

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE ATENUADOR DE IMPACTOS PARA UN PROTOTIPO FÓRMULA STUDENT EN LA ESPE LATACUNGA

Iza Henry, Trávez Wilson, Sin Herrera, Ríos Carlos

Departamento de Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Extensión Latacunga

Latacunga, Ecuador

hhiza@espe.edu.ec

wotravez@espe.edu.ec

gabriela_sin_herrera@hotmail.com

carlosandres_rios@hotmail.com

Resumen— *La implementación de un banco de pruebas que permita establecer el correcto diseño de un atenuador de impactos dentro de un prototipo Formula Student, contempla el respectivo análisis de todas las reglas que impone la SAE para para la elaboración de un atenuador de impactos, de esta forma la construcción del monoplaza se realizaría dentro de reglas y normas establecidas. El proyecto está constituido por un mecanismo sobre rieles propulsado mediante la tensión ejercida en bandas elásticas, dicho mecanismo es liberado por un sistema automático tipo grúa. Se implementará un sistema de sensores de velocidad y un acelerómetro, las señales serán registradas en una tarjeta de adquisición de datos SBRIO, para su posterior registro y análisis. El control del sistema se lo realizó mediante una interfaz gráfica, la misma que permite brindar facilidades de manejo al operador. Es importante señalar que el proyecto contará con estándares de seguridad necesarios para salvaguardar el factor humano como prioridad dentro del banco de pruebas.*

Palabras clave— *Atenuador de impactos, interfaz gráfica, Formula Student, SAE, vehículo monoplaza, tarjeta de adquisición de datos.*

Abstract— *the implementation of a test bench that lay down a correct design of an impact attenuators implemented in a prototype to participate in the FORMULA STUDENT. The project includes the respective analysis of all rules imposed by SAE for the construction of impact attenuator, and thus the construction of the car is within the established rules and standards. The project is constituted by a rail mechanism propelled by the tension in elastic bands, the mechanism is flied away by a crane automatic. In the body in motion will be implemented with a system of speed, distance sensors and accelerometers, the signals are sent to an acquisition card of data (sbRIO) for subsequent recording and analysis. The control system would be used by a computer which consist in a graphical interface, giving versatility to the project. Is important to show that the next project will have safety standards necessary to safeguard the human factor as a priority in a single-seater.*

Keywords— *Impact Attenuator, GUI, Formula Student, SAE, Single-seater vehicle, acquisition card of data..*

I. INTRODUCCIÓN

El banco de pruebas para atenuador de impactos a implementar constituye un sistema completo de deslizamiento horizontal sobre rieles, el mismo que cuenta con un determinado sistema electrónico capaz de recibir las señales de los diferentes sensores instalados.

A. Definición de banco de pruebas

Es una plataforma para la experimentación de proyectos de gran desarrollo, ver [1], la misma que brinda una forma de comprobación rigurosa, transparente y repetible de teorías científicas, elementos computacionales, y otras nuevas tecnologías.

La principal ventaja de un banco de pruebas es que puede ser usado en diferentes disciplinas para poder describir y analizar un ambiente de desarrollo que está protegido de los riesgos de las pruebas en un ambiente de producción.

Un modelo de banco de pruebas se puede apreciar en la figura 1.



Fig. 1 : Bancos de prueba

II. DISEÑO MECÁNICO

Basándose en el análisis de alternativas para la selección del tipo de bancos de prueba, se realizó la construcción del banco horizontal sobre rieles, el mismo que se construyó con un sistema de propulsión encargado de tensionar bandas elásticas hasta lograr el impulso adecuado del trineo a impactar, figura 2.

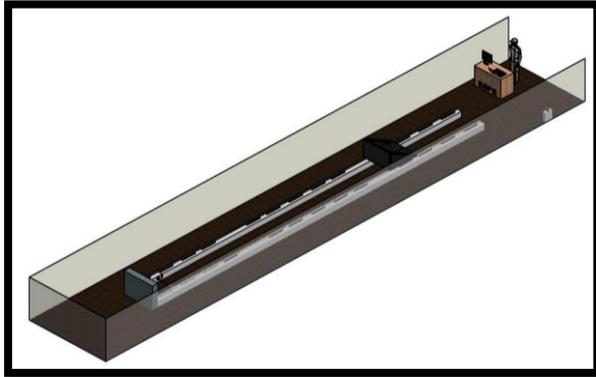


Fig. 2 : Banco de pruebas a diseñar

Diseño de componentes mecánicos:

A. Diseño de ejes

Los ejes forman parte del mecanismo de riel, a través de los mismos se deslizan los rodamientos lineales que son los encargados del desplazamiento del trineo móvil.

