNEROS, Rafael. *Modelo Matemático de un Robot Paralelo de Seis Grados de Libertad*. Tesis de Licenciatura en Ingeniería en Electrónica y Computadoras. 2006. Puebla: Universidad de las Américas Puebla. Consulta: 26 de abril del 2013.  
<[http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lep/cisneros\\_l\\_r/resumen.html](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lep/cisneros_l_r/resumen.html)>
- [6] ARACIL, Rafael, SALTARÉN, Roque, SABATER, José María y Óscar REINOSO. "Robots Paralelos: Máquinas con un pasado para una robótica del futuro". *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*. 2006. Madrid, volumen 3, número 1. Consulta: 17 de abril del 2013.  
<<http://arvc.umh.es/documentos/articulos/RIAI%202006.pdf>>
- [7] BONEV, Ilian. "The True Origins of Parallel Robots". *ParalleMIC – the Parallel Mechanism Information Center*. Montreal: Enero. 2003. Consulta: 17 de abril del 2013.  
<<http://www.parallemic.org/Reviews/Review007.html>>