

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS BASCULANTE (TILT TEST) PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT DE HASTA 500 kg”

Pozo Ramírez Patricio, Puma Benavides Sebastián
Director: Mena Euro, Codirector: Fabricio Pérez
Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
patriciopozo_r@hotmail.es, sebaspuma1991@hotmail.com
Dirección: Av. Rumiñahui, Sangolqui, Ecuador

RESUMEN

En base a los modelos existentes para realizar la prueba de tilt test, se ha logrado diseñar y construir un banco de pruebas que cumpla con todas las características técnicas para lograr una prueba de volteo adecuada. Con la aplicación de recursos tecnológicos como son el dibujo asistido por computador CAD, y el software Solidworks se logró obtener un análisis satisfactorio, que nos dio luz verde, para una construcción posterior.

PALABRAS CLAVE: Tilt test, prueba basculante, rotación del vehículo, prueba de volteo, control de fluidos, distribución de peso.

ABSTRACT

On the basis of the existing models for testing of tilt test, it has succeeded in designing and building a test bench that meets all the technical characteristics to achieve a proper test of swivel. With the implementation of technological resources such as computer aided design CAD and Solidworks software it was possible to obtain a satisfactory analysis, which gave us green light, to a later construction.

KEYWORDS: Tilt test, rotation of the vehicle, proof of flipping, fluid control, weight distribution.

I. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de las diferentes pruebas estáticas previas a las dinámicas en la competencia Formula SAE Germany, pretende demostrar un

perfecto diseño del vehículo, limitando al máximo fallas mecánicas que puedan suscitarse ya en una carrera de resistencia.

La implementación del banco de pruebas en el laboratorio de prototipos, ayuda en futuras construcciones de vehículos tipo fórmula, generando así elementos comprobados con estándares internacionales, y dispuestos con nivel competitivo muy alto.

II. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.

Las principales características a considerar son:

- *Soportar la carga máxima a elevar (W_V) será 5000 N (500Kg), más el peso de la estructura basculante.*
- *Permitir girar al mecanismo basculante desde 0° hasta 60° con respecto a la horizontal de forma segura.*
- *Albergar a un vehículo tipo Formula Student (distancia entre ejes de 1570 mm. Y un ancho de vía de 1400 mm.).*
- *Utilizar producto nacional para el soporte (acero ASTM A 36 en las denominaciones UPN 160 y 120). [1]*
- *Voltear en un tiempo máximo de 10 segundos los 60° con la máxima carga.*
- *Utilizar un factor de seguridad mínimo de 2.0.*
- *El sistema de accionamiento del banco de pruebas será Electro-Hidráulico.*

DISEÑO GEOMÉTRICO PRELIMINAR DEL BANCO DE PRUEBAS

En base a los bancos de pruebas similares existentes en las competencias de FSG y de acuerdo con los parámetros de diseño, se propone para el banco de pruebas, la geometría mostrada en la siguiente figura:

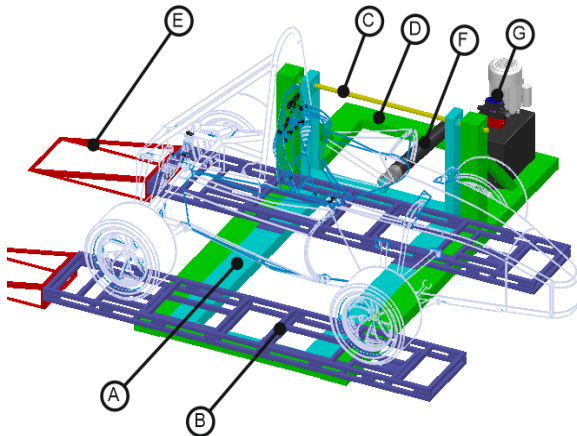


Figura No. 1: Diseño geométrico preliminar del banco de pruebas basculante con sus diferentes partes detalladas: A. Brazo de elevación, B. Plataforma de elevación, C. Eje de volteo, D. Estructura base, E. Rampa, F. Cilindro hidráulico, G. Grupo motor-bomba

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

DETERMINACIÓN DE CARGAS

A continuación se determinan las fuerzas que actúan sobre los diferentes componentes mecánicos del banco de pruebas basculante, en base a la carga máxima a levantar y las dimensiones establecidas en los parámetros de diseño.

