

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Eléctrica y computación

Diseño conceptual y simulación de un banco experimental de control de impactos en colisión de vehículos haciendo uso de tecnología FPGA

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniería en electrónica y automatización

Presentado por:

Stalin Ismael Vera Coronel

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mis padres quienes han sido el pilar fundamental dentro de mi hogar. La estabilidad que me han brindado me permitió dar el máximo potencial en mis estudios y en este proyecto.

.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a cada uno de mis profesores que durante mi experiencia universitaria fueron excelentes consejeros y mentores para que yo pueda desarrollarme tanto en el ámbito académico como personal.

Agradezco a mi familia quienes siempre me han brindado un amor incondicional dentro del hogar, lo cual siempre me ha impulsado a conseguir mis objetivos.

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Stalin Ismael Vera Coronel* y doy mi consentimiento para que la ESPOC realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Stalin Ismael Vera Coronel

EVALUADORES

Ing. **Dennys Cortez Alvarez, MSc.**

PROFESOR DE LA MATERIA

Ing. **Víctor Arce Domínguez, Msc.**

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

Los automóviles actualmente poseen una tecnología de deformación programada en caso de impactos vehiculares para protección de pasajeros, no obstante, estas protecciones aún no aseguran un buen porcentaje de supervivencia ante choques a elevadas velocidades, por tal motivo se plantea el uso de un pistón hidráulico comandado por un sistema embebido para ayudar en la disipación de energía y así aumentar las posibilidades de supervivencia de pasajeros ante colisiones, para esto será necesario modelar el sistema del pistón, y diseñar un controlador para el pistón por medio de un sistema embebido, se espera como conclusión que el proyecto sea viable desde un punto de vista técnico y económico.

Se utilizó un modelo obtenido por identificación de sistema de un sistema electrohidráulico regulado por medio de una válvula proporcional, en base al modelo se diseñó un controlador PID utilizando el método LGR, y en base a investigaciones de colisiones se desarrolló un ambiente de simulación para probar el sistema a lazo cerrado con el controlador.

Se comprobó que técnicamente es posible amortiguar en gran medida la fuerza neta de perturbación producto de un impacto vehicular con el sistema electrohidráulico planteado, además se verificó el nivel de eficacia del sistema según las dimensiones del actuador a utilizar y la velocidad de impacto del vehículo.

Palabras Clave: sistema electrohidráulico, supervivencia, disipación de energía, controlador PID.

ABSTRACT

Cars currently have a programmed deformation technology in case of vehicle impacts for passenger protection, however, these protections still do not ensure a good percentage of survival against crashes at high speeds, for this reason the use of a commanded hydraulic piston is proposed. by an embedded system to help in the dissipation of energy and thus increase the chances of survival of passengers in collisions, for this it will be necessary to model the piston system and design a controller for the piston by means of an embedded system, it is expected as conclusion that the project is viable from a technical and economic point of view.

A model obtained by system identification of an electrohydraulic system regulated by means of a proportional valve was used, based on the model a PID controller was designed using the LGR method, and based on collision investigations a simulation environment was developed to test the system in closed loop with the controller.

It was verified that it is technically possible to greatly dampen the net disturbance force produced by a vehicle impact with the proposed electrohydraulic system, in addition, the level of efficiency of the system was verified according to the dimensions of the actuator to be used and the impact speed of the vehicle.

Keywords: *electrohydraulic system, survival, energy dissipation, PID controller*

ÍNDICE GENERAL

EVALUADORES.....	5
RESUMEN	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
CAPÍTULO 1	12
1. Introducción	12
1.1 Descripción del problema	12
1.2 Justificación del problema	12
1.3 Objetivos	12
1.3.1 Objetivo General	12
1.3.2 Objetivos Específicos.....	12
1.4 Marco teórico.....	13
1.4.1 Antecedentes	13
1.4.2 Características de las colisiones vehiculares	14
1.4.3 Masa y fuerza en colisiones vehiculares	15
1.4.4 Sistema electrohidráulico	17
1.4.5 ESP32.....	21
CAPÍTULO 2	23
2. Metodología.....	23
2.1 Modelo matemático del sistema	23

2.1.1	Respuesta de fuerza del sistema saturado	25
2.2	Entorno de simulación	26
2.3	Diseño del controlador PID	33
2.4	Dimensionamiento del actuador	35
2.5	Esquema de implementación a pequeña escala	35
CAPÍTULO 3		37
3.	Resultados y análisis	37
3.1	Análisis de respuesta del sistema.....	37
3.1.1	Gráficas de fuerza, y velocidad	37
CAPÍTULO 4		44
4.	Prueba de velocidades y comparación entre actuadores	44
4.1	Resultados a 70 km/h	46
4.2	Resultados a 80 km/h	50
4.3	Resultados a 90 km/h	53
4.4	Resultados a 95 km/h	57
4.5	Resultados a 100 km/h	60
CAPÍTULO 5		65
5.	Conclusiones Y Recomendaciones.....	65
5.1	Conclusiones	65
5.2	Recomendaciones.....	66
BIBLIOGRAFÍA		67
6.	Bibliografía.....	67
APÉNDICES.....		69
Código del ESP32		70

ABREVIATURAS

LGR	Lugar Geométrico de las raíces
PID	Proporcional, integral, derivativo
MCU	Unidad microcontroladora
ADC	Convertidor de analógico a digital
DCA	Convertidor de digital a analógico
ASIC	Circuito integrado para aplicación específica
FPGA	Arreglo de compuertas lógicas programables de campo
SP	Sobrenivel porcentual

SIMBOLOGÍA

MB	Megabytes
kB	Kilo bytes
km/h	Kilómetros por hora
m	metro
V	Voltios
kg	Kilogramos
m/s	metros por segundo
m/s ²	metros por segundo al cuadrado
ms	milisegundos
µs	microsegundos
MHz	Mega Hertz
N	Newton
kPa	Kilo Pascal
psi	Libras por pulgada cuadrada
cm ²	Centímetros cuadrados

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Diagrama de barras con principales causas de muerte en el mundo para el año 2017	14
Figura 2 Velocidad en una dimensión vs tiempo de un vehículo durante un impacto vehicular frontal	14
Figura 3 Aceleración en una dimensión vs tiempo de un vehículo durante un impacto vehicular frontal	15
Figura 4 Deformación de un vehículo luego de impacto vehicular	16
Figura 5 Depósito de un sistema hidráulico	18
Figura 6 Grupo de accionamiento de un sistema hidráulico.....	19
Figura 7 Visión lateral de cilindro de doble efecto y composición interna.....	19
Figura 8 Símbolo de cilindro de doble efecto	19
Figura 9 Válvula proporcional direccional para actuador hidráulico	20
Figura 10 Tarjeta de desarrollo FPGA Cyclone IV GX	21
Figura 11 MCU ESP32 WROOM32 alternativo al uso de FPGA.....	22
Figura 12 Respuesta a lazo abierto de G(s) ante una entrada escalón unitario	24
Figura 13 Respuesta a lazo cerrado de G(s) ante una entrada escalón unitario	25
Figura 14 Respuesta del sistema a lazo abierto ante una entrada de voltaje máxima	25
Figura 15 Entorno de simulación en Simulink del sistema electrohidráulico	26
Figura 16 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco ascendente del pulso de referencia en el sistema electrohidráulico	27
Figura 17 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco descendente del pulso de referencia en el sistema electrohidráulico	27
Figura 18 Parámetros de Sine wave en Simulink para caracterización de señal de perturbación de impacto vehicular	30
Figura 19 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco ascendente del pulso de perturbación de impacto vehicular	31
Figura 20 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco descendente del pulso de perturbación de impacto vehicular	31
Figura 21 Forma de onda de la perturbación debido a impacto vehicular a 64 km/h.	32

Figura 22 Entorno de simulación en Simulink del sistema electrohidráulico con controlador discreto	32
Figura 23 Diagrama de bloques de implementación para sistema de control de impactos vehiculares	36
Figura 24 Parámetros de Sine wave en Simulink para caracterización de señal de perturbación de impacto vehicular con factor de atenuación 1×10^{-5}	37
Figura 25 Respuesta del sistema en Newtons en el tiempo para factor de atenuación de 1×10^{-5} en perturbación a una velocidad de 64 km/h.....	38
Figura 26 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.8 a 0.818 segundos	39
Figura 27 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.818 a 0.841 segundos.....	40
Figura 28 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.841 a 0.970 segundos.....	40
Figura 29 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.970 a 1.2 segundos	41
Figura 30 Fuerza en Newtons ejercida en el tiempo por el actuador del sistema electrohidráulico durante impacto vehicular	42
Figura 31 Señal de control al utilizar un factor de atenuación de 1×10^{-5}	43
Figura 32 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 70 km/h	46
Figura 33 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 70 km/h.....	46
Figura 34 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 70 km/h.....	47
Figura 35 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 70 km/h.....	47
Figura 36 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 70 km/h.....	48
Figura 37 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 80 km/h	50
Figura 38 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 80 km/h.....	50
Figura 39 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 80 km/h.....	51

Figura 40 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 80 km/h.....	51
Figura 41 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 80 km/h.....	52
Figura 42 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 90 km/h	53
Figura 43 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 90 km/h.....	54
Figura 44 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 90 km/h.....	54
Figura 45 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 90 km/h.....	55
Figura 46 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 90 km/h.....	55
Figura 47 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 95 km/h	57
Figura 48 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 95 km/h.....	57
Figura 49 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 95 km/h.....	58
Figura 50 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 95 km/h.....	58
Figura 51 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 95 km/h.....	59
Figura 52 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 100 km/h.....	60
Figura 53 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 100 km/h.....	61
Figura 54 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 100 km/h.....	61
Figura 55 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 100 km/h.....	62

Figura 56 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 100 km/h..... 62

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Parámetros de perturbación por impacto vehicular para distintas velocidades de prueba	44
Tabla 2 Factores de atenuación para señal de perturbación en simulación según actuador a emplear.....	45
Tabla 3 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 70 km/h	48
Tabla 4 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 80 km/h	52
Tabla 5 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 90 km/h	56
Tabla 6 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 95 km/h	59
Tabla 7 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 100 km/h	63
Tabla 8 Resumen de porcentajes de reducción de la fuerza de afectación a pasajeros para varios actuadores a distintas velocidades.....	63

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Los automóviles actuales están conformados con partes mecánicas diseñadas para deformarse en caso de accidentes de tránsito, absorbiendo una buena parte de la energía del impacto. Sin embargo, estos diseños no son la solución definitiva, considerando que la energía no absorbida afecta a los pasajeros del automóvil, implicando lesiones graves y muertes. Además, varios diseños solo garantizan la seguridad del pasajero según una velocidad limitada del vehículo.

1.2 Justificación del problema

Debido a la gran cantidad de muertes a nivel mundial producto de accidentes de tránsito es necesario desarrollar una nueva tecnología capaz de trabajar en conjunto o reemplazar a los modelos de carrocerías inteligentes actuales con el objetivo de aumentar las posibilidades de supervivencia de pasajeros en colisiones vehiculares; por tal razón se plantea el uso de sistemas embebidos para detectar de forma oportuna una colisión vehicular inminente y así activar un sistema electrohidráulico diseñado para amortiguar la fuerza del impacto por medio de la compresión de fluido del sistema electrohidráulico.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Realizar simulación a pequeña escala de un banco experimental de control de impactos de vehículos haciendo uso de un sistema embebido para determinar el porcentaje de energía que se puede absorber y evaluar el nivel de seguridad que puede aumentar en aplicaciones reales.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Desarrollar un programa en Arduino para un microcontrolador ESP32 capaz de detectar colisiones de vehículos de forma oportuna por medio de sensores de proximidad y efecto Hall para activar el banco experimental de control de colisiones vehiculares.

- Investigar y elegir el modelo matemático del actuador del sistema electrohidráulico para el amortiguamiento de colisiones vehiculares.
- Representar en Simulink la forma de onda de una perturbación producida por un impacto vehicular para la simulación del sistema electrohidráulico.
- Diseñar un controlador PID utilizando técnicas de control automático para regular el amortiguamiento del sistema electrohidráulico.
- Simular en Simulink modelo del sistema, controlador PID, y perturbación con distintos factores de atenuación para evaluación de resultados y dimensionamiento del actuador del sistema.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Antecedentes

Los accidentes de tránsito son una de las causas de muerte más recurrentes a nivel regional y mundial, según la tabla proveída por la BBC es la onceava causa de muerte a nivel mundial con más de 1.3 millones de muertos, mientras que a nivel regional se tienen unas de 100 mil muertes solo en el año 2017.

Claramente la cantidad de muertes por colisiones vehiculares representa un problema actual para la sociedad, el cual requiere de investigación y desarrollo de nuevas tecnologías para reducir estas tasas de muertes.

En Ecuador según datos de la agencia nacional de tránsito, se registraron un total de 314,490 accidentes de tránsito, de los cuales resultaron 238,979 personas lesionadas y 24,531 muertas entre los años 2010 a 2021. Estos datos son indicadores de que los vehículos y transportes públicos no aseguran la integridad de los pasajeros en casos de siniestros de tránsito, por tales razones es necesario el desarrollo de un nuevo sistema capaz de reducir las cifras de muertos y lesionados a niveles mínimos. (Mundo, BBC News, 2020)

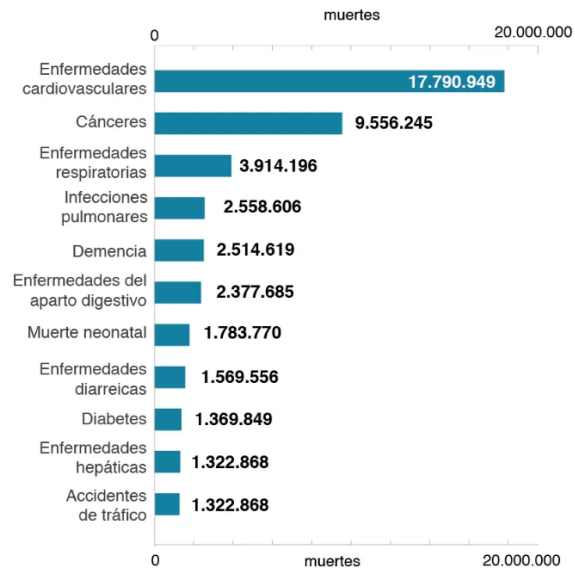


Figura 1 Diagrama de barras con principales causas de muerte en el mundo para el año 2017

1.4.2 Características de las colisiones vehiculares

A continuación, se presentarán los resultados de una simulación de (Illescas, 2009) con respecto a un impacto frontal de un vehículo con una barra metálica a una velocidad de 64 km/h con tiempos de muestreo de 1.4 μ s en una dimensión.

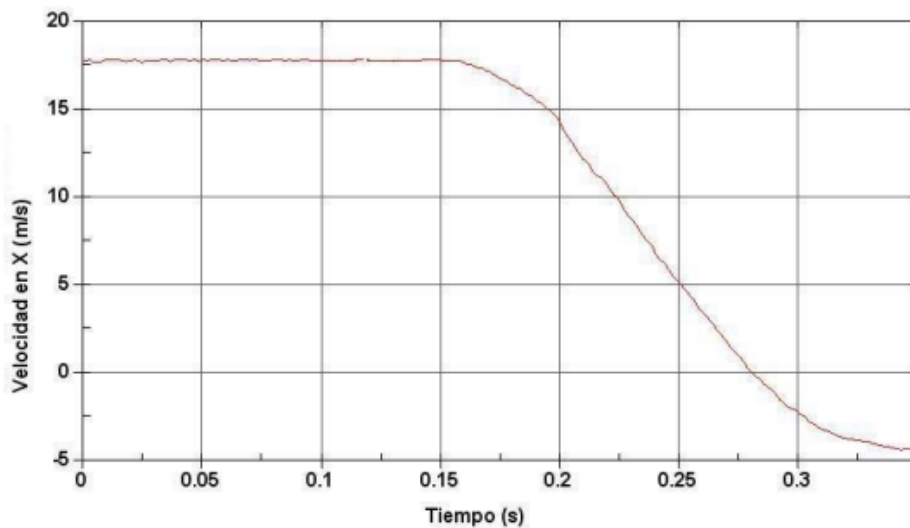


Figura 2 Velocidad en una dimensión vs tiempo de un vehículo durante un impacto vehicular frontal

Nótese que el impacto ocurre a los 150 ms, a partir de ese instante se da una caída de la velocidad, el vehículo llega a velocidad 0 m/s y pasa a una velocidad negativa luego de los 270 ms producto de una desaceleración.

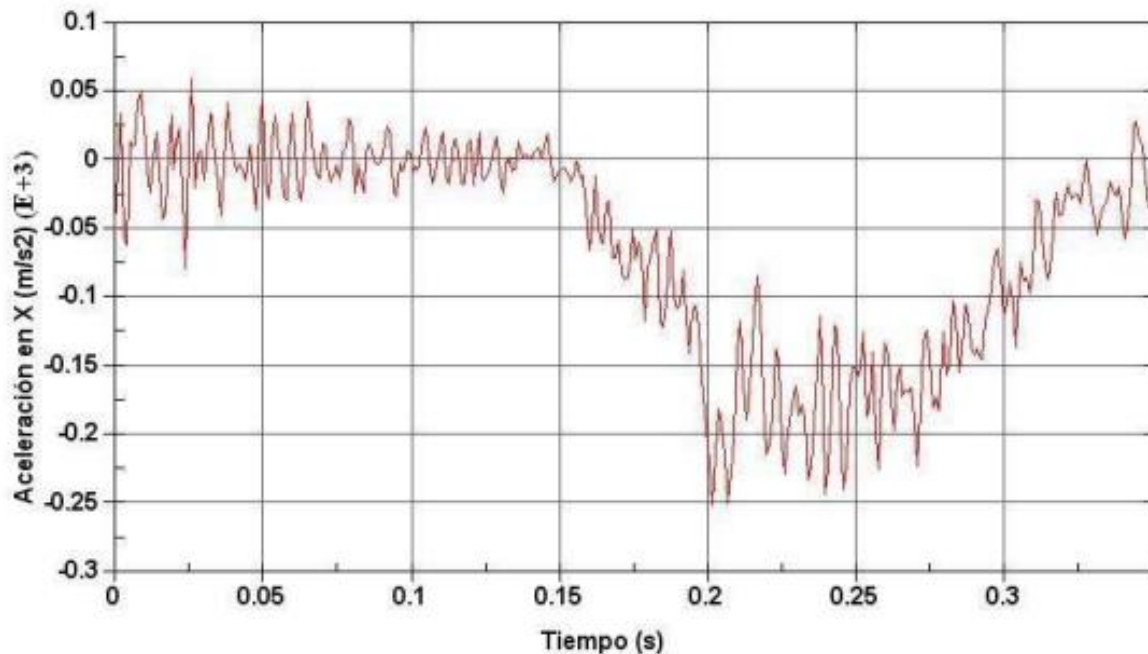


Figura 3 Aceleración en una dimensión vs tiempo de un vehículo durante un impacto vehicular frontal

Nótese que luego del instante del impacto se tiene un transiente de desaceleración que se estabiliza a partir de los 350 ms lo cual indicaría que el impacto vehicular dura alrededor de unos 200 ms a la velocidad del experimento. Se llega a una desaceleración máxima de 250 m/s², la cual es exageradamente alta, por tal motivo la caída de velocidad del vehículo se da de forma instantánea. Esta desaceleración inmediata implica una gran cantidad de fuerza aplicada al vehículo, la cual parcialmente será amortiguada por la carrocería inteligente del automóvil, no obstante, gran parte de la fuerza la experimentarían los pasajeros del vehículo lo cual implica lesiones y muertes.

