

Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas de Durabilidad para Asientos de Vehículo

Paredes Cristian¹; Guarnizo Jorge¹; Guerrero Víctor H.¹; Campaña Orlando¹

¹ Escuela Politécnica Nacional, Laboratorio de Nuevos Materiales, Departamento de Materiales, Quito, Ecuador

Resumen: Los asientos de los vehículos requieren evaluación para garantizar su durabilidad y seguridad, mediante ensayos cíclicos para simular las condiciones durante su vida útil. Este artículo describe el diseño y construcción de un banco de pruebas de durabilidad para asientos de vehículo. Para el diseño se considera al bastidor como un pórtico y se hace un análisis de las cargas estáticas con el programa de simulación de elementos finitos ALGOR. De la misma forma se analizan los componentes de los sistemas de sujeción de muestras e indentación. Para el diseño del sistema de carga se seleccionan un cilindro neumático, actuador y compresor. Los conductos del sistema se dimensionan con el cálculo de pérdidas de presión y el consumo de aire. Para el control de sistema neumático se desarrolla un sistema electrónico comandado por un microcontrolador. Mediante el banco de pruebas se realizan ensayos de resistencia mecánica de la silla, durabilidad en el extremo delantero, espaldar y apoyacabezas, resistencia del pivote en el herraje y absorción de choques. El equipo aplica cargas de hasta 100 kgf, durante un máximo de 150000 ciclos con un tiempo de duración de cada ciclo de hasta 10 segundos. El banco de pruebas contribuye al control de calidad y normalización.

Palabras clave: Diseño mecánico, banco de pruebas, asientos de vehículo, resistencia mecánica, durabilidad.

Design and Construction of an Automotive Seat Durability Test Bench

Abstract: Vehicle seats require evaluation in order to guarantee their durability and security, through cyclic tests that simulate usage conditions during its useful life. This paper describes the design and construction of a test bench to evaluate vehicle seats durability. For design purposes, the frame structure is considered as a portal and the static analysis is performed using the finite element simulation software ALGOR, in the same way of analysis for the sample fastening and indentation systems. For the loading system design a pneumatic cylinder, actuator and compressor are selected. The pipes are sized by calculating pressure drop and air consumption. For the pneumatic system control a microcontroller card is developed. The test bench can be used to perform tests like the mechanical strength of the chair, durability of the front end, backrest durability, fitting pivot strength, shock absorption and headrest durability tests. The equipment applies loads of up to 100 kgf for a maximum of 150 000 cycles with a duration of 10 seconds for each cycle. The test bench for vehicle seats contributes to comply with standardized requirements through quality control.

Keywords: Mechanical design, test bench, automotive seats, mechanical strength, durability.

1. INTRODUCCIÓN

El asiento es un componente de gran importancia en la industria automotriz ya que afecta la seguridad de los ocupantes de un vehículo. En el Ecuador las ventas acumuladas hasta el mes de diciembre del año 2014 ascienden a 120 015 unidades, las cuales debieron haber cumplido protocolos de ensayo que avalen a cada uno de sus componentes. (Aillon, 2011)

Argentina y Colombia son países que cuentan con una normativa de homologación para asientos de vehículo. Sin embargo, en países como Ecuador hace falta plantear un protocolo de ensayos para avalar asientos automotrices. (AEADE, 2013)

La construcción de un banco de pruebas de durabilidad para asientos de vehículo podría contribuir a su homologación. Para esto, el equipo de ensayos se debe diseñar y construir bajo criterios de evaluación, basados en normas internacionales. La selección adecuada de estas normas permitiría implementar estos procesos en países como Ecuador. La normativa internacional tomada en cuenta para

kleber.campana@epn.edu.ec

la homologación de asientos automotrices incluye la norma colombiana NTC 3638 y el reglamento europeo ECE R17.

Los fabricantes de asientos de vehículo están innovando diariamente y tratan de formular diseños y definir materiales y procesos que ayuden a cumplir con las exigencias del usuario. (IRAM-AITA, 1973-2014) Los asientos han ido mejorando tanto en su uso como en su fabricación para responder a las necesidades del usuario. La demanda de asientos en la época actual hace referencia a necesidades como son la seguridad, coeficientes de amortiguación altos, prestaciones elevadas y, por supuesto, la seguridad pasiva. (Corral et al., 2008)

La estructura base del asiento se la fábrica típicamente en acero AISI 1018. Esto se debe a sus excelentes características mecánicas a cargas no muy severas, con un alto grado de tenacidad. (Aillon, 2011) El anclaje de los asientos se lo realiza mediante pernos hacia la carrocería del vehículo. El anclaje soporta toda la carga muerta (elementos propios) y la carga viva (peso del usuario) sin deformarse ni presentar fallas en su estructura. Los pernos de anclaje están constantemente sometidos a esfuerzos de tracción y de corte. (Corral et al., 2008)

1.1 Requerimientos en un asiento de vehículo

En el desarrollo de un asiento se respetan los principios de la biomecánica. (Li-Xin Guao et al., 2014) Un asiento debe ser anatómico y hallarse en una posición tal que garantice una buena visibilidad y una actitud fisiológica correcta, sobre todo para el conductor. En cuanto al reposacabezas, este debe ser regulable en altura. (Portilla et al., 2009)

Durante una frenada brusca o una colisión frontal o trasera, la cabeza se desplaza hacia delante y luego hacia atrás, o viceversa. Este hecho, que se ilustra en la Figura 1 y conocido como efecto látigo es responsable de la mayor parte de las lesiones cervicales que sufren los ocupantes de un vehículo. Los reposacabezas evitan dichas lesiones o, al menos, reducen su gravedad. (Li- Xin Guao et al., 2011; Kolich, 2014)

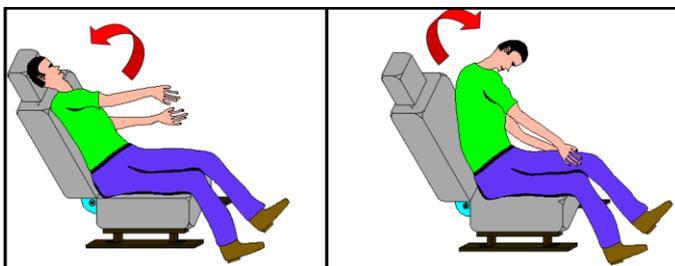


Figura 1. Efecto látigo en un accidente.