FUERZA REQUERIDA EN EL PISTÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cálculo de la fuerza requerida en el pistón del cilindro hidráulico cuando comienza el movimiento de inclinación del vehículo, se lo realiza a partir del análisis estático del diagrama de cuerpo libre del banco de pruebas mostrado en la siguiente figura. [2]

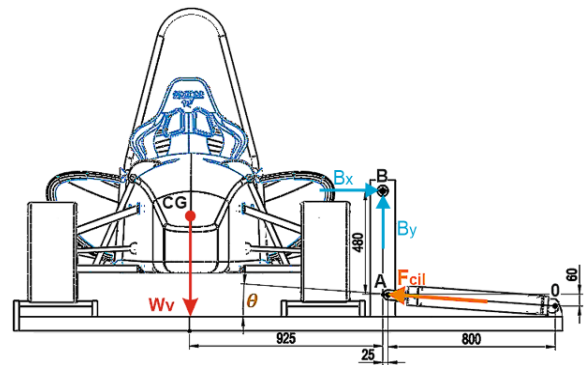


Figura No. 2: Diagrama del cuerpo libre
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

El ángulo de inclinación inicial del cilindro hidráulico (ϑ). Se considera dentro del cálculo el ángulo, para que el cilindro cambie el recorrido lineal del brazo de elevación a recorrido angular, en donde $\vartheta=4,3^\circ$.

Por lo tanto, aplicando sumatoria de momentos en el punto B se tiene:

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{cil} \cdot \cos \theta \cdot 0,48 \text{ m} + F_{cil} \cdot \sin \theta \cdot 0,025 \text{ m} + W_v \cdot 0,925 \text{ m} = 0$$

$$F_{cil} = 9700,6 \text{ N}$$

Así mismo se realiza el cálculo de las reacciones en el punto B, que vienen dadas por:

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{cil} \cdot \cos \theta + B_x = 0$$

$$B_x = 9673,3 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{cil} \cdot \sin \theta + B_y - 5000 = 0$$

$$B_y = 4272,6 \text{ N}$$

ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

Con el modelo del banco de pruebas completamente ensamblado se procede a crear en SolidWorks Motion su estudio para análisis y simulación de movimiento, el mismo que permitirá verificar de forma rápida y precisa el adecuado funcionamiento del Tilt Test mediante la determinación de desplazamientos, velocidades, fuerzas generadas, consumo de

energía, etc. Tomando en consideración los siguientes valores:

- Carga máxima a levantar = 5000 N
- Velocidad de salida del pistón hidráulico = 50 mm/s

Se determina que para levantar la carga de 5000 N, el pistón hidráulico requiere una fuerza entre:

- 9672 N cuando inicia el movimiento
- 12020 N cuando la plataforma superior alcanza el ángulo máximo de 60°.

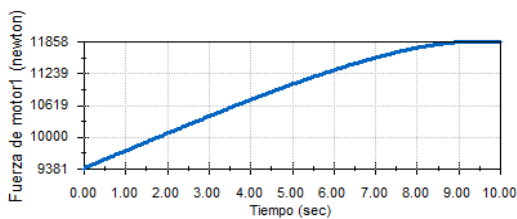


Figura No. 3: Fuerza del motor vs tiempo de recorrido
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

En cuanto al consumo de energía del pistón del cilindro hidráulico, en la figura siguiente se observa que su valor máximo es de 601,0 vatios (0.81 hp) el mismo que se produce en el momento que el prototipo alcanza el ángulo de volteo máximo.

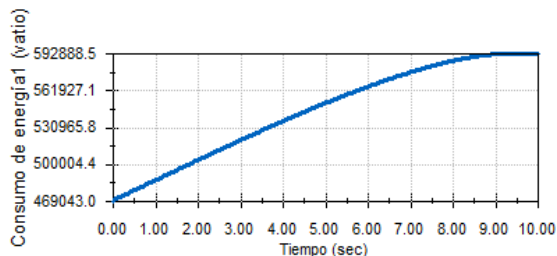


Figura No. 4: Consumo de energía vs tiempo de recorrido
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

Del análisis de los resultados de desplazamiento se determina que para alcanzar el ángulo de 60° se requiere una carrera del pistón hidráulico mayor o igual a 501 mm.