1.4.3 Masa y fuerza en colisiones vehiculares

Un vehículo posee una masa total M , donde M representa la suma de la propia masa del vehículo m con la masa de los pasajeros y cualquier carga que se transporte:

$$M = m + q$$

Durante una colisión con otro vehículo o con alguna superficie estacionaria, parte de la propia masa del vehículo será deformada (esto debido al diseño de carrocería inteligente de los vehículos actuales), de aquí se asume que la masa del vehículo está dada por la suma de la masa deformada m_d y la no deformada m_n

$$m = m_d + m_n$$

La masa deformada del vehículo no es una constante, dado que esta depende de las características del impacto vehicular, lo que si se conoce es que es una porción de la masa del vehículo dependiente del tiempo de impacto, Por lo cual:

$$m_d = m * D(t)$$

$$m_n = m * (1 - D(t))$$

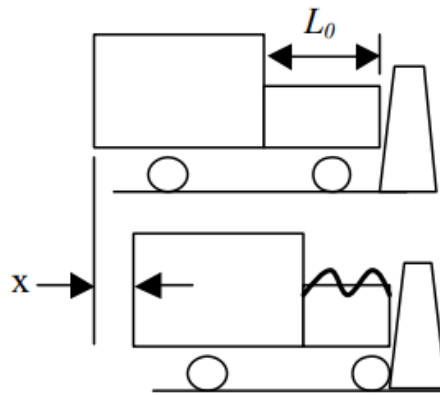


Figura 4 Deformación de un vehículo luego de impacto vehicular

Para obtener $D(t)$ considerar el escenario mostrado en la figura 1, donde se tiene un vehículo antes y después de haber colisionado con una pared con su longitud inicial L_0 , $D(t)$ será proporcional al desplazamiento $x(t)$ de la masa no deformada, a una fracción f de la masa del vehículo, y al inverso de la longitud inicial.

$$D(t) = \frac{f}{L_0} * x(t)$$

Por lo tanto, la masa total en función:

$$M(t) = m * \left(1 - \frac{f}{L_0} * x(t) \right) + q$$

Sabiendo que la cantidad de movimiento lineal del vehículo es $C(t) = M(t) * V(t)$, se puede obtener la fuerza del vehículo al derivar con respecto al tiempo la cantidad de movimiento lineal, por lo tanto:

$$F(t) = M(t) * \frac{dV(t)}{dt} + V(t) * \frac{dM(t)}{dt}$$

$$F(t) = M(t) * A(t) - m * \frac{f}{L_o} * V(t)^2$$

La fuerza que se ha obtenido en este apartado será la que experimentará el vehículo por tercera ley de Newton y una suma de la fuerza del otro vehículo. El objetivo del sistema de control a desarrollar es cancelar estas fuerzas por medio del pistón amortiguador. (García & Cebreiro, 2003)

1.4.4 Sistema electrohidráulico

A continuación, se hará mención y explicación de las partes a incluirse en el sistema electrohidráulico del proyecto.

1.4.4.1 Líquido a presión

Como menciona (Duque, 2007) en su artículo:

Un fluido usado en un sistema hidráulico debe cumplir muchas funciones críticas, tal como servir de medio para la transmisión de energía, actuar como lubricante, sellante, y medio de transferencia térmica. También debe maximizar la potencia y eficiencia minimizando el desgaste.

1.4.4.2 Depósito

Según (Escalera & Rodríguez) en su material didáctico:

Toda instalación hidráulica tiene un depósito que ha de satisfacer diversas tareas: Depósito de reserva, separador de líquido a presión y aire, evacuador de calor, portador de una bomba incorporada o montada encima y del motor de accionamiento, así como placa base para diversas piezas de mando.

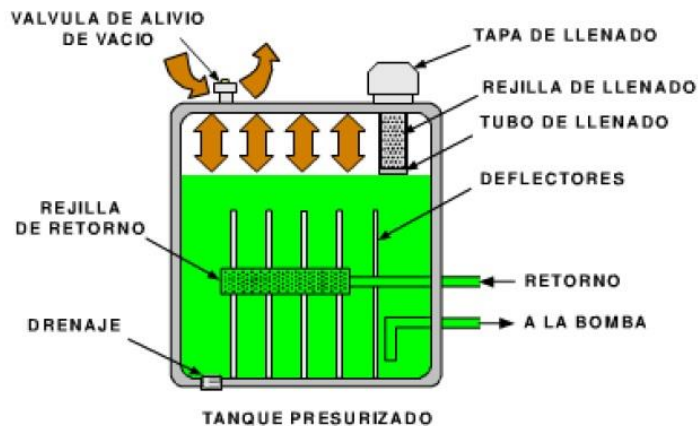


Figura 5 Depósito de un sistema hidráulico

1.4.4.3 Filtro

El filtro para el líquido a presión es necesario para dos funciones principales, en primer lugar, este debe contribuir a la prolongación de vida útil de los componentes hidráulico, y también se utiliza para evitar paradas repentinas en el sistema debido a la intromisión de impurezas y contaminantes.

El tipo de filtraje realizado dependerá de la válvula del depósito donde se ubique el filtro, de aquí se tiene tres tipos de filtraje:

- Filtraje por aspiración
- Filtraje por presión
- Filtraje por retorno

1.4.4.4 Grupo de accionamiento

Como menciona (Escalera & Rodríguez) El grupo de accionamiento comprende:

La bomba hidráulica (de engranajes u otro tipo), el motor eléctrico, el depósito, La válvula limitadora de presión (válvula de seguridad) y las tuberías rígidas y los racores. La bomba de engranajes (1) está unida al motor eléctrico (3) por medio de un embrague (2). La bomba de engranajes, el depósito y a válvula de seguridad están unidos entre sí mediante tuberías rígidas. El extremo de las tuberías que penetra en el depósito se encuentra por debajo del nivel del líquido, para que en ellas no pueda entrar aire.

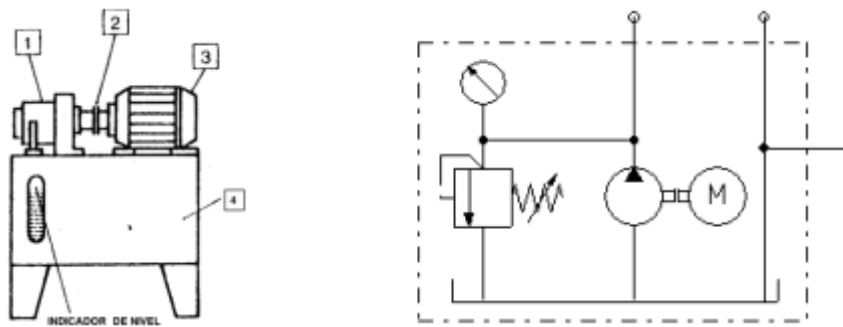


Figura 6 Grupo de accionamiento de un sistema hidráulico

1.4.4.5 Cilindro de doble efecto

Los cilindros de doble efecto son actuadores capaces de realizar desplazamientos en ambos sentidos de una dimensión, esto debido a que utiliza las dos caras del embolo a diferencia del cilindro de simple efecto.

Su campo de aplicación es extenso tanto hidráulica como neumática debido a que permite realizar controles de posicionamiento muy precisos debido a la posibilidad de operar en dos sentidos, y además no hay pérdidas de fuerza dado que no se tiene un muelle de retorno como ocurre con el cilindro de simple efecto. (Escalera & Rodríguez)

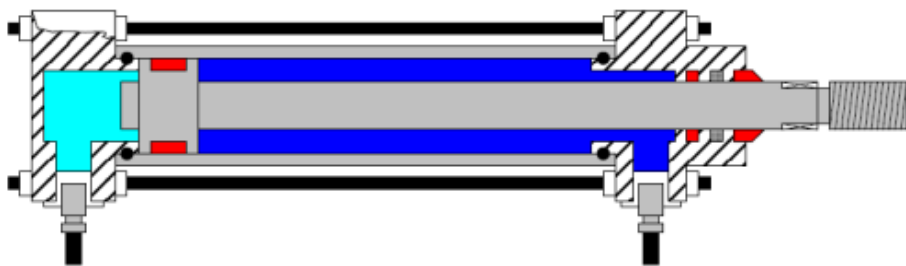


Figura 7 Visión lateral de cilindro de doble efecto y composición interna

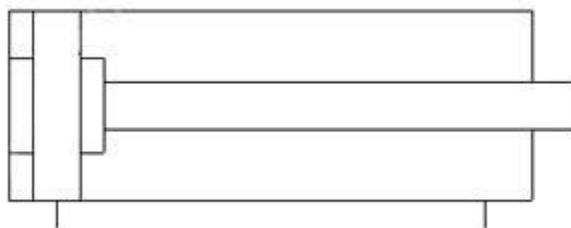


Figura 8 Símbolo de cilindro de doble efecto

1.4.4.6 Válvula proporcional direccional

La válvula proporcional direccional es un dispositivo que permite controlar la posición del vástago de los actuadores hidráulicos, esto debido a que la válvula cuenta con un solenoide proporcional que, al recibir una señal de voltaje, desplazara el spool de la válvula según el nivel de voltaje.

Debido a que el porcentaje de apertura de la válvula depende de una señal de voltaje, se suele utilizar en conjunto con dispositivos inteligentes tales como MCU, ASICs, FPGAs, etc.

La válvula proporcional hace uso de una válvula piloto en casos donde la fuerza necesaria para desplazar el spool de la válvula principal es muy alta, esta válvula piloto funciona de manera similar a la proporcional y se suele incorporar en la parte superior de la válvula principal. (LabVolt, 2000)



Figura 9 Válvula proporcional direccional para actuador hidráulico

FPGA

Los FPGA son circuitos integrados que contienen una gran cantidad de componentes lógicas tales como compuertas, registros, decodificadores programables, por lo cual las conexiones internas de este integrado dependerán de la programación, esto hace que las FPGAs sean muy flexibles y útiles en el diseño de ASICs comerciales.

Debido a que el FPGA cuenta con bastantes componentes lógicos, permite el paralelismo del que carecen microprocesadores y microcontroladores, lo cual hace del FPGA ideal para aplicaciones de Real time y de importancia crítica como aeronáutica, medicina, vehículos, etc.

Según información del fabricante de la FPGA modelo Cyclone, la tarjeta puede soportar hasta 66 MHz, velocidad suficiente para el diseño de un controlador para el sistema de amortiguamiento con tiempo de muestreo similar al utilizado en el apartado de características de impactos vehiculares, asegurando un control preciso y eficaz del sistema.

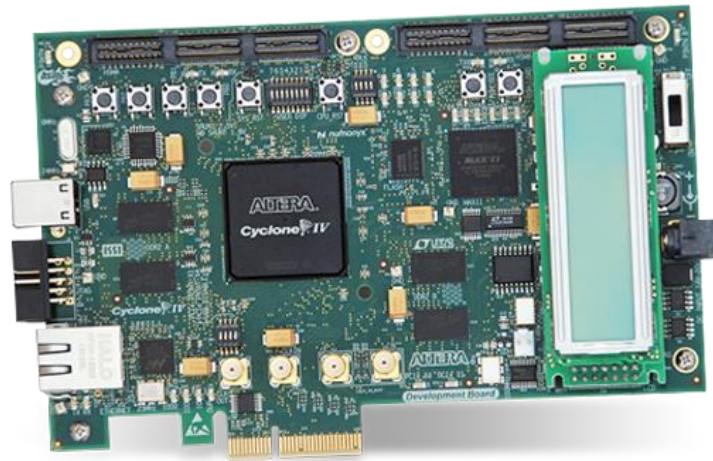


Figura 10 Tarjeta de desarrollo FPGA Cyclone IV GX

1.4.5 ESP32

A continuación, se presentará un sistema embebido capaz de realizar las acciones de control que realiza la FPGA a modo de alternativa para el proyecto.

Como sistema embebido encargado de comandar todas las operaciones y acciones de control para el proyecto se ha elegido al MCU ESP32 WROOM32.

El ESP32 cuenta con dos microprocesadores de 32 bits LX6 Xtensa con una frecuencia de trabajo de 80 MHz hasta 160 MHz, lo cual hace de este MCU un equipo ideal para el proyecto dado que se pueden realizar dos tareas simultáneamente debido al doble núcleo, y además de que la frecuencia de operación es aceptable para el tiempo de muestreo que se pretende emplear para el control de los impactos vehiculares.

El chip además cuenta con una variedad de interfaces tales como UART, SPI, I2C, IR, ADC, DAC, etc. lo cual permite la comunicación del MCU con sensores, transmisores, y demás dispositivos para realizar tareas de control y detección de eventos.

Tiene un rango de voltaje de operación de 3 a 3.6 V, cuenta con una memoria Flash interna de 4MB y una memoria RAM interna 512KB, lo cual hace de este MCU adecuado para proyectos escalables. (Espressif, 2022)



Figura 11 MCU ESP32 WROOM32 alternativo al uso de FPGA

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Modelo matemático del sistema

Para este proyecto se precisa controlar la fuerza a la que se someterá el sistema electrohidráulico y los pasajeros ante un eventual impacto vehicular. Sabiendo esto, es necesario plantear las ecuaciones físicas que determinan el comportamiento de los cilindros hidráulicos para obtener una función de transferencia donde la salida sea la fuerza y la entrada del sistema el voltaje que recibe la válvula proporcional. Debido a la complejidad de los sistemas electrohidráulicos por lo general se realiza una identificación del sistema por medio de la implementación de la planta en conjunto con tarjetas de adquisición de datos y un software de identificación en una computadora. Dado que no es posible realizar una implementación del cilindro planteado, se revisó en distintos documentos científicos con identificación del modelo matemático de control de fuerza de un sistema electrohidráulico. En base a lo investigado se decidió emplear el modelo matemático obtenido por medio de identificación de (Echeverry & González, 2015) en su tesis de maestría:

$$G_p(s) = \frac{69.69}{s^2 + 5.97s + 16.87}$$

Sabiendo que las funciones de transferencia de segundo orden tienen la siguiente estructura:

$$\frac{G(s)}{R(s)} = \frac{k w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2}$$

Donde w_n es la frecuencia natural, k la ganancia estática, y ζ el factor de amortiguamiento del sistema. Entonces:

$$w_n = \sqrt{16.87} = 4.10$$

$$\zeta = \frac{5.97}{2 * 4.10} = 0.73$$

$$k = \frac{69.69}{4.10^2} = 4.13$$

El factor de amortiguamiento ζ es menor a 1, por lo cual el sistema será subamortiguado. Y dado que la ganancia estática es de 4.13, es de esperarse que el punto de operación sea 4.13 veces el valor de entrada al sistema.

El tiempo de asentamiento t_s se puede obtener teóricamente de la siguiente forma:

$$t_s = \frac{4}{\zeta \omega_n}$$
$$t_s = \frac{4}{0.73 * 4.10} = 1.34s$$

La respuesta ante una entrada escalón en lazo abierto es:

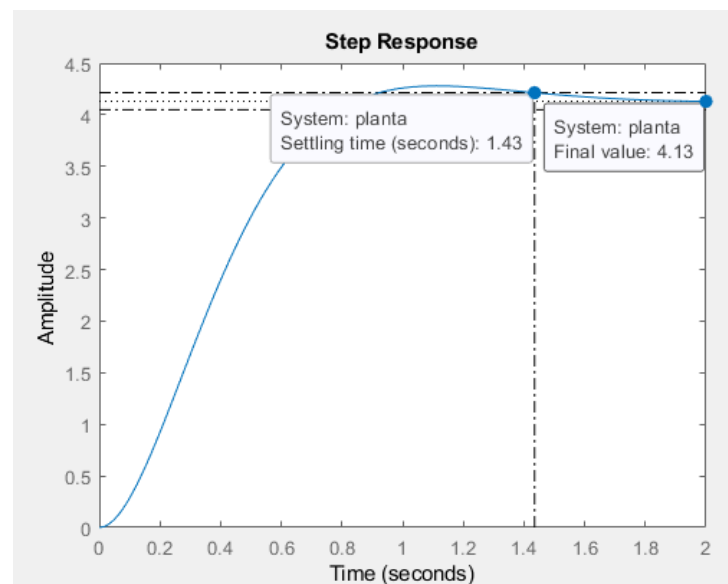


Figura 12 Respuesta a lazo abierto de $G(s)$ ante una entrada escalón unitario

Nótese que el sistema se estabiliza en un tiempo de 1.43 segundos, y se tiene un punto de operación de 4.13.

La respuesta ante una entrada escalón en lazo cerrado es:

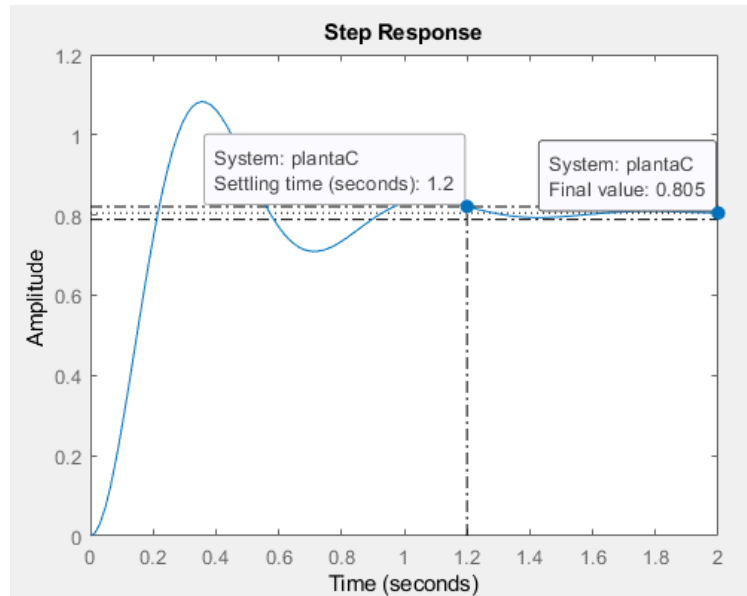


Figura 13 Respuesta a lazo cerrado de $G(s)$ ante una entrada escalón unitario

Nótese que el sistema se estabiliza en tiempo de 1.2 segundos, lo cual no es suficiente para la aplicación que se realizará, dado que el tiempo de un impacto vehicular es de 0.2 s, por lo cual el controlador a diseñar debe mejorar la velocidad de respuesta y asegurar un error lo más cercano a 0.

2.1.1 Respuesta de fuerza del sistema saturado

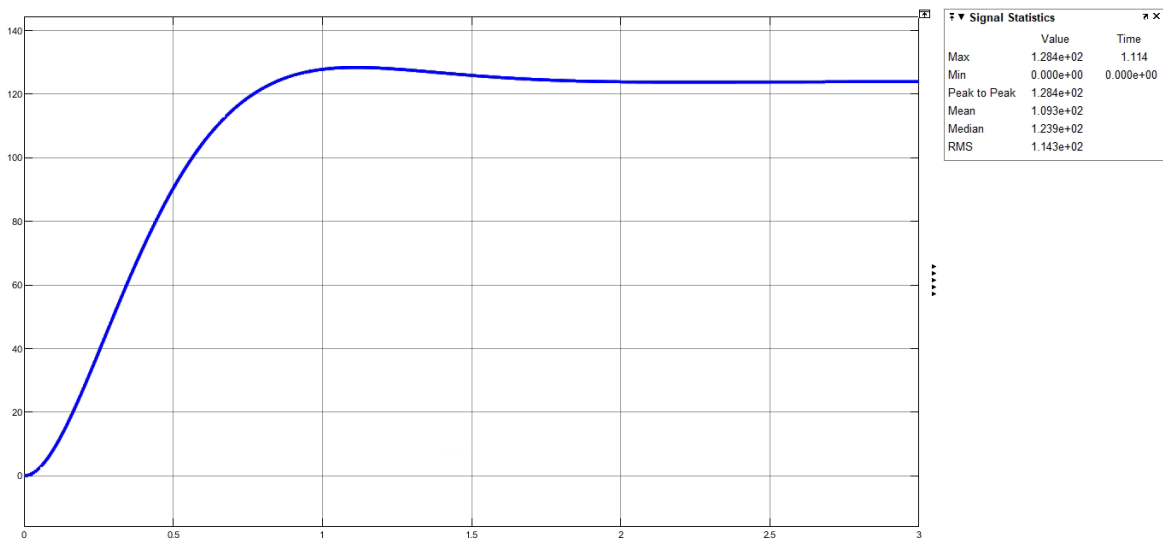


Figura 14 Respuesta del sistema a lazo abierto ante una entrada de voltaje máxima

La figura muestra la fuerza que aplica el actuador del sistema electrohidráulico a lazo abierto cuando se le aplica un voltaje de 30 VDC, el cual es el máximo que puede recibir la válvula proporcional del sistema. El objetivo de verificar esta respuesta fue para determinar tiempo de estabilización y la fuerza máxima cuando el sistema trabaja a total capacidad. Como se puede observar en las estadísticas de la señal, como máximo el actuador ejerce una fuerza máxima de 128.4 N y se tiene un tiempo de estabilización de 1.43 segundos. Esta información será necesaria para determinar las a las que se realizará la simulación del sistema.