1.2 Homologación de asientos automotrices

Para homologar asientos automotrices, se debe establecer patrones de referencia. Estas referencias se encuentran definidas mediante normas legales que estandarizan y obligan a los fabricantes de asientos automotrices a cumplir con dichos requerimientos. Las directrices colombiana y europea

son tomadas en cuenta en este trabajo, debido a la falta de normativas para este tipo de elementos automotrices en países sudamericanos; siendo convenientes por la descripción del protocolo para homologar asientos de vehículo. En cuanto al reglamento ecuatoriano, no establece puntualmente una norma para homologar asientos y sus componentes.

El Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación (ICONTEC) es el organismo nacional de normalización para Colombia. La normativa permite homologar asientos de vehículos en base a ensayos estáticos. Las pruebas se las debe realizar en un banco de pruebas, como se ilustra en la Figura 2. (ICONTEC NTC 3638, 1994)

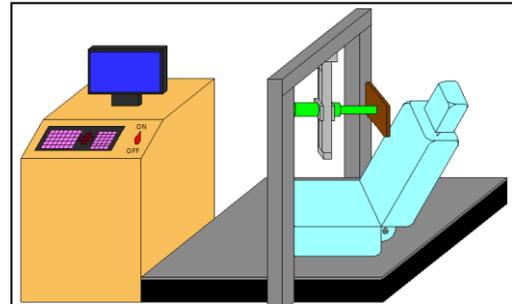


Figura 2. Ilustración de un banco de pruebas estático de asientos.

La Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (UNECE) es el organismo de normalización para Europa. La normativa permite homologar asientos automotrices en base a ensayos estáticos y dinámicos, es decir que las pruebas se las realizan con maniquís o robots montados sobre el asiento de un vehículo o algún simulador avanzado, como se ilustra en la Figura 3. (UNECE ECE R17, 2002)

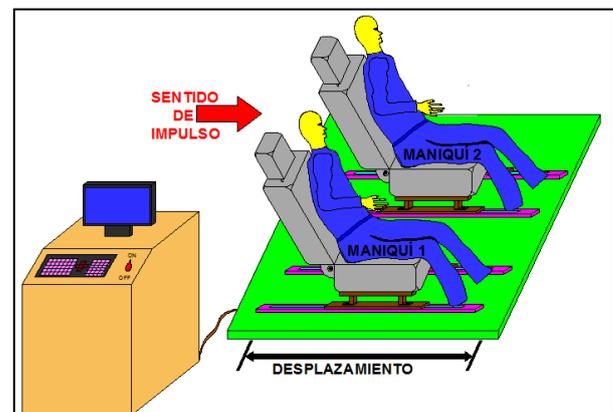


Figura 3. Pruebas dinámicas de asientos.

En este trabajo solo se examinan los ensayos estáticos, debido a que los ensayos dinámicos requieren maquinaria más compleja y costosa para su ejecución. (Johnson, 2013)

1.3 Ensayos a realizarse

El ciclo de operación para el banco de pruebas de asientos de vehículo consta de diferentes ensayos que se aplican a los elementos del asiento que son la silla, espaldar y apoyacabezas. Los ensayos a realizarse se definen de acuerdo con la normativa colombiana NTC 3638. Para que un asiento sea certificado como idóneo para el uso en vehículos

automotores, debe cumplir las pruebas y criterios de evaluación descritos a continuación. (ICONTEC NTC 3638, 1994)

Para el ensayo de resistencia de la silla se aplica una carga P perpendicular al espaldar del asiento, siendo ubicada puntualmente en la mitad de la parte superior de la estructura del espaldar. Esta carga se la aplica para generar un momento de 42 kgf.m alrededor de la articulación de la silla. Para efectuar esta prueba se necesita un indentador el cual es un plato indeformable de acero, de 100 mm de diámetro. Una vez realizado el ensayo no deberá haber deformación, roturas o partes sueltas en el herraje de la silla. En la Figura 4 se ilustra el ensayo a realizar.

En el ensayo de durabilidad en el extremo delantero se aplica una carga simultánea P de 30 kgf en dos puntos equidistantes del eje de simetría, marcados en el extremo delantero del asiento, durante 140 000 ciclos de carga y descarga. Para aplicar la carga P se necesitan dos platos indeformables de diámetro 100 mm, con una simétrica de 120 mm. Una vez realizado el ensayo no deberá presentarse deformación del herraje ni saltarse los resortes de la silla.

En la ejecución del ensayo de durabilidad del espaldar se aplica una carga cíclica perpendicular al espaldar del asiento. La carga aplicada debe generar un momento de 10 kgf.m en 28 000 ciclos. Para aplicar la carga P al espaldar se necesitan un indentador de madera que no tenga alabeos. Una vez realizado el ensayo no deberá haber rotura en los resortes, separación de las soldaduras o deformación.

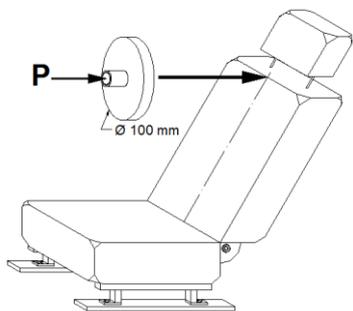


Figura 4. Ensayo para la resistencia de la silla.