Se realizó una distribución de trece soportes para ejes, en cada guía de 15 m, con un total de 26 bases. La separación de los apoyos no es la misma entre cada soporte, razón por la cual el análisis de deflexión en las vigas se lo realizó por secciones de las únicas tres medidas de separación existentes a lo largo de cada eje, dividiéndose en tres secciones distintas, como se indica en la figura 3.

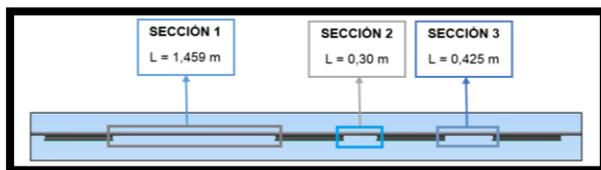


Fig. 3: Secciones según la longitud de separación entre cada soporte

Mediante la fórmula:

$$y_B = Y_{\text{máx}} = \frac{-PL^3}{48EI} \text{ en el centro}$$

Se realizó el análisis de flexión de vigas determinando deflexiones máximas en cada sección, dando los resultados siguientes Tabla I:

TABLA I
RESULTADOS OBTENIDOS DE DEFLEXIONES MÁXIMAS

Sección 1	$Y_{\text{máx}} = -0,0000000645\text{m}$
Sección 2	$Y_{\text{máx}} = -0,0000000106\text{ m}$
Sección 3	$Y_{\text{máx}} = -0,00000003036\text{ m}$

Fuente: (Mott, Sexta_Edicion)

Considerando los límites de flexión recomendados:

TABLA II
FLEXIONES DE VIGAS, LÍMITES DE FLEXIÓN RECOMENDADOS.

Parte general de una máquina	$Y_{\text{max}} = 0,0005 \text{ a } 0,003 \frac{\text{in}}{\text{in}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$ de longitud de viga
Precisión moderada	$Y_{\text{max}} = 0,00001 \text{ a } 0,0005 \frac{\text{in}}{\text{in}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$ de longitud de viga
Alta precisión	$Y_{\text{max}} = 0,000001 \text{ a } 0,00001 \frac{\text{in}}{\text{in}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$ de longitud de viga

Fuente: (Mott, Sexta_Edicion)

El banco de pruebas para atenuador de impactos se encuentra en el rango de “precisión moderada” por lo que se determina que la deflexión obtenida en el eje de transmisión es mínima, concluyendo que la selección del eje es la adecuada, ya que con la aplicación de la carga no se produce una deflexión máxima.

Mediante un análisis en software de simulación (INVENTOR), se aplicó las cargas máximas a los ejes diseñados obteniendo un desplazamiento máximo de 0,552mm, dando como resultado una deformación mínima establecida dentro del rango de deformación.

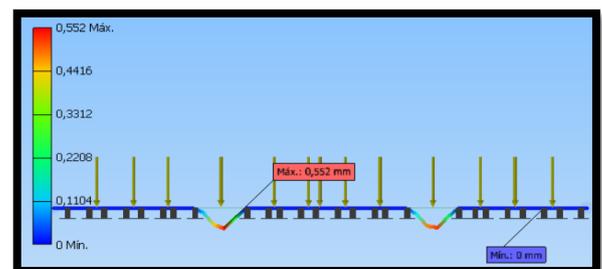


Fig. 4 Análisis de desplazamiento en el software.

B. Diseño del trineo móvil

Es el elemento móvil del banco de pruebas, el mismo que tiene la función de deslizarse horizontalmente sobre las rieles hasta impactarse a una velocidad de 7 m/s, produciendo una desaceleración de 20 a 40g, posee una masa de aproximadamente 300 kg, la energía absorbida por el atenuador de impactos debe ser igual a 7350 J o más, de esta manera se cumple con los parámetros impuestos por el reglamento Formula SAE Internacional en el Artículo 3 (célula del conductor) tomo 22 (datos requeridos del atenuador de impactos), ver [2]. En la figura 5, se observan las fuerzas que intervienen sobre el trineo móvil al momento del impacto.