2.2 Entorno de simulación

Se utilizará el software de Simulink para realizar el diagrama de bloques del sistema electrohidráulico, referencia, controlador, y perturbaciones. En este entorno además del diseño del diagrama, también se realizarán simulaciones para determinar la eficacia de un controlador PID a utilizar. El diagrama se presenta a continuación:

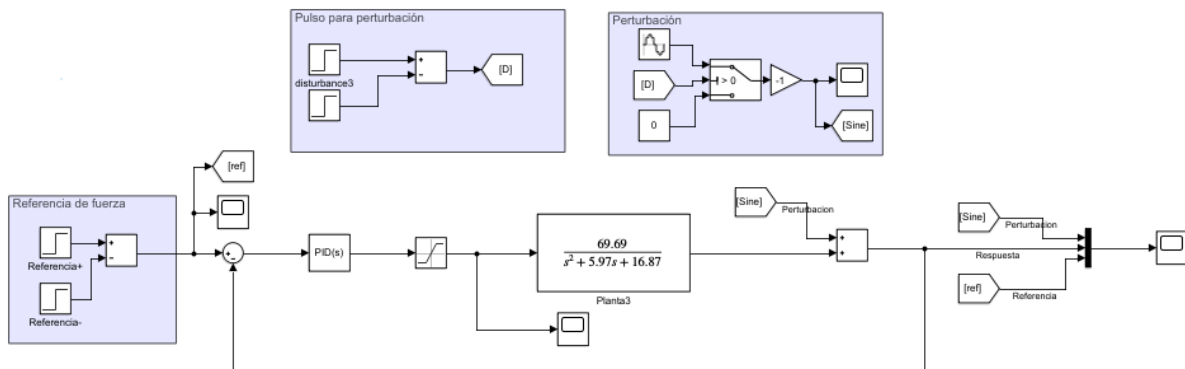


Figura 15 Entorno de simulación en Simulink del sistema electrohidráulico

Nótese que para la referencia se ha utilizado una resta entre escalones, esto con el objetivo de mantener una referencia de fuerza 0 N y activarla en el momento del impacto vehicular. Al momento de simular el sistema se evaluarán distintos niveles de referencia, aunque lo ideal sería que la fuerza del pistón se mantenga en 0 N, por lo cual la configuración de los bloques step sería la siguiente:

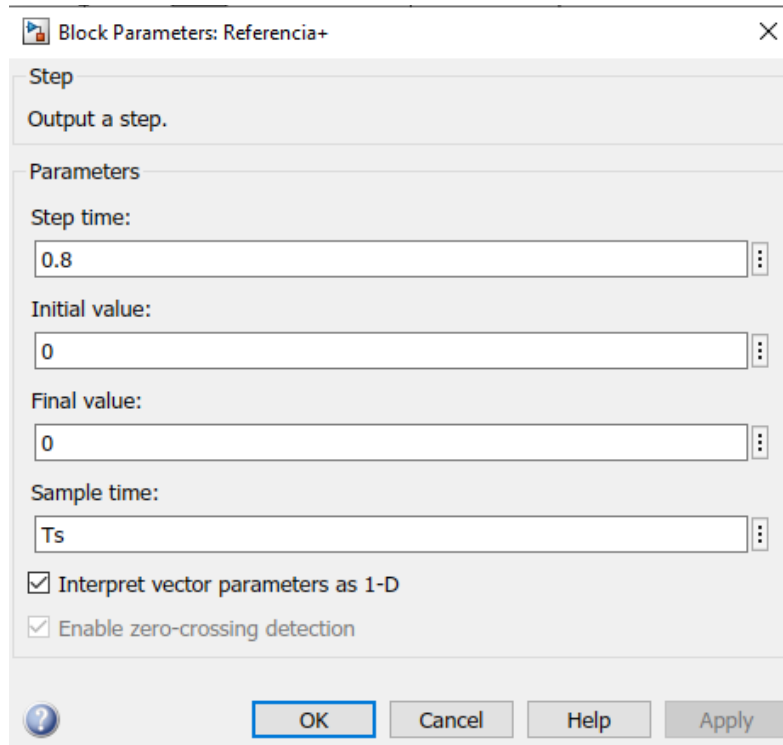


Figura 16 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco ascendente del pulso de referencia en el sistema electrohidráulico

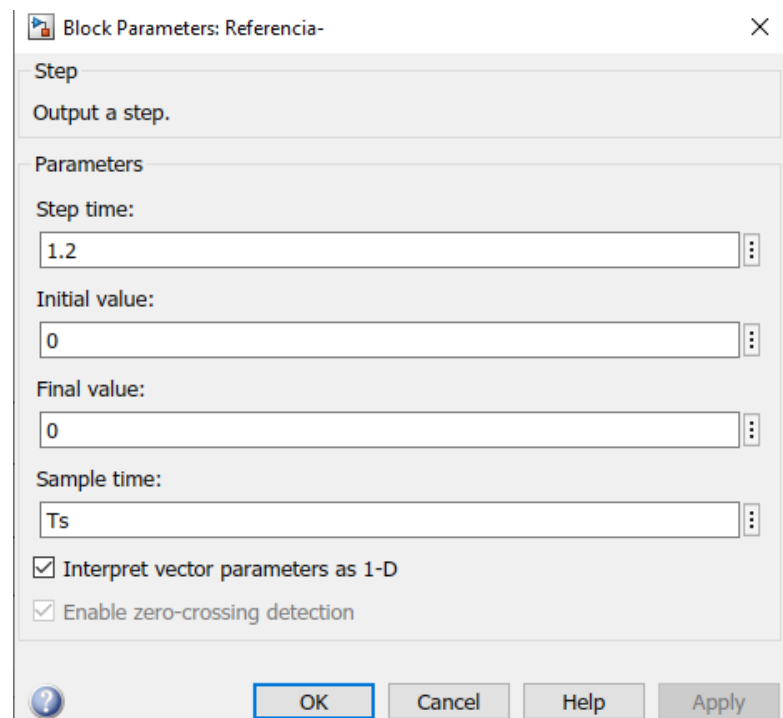


Figura 17 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco descendente del pulso de referencia en el sistema electrohidráulico

Para representar la perturbación del sistema se ha utilizado una onda senoidal. Como se mostró en el marco teórico la curva de desaceleración de un vehículo Fig. 3 se puede aproximar a un semiperiodo de una onda sinusoidal, sabiendo que tanto curvas de fuerza como de aceleración son semejantes en fenómenos de choques se ha utilizado la onda senoidal.

Luego de determinar la forma de onda para la perturbación fue necesario conocer el periodo y amplitud de la señal. Para el periodo de la señal se pensó en un principio en el tiempo de duración de un impacto vehicular que es aproximadamente de unos 200 ms como se mostró en las Fig.2 y Fig.3, no obstante, sería incorrecto trabajar con este tiempo dado que en la simulación de tal choque no se consideró ningún tipo de amortiguamiento; en este sentido, el periodo debió ser uno acorde a la dinámica del automóvil en conjunto con el sistema electrohidráulico para la amortiguación. Así mismo, sería incorrecto considerar la fuerza para el estudio del marco teórico debido a las diferencias dinámicas, por tal motivo será necesario determinar la aceleración con el sistema de amortiguamiento y su fuerza de perturbación.

Para obtener el tiempo y fuerza de la perturbación se utilizarán las siguientes ecuaciones de cinemática en una dimensión:

$$V_f^2 = V_o^2 + 2 * \bar{a} * L$$

$$V_f = V_o + \bar{a} * t$$

Donde V_o es la velocidad inicial en el impacto, V_f es la velocidad final del suceso del cual se conoce que sería 0 m/s dado que el vehículo queda en estado estacionario luego de una colisión, L el desplazamiento del vehículo, y \bar{a} la aceleración media durante el impacto vehicular. Como velocidad inicial se utilizaron los 64 km/h o 17.77 m/s al igual que la simulación presentada en el marco teórico, El desplazamiento del vehículo dependería de la longitud del vástago a emplear para la amortiguación, en este sentido se planteó un vástago de la misma longitud del vehículo, para este estudio se tomará como referencia un auto generalista Kia Picanto que según su hoja de datos tiene un largo de 3.595 m; Para evitar posibles márgenes de error al implementar se utilizará un vástago teórico con longitud $L=3.5$ m. sabiendo que la velocidad final del vehículo será de 0 m/s, entonces:

$$V_f^2 = V_o^2 + 2 * \bar{a} * L$$

$$\bar{a} = \frac{V_f^2 - V_o^2}{2 * L} = \frac{0 - 17.77^2}{2 * 3.5} = -45.11 \text{ m/s}^2$$

Conociendo la aceleración media, velocidad inicial, la velocidad final del vehículo ya se puede estimar el tiempo de impacto:

$$V_f = V_o + \bar{a} * t$$

$$t = \frac{V_f - V_o}{\bar{a}} = \frac{0 - 17.77}{-45.11} = 0.3939 \text{ s}$$

La fuerza media de perturbación que ingresara al sistema se puede calcular por medio de:

$$F_{med} = m * \bar{a}$$

Al revisar la hoja técnica del Kia Picanto se puede ver que posee una masa de 850 kg, por lo tanto:

$$F_{med} = 850 * (-45.11) = -38,343.5 \text{ N}$$

Para la caracterización de la onda senoidal en la simulación es necesario especificar la amplitud, dado que se ha determinado una fuerza media no es posible llenar este campo, por lo tanto, utilizando calculo integral se procederá a determinar la amplitud de la señal.

$$F(\theta) = \begin{cases} F \text{ sen}\theta, & 0 < \theta < \pi \\ 0, & \pi < \theta < 2\pi \end{cases}$$

Sabiendo que $F(\theta)$ representa la señal de la perturbación a simular, y A la amplitud de la señal, entonces:

$$F_{med} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(\theta) d\theta$$

$$F_{med} = \frac{F}{2\pi} [-\cos\theta]_0^\pi = \frac{F}{\pi}$$

$$F_{pico} = F_{med} * \pi = -38,343.5 * \pi = -120,459.93 \text{ N}$$

La amplitud de fuerza obtenida obedece al impacto vehicular de un Kia Picanto con el amortiguamiento del sistema electrohidráulico, no obstante, para una implementación a

pequeña escala no se manejarán estas magnitudes, por lo cual en la simulación se utilizará valores de menor magnitud, se utilizarán factores de atenuación y se evaluará el desempeño del sistema.

Conociendo todos los datos necesarios entonces la configuración de la perturbación sería la siguiente:

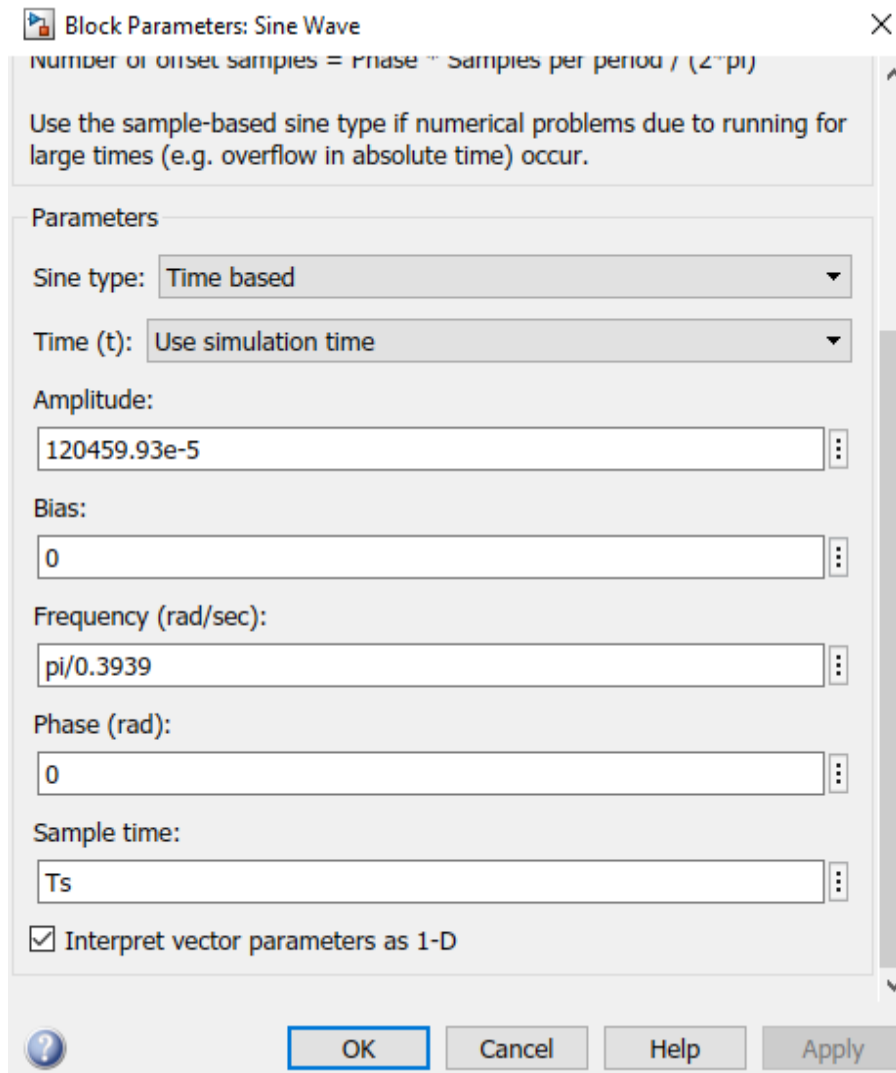


Figura 18 Parámetros de Sine wave en Simulink para caracterización de señal de perturbación de impacto vehicular

Se ha utilizado en primera instancia un factor de atenuación de 1×10^{-5} para la amplitud de la perturbación, y la frecuencia se ha ajustado para que un semiperiodo de la onda sinusoidal sea de 0.3939 s.

Para la configuración del switch se ha utilizado una señal de disparo la cual es comprendida por dos bloques step formando un pulso de 0.3939 s:

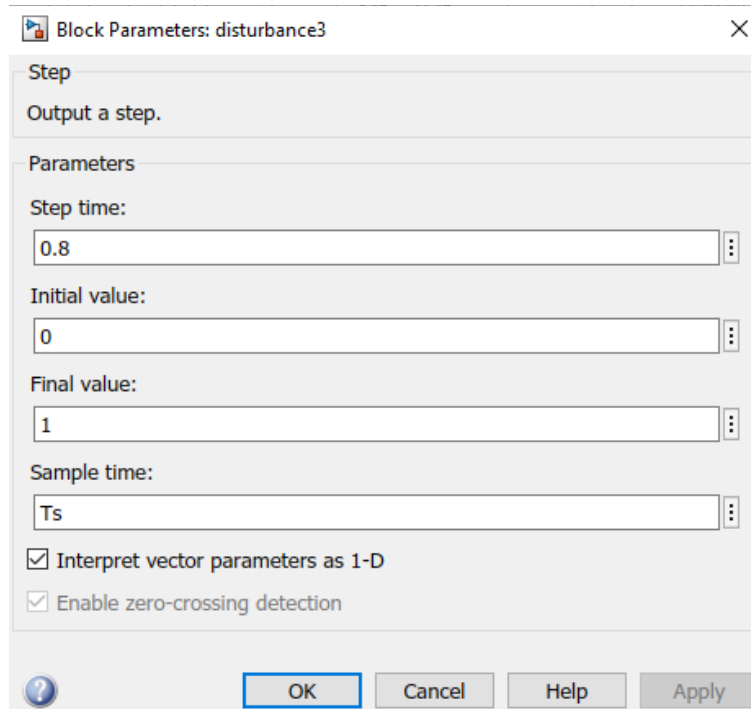


Figura 19 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco ascendente del pulso de perturbación de impacto vehicular

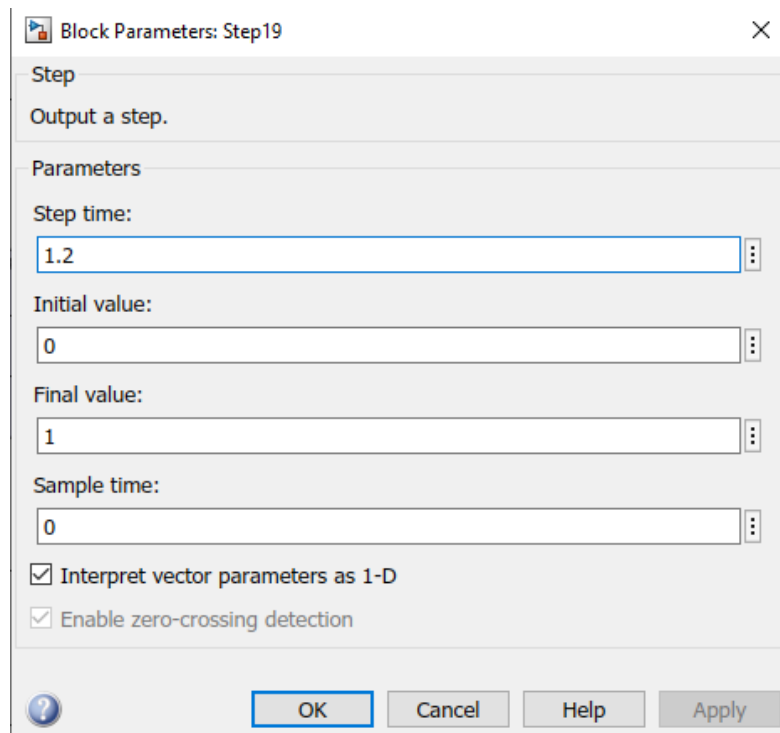


Figura 20 Parámetros de bloque step en Simulink para flanco descendente del pulso de perturbación de impacto vehicular

De este modo se tendrá la onda senoidal en el intervalo de tiempo presentado.