Para el ensayo de resistencia del pivote en el herraje se aplica una carga de 80 kgf durante 150 000 ciclos sobre el centro pivote del asiento. El indentador para esta prueba es el plato indeformable de acero que transmitirá la carga puntual P hacia el espaldar. Una vez realizado el ensayo no deberán presentarse grietas, roturas o separación en la región soldada, luego de ensayar el herraje.

El ensayo de absorción de choques del apoyacabezas se realiza aplicando una carga perpendicular P al espaldar para generar un momento de 38 kgf.m alrededor de la articulación; esta parte del ensayo se la realiza con el indentador para el espaldar. Enseguida, se aplica una carga P1 de 100 kgf sobre el apoyacabezas. Para realizar la segunda parte de la prueba se necesita un indentador en forma de semiesfera fabricado de madera. Una vez realizado el ensayo no deben presentarse

daños tanto en el apoyacabezas como en el espaldar y correderas.

Para el ensayo de durabilidad del apoyacabezas se aplica una carga de 50 kgf perpendicular al apoyacabezas durante 10 000 ciclos. Este indentador de semiesfera es fabricado en madera sin alabeos. Una vez realizado el ensayo no debe haber roturas en partes soldadas, tanto en el apoyacabezas como en el espaldar.

2. METODOLOGÍA Y DISEÑO

Se realiza un diseño conceptual y funcional del banco de pruebas para asientos de vehículos. Del requerimiento que debe cumplir el equipo se desprenden las especificaciones, sistemas y alternativas que pueden funcionar tomando como referencia mecanismos y estructuras de equipos similares existentes para este tipo de aplicaciones. Se elige la alternativa adecuada ponderando los criterios de diseño como funcionalidad, movilización, costo. Finalmente se diseña en detalle la mejor alternativa que se construirá como prototipo y se evaluará mediante pruebas de funcionamiento. En la Figura 5 se representa la metodología de diseño empleada para el banco de pruebas de asientos para vehículos.

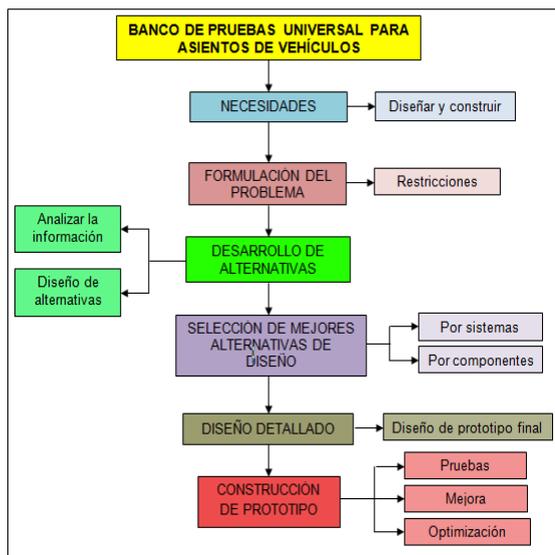


Figura 5. Metodología de diseño del equipo.

En este trabajo se ha planteado que se requiere un dispositivo de pruebas de durabilidad para asientos delanteros de vehículos, capaz de adaptarse y trabajar en base a las normativas NTC 3638 y ECE R17. Para diseñar y construir el banco de pruebas se necesita definir las especificaciones y restricciones de funcionamiento del equipo que son establecidas por las normas del requerimiento. Las principales especificaciones son:

- El bastidor debe ser de tamaño reducido que pueda caber en cualquier laboratorio y facilitar su traslado.
- El sistema debe generar cargas que varían desde 1 kgf hasta 100 kgf, en intervalos de 1 kgf.

- El sistema debe permitir variar la frecuencia de desde 1 ciclo hasta 150 000 ciclos en intervalos de 1.
- El sistema debe permitir variar el tiempo de trabajo desde 1 hasta 8 segundos, en intervalos de 1.
- El banco de pruebas para asientos de vehículos tiene como restricción principal el limitar la aplicación de carga máxima hasta los 100 kgf.

2.1 Sistemas del equipo

Los sistemas del equipo son diseñados teniendo como referencia a máquinas con fines parecidos y promoviendo su correcto funcionamiento durante los ensayos. Para el sistema de bastidor se toma en cuenta que el equipo debe alojar las diferentes muestras a ensayar, así como también debe contar con un sistema que fije las mismas. Además, dentro de este sistema deben estar montados todos los elementos de carga y de control del equipo.

Para el caso del sistema de carga, el sistema debe permitir trabajar con diferentes cargas cíclicas repetitivas, que en unos casos son de relativamente alta frecuencia, las cuales llegan hasta 1 ciclo por segundo durante 150 000 repeticiones. Por esto, el sistema de carga seleccionado es neumático.

El sistema de control debe permitir programar diferentes parámetros de trabajo como son la carga, el tiempo y el número de ciclos de un ensayo. Por este motivo se determina que el sistema adecuado de control es electrónico comandado por un PIC (controlador programable de interrupciones).

2.2 Alternativas del equipo

En las alternativas del conjunto, se diseñan varias opciones del equipo, considerando especialmente sus especificaciones. Las alternativas planteadas resultan del análisis de funcionalidad que tendrá el equipo y su posibilidad de construcción. Para seleccionar la alternativa ideal se evalúan ventajas y desventajas priorizando la ocupación en menor espacio, materiales y seguridad en su operación.

La primera alternativa de diseño del banco de pruebas para asientos de vehículo, ilustrada mediante la Figura 6, propone un modelo que fija permanentemente todo el equipo a una base de concreto por medio de pernos anclados. La platina de alojamiento del asiento será estática, con múltiples perforaciones que permiten sujetar y anclar varios tipos de asiento.