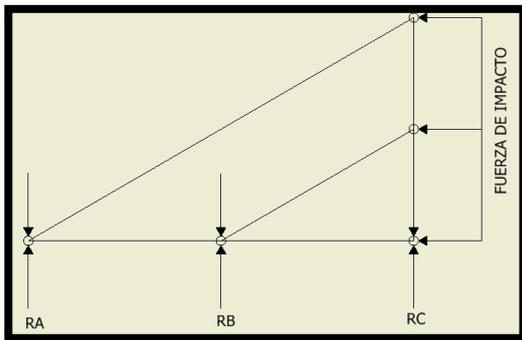


Fig. 5 Fuerzas sobre el trineo móvil
FUERZA DE IMPACTO

= FUERZA REQUERIDA PARA DETENER EL TRINEO

CÁLCULO DE LA FUERZA DE IMPACTO:

Datos:

$$m = 300Kg$$

$$v = 7 \frac{m}{s}$$

$$d = 0.2m$$

$$E_{ci} = \frac{1}{2}mv^2$$

$$E_{ci} = \frac{1}{2}(300Kg) \left(7 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$\boxed{E_{ci} = 7350 J}$$

$$F_r d = -\frac{1}{2}mv^2$$

$$F_r = \frac{-\frac{1}{2}mv^2}{d}$$

$$F_r = \frac{-7350 J}{0.2 m}$$

$$\boxed{F_r = -36750 N}$$

En la figura 6 se indica el análisis de desplazamiento obtenido en el software de simulación, se determina que el trineo después de ser sometido a una fuerza de impacto, existe un desplazamiento máximo de 0,08871 mm, el mismo que no afecta a la estructura posterior al impacto; con el valor de deformación obtenida se verifica la correcta geometría diseñada para el trineo móvil.

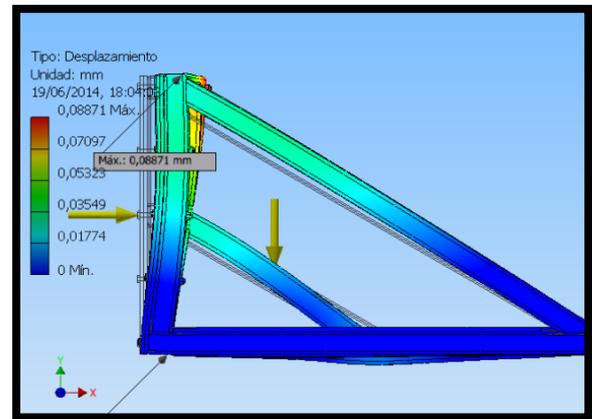


Fig. 6 Análisis de desplazamiento

Se determinó que el coeficiente de seguridad indica la capacidad máxima de un sistema, en general dependen de parámetros importantes como la resistencia del material y las cargas aplicadas, el valor mínimo de factor de seguridad admisible varía entre 1,5 y 2, sin embargo mientras más alto es su valor, se tiene mayor confiabilidad en el diseño de la estructura, en la figura 7 se tiene un análisis del factor de seguridad.

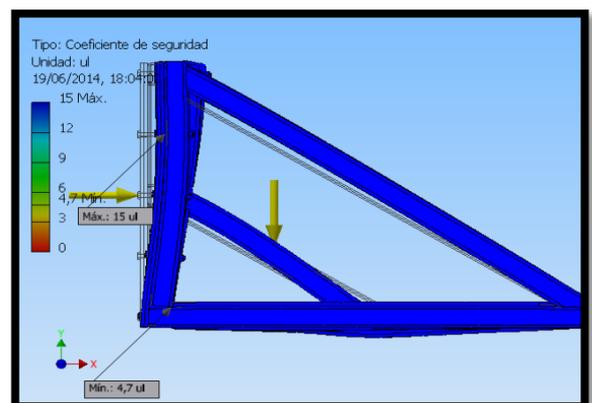


Fig. 7 Análisis de factor de seguridad

Concluyendo que la deformación existente en el momento del impacto no afecta al diseño de la estructura teniendo una vida útil alta sin deformaciones.

C. Selección de rodamientos lineales

Son elementos que van acoplados al trineo y permite el movimiento del mismo a través del eje, con el menor rozamiento posible. En la figura 8 se indica el rodamiento lineal óptimo para cumplir las exigencias requeridas.



Fig. 8 Rodamiento lineal Thomson SSUPBO24

En la tabla II, se muestran las especificaciones técnicas del rodamiento, ver [3].

TABLA III
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RODAMIENTO THOMSON SSUPBO24.

ESPECIFICACIONES	
Diámetro Nominal (in)	1.5
Capacidad de carga dinámica (lbf)	3880
Masa (lb)	3.29

Fuente: (THOMSON, 2013)

El peso del trineo móvil es de 660 lbf., por lo que los rodamientos seleccionados soportan aproximadamente tres veces más que la carga del trineo, según la distribución del peso.

Se hizo la selección de los rodamientos debido a su diámetro nominal de 3,81 cm, para un eje de transmisión del mismo diámetro, el cual fue analizado previamente, cumpliendo con parámetros establecidos.

D. Selección de soportes para ejes

Los rieles de soporte se utilizan para el acople ejes continuos, soportando las cargas analizadas, figura 9.