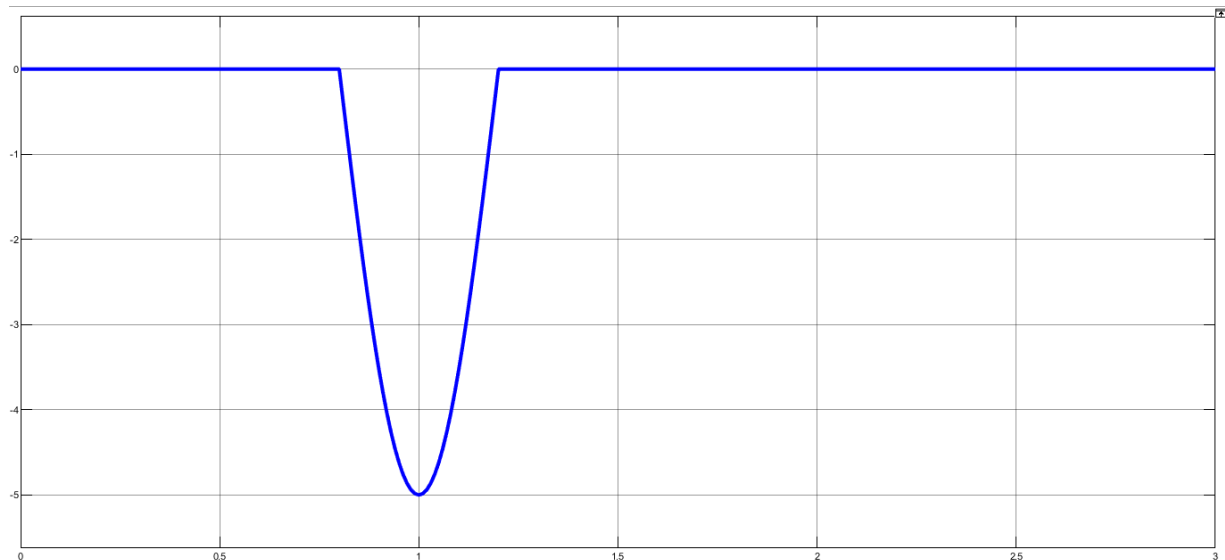


Figura 21 Forma de onda de la perturbación debido a impacto vehicular a 64 km/h

Se ha utilizado un controlador PID continuo para evaluar las simulaciones y las constantes de los PID que se diseñen, sin embargo, la idea principal es trabajar con PID discreto debido a que se utilizara un sistema embebido el cual trabaja con señales digitales, por lo cual, las constantes del PID continuo una vez validadas serán probadas en el sistema con un PID discreto, el cual debe incluir un retenedor de orden 0 que convertirá las señales discretas del controlador a continuas para la planta. Este segundo esquema se muestra a continuación:

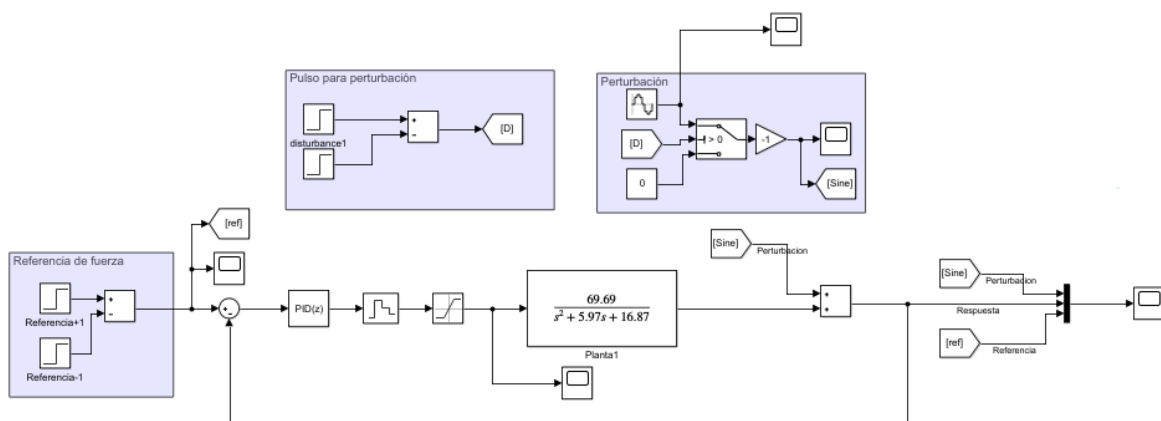


Figura 22 Entorno de simulación en Simulink del sistema electrohidráulico con controlador discreto

2.3 Diseño del controlador PID

Se utilizará el método del LGR para obtener las constantes del controlador PID. La función de transferencia para un controlador PID es:

$$C(s) = K_p + \frac{K_p}{T_i s} + K_d s$$

Sabiendo que $G(s)$ es la función de transferencia del sistema electrohidráulico, la función de transferencia a lazo cerrado es:

$$G_c(s) = \frac{G(s)C(s)}{1 + G(s)C(s)}$$

Luego de reemplazar y arreglar la expresión se obtiene:

$$G_c(s) = \frac{69.69K_d s^2 + 69.69K_p s + 69.69K_i}{s^3 + (5.97 + 69.69K_d)s^2 + (16.87 + 69.69K_p) + 69.69K_i}$$

Ahora se obtendrá el polinomio objetivo, para este proyecto se busca un tiempo de estabilización con el cual sea posible regular la fuerza neta del sistema en el tiempo de impacto vehicular, por lo tanto, se utilizará un $t_s = 0.2s$.

Se aceptará un SP del 7%.

Sabiendo que las funciones de transferencia de segundo orden tienen la siguiente estructura:

$$\frac{G(s)}{R(s)} = \frac{k w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2}$$

Donde w_n es la frecuencia natural, k la ganancia estática, y ζ el factor de amortiguamiento del sistema. Los polos de un sistema de segundo orden serán:

$$s_1 = -\zeta w_n + j w_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

$$s_2 = -\zeta w_n - j w_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

Se procederá a obtener el factor de amortiguamiento y la frecuencia natural:

$$\zeta = \frac{-\ln(\frac{SP}{100})}{\sqrt{\pi^2 + \ln(\frac{SP}{100})^2}}$$

$$\zeta = \frac{-\ln(\frac{7}{100})}{\sqrt{\pi^2 + \ln(\frac{7}{100})^2}} = 0.646$$

$$w_n = \frac{4}{t_s \zeta}$$

$$w_n = \frac{4}{0.2 * 0.646} = 30.96$$

Por lo tanto, el polo deseado es:

$$s_1 = -0.646 * 30.96 + j 30.96 \sqrt{1 - 0.646^2} = -20 + j 23.63$$

$$s_2 = -0.646 * 30.96 - j 30.96 \sqrt{1 - 0.646^2} = -20 - j 23.63$$

Se añadirá un polo remanente para asegurar la igualdad en el número de polos de la función de transferencia en lazo cerrado y la función deseada:

$$s_3 = -200$$

Por lo tanto, el polo deseado es:

$$s^3 + 45s^2 + 1,158.4s + 4,791.9$$

Igualando el polo deseado con el denominador de la función de transferencia en lazo cerrado se obtiene el siguiente sistema:

$$\begin{cases} 5.97 + 69.69K_d = 45 \\ 16.87 + 69.69K_p = 1,158.4 \\ 69.69K_i = 4,791.9 \end{cases}$$

$$\begin{cases} K_d = 0.56 \\ K_p = 16.38 \\ K_i = 68.8 \end{cases}$$

2.4 Dimensionamiento del actuador

Conociendo la amplitud de fuerza en el impacto vehicular F_{pico} y suponiendo que el sistema hidráulico trabaja a una presión constante de 1000 psi o 6894.76 kPa, entonces el área de trabajo que debería tener el cilindro de doble efecto del sistema debe ser:

$$A = \frac{|F_{pico}|}{P} = \frac{120459,93}{6894,76} = 17.47 \text{ cm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{17,47}{\pi}} = 2.35 \text{ cm}$$

2.5 Esquema de implementación a pequeña escala

La implementación se separa en dos partes, la primera consiste en un sistema de detección de impactos vehiculares y la segunda consta del sistema de control de impactos vehiculares. Cabe recalcar que ambos sistemas propuestos serán controlados por medio de una FPGA.

En el sistema de detección se utilizará un sensor ultrasónico HC-SR04 para medir la distancia de objetos próximos a la parrilla frontal del vehículo, se empleará un sensor de efecto Hall A1190LUBTN-T el cual será necesario para calcular la velocidad del auto de prueba. Los datos que provean ambos sensores serán procesados por la FPGA y esta determinará un impacto vehicular inminente activando el sistema de control de impactos. En el sistema de control de impactos se usarán los componentes del sistema electrohidráulico presentados en el marco teórico, además de un sensor de presión TR-PS2W-100BAR para la retroalimentación del sistema, y la FPGA que controlará el actuador del sistema con ayuda de un amplificador.

A continuación, se mostrará un esquema de los elementos más importantes:

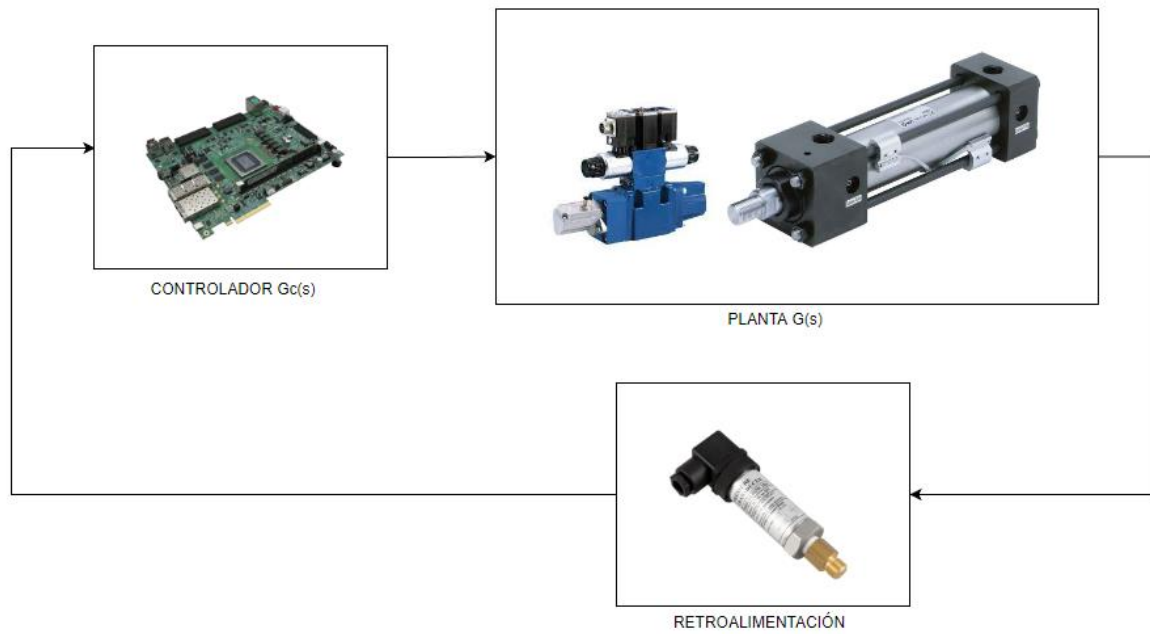


Figura 23 Diagrama de bloques de implementación para sistema de control de impactos vehiculares

CAPÍTULO 3

3. Resultados y análisis

3.1 Análisis de respuesta del sistema

Como se mencionó previamente, el modelo de fuerza utilizado para el proyecto tiene un límite debido a las características del sistema hidráulico empleado para la identificación del sistema, por tal motivo se realizó la simulación del evento de impacto vehicular considerando un factor de atenuación de 1×10^{-5} . Esto implica que el sistema en la simulación deberá soportar una fuerza pico de -1.20 N. Sabiendo que la planta es capaz de proporcionar hasta un máximo de 128.4 N al saturarse su entrada de voltaje como se mostró en la figura 13, se puede decir que las simulaciones que se presentaran a continuación representan la fuerza neta sobre un vehículo al utilizar un actuador sobredimensionado x100.

3.1.1 Gráficas de fuerza, y velocidad

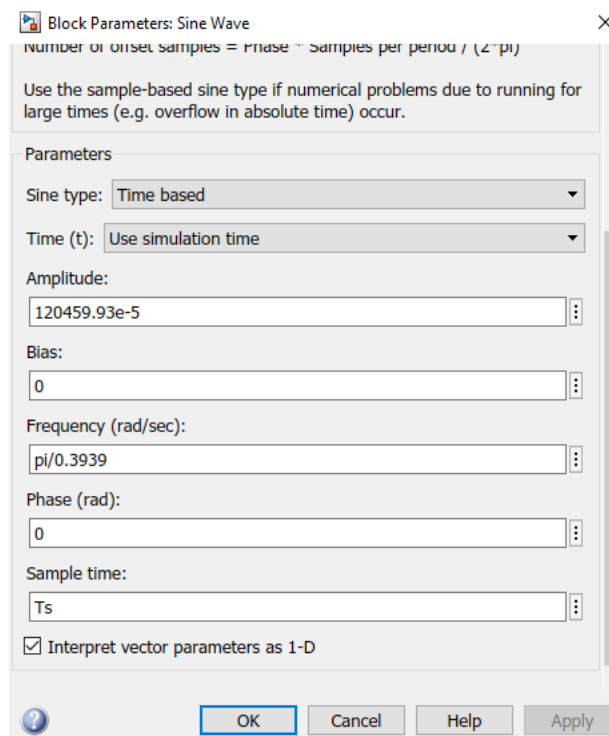


Figura 24 Parámetros de Sine wave en Simulink para caracterización de señal de perturbación de impacto vehicular con factor de atenuación

$$1 \times 10^{-5}$$

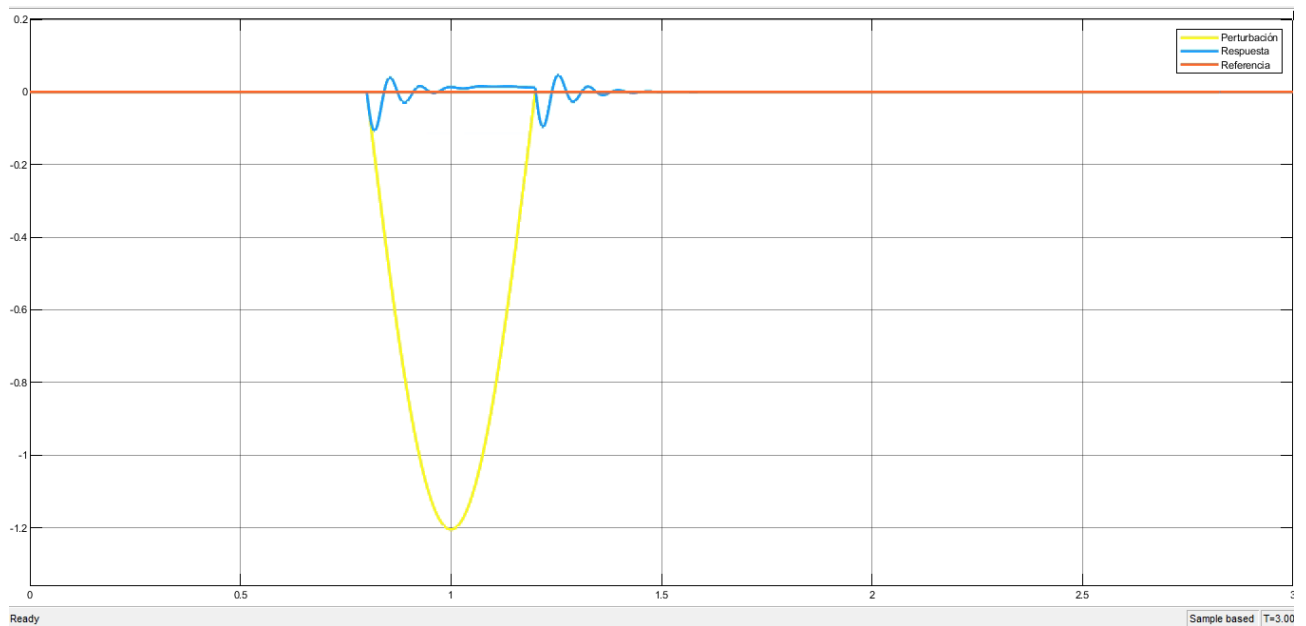


Figura 25 Respuesta del sistema en Newtons en el tiempo para factor de atenuación de 1×10^{-5} en perturbación a una velocidad de 64 km/h

Se presentan tres señales en la figura 25 que representan referencia, perturbación, y respuesta del sistema. Nótese que se mantuvo una referencia de 0 N durante la simulación, esto con el objetivo de minimizar los efectos de fuerza y desaceleración producidos en un impacto vehicular, por lo tanto, es prioridad del sistema mantener la fuerza de salida neta del sistema hidráulico lo más cercana a 0 N.

La respuesta de fuerza neta del sistema es rápida al darse el impacto vehicular y además se mantiene muy cerca de la referencia durante el evento por lo cual la perturbación ocasionada por el impacto es atenuada en gran medida por el sistema electrohidráulico. A continuación, se realizará un análisis desde el punto de vista físico del impacto vehicular y adicionalmente se añadirá una señal adicional que representa la forma de la curva de velocidad relativa al vehículo del vástago del pistón.

Para simular la forma de curva de velocidad se ha empleado un bloque integrador a la salida del sistema.

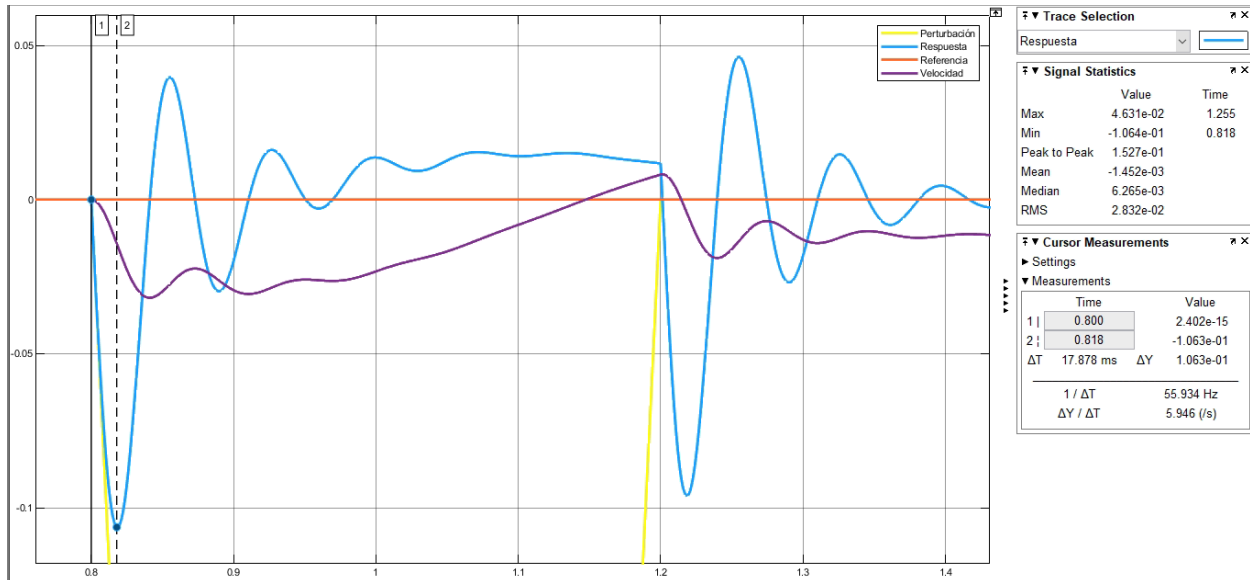


Figura 26 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.8 a 0.818 segundos

En el intervalo de tiempo entre 0.8 s a 0.818 s se tiene una caída de la fuerza neta hasta un mínimo de -0.1064 N (sin factor de atenuación esta fuerza sería de $100k * -0.1064 \text{ N} = -10640 \text{ N}$), esto implicaría que el actuador recibe el impacto y en ese instante su fuerza se ve superada por la de la perturbación, por lo cual es empujado en sentido contrario al movimiento del vehículo, esto se justifica con la curva de velocidad relativa la cual se mantiene en descenso durante este tramo indicando desplazamiento hacia el eje negativo del movimiento.