Para facilitar la variación de altura el sistema de carga, se incorpora un mecanismo de manivela, poleas y cable tensionado. La principal desventaja es que el equipo tiene gran peso y es difícil trasladarlo; mientras que su principal ventaja es la posibilidad de desplazar longitudinalmente al asiento.

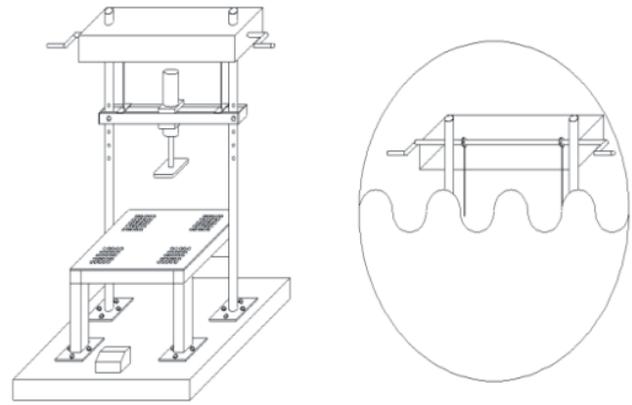


Figura 6. Primera alternativa de diseño del equipo

La segunda alternativa de diseño del banco de pruebas para asientos de vehículo se ilustra mediante la Figura 7. Se propone un modelo que fija permanentemente la platina de anclaje del asiento.

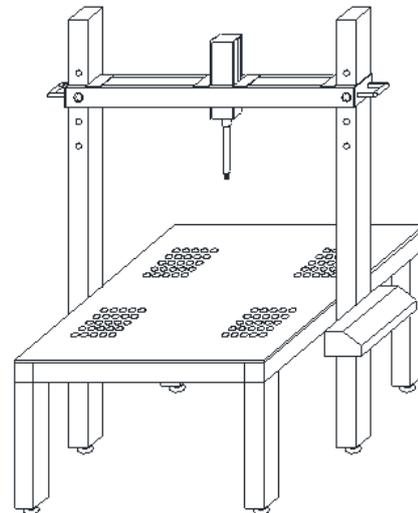


Figura 7. Segunda alternativa de diseño del equipo.

El cilindro neumático está montado sobre dos travesaños rectangulares, que a su vez tiene distintos niveles de altura. La base del equipo tiene niveladores. La principal desventaja de esta alternativa es que el equipo tiene limitaciones al momento de realizar las pruebas, debido a que el cilindro neumático está fijado en una sola posición; mientras que su principal ventaja es la necesidad de poco espacio disponible.

En la Figura 8 se ilustra la tercera alternativa y diseño final del banco de pruebas para asientos de vehículos. La selección de la alternativa final del conjunto y de componentes para el equipo se la realizó en base a los requerimientos y especificaciones planteadas en un inicio.

El prototipo del banco de pruebas propone un modelo que fija permanentemente la plancha de alojamiento, donde se ancla el asiento. En la plancha de alojamiento del asiento, a su vez existen agujeros en los que se anclará el asiento independientemente de su tamaño y forma.

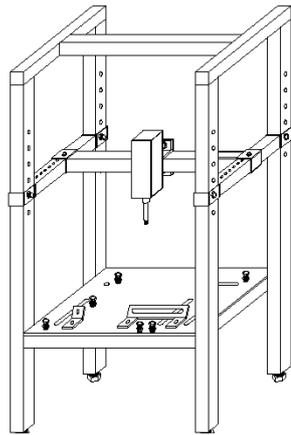


Figura 8. Alternativa de diseño seleccionada.

El cilindro neumático está montado sobre dos vigas transversales, y tiene la facilidad de desplazarse tanto vertical como horizontalmente. Además se tiene la posibilidad de girar un ángulo de 90° para adaptarse a pruebas hacia el espaldar y apoyacabeza. Los soportes del equipo tienen niveladores en sus bases que se adaptan fácilmente a las irregularidades del piso y brindan estabilidad al equipo. La desventaja radica en la dificultad para el usuario al realizar algunas pruebas debido a que el cilindro neumático no se desplaza longitudinalmente; mientras que su principal ventaja es la facilidad para variar altura de cilindro neumático. Ponderando las ventajas y desventajas de las alternativas se puede concluir que el tercer diseño representa la mejor opción para el diseño del banco de pruebas.

2.3 Diseño en detalle del banco de pruebas

En el diseño detallado de la alternativa seleccionada se toman en cuenta los principios de diseño difundidos en la bibliografía de mecánica de materiales, mecánica de fluidos y control automático. Para el diseño de la estructura del bastidor se toman en cuenta las magnitudes de un sistema de cargas muertas debido al peso de los elementos ensamblados y a la carga viva debida a la fuerza de martilleo constante. Para el diseño de la estructura del bastidor se utiliza el programa de simulación de elementos finitos ALGOR. En la Figura 9 se muestra el resultado del análisis de la estructura del equipo.

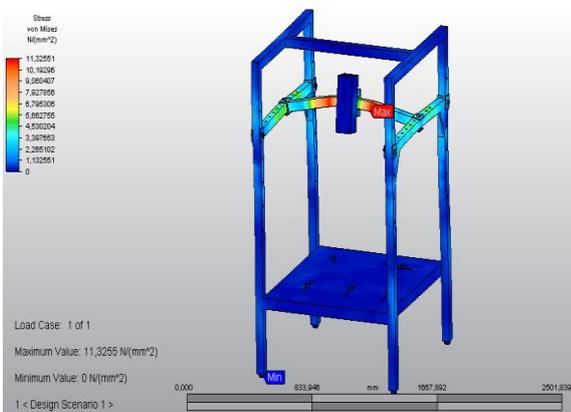


Figura 9. Resultado del análisis de la estructura.