Para el banco de pruebas de atenuadores de impacto, se utilizó un total de 26 bases, 6 de ellas de aleación de aluminio y el resto de hierro fundido.

La longitud de cada riel es de 15 metros, con un total de 13 bases distribuidas.

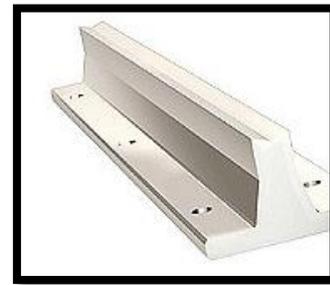


Fig. 8 Soportes para ejes de transmisión

En la tabla III, se indican las especificaciones técnicas de los soportes para ejes.

TABLA IV
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS BASES PARA EJES

ESPECIFICACIONES	
Diámetro Nominal (in)	1.5
Material	Aleación de Aluminio (6) Hierro Fundido (20)
Masa (lb)	5.4 (Aleación de Aluminio) 14.1 (Hierro Fundido)

Fuente: (THOMSON, 2013)

E. DISEÑO DE SISTEMA DE PROPULSIÓN DEL TRINEO

El sistema de propulsión es el encargado de dar el impulso necesario para que el trineo se desplace por las rieles hasta alcanzar una velocidad de aproximadamente 27 km/h momentos antes del impacto, la velocidad requerida se obtiene mediante la tensión de las bandas elásticas la cual se logra con un sistema de grúa capaz de soportar fuerzas de 2000lbf, librando el trineo móvil, asemejándose a un sistema de catapulta, logrando la velocidad necesaria.

SELECCIÓN DE GRÚA:

La función principal de la grúa es tensionar las bandas elásticas al momento de ser enganchada al trineo móvil. La selección se realiza tomando en cuenta la capacidad de carga que posee la grúa, además del espacio que ocupa, su manejo y su conexión.

El peso total que debe ser soportado es de aproximadamente 700 lb., la grúa tiene capacidad mínima de 2000 lb., además de que sus dimensiones son adecuadas para la instalación, como se indica en la figura 10, ver [4].



Fig. 10 Grúa eléctrica 12V 2000 LBS

En la tabla IV se indican las especificaciones técnicas de la grúa eléctrica.

TABLA IV
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS GRÚA ELÉCTRICA

Capacidad (lb)	2000
Velocidad lineal (pies/s)	6
Longitud del cable (pies)	30
Fuente de poder (V)	12

SELECCIÓN DE BANDAS ELÁSTICAS

Las bandas elásticas son construidas con caucho en un 80% con un sistema paralelo de 20% de polipropileno, resistente a rayos UV, químicos, cemento y aceites, se indica en la figura 11.



Fig. 11 Estructura de bandas elásticas

En la tabla V se muestran las principales características técnicas de las bandas elásticas seleccionadas, las mismas que serán las encargadas de someter a tensión el trineo móvil para alcanzar la velocidad deseada momento antes del impacto.

TABLA V
CARACTERÍSTICAS DE LAS BANDAS ELÁSTICAS

DIÁMETRO CUERDA	CARGA DE ROTURA	NUMERO DE HILOS	PESO	% ELONGACION
12 mm	224 kg	16	95 g/m	100%

Fuente: (ALIBABA, 2012)

III. DISEÑO ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO

A. Sistema Electrónico

El sistema requiere de dispositivos sensoriales para determinar la desaceleración y la velocidad que se obtiene al momento que se produce el impacto.

SENSOR DE ACELERACIÓN:

Se utilizó un sensor de aceleración en la parte posterior del atenuador de impactos, se colocará en la parte central debido a la distribución de esfuerzos al momento en que el trineo choca directamente con el atenuador. Los criterios de selección se basan en rangos de aceleración permitidos, resistencia a la corrosión, robustez, entre otros, ver [5].



Fig. 12 Acelerómetro Wilcoxon 786f

En la tabla VI, se muestran las especificaciones técnicas de acelerómetro.

TABLA VI
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACELERÓMETRO

DETALLE	CARACTERÍSTICAS
Marca	Wilcoxon 786f
Rango de aceleración	80 g.
Suministro de energía	18 – 30 VDC
Rango de temperatura	-50 a 120 °C
Límite de vibración	500 g

SENSOR DE VELOCIDAD

Para determinar la velocidad se usaron dos sensores fotoeléctricos, los mismos que tienen la capacidad de captar luz y activar o desactivar una señal en función de los valores de esa luz, ver [6]. Se tomara el tiempo entre la activación del primer par emisor-receptor, con respecto al otro y se lo relaciona con la distancia para obtener la velocidad al momento del impacto. Los sensores fotoeléctricos se indican en la figura 13.



