

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN MECANISMO PARA RECREAR LA LEVITACIÓN MATRIX

Trabajo de graduación presentado por José Rodrigo Montes Ramírez para optar al
grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2015

**DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN MECANISMO PARA
RECREAR LA LEVITACIÓN MATRIX**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería

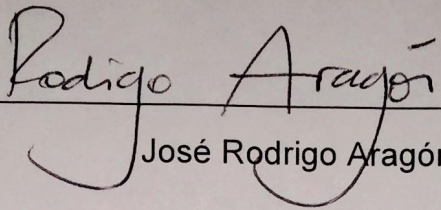


DISEÑO Y MANUFACTURA DE UN MECANISMO PARA RECREAR LA LEVITACIÓN MATRIX

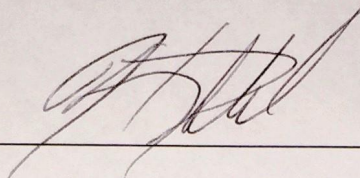
Trabajo de graduación presentado por José Rodrigo Montes Ramírez para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2015

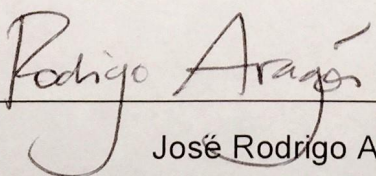
Vo.Bo.:

(f) 
José Rodrigo Aragón

Tribunal examinador:

(f) 
Ing. Víctor Hugo Ayerdi

(f) 
Ing. Raúl Loarca

(f) 
José Rodrigo Aragón

Fecha de aprobación: Guatemala, 2 de junio de 2015

Prefacio

La razón por la cual decidí realizar este proyecto como trabajo de graduación es mi afinidad por el diseño de mecanismos y el ilusionismo. También por el deseo de realizar un análisis a fondo de un diseño realizado de principio a fin por mí, y obtener el mecanismo físico para utilizarlo en mi vida profesional como ilusionista.

Quiero agradecer al Ing. Rodrigo Aragón por aceptar ser mi asesor del proyecto de graduación y haberme dedicado el tiempo necesario para encausar todo el trabajo en la dirección correcta. Además, quiero agradecer a los ingenieros, Alejandro Ful, Sofía Fernández Grotewold, Andrés Chang, Eric Jacobs y Juan Carlos Gramajo por haber aportado sus conocimientos y herramientas los cuales me fueron de gran utilidad para poder llevar a cabo todo el proyecto. Y finalmente, pero no menos importante, a Dios y mi familia por el apoyo incondicional que me brindaron todo el tiempo.

Índice

Prefacio	VI
Listado de cuadros	IX
Listado de figuras	X
Listado de ecuaciones.....	XI
Resumen	XII
I. Introducción	1
II. Justificación	2
III. Objetivos	3
A. Objetivo general	3
B. Objetivos específicos	3
IV. Antecedentes.....	4
V. Metodología.....	7
A. Definición del problema	8
B. Requisitos	8
C. Análisis de materiales	9
D. Criterios de diseño	10
1. Cargas.	10
2. Factor de seguridad.....	11
VI. Análisis y cálculos	13
E. Diseño del mecanismo.....	13
1. Barra superior	17
2. Barra inferior	23
3. Pasador.....	28
4. Tope	31
5. Sujetador inferior.....	33
6. Tornillo	34
VII. Evaluación de seguridad	37
VIII. Análisis y resultados.....	38
IX. Discusión.....	39
X. Conclusiones	41

XI.	Recomendaciones.....	42
XII.	Bibliografía	43
XIII.	Anexos	44

Listado de cuadros

Tabla 1 Análisis de materiales.....	9
Tabla 2 Ponderación de criterios.....	10
Tabla 3 Matriz de decisión.....	10
Tabla 4 Factor de seguridad.....	12
Tabla 5 Ejemplo: Determinación de centro de gravedad.....	15
Tabla 6 Determinación de centro de gravedad en posición de trabajo.....	17
Tabla 7 Coordenadas de centro de gravedad	17
Tabla 8 Dimensiones de roscas estándar	35
Tabla 9 Medidas finales de mecanismo	38
Tabla 10 Peso del mecanismo	38

Listado de figuras

Figura 1	Diseño experimental.....	5
Figura 2	Partes de mecanismo matrix.....	7
Figura 3	Carga aplicada	11
Figura 4	Posición de trabajo.....	13
Figura 5	Localización de centro de gravedad cuerpo humano	14
Figura 6	Ejemplo: Determinación de centro de gravedad	15
Figura 7	Diagrama para la Evaluación del Centroide Plano X-Z	16
Figura 8	Diagrama para la Evaluación del Centroide Plano X-Y	16
Figura 9	Barra superior.	17
Figura 10	Diagrama de cuerpo libre traslación del peso	18
Figura 11	Dimensiones barra superior (pulgadas)	19
Figura 12	Puntos críticos barra superior	19
Figura 13	Plano de esfuerzos barra superior	20
Figura 14	Barra inferior	23
Figura 15	Diagrama de cuerpo libre para la columna.....	23
Figura 16	Pasador.....	28
Figura 17	Barra superior	29
Figura 18	Diagrama de cuerpo libre reacción del pasador.....	29
Figura 19	Diagrama de cuerpo libre del pasador	30
Figura 20	Tope.....	31
Figura 21	Área de aplicación del cordón de soldadura en el tope.....	32
Figura 22	Diagrama de cuerpo libre tope	32
Figura 23	Sujetador inferior.....	33
Figura 24	Diagrama para determinar fuerza aplicada en el tornillo	34

Listado de ecuaciones

Ecuación No. 1	Relación de esbeltez real	24
Ecuación No. 2	Radio de giro	24
Ecuación No. 3	Momento de inercia columna	24
Ecuación No. 4	Área transversal de columna.....	25
Ecuación No. 5	Longitud efectiva para una columna	25
Ecuación No. 6	Relación de esbeltez de transición.....	25
Ecuación No. 7	Ecuación de Euler	26
Ecuación No. 8	Esfuerzo principal en columna	27
Ecuación No. 9	Esfuerzo de corte pasador	28
Ecuación No. 10	Área pasador de la bisagra	28
Ecuación No. 11	Esfuerzo principal para el pasador.....	28
Ecuación No. 12	Esfuerzo de trabajo en el tope	31
Ecuación No. 13	Área unión de soldadura tope	32

Resumen

Levitar es el efecto en el cual un cuerpo u objeto se encuentra suspendido en el aire; existen muchos tipos de levitación por ejemplo la levitación matrix, en la cual una persona aparenta estar sentada sin soporte alguno. De todas las disciplinas del ilusionismo, la levitación es la rama que más causa impacto en las personas. Por esta razón el presente proyecto tiene el propósito de diseñar y manufacturar un mecanismo para recrear dicha ilusión.

Este trabajo es un mecanismo que consta de cinco piezas unidas para poder soportar el peso de una persona de 205 libras como mínimo. El mecanismo se utiliza en la pierna derecha del usuario. El mecanismo soporta al usuario en una posición en la cual aparenta estar sentada. Para realizar el diseño se manufacturó un mecanismo de forma empírica. Este fue útil para poder determinar geometría y aspectos de comodidad. Primero se realizó un análisis para dimensionar el mecanismo y luego se realizó un segundo análisis para corroborar que las dimensiones eran adecuadas.

Luego de haber realizado los cálculos pertinentes, se procedió a manufacturar el mecanismo tomando en cuenta análisis de materiales, análisis de carga y requisitos de diseño. Para determinar si el mecanismo cumplía con los requisitos establecidos, se realizaron una serie de pruebas en las que se utilizó el mecanismo en distintas posiciones. Como resultado de las pruebas el mecanismo logro soportar a una persona de 205 libras de peso de manera cómoda y segura. En el siguiente trabajo se observa el procedimiento.

I. Introducción

Si usted está leyendo esto ahora, es porque ha decidido enfocar al menos uno de sus sentidos en el contenido de este texto. Al menos uno, porque es probable que tenga como sonido de fondo el ruido del tráfico por la ventana, una conversación lejana o el sonido de los cubiertos en el lavaplatos de algún café. De esta forma, usted está teniendo una experiencia distinta a la de cualquier otra persona en el planeta, aunque alguien más esté leyendo esta misma oración, su entorno y experiencias previas, están absorbiendo las palabras de una manera distinta. Así como este momento sin igual, la vida de cada uno de nosotros se forma por incontables experiencias únicas; que nos definen y nos programan para reaccionar ante distintas situaciones.

La magia es la unión de estos estímulos, estructurados de una manera efectiva, para dar la ilusión de romper las leyes fundamentales de la ciencia, con el único fin de ofrecer asombro y entretenimiento al espectador; pero no siempre es un mago el causante de las ilusiones. Nos asombramos a diario con las cosas que aún no podemos explicar o al menos no de una forma tan obvia; y estas emociones son necesarias para que nuestro cerebro produzca los elementos necesarios para mantenernos felices.

Mientras que los niños tienen esa dosis de asombro en todo momento, porque ellos tienen experiencias nuevas cada día, en los adultos es distinto. Un niño puede asombrarse con la ilusión más simple, porque es algo que nunca ha experimentado y por lo tanto no tiene conocimiento concreto de las leyes físicas que están involucradas; por lo mismo, muchas veces un efecto es contraproducente, porque no se percibe el nivel de destreza que se requiere y pasa desapercibido.

Con los adultos es totalmente inverso, porque saben que se pueden lograr muchos efectos por medio de tecnología, pero se aprecia más la elocuencia, la creatividad y la destreza. Es por eso que nace esta ilusión. Es una suspensión que no tiene a simple vista una explicación que resalte.

En el siguiente trabajo se realiza el diseño y manufactura de una suspensión llamada "Levitación Matrix". Esto con el fin de unificar dos pasiones, la prestidigitación y la Ingeniería.

II. Justificación

El proyecto de la levitación matrix surgió como una iniciativa de unificar los conocimientos de la Ingeniería Mecánica y aplicarlos al arte del ilusionismo. Esto con el fin de demostrar una aplicación distinta de los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica.

Actualmente en Guatemala el campo de la magia tiene menos de 50 años de existir. Por esta razón no se tiene mucho conocimiento acerca de ilusiones o inclusive de este arte. Este proyecto se realiza con el fin de contribuir con el desarrollo de nuevas ilusiones en Guatemala. También representa una fuente de consulta adicional para proyectos de diseño.

III. Objetivos

A. Objetivo general

1. Diseñar y manufacturar un mecanismo para recrear la levitación matrix capaz de soportar a una persona de 205 libras de peso de manera cómoda y segura.

B. Objetivos específicos

1. Determinar las cargas que actúan sobre el mecanismo Matrix al ser utilizado por una persona de 205 libras de peso.
2. Determinar los materiales adecuados con base en la disponibilidad y resistencia.
3. Elaborar un manual para el usuario que le permita la utilización de forma segura.