Los elementos que constituyen la estructura del bastidor se diseñaron mediante un análisis estático y dinámico de las cargas que actúan sobre éstos. En la Figura 10 se puede apreciar la denominación dada a cada elemento para su posterior análisis y diseño.

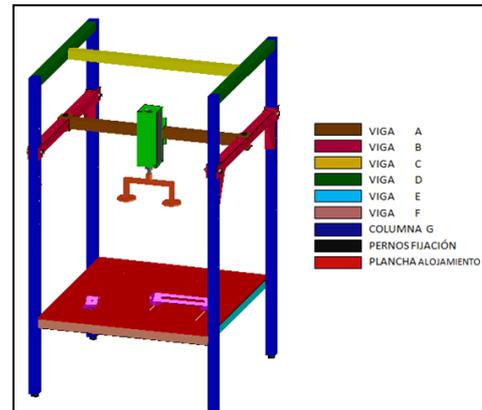


Figura 10. Elementos constitutivos del sistema bastidor

Como ejemplo de cálculo se muestra el diseño de la viga A que soporta al cilindro neumático. Para esta viga se eligió como material al tubo estructural cuadrado ASTM A36, con arista de 50 mm, espesor de 3 mm en su pared y largo de 0,90 m; su resistencia a la fluencia es de $\sigma = 250 \text{ MPa}$. En la Figura 11 se ilustra la viga a diseñar con color anaranjado. La masa del cilindro neumático (color gris) y el grupo indentador (color café) es $M_c = 2 \text{ kg}$ y $M_i = 2 \text{ kg}$ respectivamente, como también la masa del soporte del cilindro $M_p = 5 \text{ kg}$ (color verde). Además, existe la reacción debida a la fuerza de martilleo máxima de $F_m = 981 \text{ N}$ (100 kgf), dando como resultado una fuerza total de $W_T = 1070 \text{ N}$.

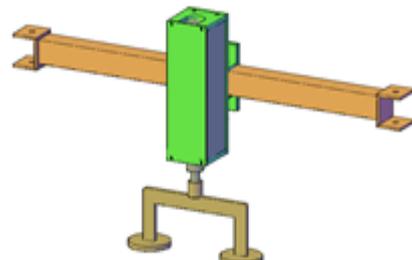


Figura 11. Viga A que soporta al cilindro neumático.

El primer paso del diseño es realizar el diagrama de cuerpo libre del elemento como se muestra en la Figura 12. Posteriormente se plantean las ecuaciones de equilibrio.

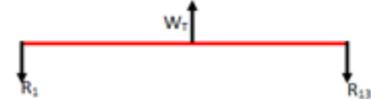


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de la viga A.

Para obtener el peso W de cada elemento se toma en cuenta la Ecuación (1).

$$W = m \cdot g \quad (1)$$

La fuerza que actúa en la viga viene dada por la Ecuación (2).

$$\begin{aligned} W_T &= W + F_M & (2) \\ W &= W_i + W_c + W_p \\ W_T &= 1070 \text{ N} \end{aligned}$$

Utilizando la sumatoria de fuerzas y realizando el cálculo respectivo se obtiene:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \\ W_T - R_1 - R_{13} &= 0 \\ R_1 &= R_{13} = 535 \text{ N} \end{aligned}$$

Para calcular el esfuerzo y deflexión en el tubo estructural cuadrado, se procede a calcular el área con la Ecuación (3).

$$\begin{aligned} A_C &= l^2 & (3) \\ A_1 &= (50 \text{ mm})^2 = 2500 \text{ mm}^2 \\ A_2 &= (44 \text{ mm})^2 = 1936 \text{ mm}^2 \\ A_T &= A_1 - A_2 = 564 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

El cálculo del área de la sección tubular de la viga que soporta al cilindro neumático da como resultado $A = 5,6 \cdot 10^4 \text{ m}^2$. Con esto se obtiene el esfuerzo máximo que alcanza la viga mediante la Ecuación (4)

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A} & (4) \\ \sigma &= 1,91 \text{ MPa} \end{aligned}$$

El esfuerzo máximo que alcanza la viga en su mayor exigencia que es $\sigma = 1,91 \text{ MPa}$. Para calcular la resistencia a la fluencia, se emplea la Ecuación (5).

$$S_y = \sigma * n \quad (5)$$

Donde:

$n = 2 \Rightarrow$ Factor de diseño

$$S_y = 3,82 \text{ MPa}$$

Se obtiene una resistencia a la fluencia $S_y = 3,82 \text{ MPa}$, con lo cual se concluye que el valor está dentro del rango de tolerancia del material. Para obtener la inercia de la viga, se utiliza la Ecuación (6).

$$\begin{aligned} I &= \frac{S^4}{12} & (6) \\ I_1 &= \frac{(50 \text{ mm})^4}{12} = 520 \text{ 833 mm}^4 \\ I_2 &= \frac{(44 \text{ mm})^4}{12} = 312 \text{ 341 mm}^4 \\ I_T &= I_1 - I_2 = 2,08 * 10^{-7} \text{ m}^4 \end{aligned}$$

La inercia de la viga que es $I = 2,08 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$. Con el valor de la inercia, la fuerza máxima que se aplica $F = 1070 \text{ N}$, la longitud de la viga $L = 0,90 \text{ m}$, y el módulo de elasticidad del material $E = 207 \text{ GPa}$, se obtiene la deflexión máxima de la viga dada por la Ecuación (7).

$$\begin{aligned} Y_{\text{máx}} &= \frac{FL^3}{48EI} & (7) \\ Y_{\text{máx}} &= 0,38 \text{ mm} \end{aligned}$$

La deflexión máxima de la viga en su máxima carga que es $Y_{\text{máx}} = 0,38 \text{ mm}$. En conclusión se tiene que la viga principal A, con una carga máxima aplicada de 1070 N, llega a un esfuerzo máximo de 1,91 MPa, dando una deflexión máxima

de la viga de 0,38 mm; por lo que todos los parámetros se encuentran dados para un óptimo funcionamiento y confiabilidad del equipo.