Fig. 12 Fotocélulas FL130

En la tabla VII se indican las especificaciones técnicas de los sensores fotoeléctricos.

TABLA VII
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS FOTOCÉLULAS FL130

DETALLE	CARACTERÍSTICAS
Marca	BFT
Modelo	FL130
Alimentación	20 – 31 Vca
Absorción par	70 mA
Alcance máximo	30 m (Reducido en niebla-lluvia)
Temperatura func.	-15° a 70°C
Grado de protección	IP54

SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para medir y registrar un conjunto de señales físicas, para poder digitalizarlas de manera que se puedan procesar en una computadora, se requiere una etapa de acondicionamiento, que adecua la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital. El elemento que hace dicha transformación es el módulo de digitalización o tarjeta de Adquisición de Datos (DAQ), ver [7], la tarjeta de adquisición de datos se muestra en la figura 13.



Fig. 13 NI SBRIO 9631

IV. CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN

La construcción del banco de pruebas de atenuador de impactos, empieza con la adecuación del espacio físico para su correcto funcionamiento, la siguiente etapa consiste en la construcción e implementación de los componentes mecánicos que constituyen el sistema de desplazamiento, trineo móvil, el mecanismo de propulsión y el sistema de sujeción, finalmente la implementación de los equipos electrónicos que serán los encargados de recibir las señales de velocidad y de desaceleración.

OBRA CIVIL

Para la construcción del banco de pruebas se requiere de una determinada obra civil capaz de soportar el peso del mecanismo, así como el impacto que se produce, sus dimensiones se muestran en la figura 14.

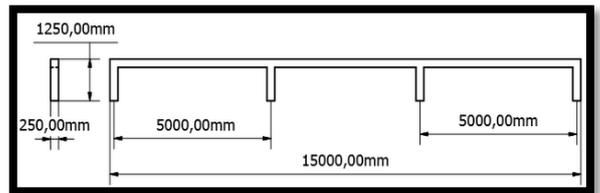


Fig. 14 DIMENSIONES DE COLUMNAS IMPLEMENTADAS

En la figura 15 se muestran las columnas en donde se apoyará el sistema de riel.



Fig. 15 VISTA REAL DE LAS COLUMNAS

SISTEMA MECÁNICO

SISTEMA DE APOYO

Se construyó los acoples de denominación (macho – hembra), para las uniones de los tramos de ejes de aproximadamente 3 metros cada uno, como se indica en la figura 16.



Fig. 16 MECANIZADO DE ACOPLES

Se realizó el montaje de los ejes en las bases, mediante tres pernos de 8,64 mm de diámetro, distribuidos a lo largo de la base, como se indica en la figura 17.



Fig. 17 SUJECIÓN DEL EJE A LA BASE

Se realizó al anclaje de las bases junto con los ejes a las bases de la columna, mediante la colocación de seis expansores para concreto, figura 18.



Fig. 18 ANCLAJE HACIA LA COLUMNA

SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO

La construcción del trineo móvil se la realizó con tubo cuadrado de 3x3 cm. En la figura 19 se observa el plano de diseño del trineo móvil.

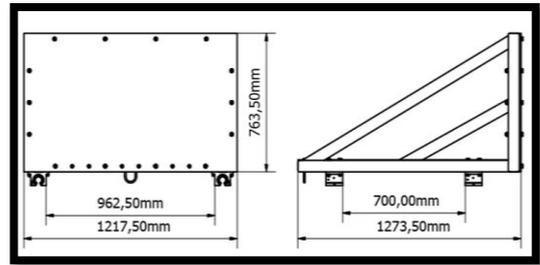


Fig. 19 DIMENSIONES DEL TRINEO MÓVIL

En la figura 20 se muestra el trineo móvil construido.



Fig. 20 VISTA TRASERA DEL TRINEO MÓVIL

Se realizó la colocación de los rodamientos lineales, en los cuatro extremos del trineo móvil, distribuidos de manera simétrica, como se indica en la figura 21.



Fig. 21 COLOCACIÓN DE RODAMIENTOS AL TRINEO

SISTEMA DE PROPULSIÓN

El sistema de propulsión consiste en la implementación de un elemento de agarre ubicado en la parte posterior e inferior del trineo móvil, donde una grúa eléctrica, ubicada al inicio de las columnas, sujetará al trineo mediante el elemento de agarre, figura 22.



Fig. 22 SUJECIÓN DEL TRINEO MÓVIL

La grúa procedió a tensionar siete bandas elásticas, figura 23, las mismas que en un extremo están sujetas en la parte frontal del trineo móvil, mientras que el otro extremo se encuentra sujeto a una placa ubicada a 60 cm del muro frontal entre las columnas.