IV. Antecedentes

La prestidigitación también conocida como magia no es más que el arte del engaño, es una combinación de habilidades para crear algo imposible a los ojos del espectador. El arte de la prestidigitación es uno de los artes más antiguos que existen. El ser humano por naturaleza es curioso, y siempre ha intentado comprender lo que sucede a su alrededor. Cuando el ser humano no entiende que está sucediendo a su alrededor, se asombra. Es por esto que, de acuerdo a varios ilusionistas, a todas las personas les gusta ser engañadas. Muchos confunden el engaño a la mente con un engaño a las personas, ya que estas habilidades se pueden utilizar de una manera incorrecta. (Almond, 2011)

La definición de levitar según Cyril Takayama el cual es uno de los máximos exponentes en esta arte dice que no es más que hacer flotar un objeto sin tener contacto físico con otro objeto. (Blaine, Garner, & Takayama, 2013)

Michael Jackson en 1987 con el lanzamiento de una canción llamada "Smooth Criminal" realizó un efecto en donde él se inclina hacia adelante de manera "imposible". Este efecto llamado "lean" fue realizado en su video con cables, pero durante la gira de su álbum logró fabricar un mecanismo para realizar dicha ilusión. Este mecanismo fue patentado por Michael Jackson y contiene un número de publicación el cual es: US5255452A y la fecha de publicación fue el 29 de junio de 1992. (Triumph International, 1992)

Años después Cyril Takayama utilizó el mecanismo de Michael Jackson y lo modificó para crear lo que hoy en día se conoce como levitación Matrix. No se sabe por qué le llamo levitación Matrix ya que en este caso se tiene contacto con el suelo por lo que se le debería llamar una suspensión. (Blaine, Garner, & Takayama, 2013)

Actualmente este mecanismo se vende en línea en cualquier tienda de magia con un costo de \$2500.00 sin impuestos. (China Magic, 2008). A continuación se presenta un mecanismo creado de manera experimental el cual se utilizó para proponer el mecanismo final.

Se realizó un mecanismo de forma empírica para poder tomar en cuenta aspectos de seguridad y geometría, entre otros. A continuación se muestran imágenes del mecanismo.

Figura 1 Diseño experimental



En la Ilustración 1 se puede observar un diseño experimental realizado sin ningún tipo de cálculos. Este diseño fue manufacturado con un tubo metálico de sección rectangular el cual falló debido a un cambio drástico en la sección inferior. Esto se puede apreciar en la fotografía derecha de la Ilustración 1. El tubo tenía un perfil rectangular de 2 x 1 pulgadas. Al realizar las pruebas en el diseño experimental la barra superior causó incomodidad al usuario debido a que el perfil del tubo, en relación a la pierna, era muy angosta.

Para mejorar la comodidad se decidió utilizar un perfil rectangular con una base de tres pulgadas. Se decidió hacer un diseño con una base de tres pulgadas ya que este es el ancho máximo de la suela del zapato a utilizar. Esto permitirá mayor estabilidad y comodidad al momento de utilizar el mecanismo en la posición de trabajo.

El diseño experimental no contaba con ningún tipo de acabado, los bordes tenían filos y el pasador producía un efecto de mordida en la pierna la cual resultaba doloroso. Se aplicó una capa de pintura de aceite en el mecanismo para evitar la corrosión. Los sujetadores utilizados en el diseño experimental fueron añadidos permanentemente al mecanismo, lo cual ocasionó molestia al usuario debido a que los sujetadores tienden a provocar fricción con la pierna. Los sujetadores de forma

fija podrían ser peligrosos en el caso de una caída ya que no se podría separar la pierna del mecanismo de una forma sencilla.

El calzado ubicado en la parte inferior estaba puesto de forma permanente en el mecanismo, lo cual no resultó cómodo debido a que no se contaba con movimiento en el tobillo y no ayudaba a la estabilidad de la persona.

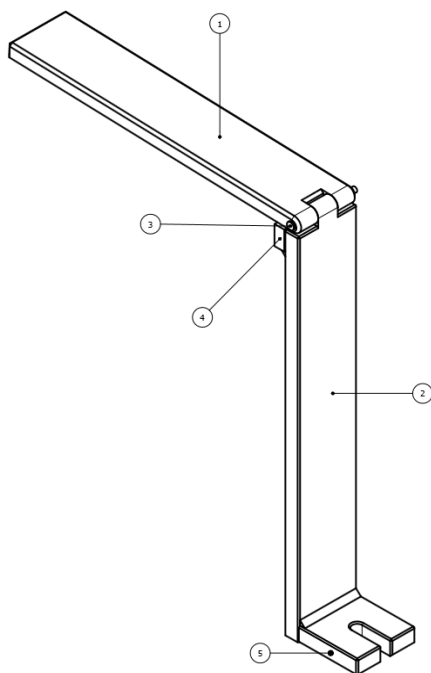
V. Metodología

La metodología utilizada para el diseño y construcción de este mecanismo consistió en varios puntos. Primero se realizó una investigación sobre mecanismos que están a la venta o que han sido exitosos. De esta forma, se procedió a elegir un modelo que fuera simple de construir. Luego de haber elegido la geometría que se utilizaría se procedió a realizar un mecanismo de forma empírica para tomar en cuenta otros factores como comodidad, tamaño y acabado entre otros. Este mecanismo ayudó a determinar las fallas o factores que se tomaron en cuenta al momento de diseñar el mecanismo final.

Por último se procedió a realizar el proceso de diseño y fabricación del mecanismo final. El proceso de diseño constó en determinar los tipos de carga y esfuerzos a los que las piezas estarían sometidas, para posteriormente elegir la teoría de falla y el factor de seguridad a utilizar. Luego se procedió a determinar el esfuerzo principal en cada componente para poder calcular el factor de seguridad y compararlo con el factor de seguridad requerido.

Las medidas utilizadas en los componentes del mecanismo fueron basadas en las medidas corporales del diseñador, ya que este sería el usuario principal. El mecanismo está elaborado a través de diferentes componentes, los cuales se presentan en la siguiente figura:

Figura 2 Partes de mecanismo matrix



1. Barra superior
2. Barra inferior
3. Pasador
4. Tope
5. Sujetador inferior

A. Definición del problema

Crear un mecanismo para recrear la levitación Matrix el cual se utilizará para una persona de 1.87 metros de altura y un peso de 205 libras.

B. Requisitos

- El mecanismo debe soportar una carga de 205 libras como mínimo.
- El mecanismo debe ser cómodo para el usuario.
 - La base del perfil rectangular debe medir 3 pulgadas.
 - Los sujetadores que se utilizarán en la pierna no deben de estar fijos en el mecanismo.
- El mecanismo debe ser fácil de manufacturar.
 - El mecanismo debe de ser fabricado de un solo material.
 - El mecanismo debe tener geometría simple.
 - El mecanismo no debe contar con cambios de sección.
 - Debe tener la menor cantidad de uniones o articulaciones posible.
- El mecanismo debe ser seguro para el usuario.
 - El mecanismo no debe tener filos ni esquinas que puedan causar daño o incomodidad al usuario.
 - El pasador del mecanismo no debe prensar la piel al momento de girar la bisagra.
- El mecanismo no debe ser percibido por el público al momento de utilizarlo.
- El mecanismo no debe pesar más de 30 libras.
 - El mecanismo debe ser fácil de transportar.
- El mecanismo debe estar anclado en el suelo para poder ser utilizado.
- El mecanismo se debe utilizar con correas alrededor de la pierna en la que se utiliza el mecanismo.

C. Análisis de materiales

A continuación se realiza un análisis de materiales para determinar el cual será el material idóneo para el mecanismo.

Se debe tomar en cuenta muchos aspectos, incluyendo el costo de construcción y durabilidad del material. Esto se debe a que el mecanismo será utilizado en público numerosas veces por lo que se debe encontrar un equilibrio entre su costo y durabilidad. En caso de que el mecanismo tenga un costo elevado no sería rentable para el ilusionista estar realizando el efecto en sus actos. También se debe de tomar en cuenta que al escoger un material con bajo costo es posible que la durabilidad sea baja y se deba realizar mantenimientos o reparaciones de forma más frecuente lo cual resultaría en un costo mayor.

A continuación se presenta una tabla con cuatro posibles materiales que serán tomados en consideración basándose en la resistencia, el costo, durabilidad, y disponibilidad. La resistencia del material será el aspecto más relevante a considerar ya que se busca que el mecanismo sea capaz de soportar la carga. El costo será el segundo aspecto relevante para la selección del material debido a que el mecanismo es un prototipo. Luego se tomara en cuenta la disponibilidad y por último la durabilidad del material. La durabilidad del material es el último aspecto a considerar debido a que, por ser un prototipo, no será utilizado por un largo periodo.

Tabla 1 Análisis de materiales

Material	Costo	Durabilidad	Resistencia a la fluencia (Mott, 2006)	Disponibilidad
Aluminio 6061	Q. 418.00/pie	Alta	21000 lb /pulg ²	Media
Madera (Ciprés)	Q. 6.00 /pie	Baja	14000 lb /pulg ²	Alta
Plástico (ENSIPRO)	Q. 70.00/pie	Alta	7000 lb/pulg ²	Alta
Acero 1018	Q. 292.00/pie	Media	54000 lb /pulg ²	Alta

El aluminio 6061 tiene una disponibilidad baja debido a que se vende en planchas con espesores que no alcanzan el espesor mínimo requerido para el diseño. En cuanto al plástico ENSIPRO tiene una disponibilidad alta debido a que se vende en barras con el espesor requerido. La madera ciprés y el acero 1018 se puede adquirir en las medidas requeridas.

Se utilizó una matriz de decisión para poder determinar el material del cual se fabricaría el mecanismo. A continuación se presenta la matriz de decisión junto con la ponderación de los aspectos más relevantes a tomar en cuenta.

Tabla 2 Ponderación de criterios

Aspectos	Valor
Resistencia a la fluencia	5 pts.
Costo	4 pts.
Disponibilidad	3 pts.
Durabilidad	2 pts.

Tabla 3 Matriz de decisión

Material	Costo	Durabilidad	Resistencia a la fluencia	Disponibilidad	Total
Aluminio 6061	0	2	3	2	7
Madera (Ciprés)	4	0	1	3	8
Plástico (ENSIPRO)	2	2	0	3	7
Acero 1018	1	1	5	3	10