Sabiendo que la magnitud de fuerza máxima que se percibe en el impacto vehicular es de 120,459.93 N y que la magnitud máxima de fuerza neta del sistema es de 10,640 N, se tendría una reducción de la fuerza neta del 91.17 %, esto aumenta en gran medida las posibilidades de supervivencia de un pasajero.

$$\%Reducción = 100 - \left[\frac{|F_{neta_{min}}|}{|F_{pico}|} * 100 \right]$$

$$\%Reducción = 100 - \left[\frac{10640 \text{ N}}{120459.93 \text{ N}} * 100 \right] = 91.17\%$$

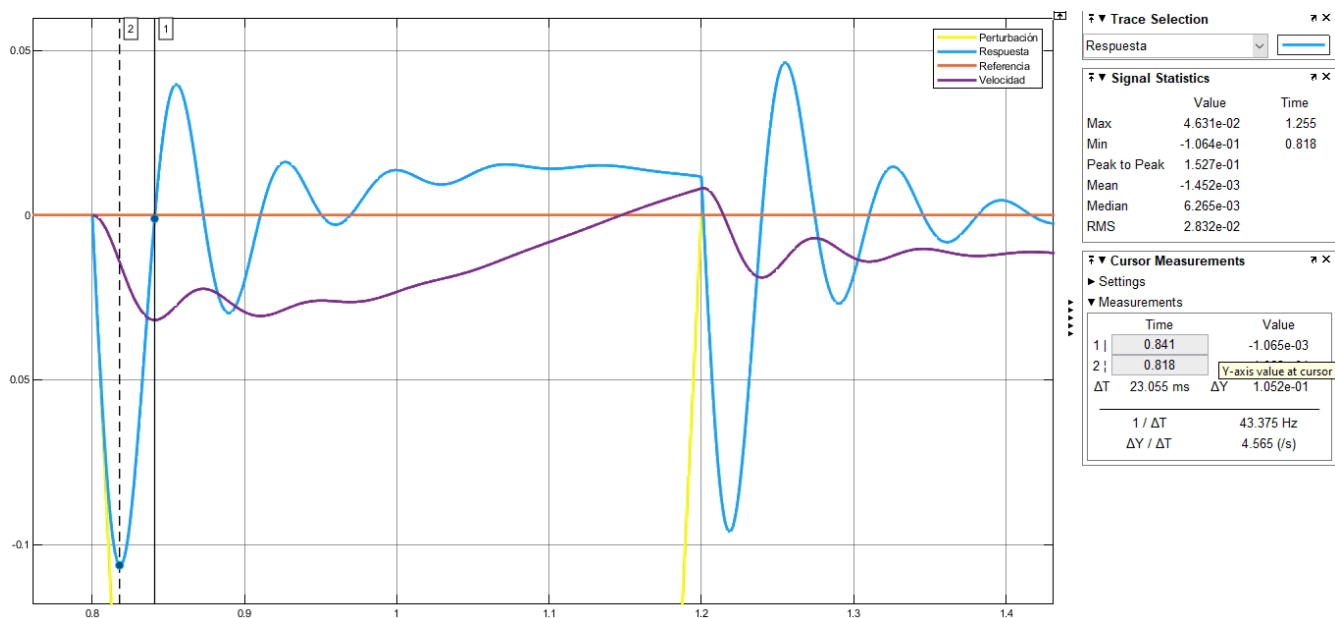


Figura 27 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.818 a 0.841 segundos

En el intervalo de 0.818 s a 0.841 s debido a la capacidad que tiene el sistema hidráulico para amortiguar el impacto y la acción del controlador PID se tiene un aumento gradual de la fuerza hasta llegar a una fuerza neta de 0 N. Esto no implica que el automóvil se haya detenido o que la velocidad haya cambiado de sentido, realmente lo que causa es un cambio de sentido de la aceleración por lo cual el descenso de la velocidad relativa del actuador del sistema debería ser menos agresiva.

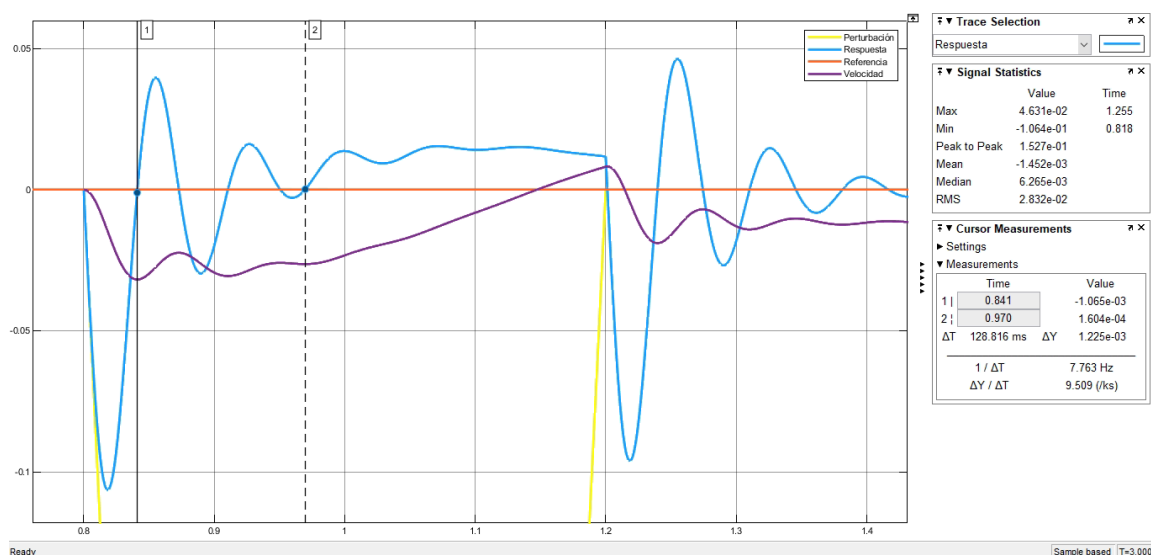


Figura 28 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.841 a 0.970 segundos

A partir de los 0.841 segundos la respuesta de fuerza neta de la planta oscila entre valores positivos negativos y positivos hasta un último cruce por 0 que ocurre a los 0.970 segundos. Nótese que a pesar de los constantes cambios de sentido de fuerza neta y por consiguiente de aceleración, la velocidad relativa del actuador con respecto al auto se mantiene en sentido negativo, indicando que el pistón aún se mantiene retraído por la perturbación de fuerza, sin embargo, la magnitud de esta velocidad relativa no cae de forma instantánea o acelerada en comparación a los intervalos de tiempo anteriores, demostrando como el sistema amortigua el impacto.

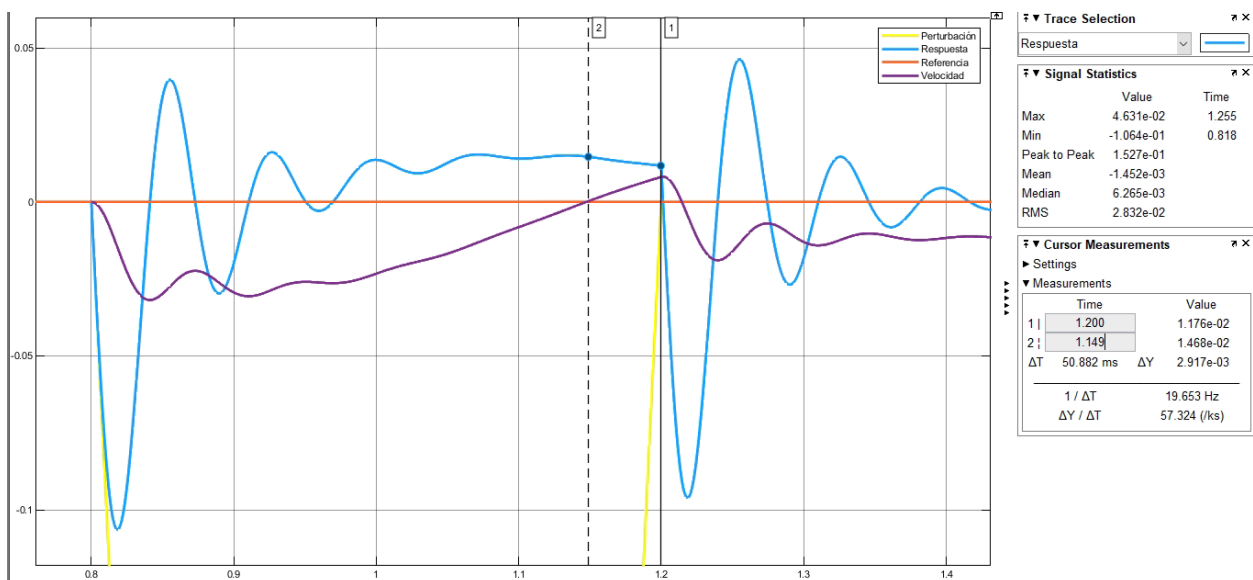


Figura 29 Análisis físico del intervalo de tiempo de 0.970 a 1.2 segundos

Luego de los 0.970 segundos hasta los 1.2 segundos la respuesta de fuerza neta del sistema es positiva, lo que significa que el pistón ejercer una mayor fuerza que la perturbación producto del impacto, dando como resultado un constante aumento de velocidad relativa del pistón con respecto al vehículo.

A los 1.149 segundos se da un cruce por 0, indicando un cambio de sentido del desplazamiento del vástago del actuador hasta que finaliza la colisión vehicular, lo que implica una oposición del actuador a la perturbación.

Luego de los 1.2 segundos finaliza el choque vehicular, se tiene una caída de la respuesta de fuerza neta del sistema, esta fuerza es producida por el pistón únicamente, la cual se da por acción del controlador PID que busca minimizar el error del sistema. A continuación, se mostrará una imagen que ilustra lo mencionado.

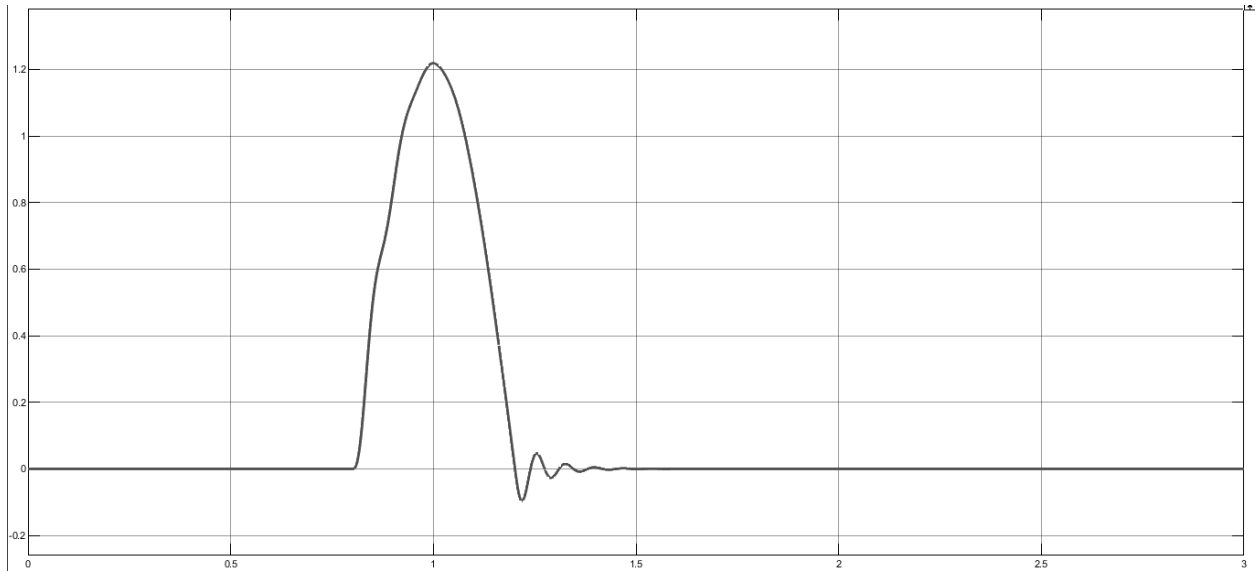


Figura 30 Fuerza en Newtons ejercida en el tiempo por el actuador del sistema electrohidráulico durante impacto vehicular

Nótese como el pistón durante todo el impacto produce una fuerza en contraposición a la perturbación, esto con el objetivo de tener una fuerza neta del sistema lo más cercana a 0 N tal y como se mostró en la figura 25.

En la figura 29 se muestra que después de los 1.2 segundos el sistema oscila hasta que la fuerza meta se estabiliza en 0 N lo cual tarda aproximadamente unos 300 ms, lo más destacable de esta oscilación es la curva de velocidad relativa al vehículo del pistón, la cual se mantiene negativa (esto es lógico sabiendo que el pistón debe ir en sentido negativo para volver a su posición inicial), pero esta velocidad se mantiene de forma indefinida negativa, lo que se podría implicar que el pistón retrocede de forma infinita, no obstante, hay que considerar los límites físicos del pistón, por lo cual cuando el vástago regrese a su posición inicial se topa con un obstáculo, y dado que el pistón no ejerce ninguna fuerza tal y como se muestra en las figuras del análisis, este deberá ser detenido.

3.1.1.1 Análisis de la señal de control

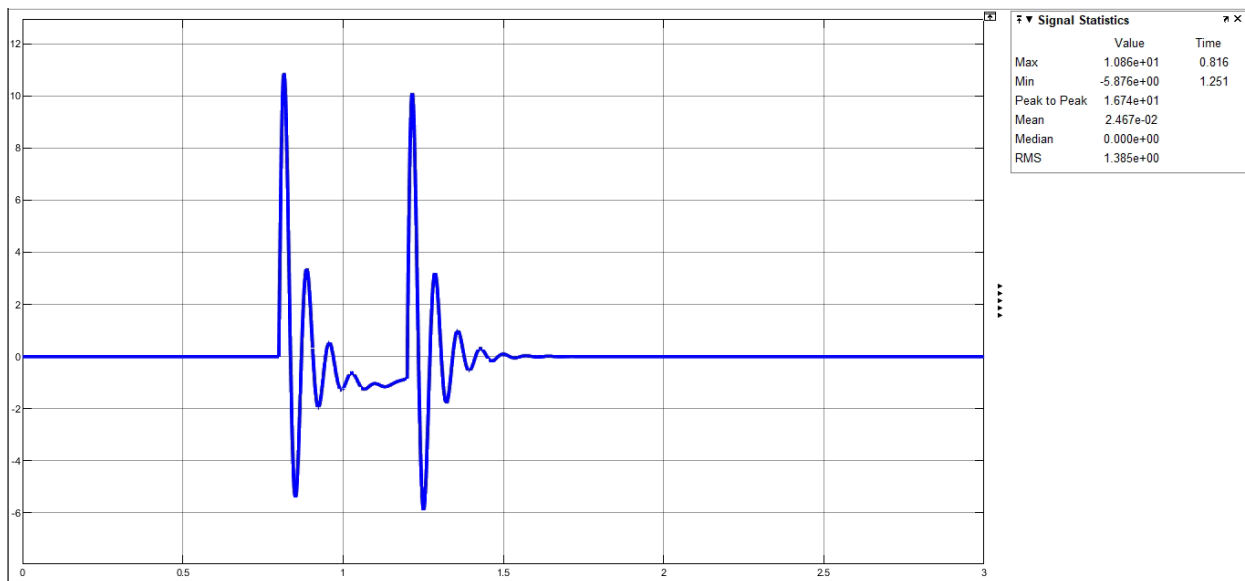


Figura 31 Señal de control al utilizar un factor de atenuación de 1×10^{-5}

De esta figura se puede notar como la señal de control tiene oscilaciones constantes con el fin de controlar la fuerza neta percibida en el impacto vehicular, el controlador diseñado responde de forma rápida ante las necesidades del sistema, y lo más destacable es que en ningún momento el sistema se satura, por lo cual trabaja a sus máximas capacidades en todo momento. Por lo cual se puede decir, con un factor de atenuación de 1×10^{-5} , el sistema electrohidráulico cumple su objetivo de amortiguar el choque del automóvil.

Cabe destacar que el sistema saturado tal y como se vio en la sección 2.1.1 da una fuerza de 128.4 N, por lo que con un factor de atenuación de 1×10^{-5} el sistema se encuentra sobredimensionado por un factor mayor a 100 veces al de la perturbación planteada. Por lo tanto, para esperar una amortiguación excelente como se observó en la simulación, se debería sobredimensionar el área del actuador empleado:

$$A = \frac{|F_{pico}| * 100}{P} = \frac{120459,93 * 100}{6894,76} = 1,747 \text{ cm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,747}{\pi}} = 23.5 \text{ cm}$$

CAPÍTULO 4

4. Prueba de velocidades y comparación entre actuadores

Luego de haber comprobado que el controlador es capaz de reducir la fuerza neta percibida en el sistema en un 91.17 % a una velocidad de 64 km/h con un actuador sobredimensionado 100 veces, se ha decidido verificar la eficacia del amortiguamiento a mayores velocidades, para esto ha sido necesario calcular la fuerza pico y el tiempo de perturbación por cada velocidad a simular, empleando el procedimiento que se mostró en el capítulo 2.

$$V_f^2 = V_o^2 + 2 * \bar{a} * L$$

$$t = \frac{V_f - V_o}{\bar{a}}$$

$$F_{med} = m * \bar{a}$$

$$F_{pico} = F_{med} * \pi$$

Los resultados para cada perturbación se presentan a continuación:

Tabla 1 Parámetros de perturbación por impacto vehicular para distintas velocidades de prueba

Velocidad (km/h)	Velocidad (m/s)	\bar{a} (m/s^2)	Tiempo (s)	F_{med} (N)	F_{pico} (N)
70	19.44	-54.01	0.36	-45,910.49	-144,232.07
80	22.22	-70.55	0.32	-59,964.73	-188,384.74
90	25	-89.29	0.28	-75,892.86	-238,424.44
95	26.39	-99.48	0.27	-84,559.63	-265,651.93
100	27.78	-110.23	0.25	-93,694.89	-294,351.16

Se emplearán los valores de tiempo y F_{pico} para caracterizar la perturbación a distintas velocidades en la simulación.