Fig. 23 BANDAS ELÁSTICAS TENSIONADAS

SISTEMA DE SUJECIÓN

El sistema de sujeción consiste en que al momento de que la grúa tensione las bandas acopladas al trineo, el mecanismo determinado sujetará al trineo, mientras el gancho de la grúa es retirado.

Una vez retirado el gancho sujetador de la grúa, mediante una palanca anclada al mecanismo de sujeción, se desengancha permitiendo que el trineo móvil empiece el desplazamiento a la velocidad requerida. El sistema se muestra en la figura 24.



Fig. 24 BANDAS ELÁSTICAS TENSIONADAS

SISTEMA ELÉCTRICO Y ELECTRÓNICO

SENSORES DE VELOCIDAD

Se procedió a la instalación de los sensores fotoeléctricos, los mismos que se encuentran distribuidos según el esquema, figura 25.



Fig. 25 UBICACIÓN DE SENSORES FOTOELÉCTRICOS

Siguiendo el esquema de distribución, el primer par emisor – receptor se encuentra a una distancia de 80 cm, medida desde el muro donde se produce el impacto, el siguiente para se ubicará a 0.24 m. del primer par, es decir que esa será la distancia de separación entre ambos pares de sensores.

ACELERÓMETRO

El acelerómetro Wilcoxon 786f se lo colocará en el centro del bulkhead, y sobre el mismo se procede a la ubicación del atenuador de impactos, como se muestra en la figura 26.



Fig. 26 UBICACIÓN DEL ACELERÓMETRO

IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Se realizó las conexiones de los sensores fotoeléctricos y del acelerómetro a la tarjeta de adquisición de datos, como se indica en la figura 27.

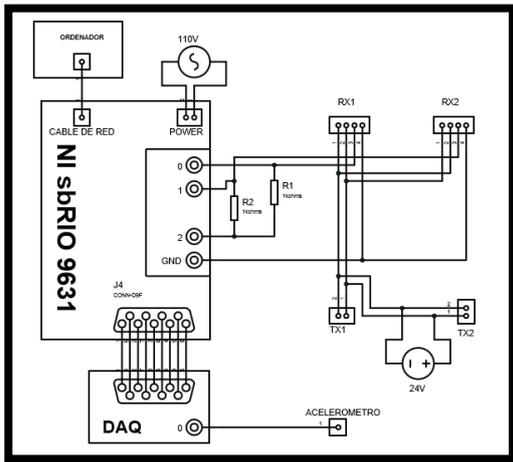


Fig. 27 CONEXIONES A LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Se debe tomar en cuenta que las vibraciones producidas al momento del impacto pueden afectar el funcionamiento de la misma por lo que se ubica a la tarjeta de adquisición de datos en un tablero

DESARROLLO DEL INTERFAZ HMI

Se inicia la realización del programa en FPGA, para la adquisición de datos de la señal de los sensores.

La señal del acelerómetro es guardada en una memoria, y mediante las señales recibidas de los sensores fotoeléctricos se calculará el tiempo, el sensor uno activará un contador y el sensor 2 desactivará el contador.

Cada conteo será de un milisegundo.

En el segmento Real Time, se presenta una programación más elaborada en donde la función principal es a través del Lab View ingresar al VI de FPGA para proceder a descargar los datos de los sensores, es decir la memoria FIFO donde se almacenan los valores obtenidos, como aceleración, tiempo máximo, entre otros.

En Real Time se realizaron los cálculos requeridos, una vez realizada las diferentes operaciones, los datos que se obtienen de las mismas quedarán disponibles para ser utilizados posteriormente en el programa del HMI, figura 29.

En el HMI se tiene la pantalla en la que se ingresan los datos de información de la prueba de impacto, una vez que se completen los datos, se activa la opción para poder iniciar la prueba respectiva.



Fig. 29 HMI

En la figura 30, se tiene un diagrama de flujo para el proceso de iniciar la prueba, el mismo indica los pasos que se deben seguir dentro del HMI.