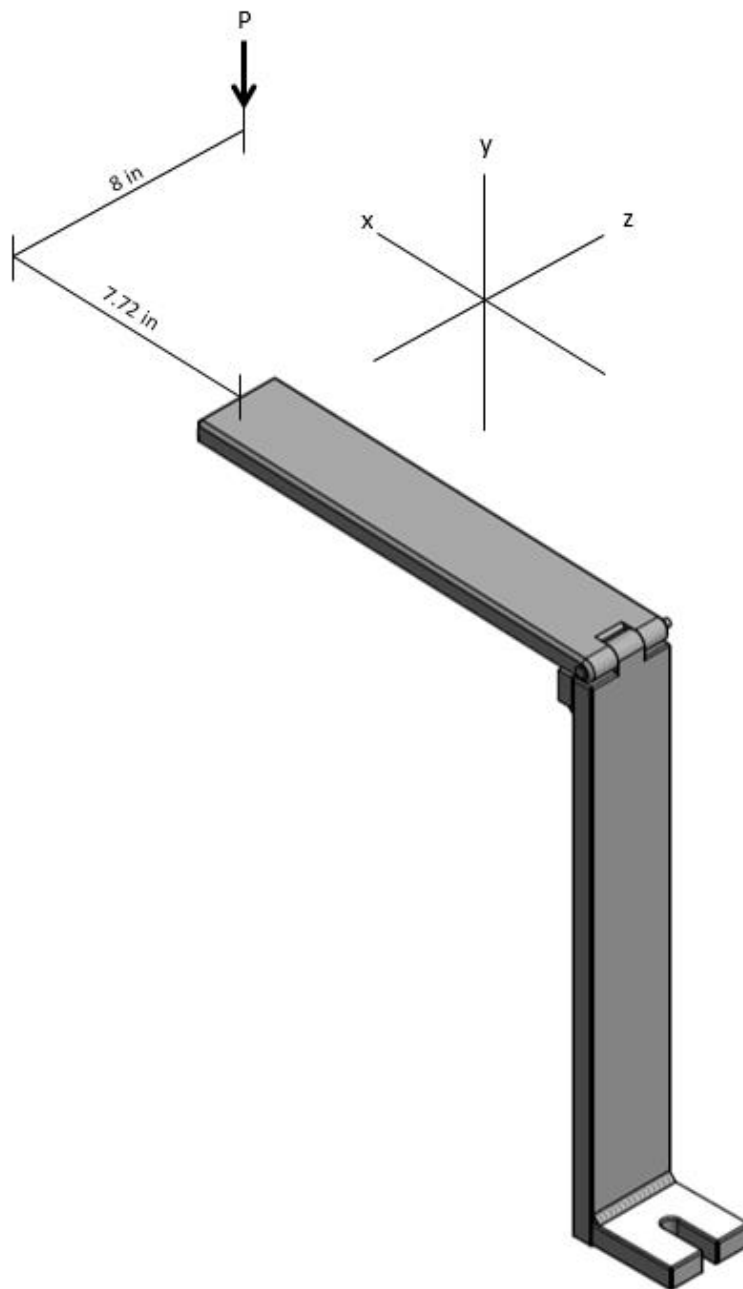
Se puede observar en la tabla anterior que el acero es el material con el mayor puntaje. Esto indica que de acuerdo a los criterios de evaluación este es el material que se debe utilizar.

D. Criterios de diseño

1. Cargas. El diseño de cualquier elemento requiere conocer el tipo de carga o cargas al cual éste se encuentra sometido. Los principales tipos de carga son: Estática, repetida e invertida, de impacto, aleatoria y fluctuante. (Mott, 2006)

El mecanismo diseñado en este trabajo se encuentra sometido solo a carga estática. Esto se debe a que, en la posición de trabajo, el peso no cambia y no existen cargas de otro tipo. La carga aplicada se puede observar en la siguiente figura.

Figura 3 Carga aplicada



Sabiendo que la carga “P” (peso del usuario) aplicada en el mecanismo es estática, se procede a seleccionar la teoría de falla a utilizar.

2. Factor de seguridad. El factor de seguridad a utilizar se determinó utilizando la siguiente tabla:

Tabla 4 Factor de seguridad

Característica			B			
			mb	b	r	p
A=mb	C=	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=	mb	1.7	2.05	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

(Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

En donde:

mb: muy bien

r: regular

b: bien

p: pobre

A: Calidad de los materiales.

B: Control sobre la carga aplicada.

C: Exactitud del análisis del esfuerzo.

Utilizando la Tabla 1 se determinó el factor de seguridad. La calidad del material es regular, esto se debe a que no se conoce de donde se produjo y no cumple con ninguna norma de calidad. Se tiene buen control sobre la carga aplicada debido a que es una carga estática. Se considera tener una exactitud en el análisis del esfuerzo, lo cual da como resultado un factor de seguridad de 1.5 a menos que el diseño de la pieza requiera lo contrario.

VI. Análisis y cálculos

Diseño del mecanismo

Se realizarán cálculos preliminares para dimensionar los componentes del mecanismo. Estos cálculos se realizarán suponiendo que la barra superior y la barra inferior están soldadas, en la posición de trabajo.

Para analizar el mecanismo primero es necesario calcular el centro de gravedad del usuario.

- ✓ Determinación del centro de gravedad.

Se determina el centro de gravedad del cuerpo en la posición de trabajo, debido a que en ese punto se encuentra aplicado el peso del usuario en el mecanismo.

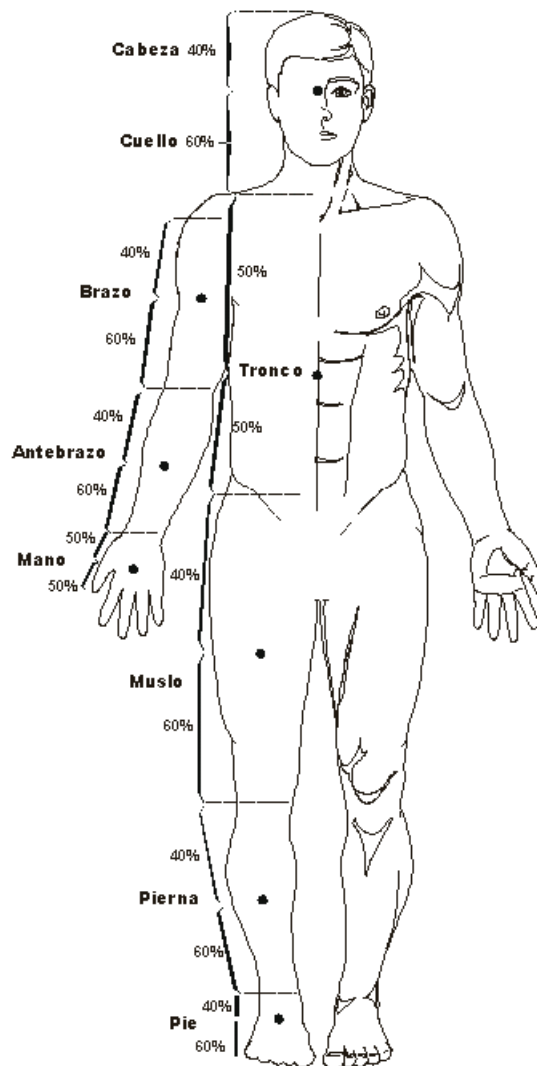
Figura 4 Posición de trabajo



(Productions, 2012)

El centro de gravedad es posible determinarlo según el profesor Edgar Lopategui Corsino, estableciendo centros de gravedad de cada segmento corporal, y evaluándolo cada uno por separado.

Figura 5 Localización de centro de gravedad cuerpo humano

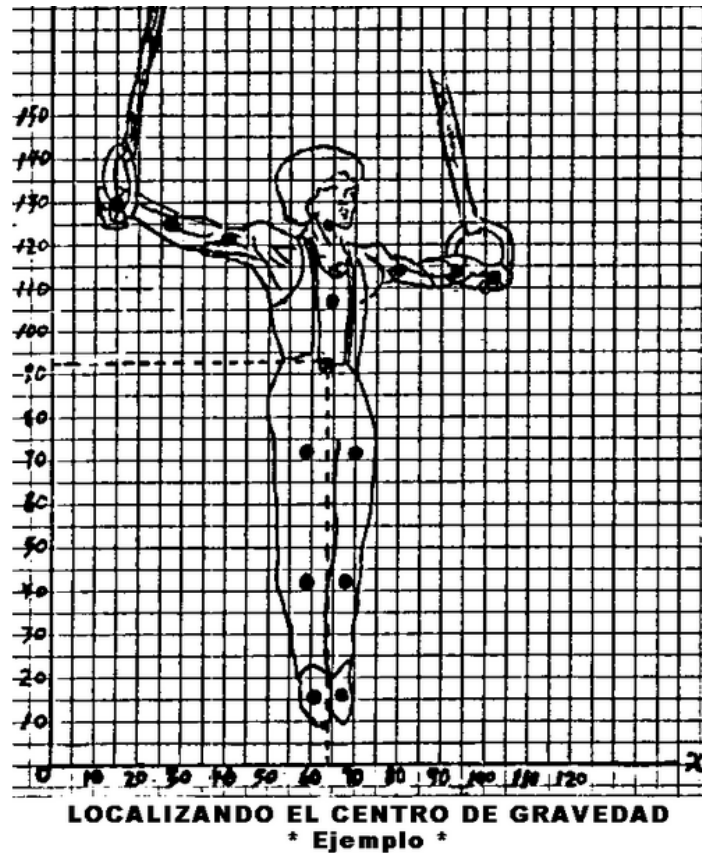


(Lopategui, 2000).

En la Figura 5 se puede observar los diferentes porcentajes de la distancia en donde se localiza el centro de gravedad de acuerdo a cada segmento del cuerpo.

El siguiente ejemplo, creado por el Doctor previamente mencionado, muestra como determinar el centro de gravedad en un plano de dos dimensiones, en una posición de "El Cristo" en argollas.

Figura 6 Ejemplo: Determinación de centro de gravedad



(Lopategui, 2000).

Con el análisis de la figura, se encuentran tabuladas las coordenadas de cada posición del centro de gravedad de los segmentos corporales, con su respectivo porcentaje de peso.

Tabla 5 Ejemplo: Determinación de centro de gravedad

COLUMNA 1	COLUMNA 2	COLUMNA 3	COLUMNA 4	COLUMNA 5	COLUMNA 6
Segmento del Cuerpo	% Del Peso Segmental	Valor de la Coordenada X	Productos (X) (%Peso)	Valor de la Coornedada Y	Productos (Y) (%Peso)
Cabeza y Cuello	.079	64	5.056	124	9.796
Tronco	.511	65	33.215	106	54.166
Brazo Superior Derecho	.027	40	1.08	121	3.267
Brazo Inferior Derecho	.016	27	0.423	125	2.0
Mano Derecha	.006	15	0.09	130	0.78
Brazo Superior Izquierdo	.027	80	2.16	114	3.078
Brazo Inferior Izquierdo	.016	94	1.504	114	1.824
Mano Izquierda	.006	103	0.612	112	0.672
Muslo Derecho	.097	59	5.723	71	6.887
Pierna Inferior Derecha	.045	59	2.655	41	1.845
Pie Derecho	.014	61	0.859	16	0.224
Muslo Izquierdo	.097	70	6.79	71	6.887
Pierna Inferior Izquierda	.045	68	3.06	41	1.845
Pie Izquierdo	.014	67	0.938	16	0.224
Total de los Productos			64.174		93.495

COORDENADA X = 64

COORDENADA Y = 93

(Lopategui, 2000)

✓ **Análisis del primer paso:** “Determinación del centro de gravedad”

La siguiente figura muestra una vista de planta en la posición de trabajo (plano x-z).