Si bien el sistema con un actuador 100 veces sobredimensionado da buenos resultados, en una posible implementación podría acarrear dificultades debido al gran tamaño del actuador, sistema de accionamiento y depósito. Por tales motivos se realizarán las simulaciones a distintas velocidades y considerando distintos tipos de actuadores. En este estudio se empleará un actuador sin sobredimensionar, dos veces sobredimensionado, cinco veces sobredimensionado, diez veces sobredimensionado, y cien veces sobredimensionado. Se verificará la respuesta en cada actuador a distintas velocidades para determinar cuál es la opción óptima para una implementación. A continuación, se muestra el factor de atenuación que se empleará en cada simulación según el actuador a utilizar:

Tabla 2 Factores de atenuación para señal de perturbación en simulación según actuador a emplear

Actuador	Factor de atenuación en perturbación para simulación
X1	$1x10^{-3}$
X2	$5x10^{-4}$
X5	$2x10^{-4}$
X10	$1x10^{-4}$
X100	$1x10^{-5}$

4.1 Resultados de simulación ante un impacto vehicular con velocidad de 70 km/h

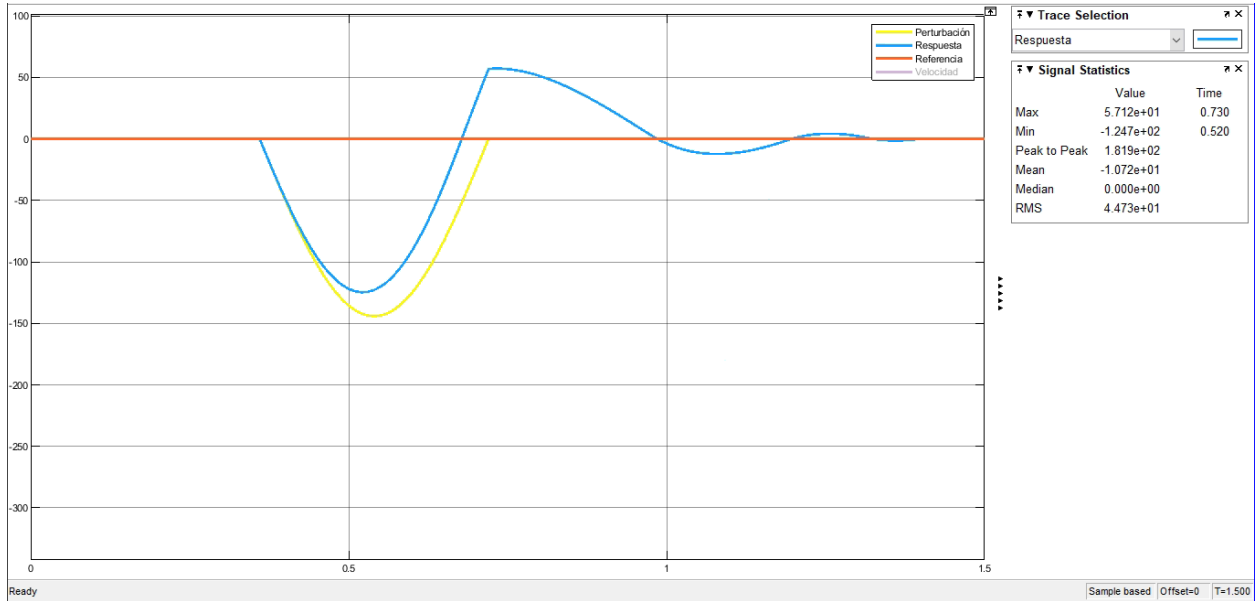


Figura 32 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 70 km/h

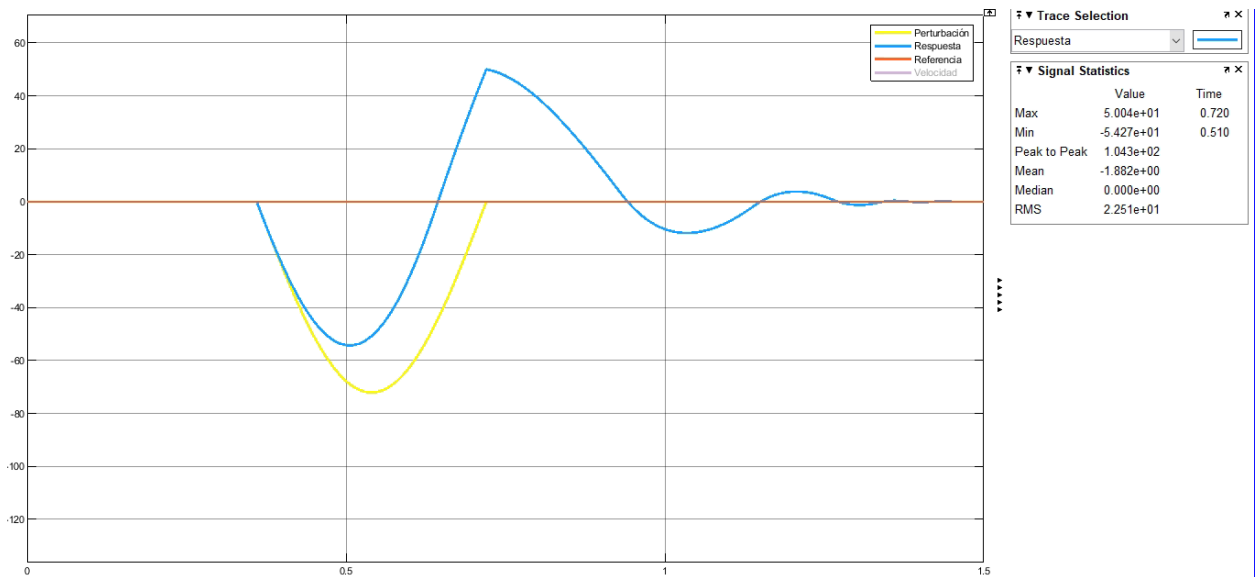


Figura 33 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 70 km/h

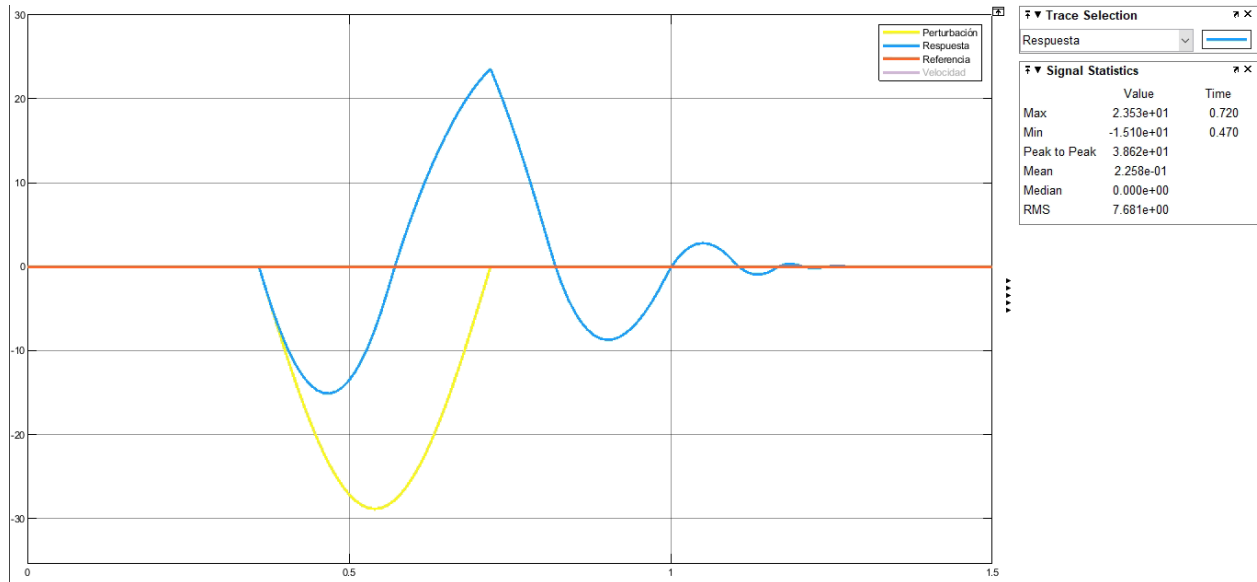


Figura 34 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 70 km/h

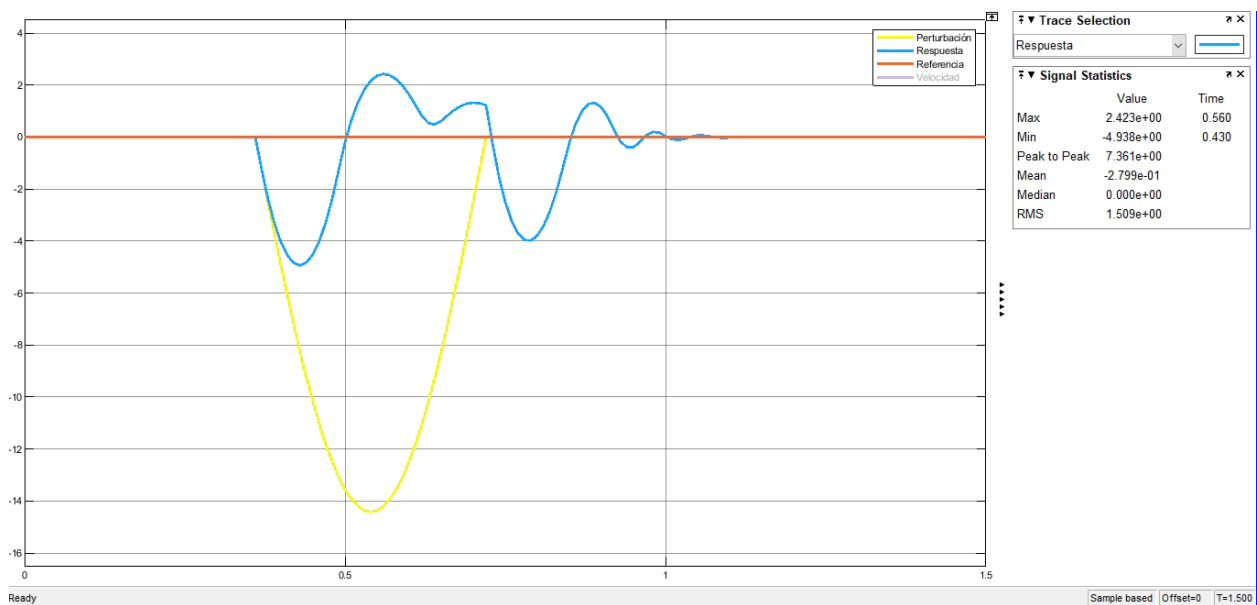


Figura 35 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 70 km/h

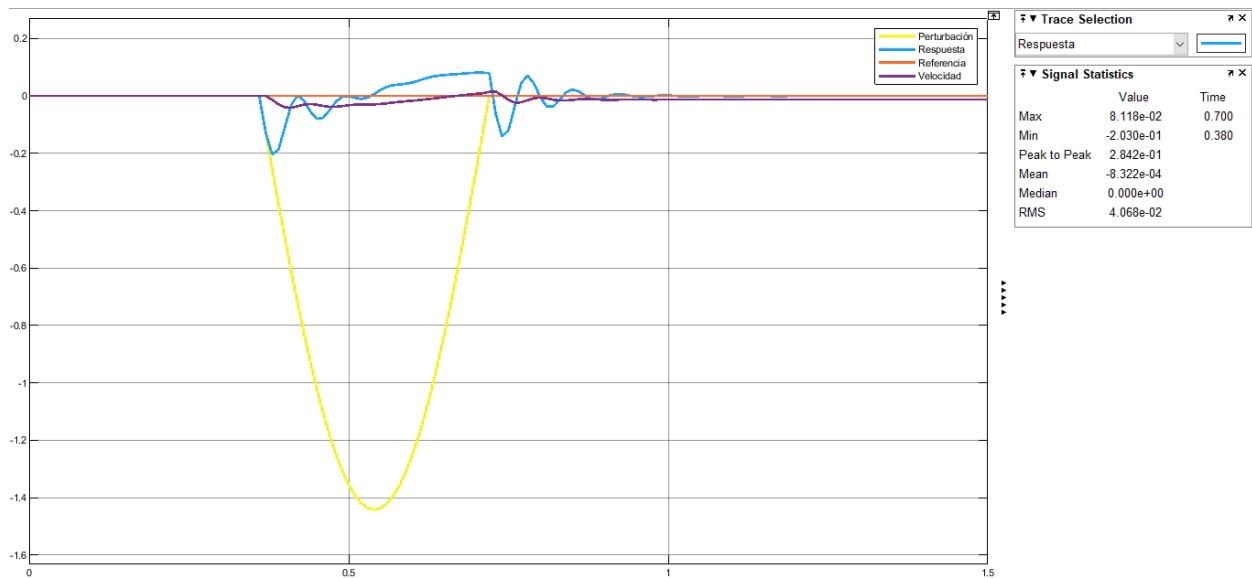


Figura 36 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 70 km/h

Para una mejor comparación de todos los actuadores y distintas velocidades se presentarán tablas indicando área, radio de cada actuador, y la reducción de fuerza neta conseguida. Empleando las fórmulas previamente presentadas:

$$\%Reducción = 100 - \left[\frac{|F_{neta_{min}}|}{|F_{pico}|} * 100 \right]$$

$$A = \frac{|F_{pico}| * 100}{P}$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

Tabla 3 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 70 km/h

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100

Área del actuador (cm^2)	20.92	41.84	104.60	209.19	2,091.91
Radio del actuador (cm)	2.58	3.65	5.77	8.16	25.80
Reducción de fuerza neta (%)	13.54	24.75	47.65	65.76	85.93

Si bien el mejor rendimiento se obtiene con el actuador x100, su radio es de 25.8 cm lo que significa que este elemento sería más grande que las llantas, para un actuador de tales proporciones se requeriría un depósito y grupo de accionamiento equivalente, por lo cual su implementación no sería viable en un auto real. Por otro lado, Los resultados en x5 y x10 dan resultados aceptables con equipo de menores proporciones, por lo cual serían más viables para una posible implementación. Por último, los actuadores x1 y x2 no ofrecen una reducción de fuerza neta importante, estos son las más viables para implementar, no obstante, su adición sería casi insignificante en el nivel de seguridad del vehículo.