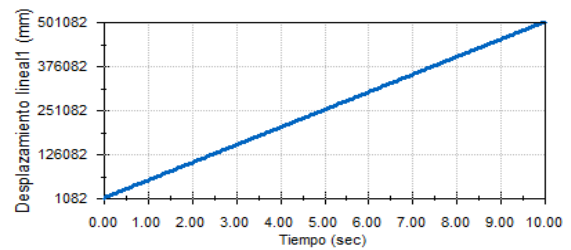


Figura No. 5: Desplazamiento lineal vs tiempo de recorrido
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Se realiza el análisis de esfuerzos de cada uno de los componentes del banco de pruebas con la ayuda del Software SolidWorks Simulation, a fin comprobar que dichos componentes resistan los esfuerzos a los que están sometidos y de esta forma garantizar un seguro funcionamiento de la máquina.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL BRAZO DE ELEVACIÓN

Sobre el brazo de elevación actúa la carga máxima a elevar y la fuerza transmitida por el pistón hidráulico para generar el movimiento de giro, es decir:

$$W_V = 5000,0 \text{ N}$$

$$F_{cil} = 9700,6 \text{ N}$$

Este elemento se fabrica utilizando perfiles estructurales UPN de acero estructural ASTM A36.

Para el análisis se consideran dos cargas sobre el brazo de elevación, la primera carga proyectada como la fuerza ejercida del cilindro y la segunda como la fuerza que se aplica por el peso del vehículo.

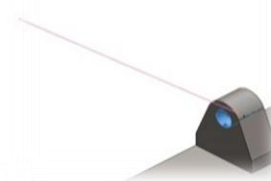


Figura No. 6: Fuerza ejercida por el cilindro
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

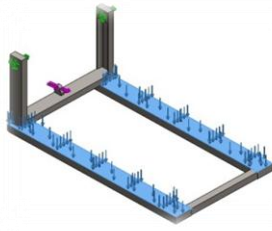


Figura No. 7: Fuerza ejercida por el peso del vehículo
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

De esta manera se obtiene la fuerza resultante de reacción igual a 10575.8 (N).

ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN

La tensión máxima se encuentra en la soldadura que representa la unión de los dos postes que componen la estructura móvil con un valor de $124.708 \frac{N}{mm^2}$ (MPa) como se muestra en la siguiente figura:

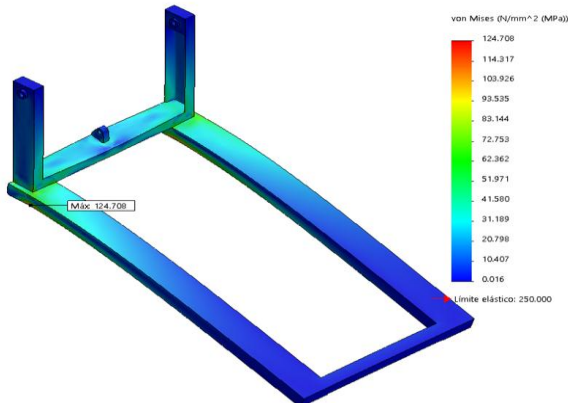


Figura No. 8: Tensiones que se generan en el brazo móvil
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento máximo (11.7 mm) se da en la zona más alejada de la unión entre los postes, debido al momento producido por efecto de la longitud, se muestra con color rojo en la siguiente figura:

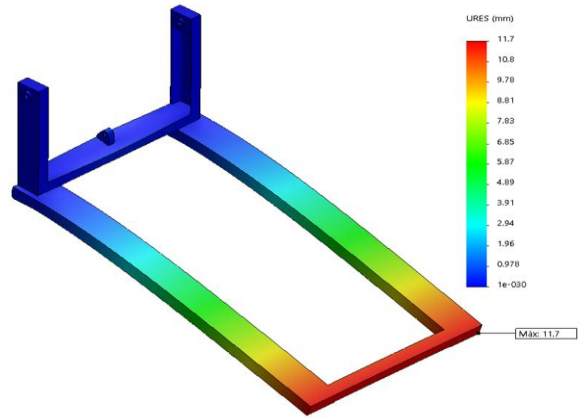


Figura No. 9: Desplazamiento que se genera en el brazo de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE FACTOR DE SEGURIDAD

En la siguiente figura podemos observar en color rojo el valor mínimo de coeficiente de seguridad 2.