Figura 7 Diagrama para la Evaluación del Centroide Plano X-Z

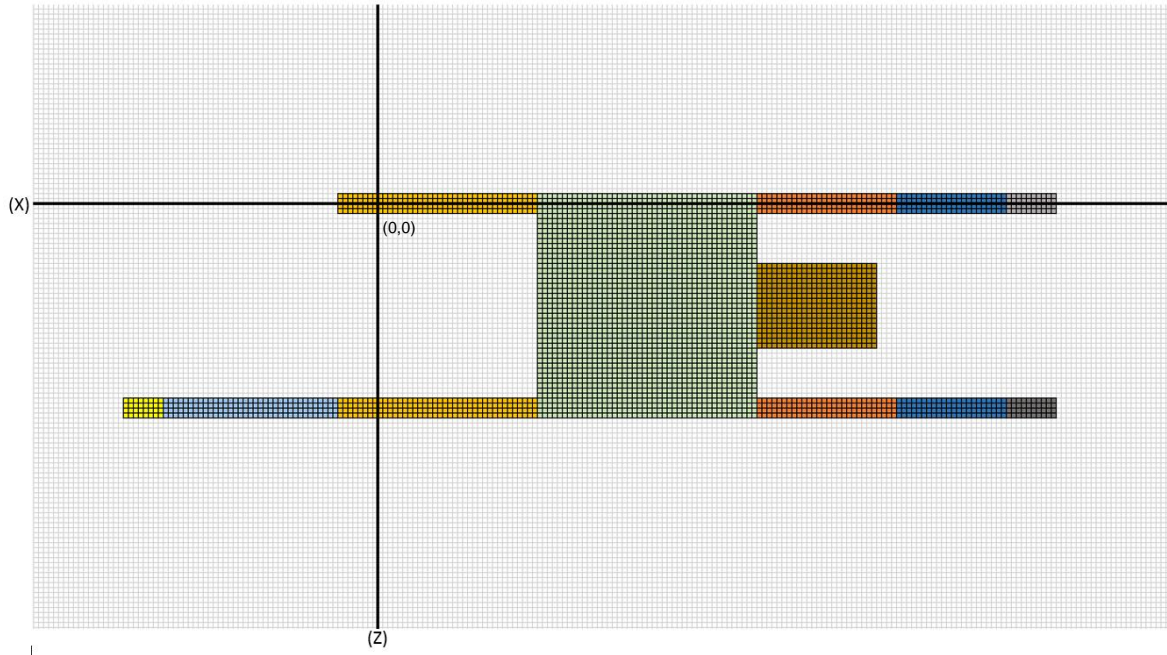
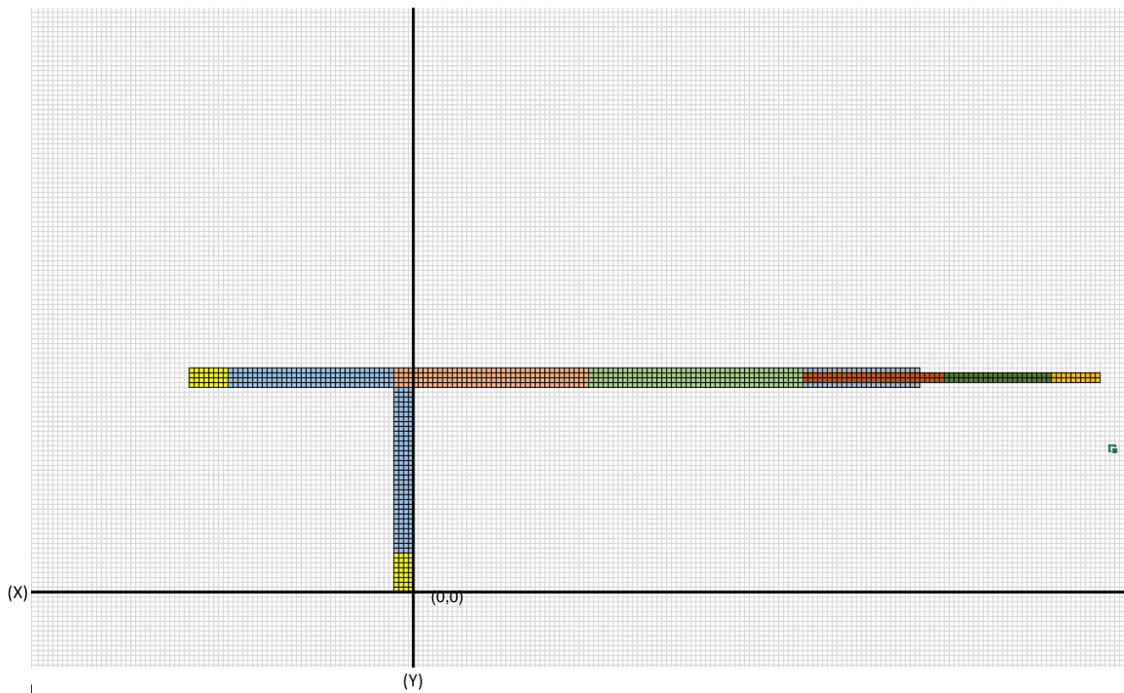


Figura 8 Diagrama para la Evaluación del Centroide Plano X-Y



En los diagramas anteriores se observan una vista en planta y otra en elevación del cuerpo en la posición de trabajo obteniendo los siguientes puntos como resultados con un peso de 205 libras:

Tabla 6 Determinación de centro de gravedad en posición de trabajo

Segmento del cuerpo	% del peso segmental	Peso segmental (Lbs)	Valor de la coordenada X (Pulg)	Productos (X) (%Peso)	Valor de la coordenada Y (Pulg)	Productos (Y) (%Peso)	Valor de la coordenada Z (Pulg)	Productos (Z) (%Peso)
Cabeza y cuello	7.90%	16.2	44.55	3.52	23.00	1.82	8.00	0.63
Tronco	51.10%	104.76	26.75	13.67	23.00	11.75	8.00	4.09
Brazo superior derecho	2.70%	5.54	43.10	1.16	23.00	0.62	0.00	0.00
Brazo inferior derecho	1.60%	3.28	55.90	0.89	23.00	0.37	0.00	0.00
Mano derecha	0.60%	1.23	65.00	0.39	23.00	0.14	0.00	0.00
Brazo superior izquierdo	2.70%	5.54	43.10	1.16	23.00	0.62	16.00	0.43
Brazo inferior izquierdo	1.60%	3.28	55.90	0.89	23.00	0.37	16.00	0.26
Mano izquierda	0.60%	1.23	65.00	0.39	23.00	0.14	16.00	0.10
Muslo derecho	9.70%	19.89	8.00	0.78	23.00	2.23	0.00	0.00
Pierna inferior derecha	4.50%	9.23	-2.00	-0.09	14.20	0.64	0.00	0.00
Pie derecho	1.40%	2.87	-2.00	-0.03	2.40	0.03	0.00	0.00
Muslo izquierdo	9.70%	19.89	8.00	0.78	23.00	2.23	16.00	1.55
Pierna inferior izquierda	4.50%	9.23	-10.80	-0.49	23.00	1.04	16.00	0.72
Pie izquierdo	1.40%	2.87	-22.60	-0.32	23.00	0.32	16.00	0.22
Total	100.00%	205		22.72		22.32		8.00

En la siguiente tabla se encuentran las coordenadas del centro de gravedad en la posición de trabajo.

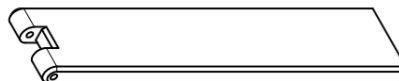
Tabla 7 Coordenadas de centro de gravedad

Coordenada X (Pulg)	22.72
Coordenada Y (Pulg)	22.32
Coordenada Z (Pulg)	8.00

Determinado el centro de gravedad del cuerpo en la posición de trabajo, es necesario trasladar la fuerza aplicada al extremo de la barra superior, esto se realiza a través de un análisis de combinación de esfuerzos.

1. Barra superior

Figura 9 Barra superior.



En este componente se analizaron dos puntos los cuales se consideraron críticos (Puntos a y b Figura 12). También se asumió un espesor de 0.75 pulgadas ya que las pruebas realizadas en el mecanismo hecho de forma empírica indicaron que podría ser un espesor no mayor a 1 pulgada. Esto debido a que el mecanismo no debe ser perceptible para el espectador. En el siguiente diagrama de cuerpo libre se observa la aplicación del peso del usuario con respecto al mecanismo.

Figura 10 Diagrama de cuerpo libre traslación del peso

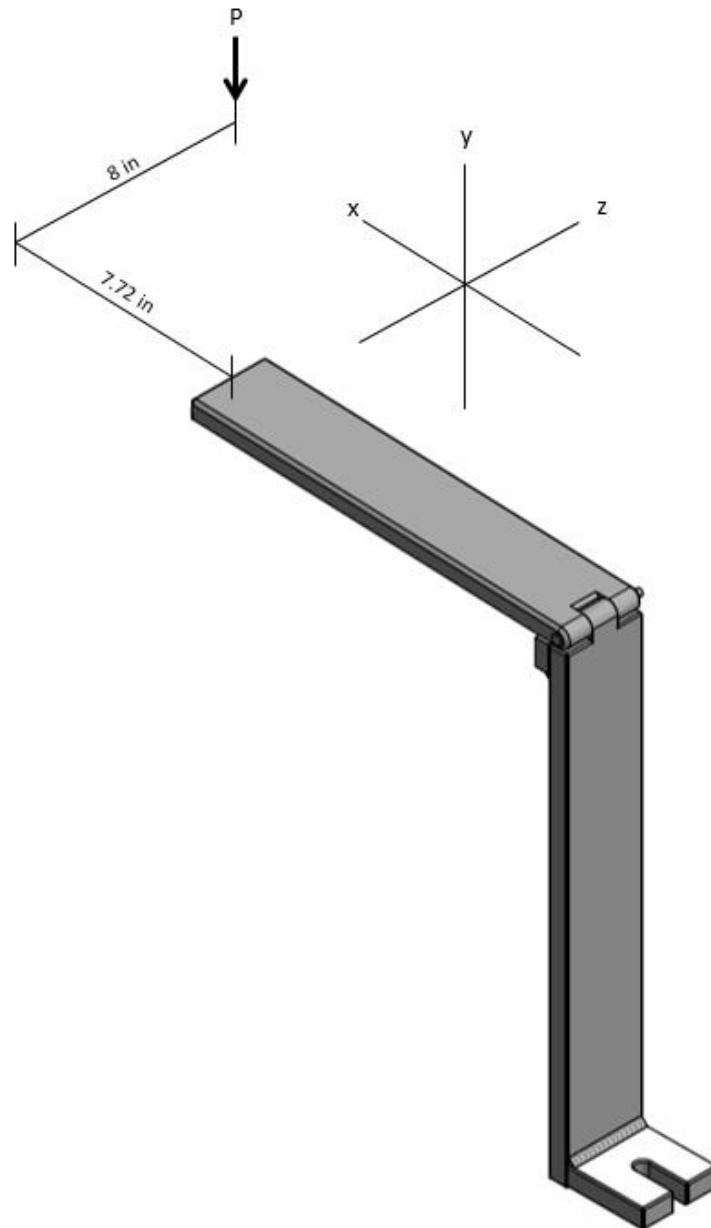
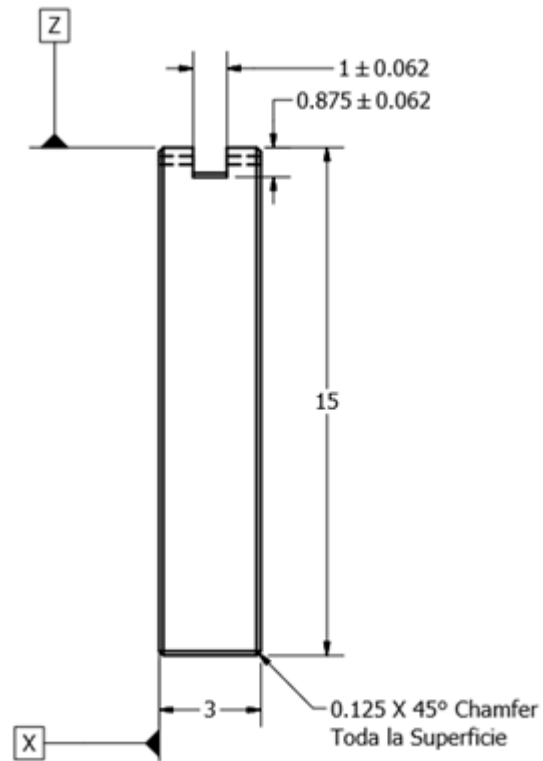
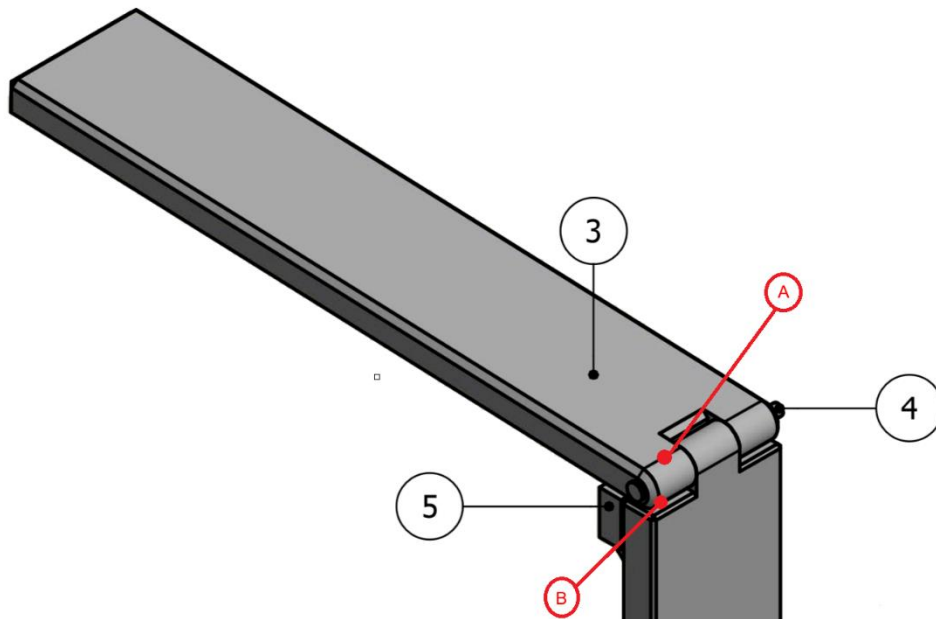