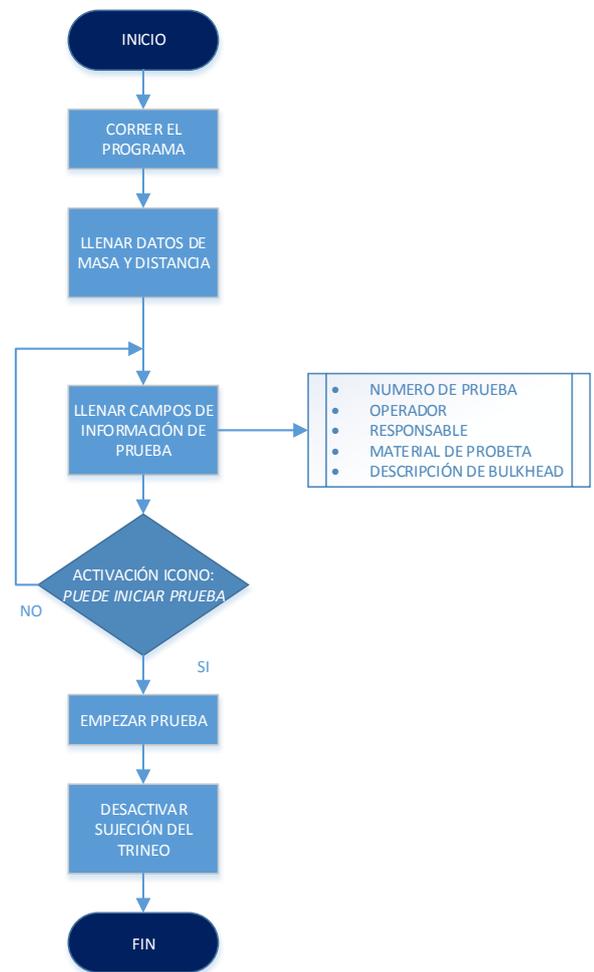


Fig. 30 DIAGRAMA DE FLUJO DEL HMI

V. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

En la figura 31 se indica el interfaz hombre – máquina al momento de realizar las distintas pruebas, en la figura se muestran los valores de velocidad, energía absorbida y desaceleración con la respectiva gráfica, así como se indican los datos de información de la prueba de impacto.



Fig. 31 HMI – Prueba final

En la tabla VIII se indican los valores obtenidos en las distintas pruebas realizadas, la velocidad obtenida varía en función a la tensión producida en las bandas elásticas, el pico máximo obtenido de desaceleración depende directamente del tipo de atenuador de impactos con el que se realicen las diferentes pruebas.

TABLA VIII
VALORES OBTENIDOS EN PRUEBAS REALIZADAS

PRUEBA	MASA (kg)	VELOCIDAD (km/h)	ENERGÍA (Joules)	PICO MÁXIMO (g)
1	300	9,32	1005,37	8
2	300	10,15	1192,41	13
3	300	12,33	1759,62	18
4	300	13,41	2081,38	25
5	300	14,17	2323,98	23
6	300	15,32	2716,51	35
7	300	16,52	3158,74	42
8	300	19,25	4288,98	35
9	300	20,32	4779,04	50
10	300	26,63	8209,47	51

VI. CONCLUSIONES

- El proyecto ha cumplido los objetivos previstos, obteniendo un banco de pruebas para atenuadores de impacto, cumpliendo las exigencias del reglamento impuesto por la FSAE; para su ejecución se han tomado en cuenta varias alternativas, de las cuales el banco horizontal sobre rieles fue la mejor opción ya que este simula a un choque real, por lo que se implementó un sistema con rodamientos lineales para el deslizamiento del trineo sobre los ejes.
- Para obtener las velocidades adecuadas para la ejecución de las pruebas, el sistema de propulsión seleccionado fue mediante bandas elásticas, basado en las propiedades de las mismas teniendo una elasticidad del 100%, las mismas que brindaron el impulso necesario para que el trineo móvil se impacte a la velocidad requerida.
- Se realizó el diseño para la selección de componentes mecánicos mediante el cálculo de fuerzas en puntos críticos de la estructura y de esta manera se estableció los elementos adecuados, consiguiendo así que la respuesta del modelo construido se ajuste a la realidad para trabajar con parámetros reales.
- El sistema electrónico lo conformaron dos sensores fotoeléctricos, los mismos que fueron ubicados de tal manera que el trineo corte el haz de luz en dos puntos situados a 60 cm del muro de impacto, garantizando que la velocidad antes del impacto sea la requerida (27kph), además de un acelerómetro ubicado en la parte central del bulkhead para medir el impacto. Ambas señales fueron registradas a una tarjeta de adquisición de datos SBRIO, para su posterior análisis en el computador.
- Al realizar un análisis de los resultados obtenidos, se determinó que el sistema funcionó de una manera correcta, ya que se los datos se ubicaron dentro del rango permisivo por parte del reglamento de la FSAE.
- Las medidas de seguridad son sumamente importantes para resguardar la integridad física de los operadores, por lo cual se instalaron alarmas de seguridad para evitar posibles accidentes.
- La implementación de bancos de pruebas de esta magnitud, garantiza que dentro del Ecuador sea posible realizar pruebas de seguridad en vehículos, dando lugar a un importante avance en innovación tecnológica dentro del país.