Para el sistema de carga, se considera la alternativa de trabajar con un sistema neumático, debido a que se trabaja con cargas cíclicas de alta frecuencia. En la Figura 13 se tiene el diagrama unifilar de funcionamiento del sistema neumático para el banco de pruebas de asientos que es realizado en el programa de simulación neumática FESTO FLUIDSIM.

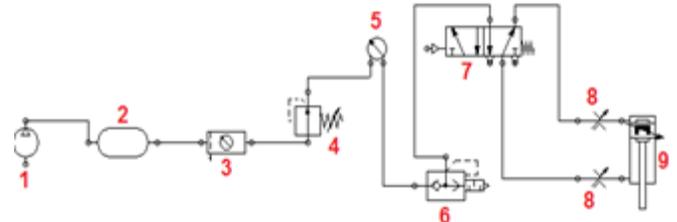


Figura 13. Esquema de funcionamiento del sistema neumático.

Se puede seleccionar el cilindro neumático, si se conoce su diámetro y la presión de trabajo. Para el caso del banco de pruebas de asientos, la presión de trabajo es de 4 bares y debe entregar una fuerza de 100 kgf (981 N). Como se conocen la presión de trabajo $P_T = 40 \text{ N/cm}^2$ y la fuerza de martilleo $F_m = 981 \text{ N}$, se calcula el área del émbolo con la Ecuación (8) mostrada a continuación.

$$A_E = \frac{F_m}{P_T} \quad (8)$$

$$A_E = 24,52 \text{ cm}^2$$

Conocida el área del émbolo A_E , se calcula el diámetro del émbolo con la Ecuación (9)

$$\begin{aligned} D_E &= \sqrt{\frac{4 * A_E}{\pi}} & (9) \\ D_E &= 5,59 \text{ cm} \approx 6 \text{ cm} \end{aligned}$$

Una vez obtenido el diámetro del émbolo, se puede obtener el diámetro del vástago utilizando un actuador con relación de áreas $\phi = 1,2$ mediante la Ecuación (10)

$$\begin{aligned} D_V &= D_E \left(1 - \frac{1}{\phi}\right)^{\frac{1}{2}} & (10) \\ D_V &= 2,28 \text{ cm} \approx 22 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dados los resultados, con el diámetro de émbolo $D_E = 60 \text{ mm}$ y la fuerza de martilleo $F_M = 981 \text{ N}$, se puede seleccionar el cilindro neumático adecuado. En la Figura 14 se puede seleccionar el cilindro neumático adecuado. Para el funcionamiento del banco de pruebas se necesita un cilindro neumático de doble efecto que tenga diámetro de émbolo $D_E = 63 \text{ mm}$, diámetro de vástago $D_V = 20 \text{ mm}$ y que trabaje con presiones superiores a 40 N/cm^2 .

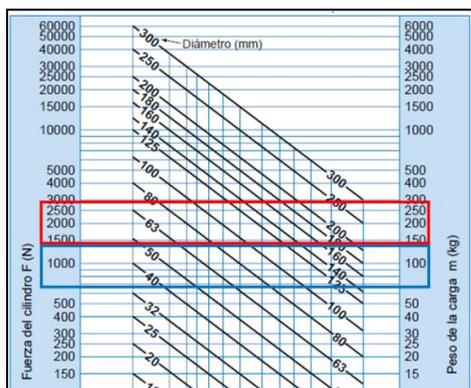


Figura 14. Grafica de selección de diámetro del cilindro neumático (Portilla et al., 2009)

El consumo de aire del actuador determina las dimensiones de las válvulas, velocidades de trabajo, cañerías y las dimensiones del propio compresor. Este consumo de aire se lo obtiene mediante la Ecuación (11).

$$Q = (A_E + A_R) * L * N * Z * \frac{P_{abs}}{P_o} \quad (11)$$

Donde:

Diferencia de áreas: $A_R = A_E - A_V$

Longitud de carrera: 15 cm (5,90 in)

Número de ciclos por minuto: $N = 60$ ciclos/min

Número de cilindros iguales: $Z = 1$

Presión atmosférica: $P_o = 10,4$ psi = 7,17 N/cm²

Presión de trabajo: $P_{abs} = 40$ N/cm²

Diámetro del émbolo: $D_E = 6,3$ cm

Diámetro del vástago: $D_V = 2$ cm

$$Q = 297,3 \frac{l}{min}$$

Corrigiendo el caudal al 10 % debido a fugas que siempre existen en el sistema se tiene

$$Q = 297,3 \text{ l/min} * 10 \%$$

$$Q = 327 \frac{l}{min}$$

Con el caudal corregido que se obtiene anteriormente $Q_{corr} = 327$ l/min, se trabaja durante todo el diseño del sistema neumático.

Las pérdidas de carga son ocasionadas por fugas pequeñas de aire en algún punto del sistema, ya sea por falta de apriete o desgaste propio del sistema. A continuación se muestran las posibles pérdidas de carga que se darán en este sistema.