Figura 11 Dimensiones barra superior (pulgadas)



En la siguiente figura se observan los dos puntos críticos a analizar.

Figura 12 Puntos críticos barra superior

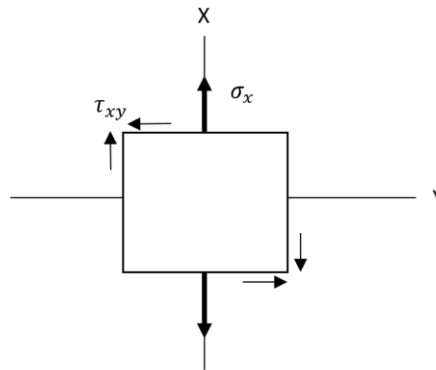


En donde el punto tres es la barra superior, el punto cuatro es el pasador y el punto 5 es el tope.

Analizando la figura anterior se observa que los puntos críticos se encuentran en el extremo en donde la barra superior y la barra inferior se encuentran unidos a través de un pasador.

Los esfuerzos en dicha sección provocados por el peso del usuario son cortantes por torsión y normales por flexión. Debido a esto se utilizará la teoría del esfuerzo cortante máximo que puede aplicarse en este tipo de casos para realizar un análisis conservador. A continuación se muestra un plano de esfuerzos en donde se representan gráficamente los esfuerzos en el punto crítico a.

Figura 13 Plano de esfuerzos barra superior



Se analizan los dos puntos críticos para determinar en qué punto se genera un esfuerzo principal mayor.

De acuerdo al Círculo de Mohr del esfuerzo plano, la ecuación del esfuerzo principal máximo es:

$$\sigma_{principal} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

(Budynas R. G., 2012)

Se obtiene que:

Punto A

El esfuerzo en el eje "y" es cero debido a que está en la línea de acción de la fuerza, por lo que la ecuación del esfuerzo principal se escribe de la siguiente manera:

$$\sigma_{principal} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

En donde el esfuerzo en el eje “x” es:

$$\sigma_x = \frac{M}{S}$$

En donde:

M : Momento de flexión.

S : Módulo de sección

El módulo de sección es igual a:

$$S = \frac{I}{C} = \frac{\frac{1}{12}bh^3}{\frac{h}{2}} = \frac{1}{6}bh^2 = \frac{1}{6}Ah$$

En donde:

b : Base

h : Espesor

A : Area

El esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{xy} = \frac{T}{hb^2} \left(3 + \frac{1.8}{\frac{h}{b}} \right)$$

(Budynas R. G., 2012)

En donde:

T : Torque

Sustituyendo se obtiene que:

$$\sigma_{principal} = \frac{M}{2S} + \sqrt{\left(\frac{M}{2S}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{principal} = \frac{(205lb)(22.72pulg)}{2\left(\frac{1}{6} * 3pulg * 0.75^2pulg\right)} + \sqrt{\left(\frac{(205lb)(22.72pulg)}{2\left(\frac{1}{6} * 3pulg * 0.75^2pulg\right)}\right)^2 + \left(\frac{(205lb)(8 pulg)}{0.75pulg * 3^2pulg} \left(3 + \frac{1.8}{\frac{0.75pulg}{3 pulg}}\right)\right)^2}$$

$$\sigma_{principal A} = 16,923.26 \text{ psi}$$

Luego de determinado el punto "A" se procede a calcular el esfuerzo principal en el punto "B". En este punto solo existe un cortante máximo por lo que el esfuerzo principal es igual a:

Punto B

$$\sigma_{principal B} = \tau_{xy} = \frac{T}{hb^2} \left(3 + \frac{1.8}{\frac{h}{b}} \right)$$

$$\tau_{xy} = \frac{(205lb)(8 \text{ pulg})}{0.75 \text{ pulg} * 3^2 \text{ pulg}} \left(3 + \frac{1.8}{\frac{0.75 \text{ pulg}}{3 \text{ pulg}}} \right)$$

$$\sigma_{principal B} = 3,352.89 \text{ psi}$$

Al comparar los esfuerzos principales obtenidos en los puntos críticos se determina que el punto crítico a considerar es el punto A. Por lo que se procede a determinar el factor de seguridad utilizando el esfuerzo principal y la resistencia a la fluencia del material elegido. En este caso el material es un acero 1018 con una resistencia a la fluencia de 54,000 psi.

$$\sigma_{principal} = \frac{S_y}{F.S}$$

(Budynas R. G., 2012)

Despejando para el factor de seguridad se obtiene que:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{principal}} = \frac{54,000 \text{ psi}}{16,923.26 \text{ psi}} = 3.2$$

Debido a que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el punto crítico, no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

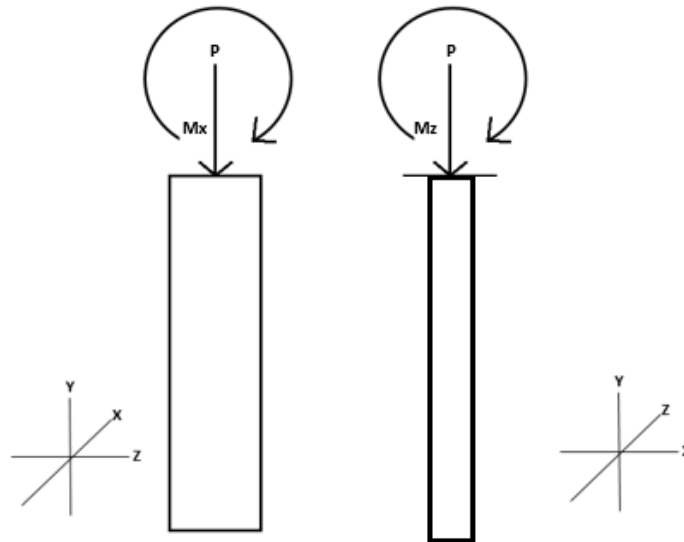
2. Barra inferior

Figura 14 Barra inferior



A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre de la barra inferior que se ve afectada por dos momentos de torsión y una fuerza P .

Figura 15 Diagrama de cuerpo libre para la columna



En la figura anterior se pueden observar los dos momentos y la carga que está afectando a la columna. Este componente del mecanismo se analiza como una columna recta con carga central en la cual se pueden tomar dos distintos tipos de

criterios, el método de la fórmula de Euler para columnas largas y esbeltas o la fórmula de J. B. Jhonson para columnas cortas. (Mott, 2006)

La elección del criterio apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna comparado con la relación de esbeltez de transición.

✓ Tipo de columna.

Para determinar el tipo de columna se debe evaluar diversos factores de trabajo, como lo es la relación de esbeltez real con la relación de esbeltez de transición para determinar si actuara como una columna larga o corta.

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro, por lo que se define de la siguiente manera:

$$\text{Relación de Esbeltez real} = \frac{L_e}{r} = \frac{KL}{r}$$

Ecuación No. 1 Relación de esbeltez real (Mott, 2006)

El radio de giro está definido por la siguiente ecuación:

$$r = \sqrt{I/A}$$

Ecuación No. 2 Radio de giro (Mott, 2006)

Donde:

r : Radio de giro.

I : Momento de Inercia

A : Área de sección transversal.

Una columna tiende a pandearse respecto al eje para el cual el momento de inercia es el mínimo por lo que el momento de inercia se obtiene de la siguiente ecuación para una sección rectangular:

$$I = \frac{1}{12} b * h^3$$

Ecuación No. 3 Momento de inercia columna (Mott, 2006)

Donde:

b : Base.

h : Espesor

El área transversal se define de la siguiente manera:

$$A = bh$$

Ecuación No. 4 Área transversal de columna

Y la longitud efectiva como:

$$L_e = KL$$

Ecuación No. 5 Longitud efectiva para una columna (Mott, 2006)

Donde:

K : Factor de longitud de la columna que depende de las condiciones de extremos (2).

L_e : Longitud efectiva de la columna.

L : Longitud real de la columna.

La relación de esbeltez real se compara con la relación de esbeltez de transición, la cual está definida por la siguiente ecuación:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 CE}{S_y}}$$

Ecuación No. 6 Relación de esbeltez de transición (Mott, 2006)

Donde:

E : Módulo de elasticidad del material.

S_y : Resistencia de fluencia del material

C : Constante de condiciones de extremos, se recomienda un valor de 1.2 para condición de extremos empotrado-redondeado. (Budynas R. G., 2012)

Al obtener la relación de esbeltez real (KL/r) y el valor de la relación de esbeltez de transición (C_c) se comparan, tomando en cuenta los siguientes puntos. (Mott, 2006)

1. Si KL/r real es mayor que C_c , la Columna es larga. Se emplea la ecuación de Euler.
2. Si KL/r real es menor que C_c , la columna es corta. Se emplea la fórmula de J. B. Johnson.

✓ Tipo de columna.