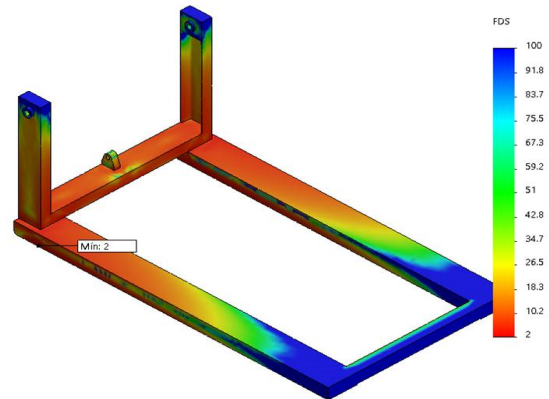


Figura No. 10: Coeficiente de seguridad del brazo de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

DISEÑO DE LA PLATAFORMA DE ELEVACIÓN

Sobre el brazo de elevación actúa la carga máxima (soporta todo el peso del vehículo), es decir:

$$W = 5000 \text{ N}$$

Se utilizan tubos cuadrados de acero estructural ASTM A36.

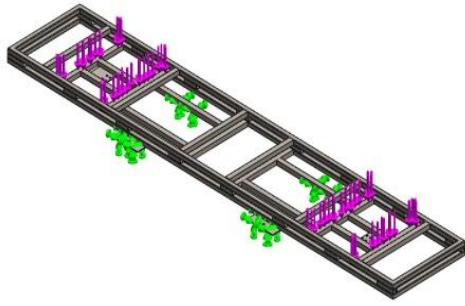


Figura No. 11: Cargas que se aplican a la plataforma de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

La fuerza resultante generada tiene un valor de 5000.69 (N).

ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN

La tensión máxima se encuentra en los soportes que se encuentran distribuidos a lo largo de la plataforma, específicamente en los que se encuentran junto a las platinas con un valor de $100.996 \frac{N}{mm^2}$ (MPa) como se muestra en la siguiente figura:

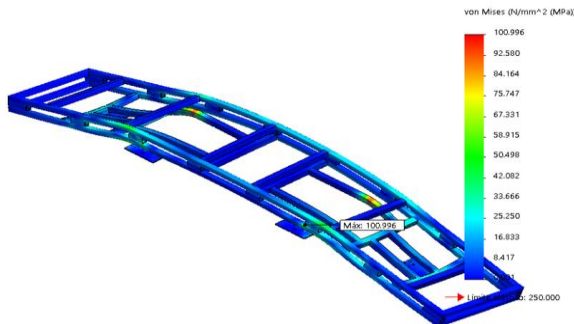


Figura No. 12: Análisis de tensión de la plataforma de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento máximo que soporta la plataforma es de 1.59mm, generándose en las zonas más alejadas del centro debido al mayor bazo de palanca producido, se muestra con color rojo, en la siguiente figura:

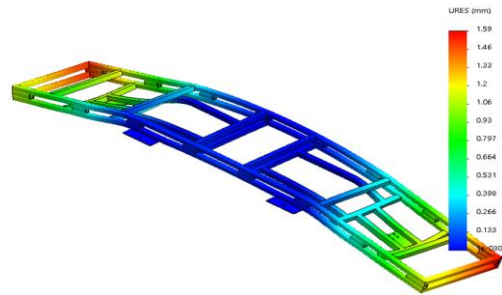


Figura No. 13: Análisis de desplazamiento de la plataforma de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE SEGURIDAD

En la siguiente figura podemos observar en color rojo el valor mínimo de coeficiente de seguridad de 2.48.

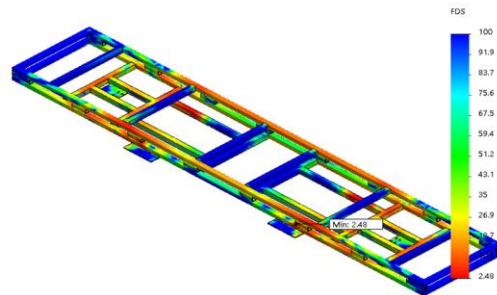


Figura No. 14: Análisis estático de seguridad de plataforma de elevación
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

DISEÑO DEL EJE DE VOLTEO

Alrededor del eje de volteo gira el brazo de elevación a fin de alcanzar el ángulo de giro requerido.

Se fabrica utilizando eje de acero de transmisión AISI 1045.