VII. RECOMENDACIONES

- Al momento de desmontar el trineo móvil se recomienda especial atención con la limpieza de los rodamientos lineales, debido a que los mismos no deben estar en contacto con partículas de suciedad, de esta manera se puede prolongar la vida útil de los mismos.
- Es recomendable no exponer a las bandas elásticas a un estiramiento mayor al 100% ya que este es su límite y podrían romperse y causar daños a los usuarios
- En el sistema electrónico es recomendable revisar las hojas de especificaciones de los sensores fotoeléctricos para no exponerlos a algún tipo de riesgo y evitar su deterioro
- Debido a la importancia del proyecto se recomienda realizar un correcto direccionamiento hacia proyectos a implementar en el banco de pruebas, de esta manera se puede obtener un análisis avanzado en lo referente a teoría de choques

BIBLIOGRAFÍA Y ENLACES

- [1] CARS. (2003). *CARS Y CARS*. Obtenido de <http://blog.carsycars.com/seguridad-y-tecnologia/%C2%BFque-son-los-crash-test-%C2%BFsabes-para-que-sirven/>
- [2] FSAE_RULES. (2014). *FSAE_ONLINE*. Obtenido de http://www.fsaeonline.com/content/2014_FSAE_Rules_Version_90111K.pdf
- [3] THOMSON. (2013). *THOMSON LINEAR, CATÁLOGO DE PRODUCTOS*. Obtenido de http://www.thomsonlinear.com/website/esm/esm/products/linear_guides/linear_ball_bushing_bearings.php
- [4] ALIBABA. (2012). ALIBABA. Obtenido de <http://spanish.alibaba.com/product-gs/portable-12v-electric-boat-winch-3000lbs-432838190.html>
- [5] SYSTEMS_MEGGIT_SENSING. (2012). *SYSTEMS MEGGIT SENSING*. Obtenido de http://www.wilcoxon.com/vi_index.cfm?PD_ID=175
- [6] GATE_MOTORS. (2013). *GATE MOTORS*. Obtenido de <http://www.gatemotors.co.uk/PDF/FL130B%20Technical%20Guide.pdf>
- [7] National_Instruments. (2014). *NATIONAL INSTRUMENTS*. Obtenido de <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/205894> Pardo, H. (2010). Ensayo y Análisis de las prestaciones de un robot industrial de seis ejes según la norma UNE-EN ISO 9283.



Gabriela Estefanía Sin Herrera. Nació el 22 de marzo de 1989 en Quito provincia de Pichincha, Ecuador.

Es graduada de Ingeniería en mecatrónica de la Universidad de las Fuerzas

Armadas – ESPE en el año 2015.

Áreas de interés: Automatización y Control de Procesos, Redes Industriales y Diseño Mecánico.

Email: gabriela_sin_herrera@hotmail.com



Henry Heriberto Iza Tobar. Nació el 07 de Noviembre de 1981 en Quito provincial de Pichincha, Ecuador.

Graduado en ingeniería Automotriz en la Escuela Politécnica del Ejército en el año 2006, Diplomado Superior en Autotrónica en el 2009 en

la Escuela Politécnica del Ejército, Egresado de la maestría en Sistemas Automotrices de la Escuela Politécnica Nacional 2015.

Docente tiempo parcial en el departamento de Ciencia de Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE Latacunga.

Áreas de interés: sistemas automotrices, autotrónica, Sistemas de seguridad automotriz

Email: hhiza@espe.edu.ec



Carlos Andrés Ríos Fiallos. Nació el 11 de diciembre de 1990 en Ambato provincia de Tungurahua, Ecuador.

Es graduado de Ingeniería en mecatrónica de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE

en el año 2015.

Áreas de interés: Automatización y Control de Procesos, Redes Industriales y Diseño Mecánico.

Email: carlosandres_rios@hotmail.com



Wilson Oswaldo Trávez Pillo. Nació el 11 de Agosto de 1977 en Latacunga provincial de Cotopaxi, Ecuador.

Graduado en ingeniería Electrónica y Control en la Escuela Politécnica Nacional en el año 2003, Estudia una Maestría en Eficiencia

Energética en la Escuela Politécnica Nacional 2015.

Presidente de CSNECONTROL Cía. Ltda. Docente tiempo parcial en el departamento de Ciencia Exactas de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE Latacunga.

Áreas de interés: Automatización y Control de Procesos, Eficiencia Energética, mantenimiento subestaciones eléctricas.

Email: wotravez@espe.edu.ec