Como primer punto se debe calcular la relación de esbeltez real para compararla con la relación de esbeltez de transición. Utilizando la Ecuación No. 3 la relación de esbeltez real es de:

$$L_e = (2)(19) = 38 \text{ pulg}$$

$$I = \frac{1}{12} 3 * 0.75^3 = 0.1055 \text{ pulg}^4$$

$$A = (3)(0.75) = 2.25 \text{ pulg}^2$$

$$r = \sqrt{0.1055/2.25} = 0.2165 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Relación de Esbeltez real} = \frac{38}{0.2165} = 175.52$$

Luego se calcula la relación de esbeltez de transición en donde el módulo de elasticidad del Acero 1018 es de $29 * 10^6 \text{ psi}$ y la resistencia de Fluencia del material es de $54,000 \text{ psi}$.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * (29 * 10^6 \text{ psi}) * 1.2}{54000 \text{ psi}}} = 112.79$$

Dado que la relación de esbeltez real es mayor a la relación de esbeltez de transición, el componente se define como una columna larga, por lo que se emplea la ecuación de Euler.

✓ Ecuaciones columnas largas.

En el análisis de una columna larga se emplea la ecuación de Euler para determinar la carga crítica (P_{cr}) donde la columna comenzaría a pandearse. La carga crítica se define de la siguiente manera.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 (29 * 10^6 \text{ psi})(0.1055 \text{ pulg}^4)}{(2 * 19 \text{ pulg})^2} = 20,911.40 \text{ lb}$$

Ecuación No. 7 Ecuación de Euler

Donde:

I : Momento de Inercia.

P_{cr} : Carga crítica.

La carga crítica es mayor a la carga de trabajo por lo que el componente no fallara por pandeo. A continuación se determina el esfuerzo principal para posteriormente calcular el factor de seguridad.

Debido a que se tiene flexión en dos planos se procede a calcular el momento resultante en el plano de la sección de la pieza. Debido a que el plano resultante no se encuentra perpendicular a los ejes de la sección de la pieza, se asumirá la mayor distancia a la fibra más lejana "c" y el menor momento de inercia. Esto con el fin de simplificar el cálculo elevando el valor del esfuerzo principal.

En donde el esfuerzo principal es igual a:

$$\sigma_{principal} = \frac{P}{A} + \frac{\sqrt{M_z^2 + M_x^2} c_{max}}{I_{min}} = \frac{205 \text{ lb}}{3\text{pulg} * 0.75\text{pulg}} + \frac{\sqrt{(205\text{lb} * 8\text{pulg})^2 + (205\text{lb} * 22.72\text{pulg})^2} * 0.375 \text{ pulg}}{\frac{1}{12} * 3\text{pulg} * 0.75^3\text{pulg}}$$

Ecuación No. 8 Esfuerzo principal en columna

$$\sigma_{principal} = 17,648.08 \text{ psi}$$

Una vez determinado el esfuerzo principal se procede a determinar el factor de seguridad de la siguiente manera:

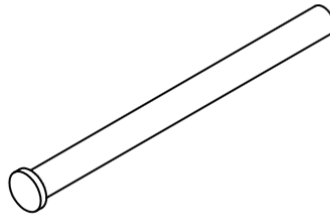
$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{principal}} = \frac{54,000 \text{ psi}}{17,648.08 \text{ psi}}$$

$$F.S = 3.1$$

Debido a que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el componente. Por lo tanto no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

3. Pasador

Figura 16 Pasador



El pasador de la bisagra se encuentra bajo corte doble. El esfuerzo aplicado en el pasador es un esfuerzo de corte provocado por la carga de trabajo. Este esfuerzo provocado se determina con la siguiente ecuación:

$$\tau_{trabajo} = \frac{V_{trabajo}}{A}$$

Ecuación No. 9 Esfuerzo de corte pasador

Donde:

$\tau_{trabajo}$: Esfuerzo de corte.

$V_{trabajo}$: Carga de trabajo.

A : Área de sección transversal.

El área de sección transversal es:

$$A = \pi r^2$$

Ecuación No. 10 Área pasador de la bisagra

Donde:

r : Radio.

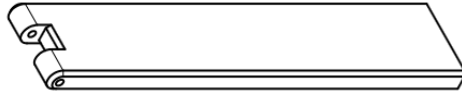
El diámetro utilizado será de 0.25 *pulg* , el cual es el diámetro estándar. Una vez determinado el esfuerzo principal en el pasador se procede a determinar el factor de seguridad. En caso de que el factor de seguridad sea mayor al factor de seguridad estipulado, se continuará utilizando el diámetro de 0.25 pulgadas, esto utilizando la teoría del esfuerzo normal máxima mencionada anteriormente.

$$\tau_{principal} = \frac{\sigma_{cedencia a corte}}{F.S}$$

Ecuación No. 11 Esfuerzo principal para el pasador (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

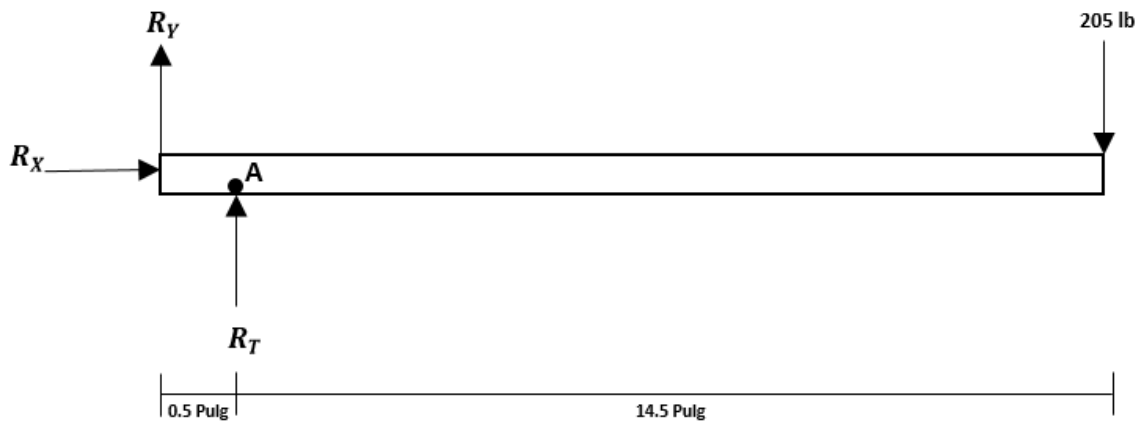
La resistencia a la cedencia del Acero 1018 en corte es de 21 kpsi. (Ferdinand P. Beer E. Russell Johnston, 2009). A continuación se muestran los cálculos de la barra superior.

Figura 17 Barra superior



Utilizando la Figura 19 se realiza el siguiente diagrama de cuerpo libre para determinar la reacción en el pasador (R_y).

Figura 18 Diagrama de cuerpo libre reacción del pasador



$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y + R_T - 205 = 0$$

$$R_y + R_T = 205$$

$$R_T = 6150.00 \text{ lb}$$

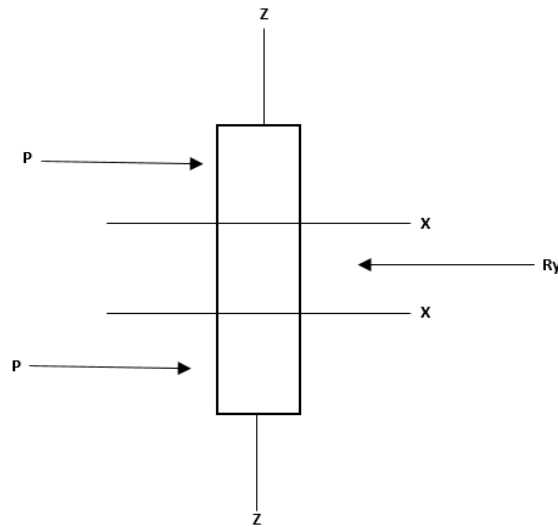
$$\Sigma M_A = 0$$

$$-R_y(0.5) - (205)(14.5) = 0$$

$$-R_y = \frac{(205)(14.5)}{0.5} = 5945.00 \text{ lb}$$

$$R_y = -5945.00 \text{ lb}$$

Figura 19 Diagrama de cuerpo libre del pasador



La carga utilizada para realizar el cálculo del esfuerzo de corte en el pasador es de 205 lb. Utilizando el diagrama de cuerpo libre anterior se deduce la siguiente ecuación:

$$2P = 5,945.00 \text{ lb}$$

$$P = \frac{5,945.00 \text{ lb}}{2} = 2,972.50 \text{ lb}$$

Una vez obtenida la carga de trabajo se procedió a determinar el esfuerzo principal al cual estará sometido el pasador.

$$\tau_{principal} = \frac{2972.50 \text{ lb}}{\pi * 0.125^2} = 60,555.27 \text{ psi}$$

Debido a que el esfuerzo principal es mayor al esfuerzo de cedencia a corte, es necesario hacer un cambio de material para el pasador. El material que se adecua al diseño es un acero AISI 4340 con una resistencia a la cedencia en corte de 123 ksi. El factor de seguridad utilizando el nuevo material es de:

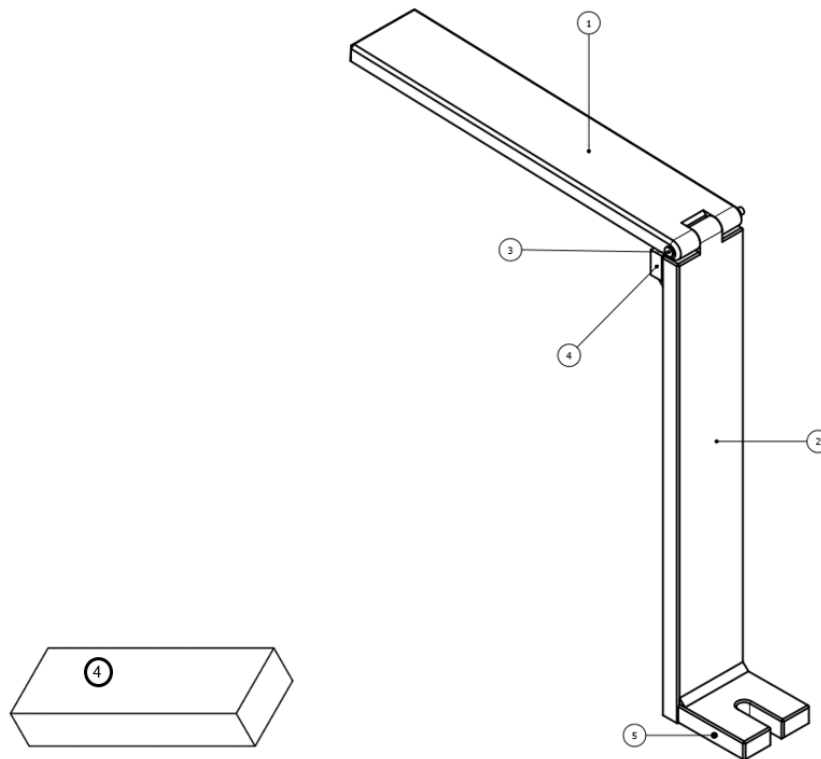
$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{principal}} = \frac{123,000 \text{ psi}}{60,555.27 \text{ psi}}$$

$$F.S = 2$$

Debido a que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el componente. Por lo tanto no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