Sobre el eje actúan las cargas equivalentes a las reacciones generadas en el punto B, es decir:

$$B_x = 9673,3 \text{ N}$$

$$B_y = 4272,6 \text{ N}$$

ANÁLISIS DE CARGAS

Para el análisis se consideran dos cargas sobre el eje de elevación, que son las resultantes en el punto B:

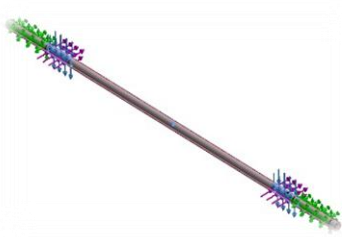


Figura No. 15: Fuerza normal que actúa sobre el eje, -4272.66 (N)

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

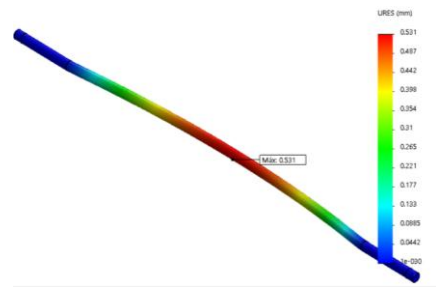


Figura No. 18: Análisis estático desplazamiento eje de volteo

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.



Figura No. 16: Fuerza normal que actúa sobre el eje, -9673.3 (N)

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

La fuerza resultante producida una vez realizado el análisis tiene un valor de 10575.6 (N).

ANÁLISIS ESTÁTICO DE SEGURIDAD

En la siguiente figura podemos observar en color rojo el valor mínimo de coeficiente de seguridad de 2.38.

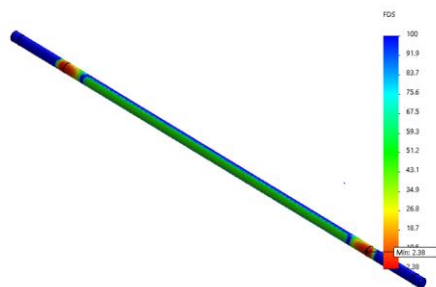


Figura No. 19: Análisis estático de seguridad eje de volteo

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN

La tensión máxima se encuentra en la unión entre el brazo de elevación y la estructura base, donde el esfuerzo cortante es máximo con un valor de $222.42 \frac{N}{mm^2}$ (MPa) como se muestra en la siguiente figura:

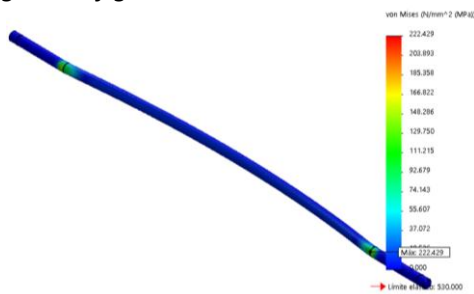


Figura No. 17: Análisis estático tensiones eje de volteo

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA BASE

Sobre la estructura base se montan todos los componentes mecánicos, hidráulicos y eléctricos del banco de pruebas, por lo que debe ser lo suficientemente rígido para soportar el peso de todos estos componentes, el peso del vehículo prototipo y las fuerzas generadas debido al accionamiento del pistón hidráulico.

En la estructura base actúan las cargas que se indican a continuación:

$$F_{cil} = 9700,6 \text{ N}$$

$$B_x = 9673,3 \text{ N}$$

$$B_y = 4272,6 \text{ N}$$

$$W_H = 500,0 \text{ N (Sist. Electrohidráulico)}$$

ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento máximo que soporta el eje de volteo es de 0.531 mm. El desplazamiento máximo se da en la zona central, se muestra con color rojo, en la siguiente figura:

ANÁLISIS DE CARGAS

Para el análisis se consideran tres cargas sobre la estructura base, la primera carga proyectada como el soporte del cilindro, la segunda como la

fuerza que se aplica en los cojinetes y la tercera como la fuerza que se presenta en el poste.

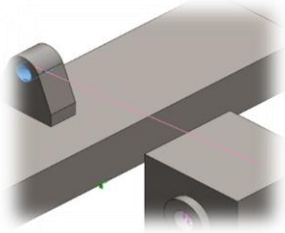


Figura No. 20: Carga producida sobre el soporte del cilindro - 9700.6 (N).

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

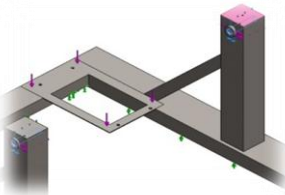


Figura No. 21: Fuerza aplicada en los cojinetes -4272.66 (N).

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

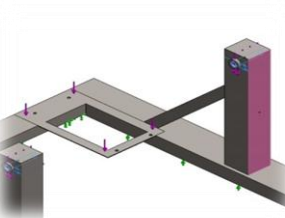


Figura No. 22: Fuerza producida en el poste -9673.3 (N).

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

La fuerza resultante producida una vez realizado el análisis tiene un valor de 5507.33 (N).