4.2 Resultados de simulación ante un impacto vehicular con velocidad de 80 km/h

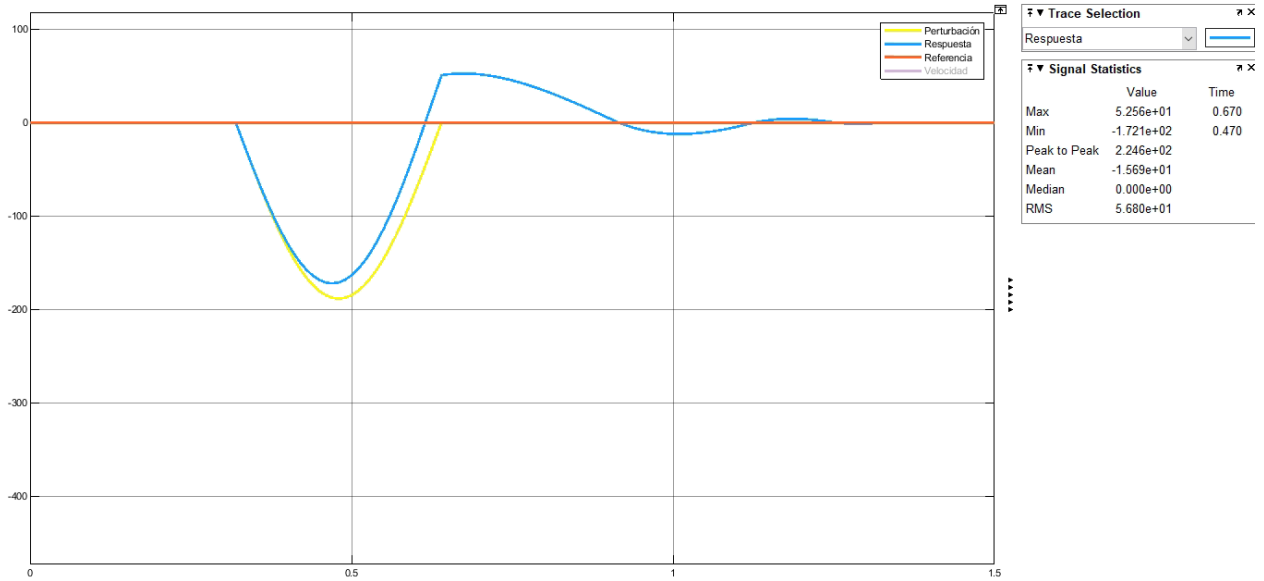


Figura 37 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 80 km/h

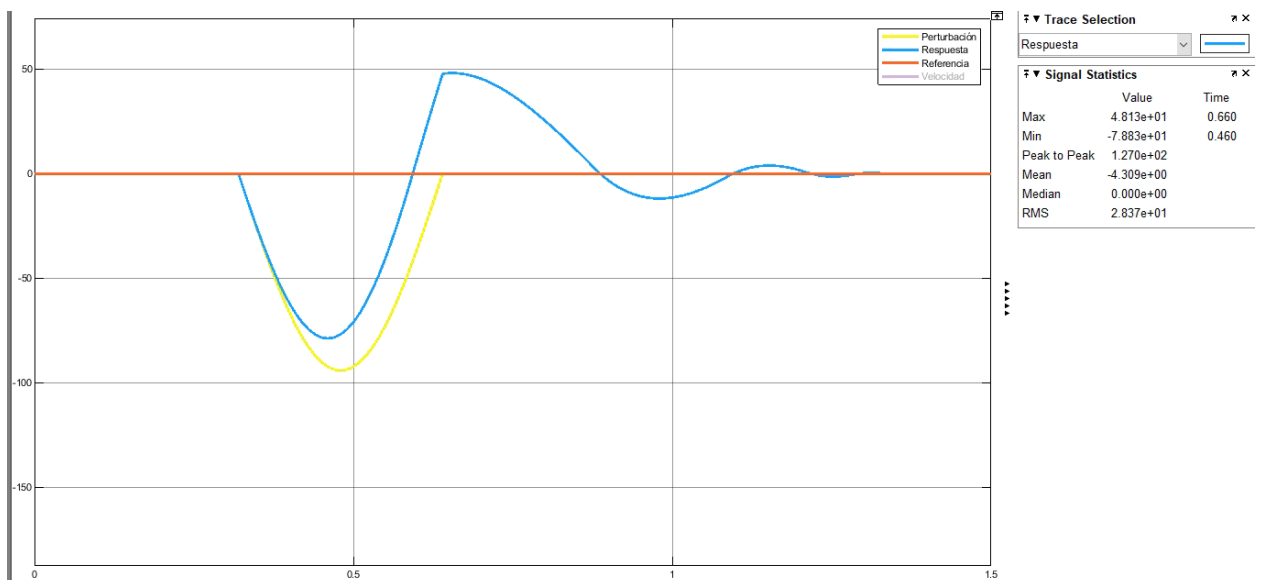


Figura 38 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 80 km/h

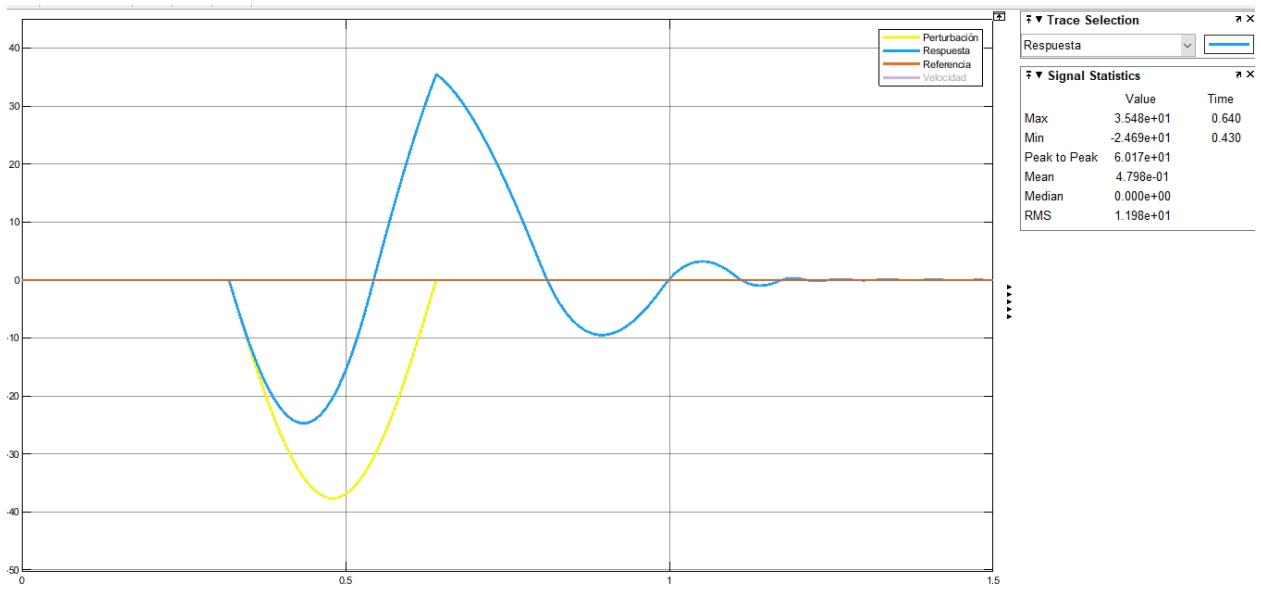


Figura 39 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 80 km/h

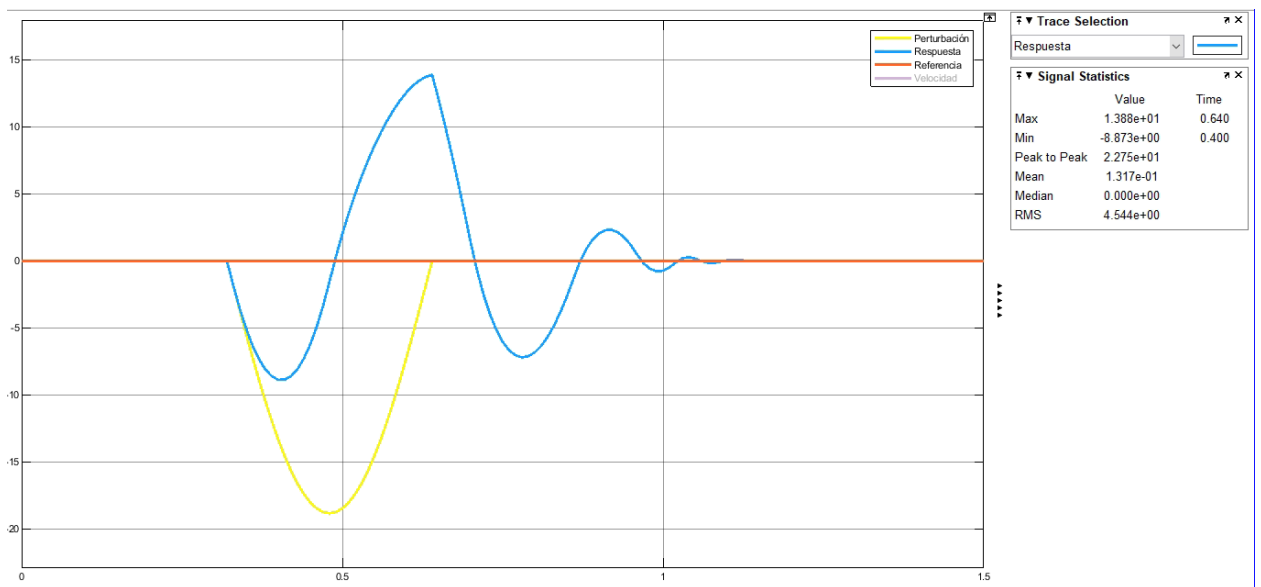


Figura 40 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 80 km/h

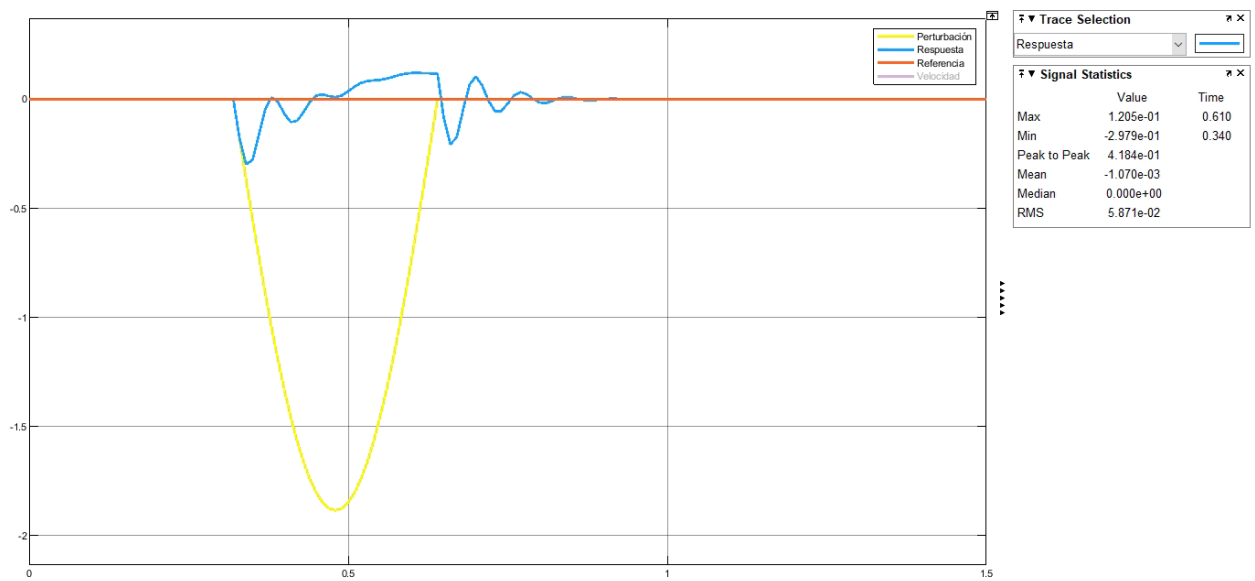


Figura 41 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 80 km/h

Tabla 4 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 80 km/h

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100
Área del actuador (cm^2)	27.32	54.65	136.61	273.23	2,732.29
Radio del actuador (cm)	2.95	4.17	6.59	9.33	29.49
Reducción de fuerza neta (%)	8.64	16.31	34.47	52.92	84.19

El mejor resultado es para el actuador x100, sin embargo, se mantiene el problema de la implementación debido a las proporciones del actuador. Por otro lado, el actuador x10 ofrece una reducción de fuerza neta aceptable y con un actuador de 9.33 cm de radio su implementación es viable. Los actuadores x1, x2, y x5 no satisfacen las necesidades de reducción de fuerza.

4.3 Resultados de simulación ante un impacto vehicular con velocidad de 90 km/h

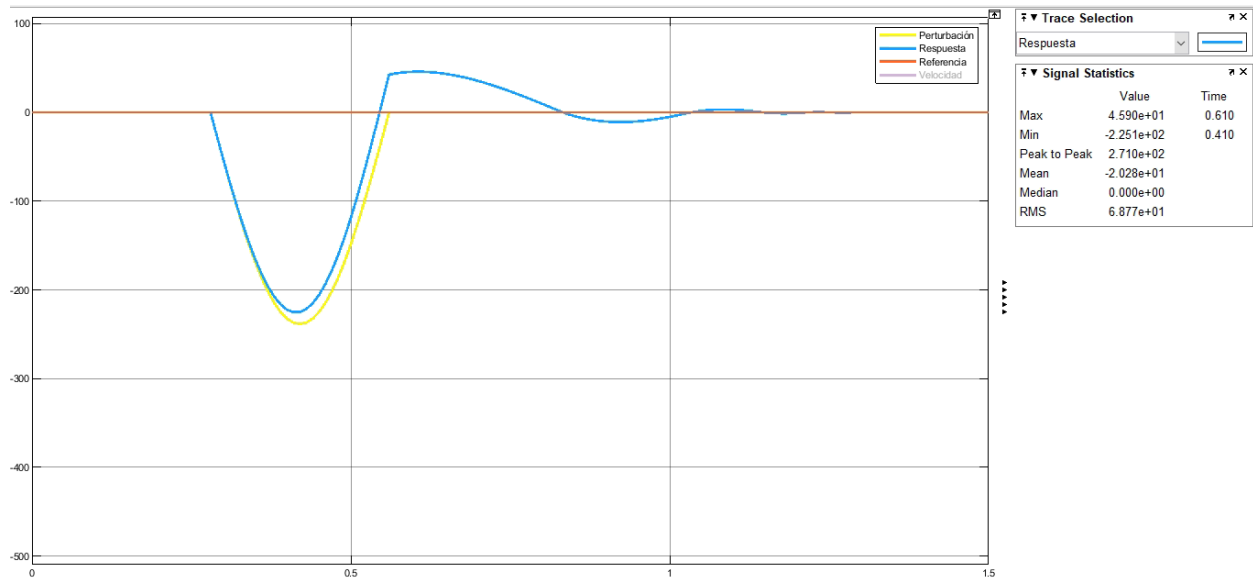


Figura 42 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 90 km/h

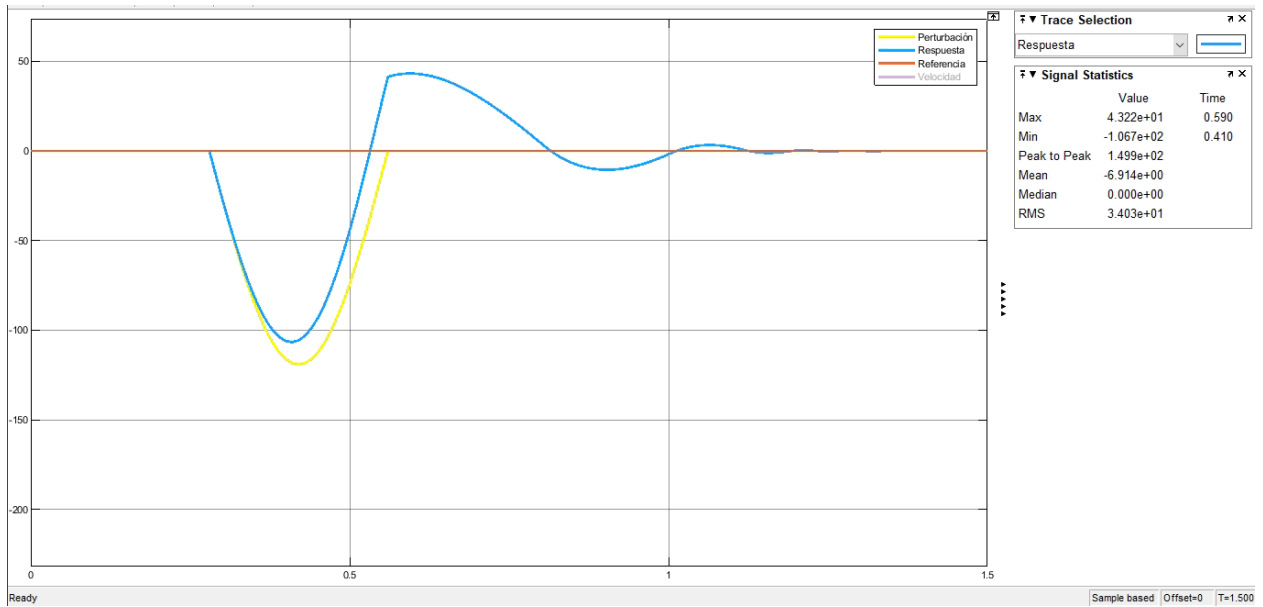


Figura 43 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 90 km/h

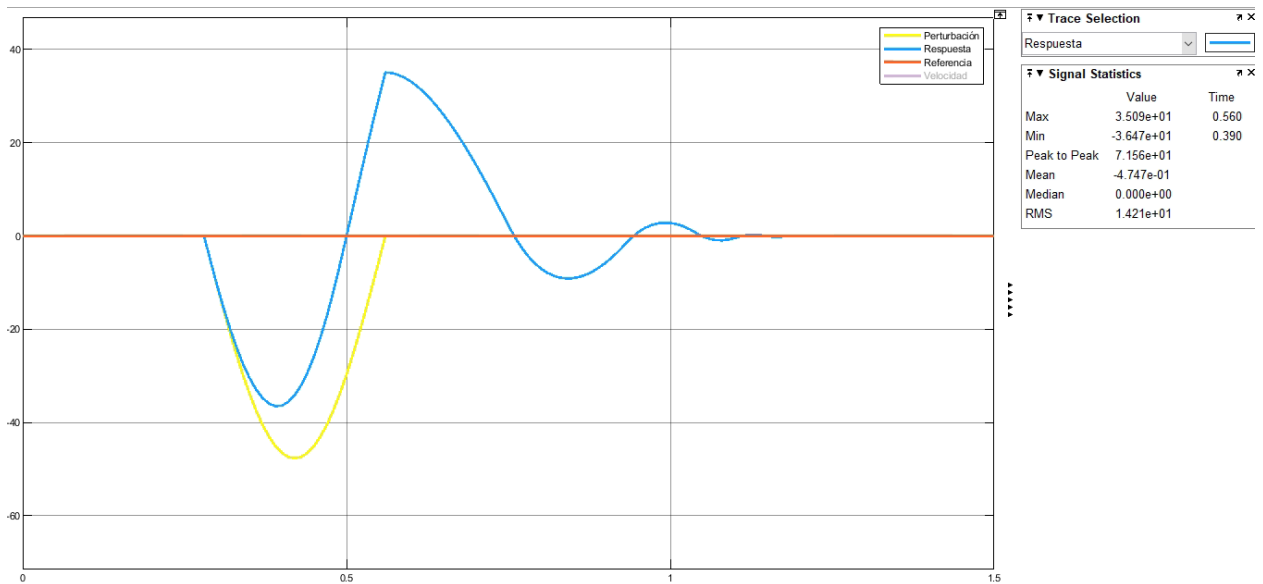


Figura 44 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 90 km/h

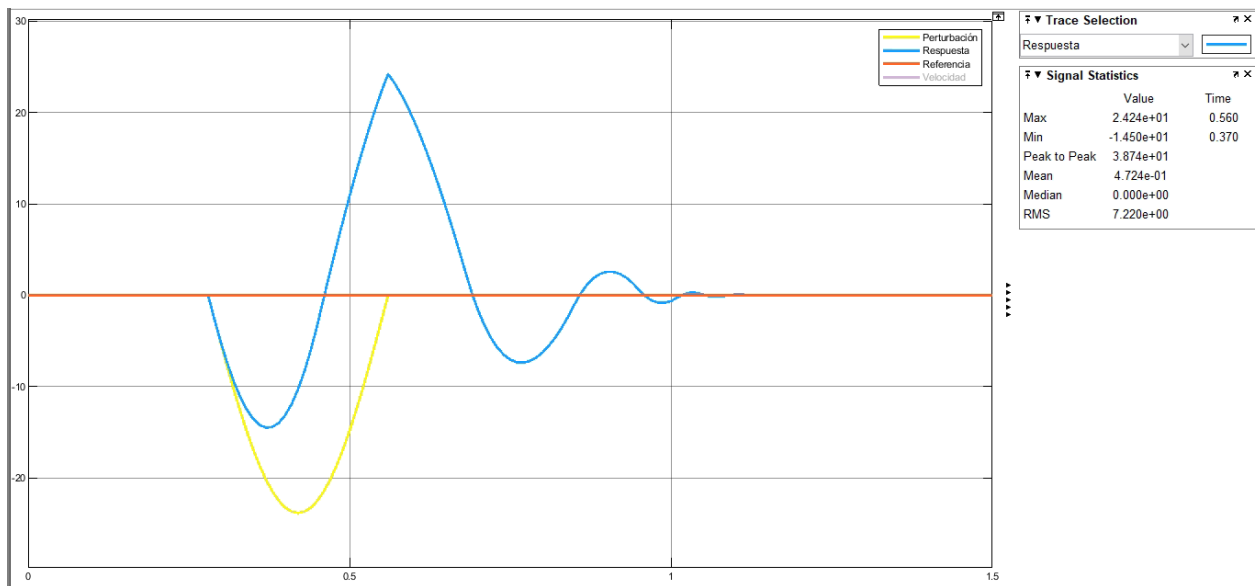


Figura 45 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 90 km/h

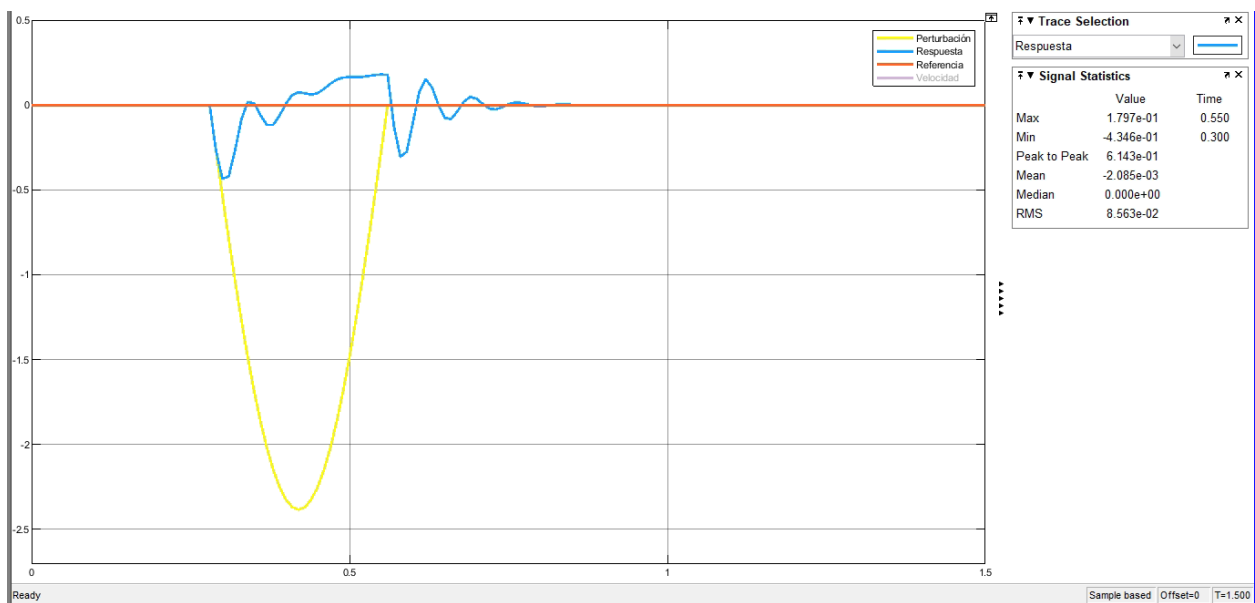


Figura 46 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 90 km/h

Tabla 5 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 90 km/h

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100
Área del actuador (cm^2)	34.58	69.16	172.90	345.81	3,458.05
Radio del actuador (cm)	3.32	4.69	7.42	10.49	33.18
Reducción de fuerza neta (%)	5.59	10.5	23.52	39.18	81.77

El mejor resultado es para el actuador x100, sin embargo, se mantiene el problema de la implementación debido a las proporciones del actuador. Por otro lado, el actuador x10 ofrece una reducción de fuerza neta al límite de lo aceptable y con un actuador de 10.49 cm de radio su implementación es parcialmente viable. Los actuadores x1, x2, y x5 no satisfacen las necesidades de reducción de fuerza.