4. Tope

Figura 20 Tope



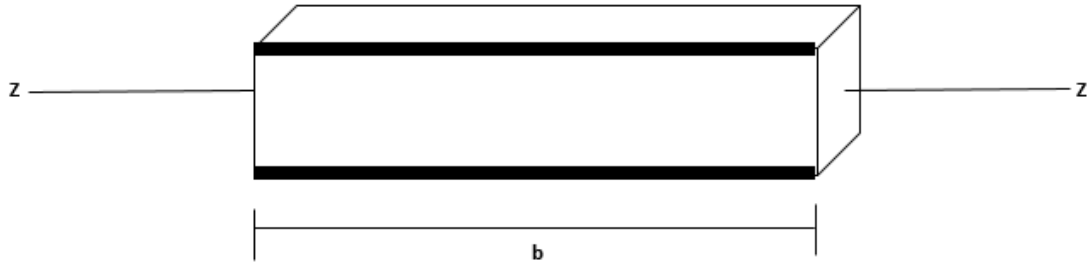
Este componente del mecanismo se encuentra sometido a una carga que produce un esfuerzo cortante. Para determinar este esfuerzo se utilizará la siguiente ecuación:

$$\tau_{trabajo} = \frac{V}{A}$$

Ecuación No. 12 Esfuerzo de trabajo en el tope

Donde V es la carga de trabajo y A es el área de contacto de soldadura. El cordón de soldadura se aplicará en la parte superior e inferior del componente por facilidad de manufactura como se ilustra en la siguiente imagen:

Figura 21 Área de aplicación del cordón de soldadura en el tope



En donde el área utilizando un cordón de 3/16 pulgadas de espesor es igual a:

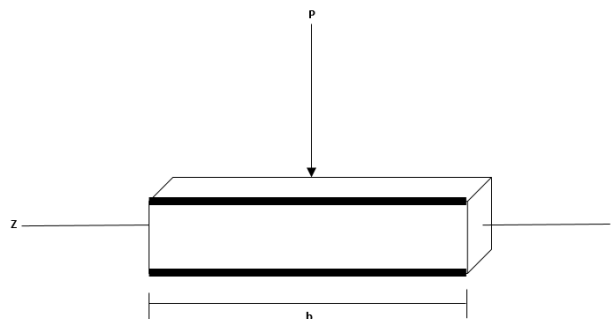
$$A = 2 \left(b * \frac{3}{16} * 2\sqrt{2} \right)$$

Ecuación No. 13 Área unión de soldadura tope

Luego de obtener el esfuerzo principal en la posición de trabajo se determina el factor de seguridad.

La siguiente figura muestra el diagrama de cuerpo libre del componente el cual se encuentra sometido a una carga P :

Figura 22 Diagrama de cuerpo libre tope



Utilizando la Ecuación No. 16 se obtiene el esfuerzo principal. La fuerza aplicada en el pasador es la reacción R_T la cual fue determinada en los cálculos del pasador.

$$\tau_{principal} = \frac{6150.00 \text{ lb}}{2 \left(3 * \frac{3}{16} * \frac{\sqrt{2}}{2} \right)} = 7,731.03 \text{ psi}$$

Como material de trabajo para unir estos dos componentes se utilizará un electrodo 60-13 el cual tiene un límite de fluencia de 60 *ksi*. Con el cual se calculará el factor de seguridad de la siguiente manera:

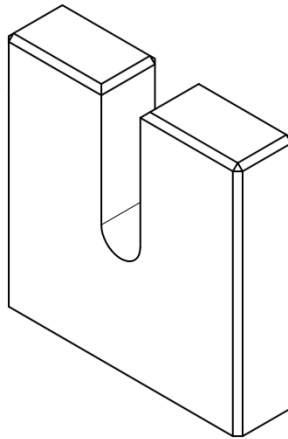
$$F.S = \frac{60,000 \text{ psi}}{7,731.03 \text{ psi}}$$

$$F.S = 7.8$$

Debido a que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el componente. Por lo tanto no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

5. Sujetador inferior

Figura 23 Sujetador inferior



Para determinar si el tipo de soldadura es el adecuado se determinara el factor de seguridad, el cual debe ser igual o mayor al factor de seguridad establecido. Se utiliza una soldadura 60-13 con las mismas propiedades utilizadas anteriormente.

Debido a que el material utilizado para fabricar el mecanismo es un material dúctil, según el libro de Mott en cargas estáticas, no se aplica un factor de concentración de esfuerzos para predecir el esfuerzo principal. Debido a que la deformación tiene un efecto de endurecimiento en el material.

$$\sigma_{principal} = 17,648.08 \text{ psi}$$

Por lo que el factor de seguridad es:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma_{principal}} = \frac{60,000 \text{ psi}}{17,648.08 \text{ psi}}$$

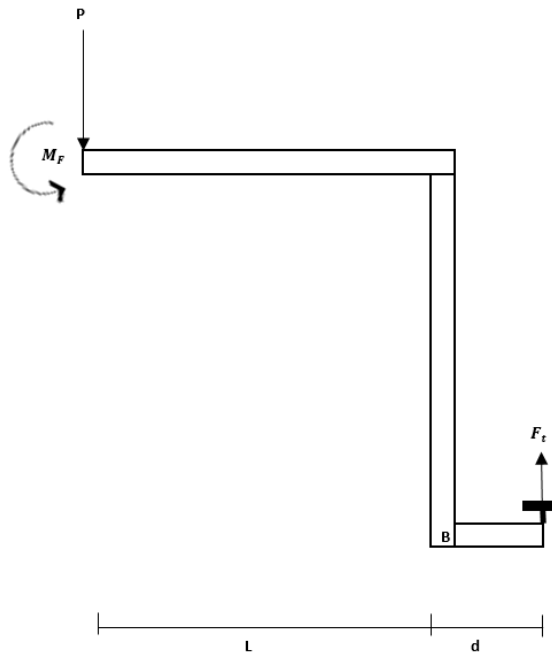
$$F.S = 3.4$$

Ya que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el componente. Por lo tanto no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

6. Tornillo. El mecanismo es la herramienta que permite suspenderse en el aire, sin embargo una parte elemental del mecanismo, no siendo parte del mismo, es el tornillo. Se utiliza un tornillo en el suelo como anclaje para que el mecanismo funcione, se utilizará un tornillo estandarizado de 0.25 pulgadas.

Para seleccionar el tornillo, se determinó la fuerza aplicada en el mismo. El tornillo está trabajando a tensión. Por lo que se utilizara el siguiente diagrama de cuerpo libre para determinar la fuerza aplicada en el tornillo y de esta manera determinar el esfuerzo aplicado en el mismo.

Figura 24 Diagrama para determinar fuerza aplicada en el tornillo



En donde el momento en B es igual a:

$$M_B = PL$$

Debido a que el material utilizado para fabricar el mecanismo es un material dúctil, según el libro de Mott en cargas estáticas, no se aplica un factor de concentración de esfuerzos para predecir el esfuerzo crítico. Debido a que la deformación tiene un efecto de endurecimiento en el material. A continuación se muestran los cálculos del sujetador inferior.

Utilizando la Figura 24 se determina el momento en el punto B.

$$M_B = 205 \text{ lb} * 15 \text{ in} = 3,075 \text{ lb} * \text{in}$$

Se realiza la sumatoria de momentos del sistema respecto al punto B para determinar la fuerza en el tornillo F_T .

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(205 \text{ lb})(15 \text{ pulg}) + (3 \text{ pulg})(F_T) + 1,582.60 = 0$$

$$F_T = -1,552.53 \text{ lb}$$

Utilizando la Tabla 8 se utiliza el diámetro de 0.25 pulgadas la cual tiene un área de esfuerzo de tensión de 0.0318 pulgadas cuadradas.

Tabla 8 Dimensiones de roscas estándar

TABLA 18-4 Dimensiones de roscas estándar americanas

A. Tamaños numerados					
Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas gruesas: UNC		Roscas finas: UNF	
		Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)	Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)
0	0.0600			80	0.001 80
1	0.0730	64	0.00263	72	0.002 78
2	0.0860	56	0.00370	64	0.003 94
3	0.0990	48	0.00487	56	0.005 23
4	0.1120	40	0.00604	48	0.006 61
5	0.1250	40	0.00796	44	0.008 30
6	0.1380	32	0.00909	40	0.010 15
8	0.1640	32	0.0140	36	0.014 74
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258
B. Tamaños fraccionarios					
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1.000	8	0.606	12	0.663
1 1/8	1.125	7	0.763	12	0.856
1 1/4	1.250	7	0.969	12	1.073
1 3/8	1.375	6	1.155	12	1.315
1 1/2	1.500	6	1.405	12	1.581

El esfuerzo aplicado en el tornillo es igual a:

$$\sigma_{Tornillo} = \frac{P}{A} = \frac{1,552.53lb}{0.0318pulg^2} = 48,821.70 \text{ psi}$$

Se utilizará un perno de acero grado 8 con una resistencia a la tensión de 120 ksi. Por lo que se procede a determinar el factor de seguridad utilizando el esfuerzo principal y la resistencia a la fluencia del material elegido.

$$F.S = \frac{120,000 \text{ psi}}{48,821.70 \text{ psi}} = 2.5$$

Debido a que el factor de seguridad requerido en el mecanismo es menor al factor de seguridad en el componente. Por lo tanto no es necesario realizar cambios o modificaciones en las dimensiones o en el material.

VII. Evaluación de seguridad

Se utilizó el mecanismo de diferentes formas en la pierna derecha, para evaluar la seguridad del usuario.

Se realizaron pruebas con distintos tipos de sujetadores como por ejemplo: cinchos, correas de velcro, cuerdas etc. Esto con el fin de determinar cuáles eran los más seguros y cómodos de utilizar.

A continuación se detalla los resultados de las pruebas.

Primera prueba

Se colocó en la pierna derecha utilizando dos sujetadores (Cinchos). El primer sujetador se colocó en la parte media del muslo derecho y el segundo se colocó de igual forma en la parte media de la pantorrilla.

Como resultado de esta prueba se observó que el primer sujetador se movía de posición hacia abajo por lo que se dificultaba mantener la posición de trabajo. El segundo sujetador ayudó a mantener la posición de trabajo.

Segunda prueba

Se colocó en la pierna derecha utilizando dos sujetadores nuevamente. Se modificó la posición del primer sujetador a la parte superior del muslo y se mantuvo la posición del segundo sujetador.

En este caso el sujetador superior ayudó a mantener el balance y la posición de trabajo, sin embargo el segundo sujetador se deslizaba hacia la rodilla perdiendo anclaje con el mecanismo.

Tercera prueba

Debido a las pruebas previamente realizadas se decidió colocar el primer sujetador en la parte alta del muslo y el segundo en la parte baja de la pantorrilla.

Como resultado permitió un buen anclaje y una firme sujeción en el muslo. Con estos resultados se pudo concluir la prueba de forma exitosa.

Luego de varias pruebas utilizando más de dos sujetadores se concluye que la forma ideal de utilizar el mecanismo es utilizando dos sujetadores en la pantorrilla para mejor anclaje y un sujetador en la parte superior del muslo para mantener balance y posición de trabajo en el mecanismo.

Adicionalmente se colocará una rodillera en la bisagra para evitar pellizco durante el rango de movimiento de la misma.