ANÁLISIS ESTÁTICO DE TENSIÓN

La tensión máxima se encuentra en el soporte del cilindro hidráulico con un valor de $106.50 \frac{N}{mm^2}$ (MPa) como se muestra en la siguiente figura:

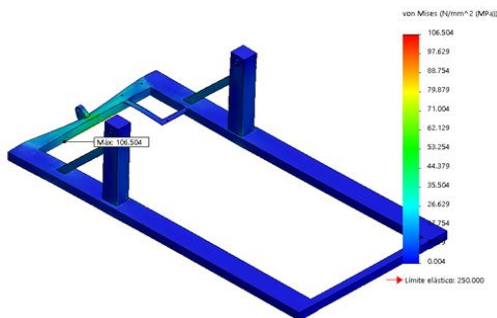


Figura No. 23: Análisis estático tensiones estructura base
Autores: Pozo E., Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento máximo que se da en la estructura base es de 1.59mm, puntualmente en el soporte del cilindro hidráulico, se muestra con color rojo en la siguiente figura:

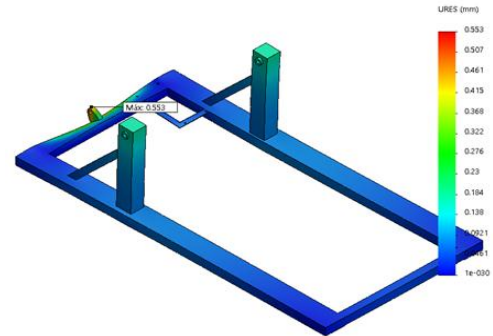


Figura No. 24: Análisis estático desplazamiento estructura base
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ANÁLISIS ESTÁTICO DE SEGURIDAD

En la siguiente figura podemos observar en color rojo el valor mínimo de coeficiente de seguridad de 0.553.

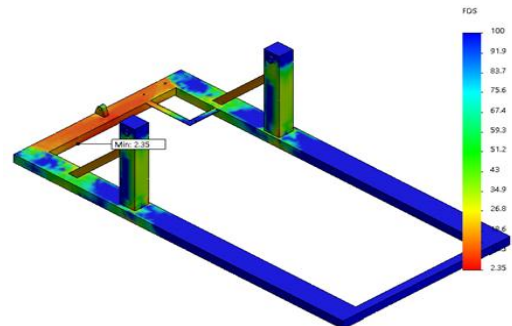


Figura No. 25: Análisis Estático de Seguridad Eje de Volteo
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

DISEÑO HIDRÁULICO DEL BANCO DE PRUEBAS

Los parámetros de diseño que influyen directamente en el diseño hidráulico del banco de pruebas basculante son: [3]

- Fuerza máxima requerida en el pistón = 12020 N
- Velocidad media de accionamiento del pistón = 50 mm/s
- Carrera máxima del pistón = 501 mm

CALCULO DE PRESIÓN Y CAUDAL

$$p = \frac{F}{A}$$

Dónde:

p = presión

F = fuerza máxima requerida en el pistón = 12020 N

A = área del pistón

D = diámetro del pistón = 75 mm

$$\text{Caudal} = V \cdot A$$

Dónde:

V = velocidad de salida del pistón hidráulico

= 50 mm/s

A = área del pistón

Así tenemos:

$$p = 2,72 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 2,72 \text{ MPa} = 395 \text{ psi}$$

$$\text{Caudal} = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 13,2 \text{ lt/min}$$

DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para simular y comprobar el adecuado funcionamiento del circuito hidráulico se utilizó el software de FESTO FluidSim

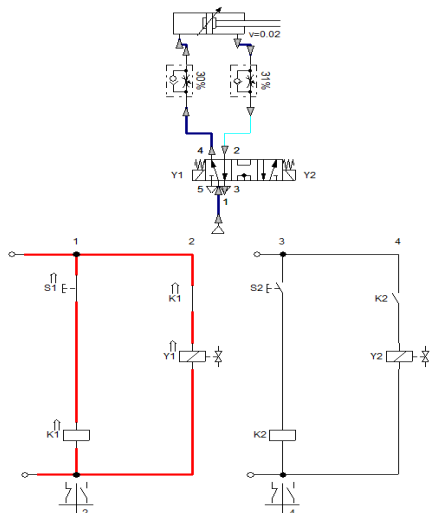


Figura No. 26: Funcionamiento del circuito hidráulico en ascenso
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

La potencia mínima requerida en el motor eléctrico que acciona la bomba hidráulica se determina en función de la velocidad de salida del pistón y su fuerza máxima.

$$\text{Pot} = F \cdot V$$

$$\text{Pot} = 12020 \text{ N} \cdot 0.05 \text{ m/s}$$

$$\text{Pot} = 601 \text{ W} = 0,805 \text{ hp}$$

Utilizando un margen de seguridad del 30%, se determina que se requiere un motor eléctrico de 1.05 hp.