Pérdida de carga en el tramo 1-2: Para determinar la pérdida de carga primero se debe calcular el número de Reynolds si el flujo es laminar o turbulento, mediante la Ecuación (12) mostrada a continuación.

$$N_R = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D v} \quad (12)$$

Donde:

Número de Reynolds, N_R

Velocidad del fluido, v

Diámetro del ducto, D

$$\text{Caudal corregido: } Q = 327 \frac{l}{min} = 0,0055 \frac{m^3}{seg}$$

$$N_R = 48817,1 = 4,8 \cdot 10^4$$

Se tiene el número de Reynolds $N_R = 48817,1$; debido a que $N_R \geq 4000$, se determina que el flujo es turbulento. Con el número de Reynolds y la línea de tuberías lisas se determina el factor de fricción mediante el diagrama de Moody. (SMC, 2014)

Mediante el diagrama de Moody se determinó el factor de fricción: $f = 0,023$. Este factor de fricción se lo reemplaza en la Ecuación (13) de Darcy mostrada a continuación para determinar la pérdida de carga

$$h_{1-2} = \frac{2}{\pi^2} \cdot f \cdot \frac{l_{1-2}}{D^5} \cdot Q^2 \quad (13)$$

Donde:

Longitud del ducto en el tramo (1-2): $l_{1-2} = 0,8$ m

Diámetro del ducto: $D = 3/8$ pulgadas = $9,525 \times 10^{-3}$ m

Caudal corregido: $Q = 327$ l/min = $0,0055$ m³/s

Factor de fricción: $f = 0,023$

$$h_{1-2} = 148,59 \text{ m}$$

Pérdida de carga en el tramo 5-6: La pérdida de carga en el tramo 5 – 6, será el mismo que el tramo 1 – 2, de tal manera que la pérdida de carga en el tramo 5 -6 será:

$$h_{5-6} = 148,59 \text{ m}$$

Balance de energía en el tramo 1-2: Para el balance de energía en el tramo 1-2 del sistema, se utiliza la Ecuación (14)

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_{1-2} = \frac{P_T}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (14)$$

Despreciando las velocidades por ser muy pequeña la ecuación anterior se reduce a la siguiente Ecuación (15), siendo el peso específico del aire es 11,81N/m³

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_T}{\gamma} + h_{1-2} \quad (15)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 34 \cdot 10^3 \text{ m}$$

Balance de energía en el tramo 5-6: El balance de energía en el tramo 5 – 6, será el mismo que el tramo 1 – 2, de tal manera que el balance de energía en el tramo 5 -6 será

$$\frac{P_6}{\gamma} = 34 \cdot 10^3 \text{ m}$$

Despejando la densidad se obtiene la presión en el punto 6

$$P_6 = 34 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \gamma = P_1 = P_{g\text{age}} = 401 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$

Como cálculo final, se selecciona el compresor mediante la obtención de la potencia requerida. La Ecuación (16) relaciona los dos sistemas de medición de presión:

$$P_{abs} = P_{gauge} + P_0 \quad (16)$$

Donde:

Presión absoluta, P_{abs}

Presión manométrica, $P_{gauge} = 4,07 \text{ kg/cm}^2$

Presión atmosférica, $P_0 = 0,73 \text{ kg/cm}^2$

$$P_{abs} = 4,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La potencia media efectiva viene dada por la Ecuación (17).

$$P_{me} = \frac{n_e}{n_e - 1} P_0 \cdot \ln \frac{P_{abs}}{P_0} \cdot Q \quad (17)$$

Donde:

Coefficiente de expansión adiabático: $n_e = 1,4$

Presión absoluta: $P_{abs} = 4,8 \text{ kg/cm}^2$

Potencia media del compresor: P_{me}

Caudal corregido: $Q = 327 \text{ l/min} = 0,0055 \text{ m}^3/\text{s}$

$$P_{me} = 1,57 \cdot 10^6 \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{min}} = 3,45 \text{ hp}$$

Para el funcionamiento del banco de pruebas se necesita un compresor superior a los 4 hp de potencia, el cual pueda abastecer un caudal $Q = 300 \text{ l/min}$ de aire.

Para el control de sistema neumático del banco de pruebas (control de presión, fuerza, número de ciclos) se desarrolla un sistema electrónico con tarjeta de control comandado por un microcontrolador 16F 876. A continuación se describe las partes principales del circuito.

Para que las señales producidas por el sensor inductivo en el cilindro neumático puedan ser interpretadas por el circuito, se implementa un circuito electrónico con un PIC. Este circuito el encargado de dicha tarea, también serán necesarios diodos LED, diodos Zener un transistor y resistores eléctricos.

La interfaz presión a corriente mide la presión que está circulando por el sensor y envía la señal en voltaje. Para interpretar las señales producidas por el sensor piezoeléctrico de presión se desarrolla un circuito que está compuesto por un PIC, un filtro pasa bajos, un cristal piezoeléctrico condensadores cerámicos y electrolíticos, y resistores eléctricos.

Para indicar al PIC la velocidad a la que debe trabajar simplemente un circuito de oscilación para cumplir con esta tarea. Un microcontrolador PIC necesita de un circuito que le muestre la velocidad a la que debe trabajar. Dicho circuito se denomina oscilador de frecuencia.

El teclado es un componente del sistema de control donde el usuario selecciona los parámetros por medio de botones para que la máquina pueda realizar el trabajo requerido. El

display LCD (pantalla de cristal líquido) permite una interfaz visual entre el operario y la máquina.

2.4 Materiales utilizados y costos de fabricación

Para la selección de los materiales, se toma en cuenta las dimensiones dadas por los resultados del diseño de cada elemento. En la Tabla 1 se muestran los materiales de construcción para el bastidor.

Tabla 1: Material utilizado en el bastidor.

Material	Designación
Tubo cuadrado	2,5
Plancha de acero	
Perfil en L	ASTM A36
Platinas	
Electrodos de solda	AGA 6011

Los principales elementos neumáticos del sistema de carga se detallan en la Tabla 2.

Tabla 2. Elementos utilizados en el sistema de carga.

Elemento	Detalle
Cilindro neumático	Ø embolo: 63 mm
Regulador de caudal	Ø: 3/8 pulgada
Electroválvula	Posiciones: 5/2
Regulador de presión	Presión: 0 a 60 psi
Tubo de poliuretano	Ø: 6,5 mm
Conectores	Ø: 1/8 pulgada
Aliviador de presión	Ø: 1/2 pulgada

En la Tabla 3 se detalla los elementos electrónicos que se utilizan en el sistema de control.