VIII. Análisis y resultados

A continuación se presenta una tabla con sus medidas finales:

Tabla 9 Medidas finales de mecanismo

Componente	Largo (Pulg)	Ancho (Pulg)	Espesor (Pulg)	Diámetro (Pulg)
Barra superior	15.00	3.00	0.75	N/A
Barra inferior	19.00	3.00	0.75	N/A
Pasador	3.31	N/A	N/A	0.25
Tope	1.00	3.00	0.50	N/A
Sujetador inferior	3.00	3.00	0.75	N/A

En la siguiente tabla se presenta el factor de seguridad de cada uno de los componentes del mecanismo:

Componente	Factor de seguridad
Barra superior	3.2
Barra inferior	3.1
Pasador	2.0
Tope	7.8
Sujetador inferior	3.4

En la siguiente tabla se muestra el peso del mecanismo por componente y su total.

Tabla 10 Peso del mecanismo

Componente	Largo (Pulg)	Ancho (Pulg)	Espesor (Pulg)	Diámetro (Pulg)	Volumen (in ³)	Densidad (lb/in ³)	Peso (lb)
Barra superior	15.00	3.00	0.75	N/A	33.8	0.3	9.6
Barra inferior	19.00	3.00	0.75	N/A	42.8	0.3	12.1
Pasador	3.31	N/A	N/A	0.25	0.7	0.3	0.2
Tope	1.00	3.00	0.50	N/A	1.5	0.3	0.4
Sujetador inferior	3.00	3.00	0.75	N/A	6.8	0.3	1.9
							24.3

IX. Discusión

Para realizar el diseño presentado en este trabajo se utilizó una barra metálica de sección rectangular en todas las piezas excepto el pasador. Esto fue debido a que se realizó una investigación de este tipo de mecanismos creados para el ilusionismo y la construcción de un mecanismo de forma empírica el cual falló debido a cambios de sección y el material utilizado. Otra razón por la que se utilizó este tipo de sección fue debido a su facilidad de fabricación, ya que la unión de piezas rectangulares es más simple que la unión de piezas circulares. Las medidas utilizadas en los componentes del mecanismo fueron basadas en las medidas corporales del diseñador, ya que este sería el usuario principal.

La carga que afecta a este mecanismo es el peso del usuario cuando este se encuentra en la posición de trabajo. Este peso no se consideró como una carga cíclica o de alto impacto. Esto se debió a que la ilusión no se puede hacer más de una vez al público ya que se pierde interés y se debe hacer lentamente para que el público no sospeche de que se está utilizando algún artefacto.

La teoría de fallas utilizada en este diseño fue la teoría del esfuerzo cortante máximo debido a que los esfuerzos provocados por el peso del usuario son cortantes por torsión y normales por flexión. Dicha teoría puede aplicarse en este tipo de casos para un análisis conservador. Se opta por un análisis conservador debido a que se trabajó el mecanismo en una región elástica en todo momento. No se deseaba que el mecanismo llegara a su punto de fluencia ya que de ser así sufriría deformaciones permanentes. En caso de que el mecanismo llegara a deformarse podría ser perceptible para la audiencia al momento de realizar el efecto y hasta podría lastimar al usuario.

La medida utilizada para la base de la sección rectangular en todo el mecanismo fue de tres pulgadas. La razón de esto fue que el ancho de la suela del calzado era de tres pulgadas por lo que no se podía hacer mayor ya que podría ser perceptible para el público. No se utilizó un ancho menor debido a que, al ser más ancha la base se contaría con mayor estabilidad para el usuario. En cuanto al espesor del mecanismo se decidió un espesor de tres cuartos de pulgada ya que era la altura del tacón del calzado. Estas dos medidas dieron un resultado satisfactorio ya que ninguna de las piezas cuenta con un factor de seguridad menor a 1.5.

El factor de seguridad utilizado para el diseño de este mecanismo fue de 1.5. Este factor se determinó utilizando cuatro distintos criterios los cuales fueron: muy bien, bien, regular y pobre. La calidad del material a utilizar se consideró como regular debido a que no se conocía la procedencia o si el material cumplía con alguna norma de calidad. En cuanto a la carga se consideró tener un muy buen control ya que no fue variable y tampoco fue cíclica. Se consideró tener una exactitud en el análisis de esfuerzos de las piezas por lo que, al utilizar la Tabla 1

como referencia, dio como resultado que un factor de seguridad de 1.5 sería adecuado para este mecanismo.

El factor de seguridad del mecanismo fue de 2.0. Esto se debe a que el factor de seguridad del mecanismo completo es el factor de seguridad mínimo entre sus componentes.

X. Conclusiones

1. Se diseñó un mecanismo conformado por cinco componentes: Barra superior, barra inferior, pasador, tope y sujetador inferior con la capacidad de soportar a una persona de 205 libras de peso.
2. El mecanismo tiene un factor de seguridad de dos según la teoría del esfuerzo cortante máximo, siendo la parte crítica el pasador.
3. El peso del usuario que actúa sobre el mecanismo produce esfuerzos cortantes por torsión, y normales por flexión para la barra superior. En la barra inferior se tiene flexión en dos planos y compresión debido al peso. En cuanto a la soldadura y el pasador trabajan a corte.
4. El material adecuado tomando como base su disponibilidad, durabilidad, costo y resistencia es el Acero 1018.

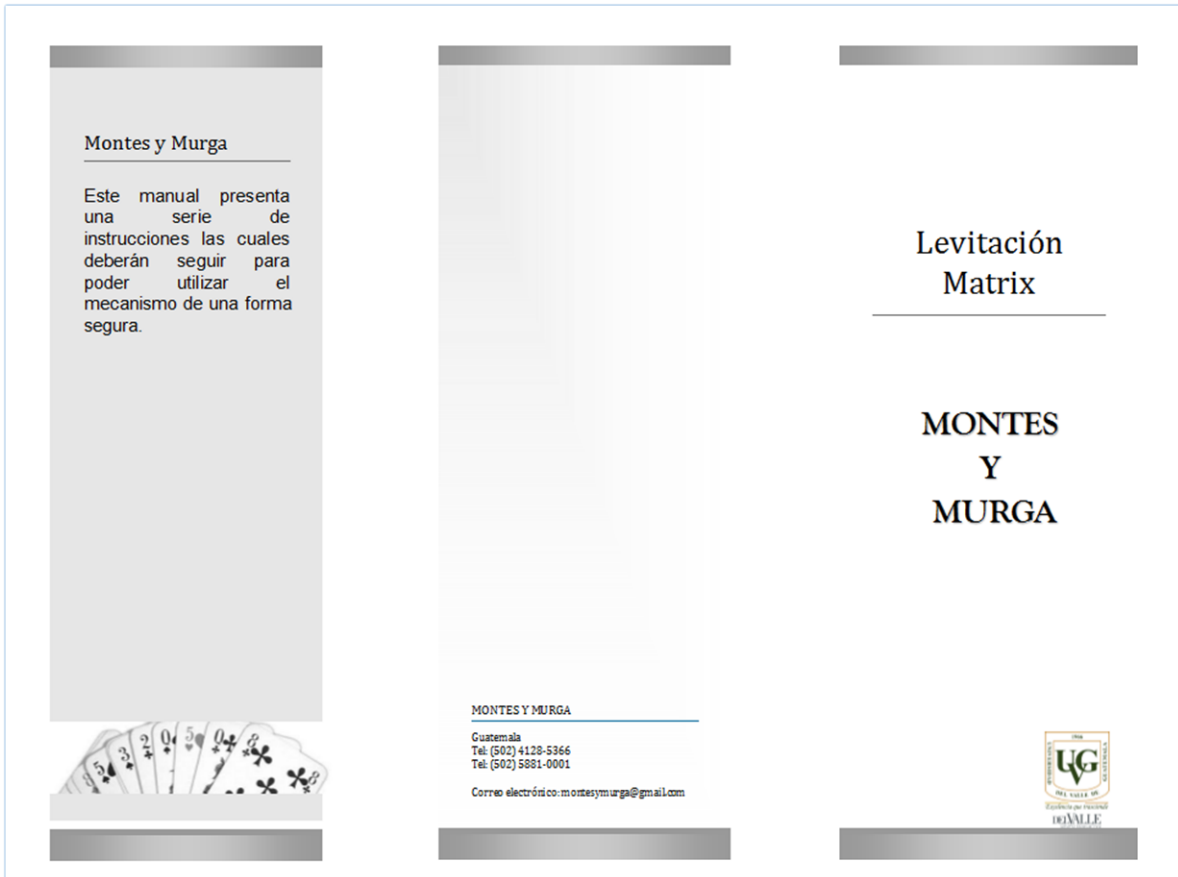
XI. Recomendaciones

1. Integrar los cinchos al mecanismo final con el fin de unificar los componentes que el mecanismo debe de poseer.
2. Dimensionar con un material más liviano para facilitar el transporte del mismo y comodidad al momento de utilizarlo en la pierna.
3. Aprovechar la geometría para utilizar menos material lo cual resultaría en menor costo y un mecanismo más liviano.
4. Utilizar un anticorrosivo para evitar corrosión en el mecanismo.
5. Tomar en cuenta el ciclo de vida del mecanismo para poder realizar un mecanismo que tenga una larga duración.

XII. Bibliografía

- Almond, P. C. (2011). *England's First Demonologist*. I.B. Tauris .
- Blaine, D., Garner, M., & Takayama, C. (2013). *American Magicians: David Blaine, Martin Garner, Harry Houdini, Orson Welles*. Books LLC.
- Budynas, R. G. (2012). In J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Novena ed., p. 1039). Mc Graw Hill.
- China Magic. (2008). *52magic*. Retrieved from <http://www.52magic.net/>
- Ferdinand P. Beer E. Russell Johnston, J. J. (2009). *Mecánica de Materiales*. Mc Graw Hill.
- Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de Máquinas* . Mexico D.F: Mc Graw-Hill.
- Lopategui, P. E. (2000, - -). *Salud Medica*. Retrieved from Salud Medica : <http://www.saludmed.com/Requisit/Centro-G.html>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. In R. L. Mott. Pearson Education.
- Norton, R. (2009). *Diseño de Maquinaria Síntesis y Análisis de Máquinas y Mecanismos* . Mexico D.F: Mc Graw-Hill .
- Palomares, R. A. (1992). *TEORIAS DE FALLA Y SUS APLICACIONES* . N.L, Mexico: Universidad Autonoma de Nuevo Leon .
- Productions, A. Z. (2012, 07 07). *You Tube* . Retrieved from <http://www.youtube.com/watch?v=TIJcjwhPj8o>
- Scot, R. (1584). *The Discoverie of Wuitchcraft* .
- Triumph International, I. (1992). *Google*. Retrieved from <http://www.google.com/patents/US5255452>

XIII. Anexos



MONTES Y MURGA

Levitación Matrix

Instrucciones

1. Ajustar las tres abrazadera en la pierna en la que "mágicamente" te balancearás. Las abrazaderas ayudan a distribuir el peso de tu cuerpo, y reduce la tensión en tus articulaciones.
2. Colócate la bota de truco, con el soporte, en el pie que soportará tu peso.
3. Coloca tu pie sobre el clavo expuesto e introdúcelo en el soporte. Asegura la cabeza del clavo deslizando tu pie hacia adelante.
4. Inclínate hacia atrás lentamente para reducir la tensión en tus piernas.
5. Levanta la pierna sin peso, cuando estés lo suficientemente cómodo para soportar tu peso en una sola pierna.

Precauciones

- Utilizar el mecanismo en la pierna hábil.
- Tomar en consideración que esta ilusión esta específicamente diseñada para una persona con un peso no mayor a 205 libras y una altura de 1.87 metros.