SISTEMA ELECTRÓNICO DE VISUALIZACIÓN DE GRADOS DE INCLINACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

El indicador nos mostrará el desfase producido entre la estructura base y la estructura móvil con respecto a la horizontal. Este desfase será el ángulo mostrado en el indicador digital el mismo que nos permitirá conocer la pendiente a la cual el vehículo está siendo sometido lateralmente.

Este sistema está basado principalmente en un reóstato el cual se encuentra acoplado al eje que sirve como punto fijo entre las estructuras (fija y móvil) del banco de pruebas. De acuerdo con la rotación del eje tendremos un recorrido mecánico en el dial del reóstato lo que provocará una variación en la resistencia entre los terminales del mismo (la resistencia variable será medida entre un terminal fijo y un variable del reóstato).

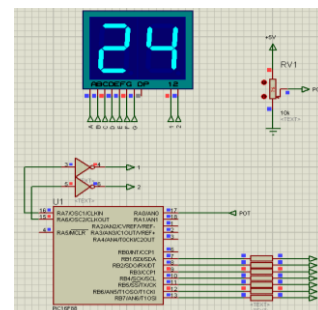


Figura No. 27: Simulación del circuito con 24 grados de inclinación con respecto a la horizontal
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA BASE Y BRAZO DE ELEVACIÓN

Cortamos los perfiles UPN 120 (Acero ASTM A36) según corresponden las medidas en los planos de diseño. Mediante la unión por soldadura se obtiene los postes que serán el soporte para el brazo de elevación.

Realizamos perforaciones en los perfiles e introducimos los bocines de acuerdo a las medidas determinadas en la fase de diseño, a continuación se procede a soldar el conjunto. Además se adjuntarán los soportes del actuador hidráulico, todo el proceso de soldadura se lo realizará mediante solda por arco eléctrico con un electrodo E 6013.



Figura No. 28: Estructura base
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

CONSTRUCCIÓN DE LAS PLATAFORMAS

El material utilizado son tubos cuadrados de una pulgada, se arman las bases de la celda de peso donde se soportaran las ruedas del vehículo de acuerdo a las dimensiones establecidas.

Se ensambla la estructura completa conforme al diseño establecido.

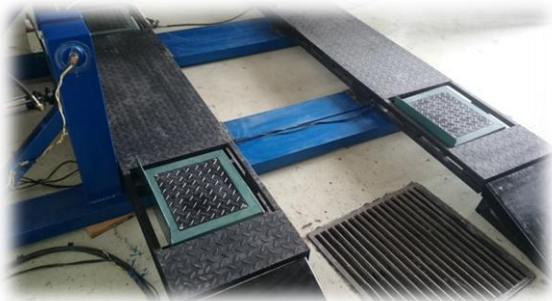


Figura No. 29: Plataformas de soporte para el vehículo
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

IMPLEMENTACIÓN DEL CONJUNTO HIDRÁULICO

Una vez definido y simulado el diagrama hidráulico del sistema se procede a la instalación y puesta en funcionamiento del mismo.

Se ensambla el actuador a la estructura, la unidad de potencia juntamente con las válvulas hidráulicas, finalmente se acoplan las mangueras y se llena el depósito con fluido hidráulico.

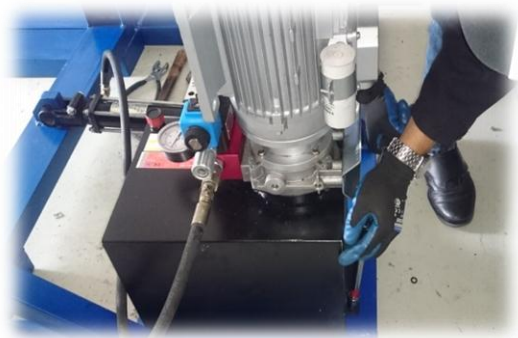


Figura No. 30: Instalación del sistema hidráulico al banco de pruebas

Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

IMPLEMENTACIÓN DE LA CAJA DE MANDOS, MEDIDOR DE INCLINACIÓN Y FINAL DE CARRERA.