Tabla 3. Elementos utilizados en el sistema de control.

Elemento	Detalle
Tarjeta de control	Varios elementos
Display	
Sensores	Tipo: reed Switch
Sensor de presión	Presión: 0 a 150 psi

El costo total de fabricación del banco de pruebas se compone de costos directos y costos indirectos de fabricación. Los costos directos incluyen materiales, elementos normalizados y el maquinado, y suman \$ 1533. Los costos indirectos incluyen materiales, el diseño y otros gastos, y suman \$ 693. El costo total de construcción del banco de pruebas de durabilidad para asientos de vehículos es de \$2226. Este costo es competitivo con equipos de características parecidas desarrollados localmente. (Cruz, Amboya, 2011)

3. FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

Para realizar un ensayo, se coloca el asiento individual de vehículo sobre la plancha metálica. En la Figura 15 se muestra la correcta adecuación de componentes en el banco de pruebas.

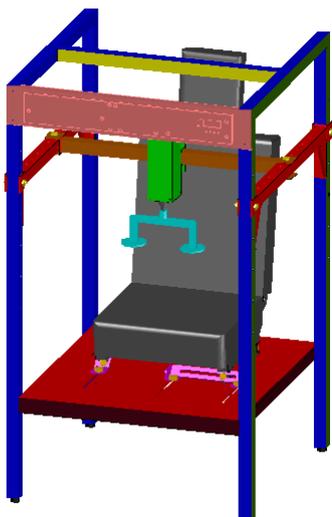


Figura 15. Adecuación de componentes para un ensayo.

Una vez ubicado el asiento, se lo fija mediante los pernos y platinas diseñados para este fin. A continuación se selecciona la posición adecuada de trabajo del sistema de carga, en el cual se coloca el molde indentador apropiado para cada prueba. Posteriormente se programa el trabajo que realizará el equipo en base a la necesidad del usuario y al ensayo a practicar.

4. CONCLUSIONES

El banco de pruebas para asientos de vehículo construido permite comprobar la calidad de estos componentes al realizar ensayos de impacto cíclicos en asiento, espaldar y apoya cabeza, lo que permite determinar la durabilidad del componente.

El colocar un aditamento de alivio de presión en el circuito neumático permitió proteger y facilitar el trabajo con las mangueras de presión.

El uso de un microcontrolador es una opción más económica para controlar el funcionamiento del sistema de carga ya que los PLC's tienen usualmente mayores costos de adquisición y ocupan mayor espacio físico en sus adecuaciones.

El sistema de carga neumático es mejor opción que uno hidráulico para esta aplicación ya que las presiones necesarias son relativamente bajas y la frecuencia de trabajo es alta. Además, es más económico su funcionamiento, mantenimiento y los componentes ocupan menor espacio ya que no se requiere de un circuito de retorno para el fluido.

REFERENCIAS

A. Ghosal, V. Kumar, S. Ansari. (2014) *A brief review on advance manufacturing process of automobile seat production*. International Journal of Scientific Engineering and Technology. Vol. 9, pp.170-171.

A. Mokhtar, E. Abdullah, (2007) *Vehicle seat design. Sustainable Automotive Technologies*.

A. Portilla, C. E. Guamán, S. D. Morales, A. Ribadeneira, A. Salas, S. Mena, (Julio, 2009). *Uso de dispositivos postcombustión para reducir el material particulado en autobuses*. Revista Politécnica. Vol.28, No, pp. 111-120.

Aillon J. (2011), *Diseño de asientos para mejorar el rendimiento laboral de los conductores de vehículos pesados*. Tesis de grado, PUCE, Ecuador .

Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador AEADE (2014). *Cifras de ventas acumuladas de automotores desde diciembre 2013 a diciembre 2014*. [en línea]. Ecuador. Obtenido en http://www.aeade.net/web/index.php?option=com_content&view=articar&id=145&Itemid=80.

D. Cruz, Amboya F. (2011). *Diseño y construcción de un equipo de ensayo para pruebas de deformación y resistencia de asientos y espaldares de poliuretano para autobuses*. Tesis de grado, ESPOCH, Ecuador,

ICONTEC NTC 3638. (1994), *Herrajes para sillería automotriz*, Bogotá,

IRAM – AITA 1 – G1. *Automotores, cabezales de seguridad para asientos*. Vigente desde el año 1973 al 2014.

Johnson controls automotive seating. (2013). *World's largest testing network* [Video]. Obtenido de: <https://www.youtube.com/watch?v=HjFpNEFdTa0>

Li-Xin Guao, Hui Chena, Jin-li li. (2011) *Endergonic property analysis of vehicle seat pillow under heads crash loads*. Procedia Engineering. Vol. 15, pp. 3046-3050,

M. Corral, A. López,R. Grimaldi, F. Aparicio. (2008) *Nuevos requisitos y avances en seguridad pasiva en autobuses y autocares*. Primer Congreso Iberoamericano de Seguridad Vial.

M. Kolich. "Using failure mode and effects analysis to design a comfortable automotive driver seat". Applied Ergonomics. Vol. 45, pp.1087-1096. 2014

M. Tada, S. Sekiguchi, T. Nisimatsu, E. Toba. (1998) *Measurement and evaluation of sitting comfort of automotive seat* . Instrumentation and Measurement Technology Conference.

Serrano A. (2009), *Neumática práctica*, 1era. Edición. España.

SMC.(2014) *Procedimiento de selección del modelo de cilindro neumático*, Obtenido de: <https://es.scribd.com/doc/.../Seleccion-de cilindros-neumaticos-SMC>.

UNECE ECE R17 (2002), *Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos respecto a los asientos, a sus anclajes y a los apoyacabezas*; Geneva, 2002.