La caja de mandos se compone de todas las botoneras y controles eléctricos que nos permitirán manipular el banco de pruebas.



Figura No. 31: Caja de mandos
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

Instalamos el reóstato señal analógica que recibe la inclinación del brazo y la transforma en señal digital (posicionamiento en grados).

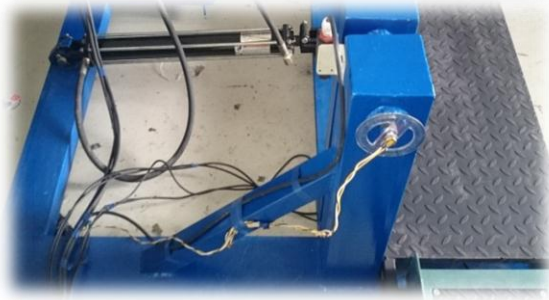


Figura No. 32: Instalación del reóstato en el eje
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

La instalación del final de carrera se la realiza con la sujeción de éste en la estructura base, donde el movimiento del brazo de elevación lo activará des energizando el sistema.



Figura No. 33: Instalación del sensor final de carrera
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

ASCENSO Y DESCENSO DEL VEHÍCULO

Para elevar el vehículo tenga consideración que esté en la posición indicada como se muestra a continuación.



Figura No. 34: Vehículo sobre el banco de pruebas
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

Coloque una faja de seguridad y soporte que sostendrá al vehículo en caso de emergencia evitando que este se vire, existe una etiqueta indicando la posición de sujeción en el banco de pruebas, en el vehículo se conecta en el mainhop como se muestra en la figura.



Figura No. 35: Sujeción del vehículo sobre el banco de pruebas
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

Para iniciar la elevación del vehículo presione el pulsador de la botonera con la fecha hacia arriba, el manómetro empezará a marcar presión así como el indicador de posición angular.



Figura No. 36: Banco de pruebas en funcionamiento
Elaborado por: Pozo E. y Puma D.

Se controlará visualmente el ascenso del vehículo, así mismo el aumento intempestivo de presión esto puede merecer la calibración de la válvula reguladora de caudal.

CONCLUSIONES

- *Se consideró el diseño estructural tomando en cuenta todas las cargas y medidas previas para realizar de manera experimental la prueba Tilt Test.*
- *Para que el diseño mecánico proporcione una elevación de giro en un mismo punto se tomó en cuenta un mecanismo de tijera capaz de generar el movimiento basculante.*
- *Se logró implementar un sistema hidráulico que ejecuta la operación de elevación*

del banco de pruebas de una manera eficiente, con el aprovechamiento al máximo de los recursos mecánicos e hidráulicos utilizados.

- *La implementación del sistema de control de peso, no solo ayuda a medir la intensidad de fuerza que ejerce cada rueda de vehículo, también se logra realizar la calibración del sistema de suspensión que se utiliza, mediante el ajuste o desajuste del sistema push rod utilizado.*
- *La realización de la prueba verifica en el vehículo, estabilidad en curvas, tracción en el arranque y adherencia al piso a altas velocidades, aprobando su optima participación en competencias, después de realizada la prueba.*
- *El fácil manejo del banco de pruebas proporciona a la Universidad una herramienta capaz de proveer resultados satisfactorios en cuanto a diseño de suspensión y distribución de peso en vehículos destinados a la participación en formula Sae Student.*
- *La elevación del vehículo proporciona la representación inmediata de las fuerzas que se generan en curvas y la aplicación de la gravedad sobre el piloto y vehículo.*

REFERENCIAS

[1] SAE INTERNATIONAL, (2013). 2014 Formula SAE Rules. (s.l.). (s.e.).

[2] MOTT, Robert (2006). Diseño de Elementos de Máquinas, Cuarta 4^{ta} Edición. México D.F. McGraw-Hill/Interamericana.

[3] MOTT, Robert (2006). Mecánica de fluidos. Sexta 6^{ta} Edición. México D.F. McGraw-Hill/Interamericana.

BIOGRAFÍA



David Sebastián Puma Benavides, nació en Imbabura, Ecuador, Ingeniero Automotriz, trabaja en PMI equipamientos y Gerente propietario de Automotive Perfomance 4x4 empresa dedicada a la construcción de accesorios 4x4 y a la interacción de eventos relacionados con este tipo.



Edwin Patricio Pozo Ramírez, nació en Ibarra, provincia de Imbabura, Ecuador, egresado de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la carrera de Ingeniería Automotriz.