4.4 Resultados de simulación ante un impacto vehicular con velocidad de 95 km/h

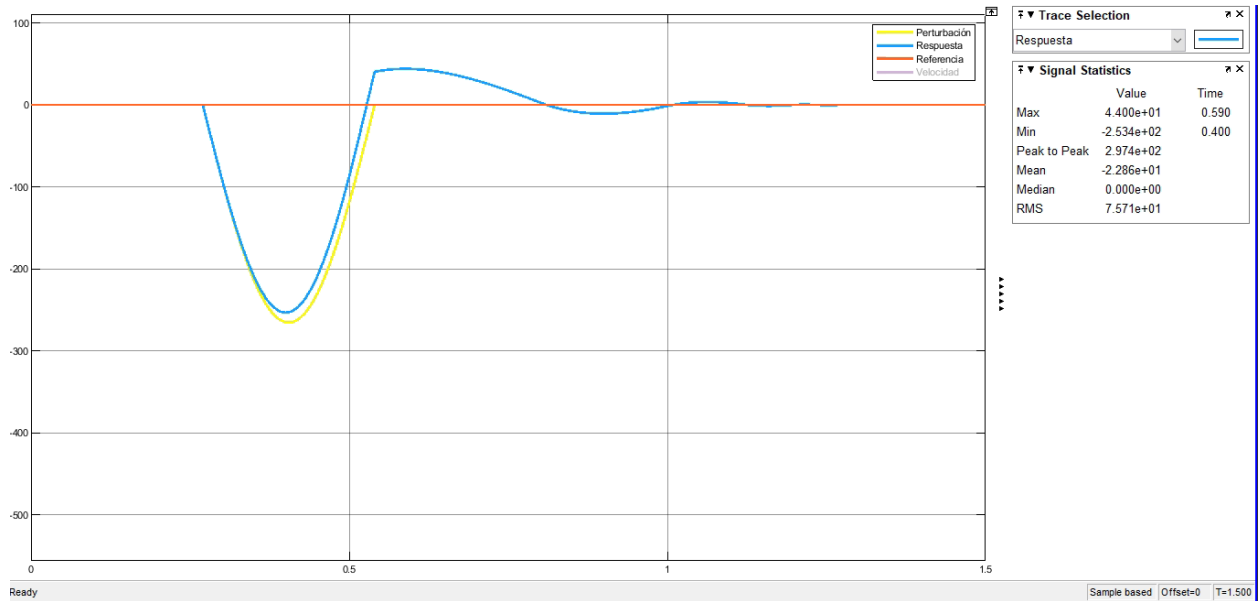


Figura 47 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 95 km/h

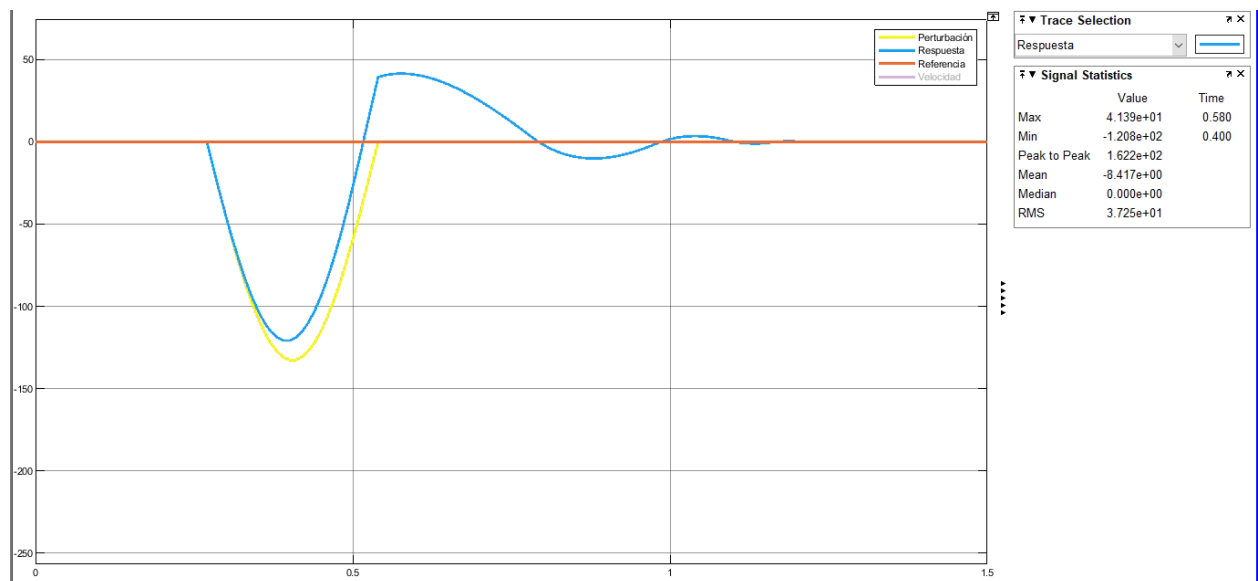


Figura 48 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 95 km/h

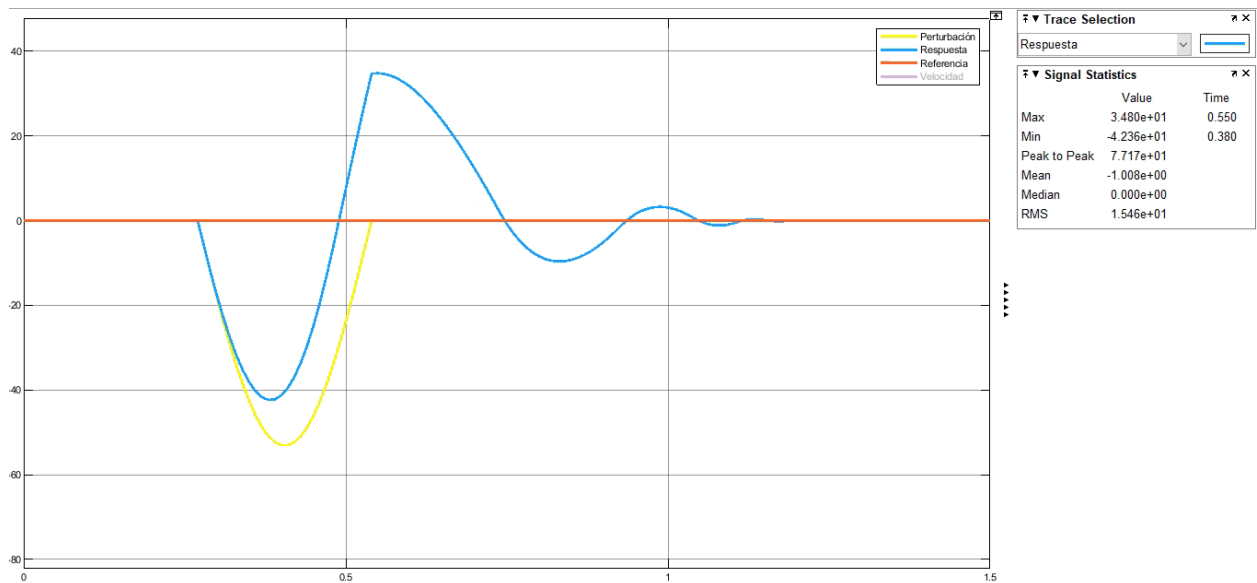


Figura 49 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 95 km/h

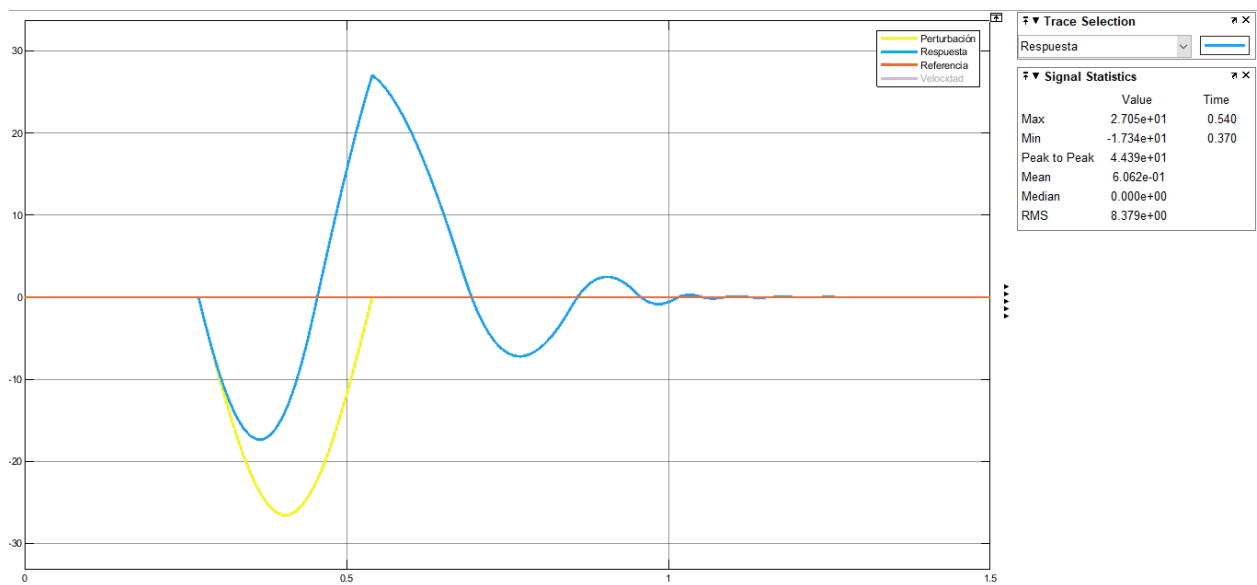


Figura 50 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 95 km/h

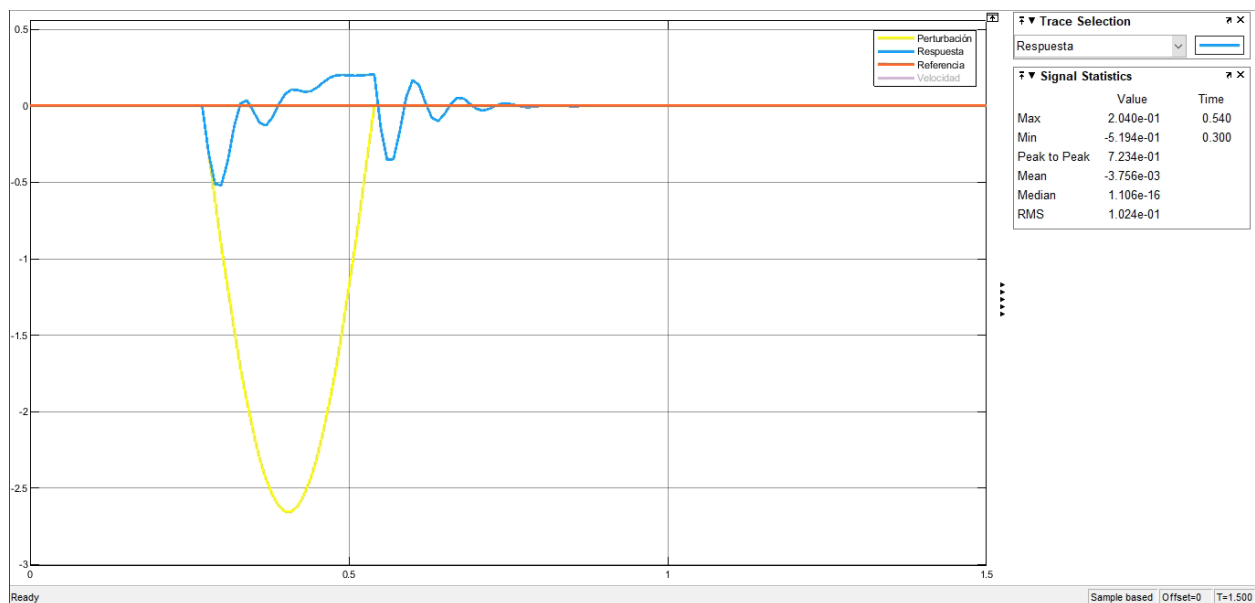


Figura 51 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 95 km/h

Tabla 6 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 95 km/h

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100
Área del actuador (cm^2)	38.53	77.06	192.65	385.30	3,852.95
Radio del actuador (cm)	3.50	4.95	7.83	11.07	35.02
Reducción de fuerza neta (%)	4.61	9.05	20.27	34.73	80.45

El mejor resultado es para el actuador x100, sin embargo, se mantiene el problema de la implementación debido a las proporciones del actuador. A esta velocidad los resultados de los demás actuadores no son favorables o determinantes en caso de un impacto vehicular.

4.5 Resultados de simulación ante un impacto vehicular con velocidad de 100 km/h

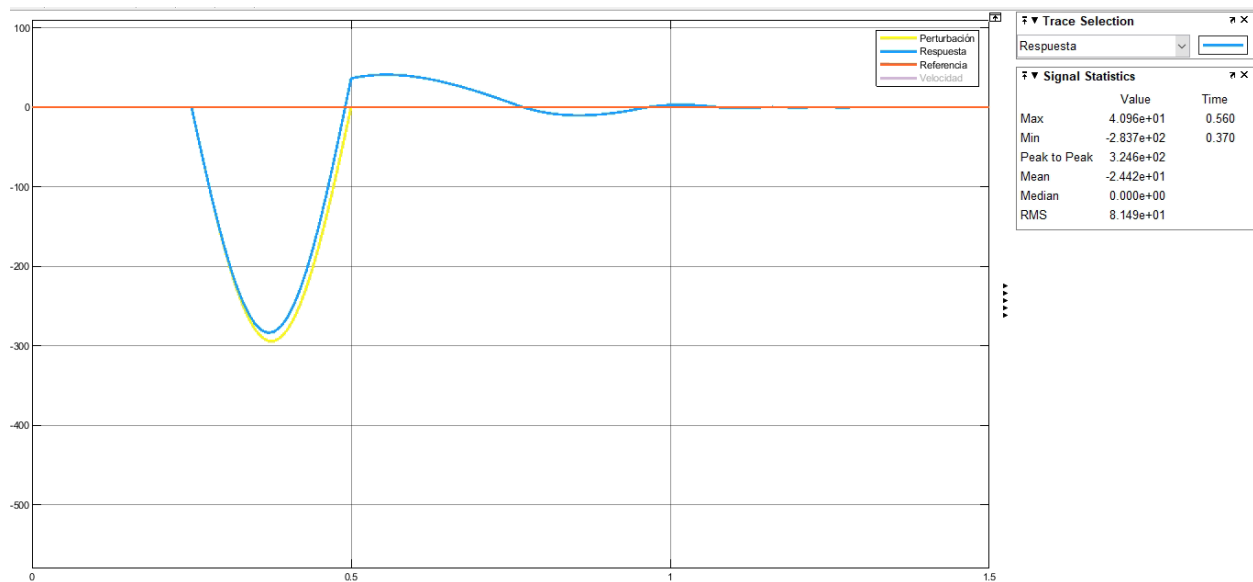


Figura 52 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador dimensionado x1 a una velocidad de 100 km/h

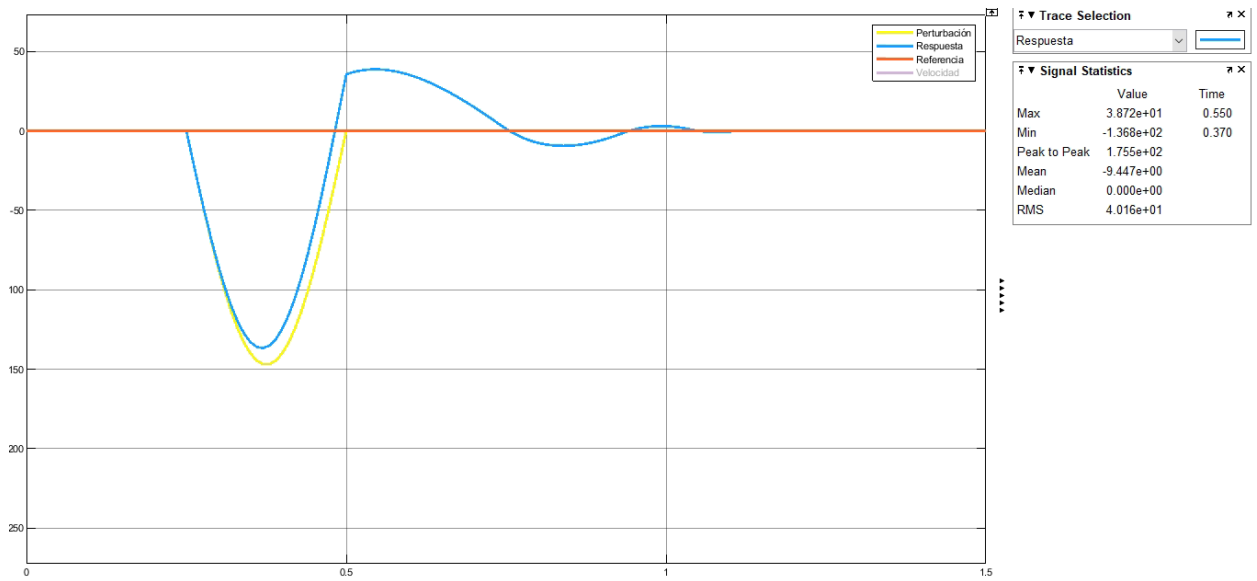


Figura 53 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x2 a una velocidad de 100 km/h

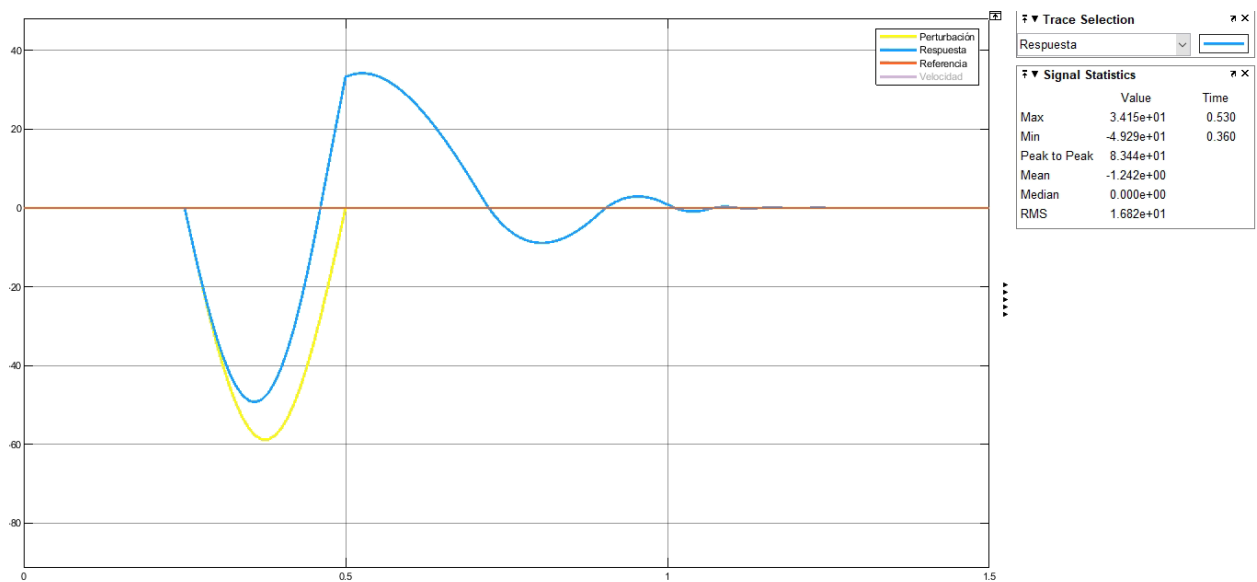


Figura 54 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x5 a una velocidad de 100 km/h

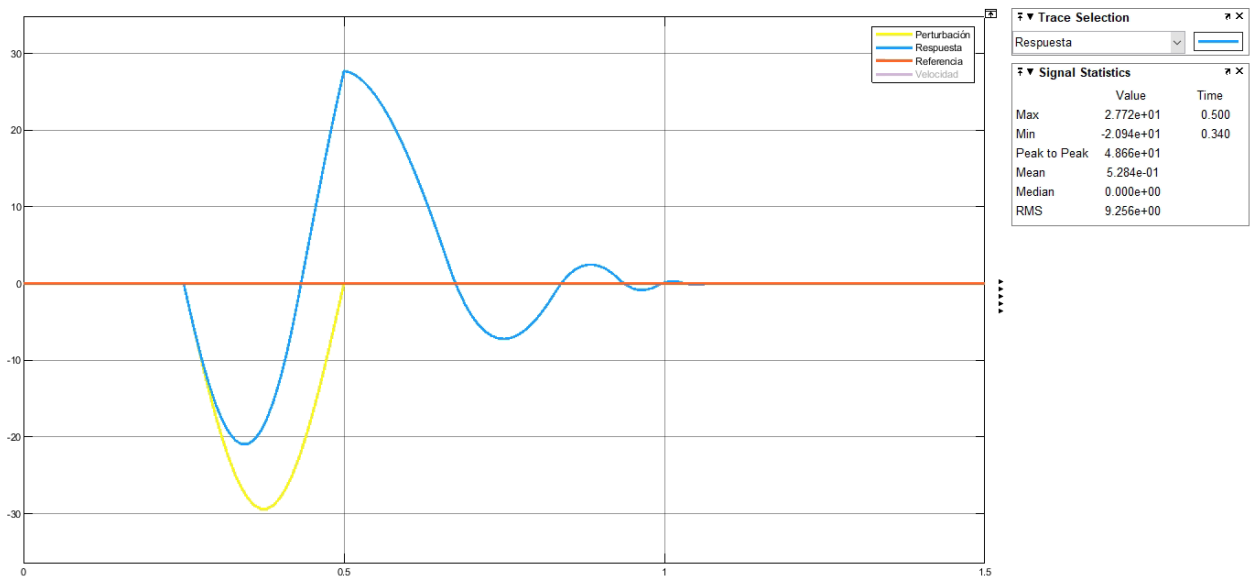


Figura 55 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x10 a una velocidad de 100 km/h

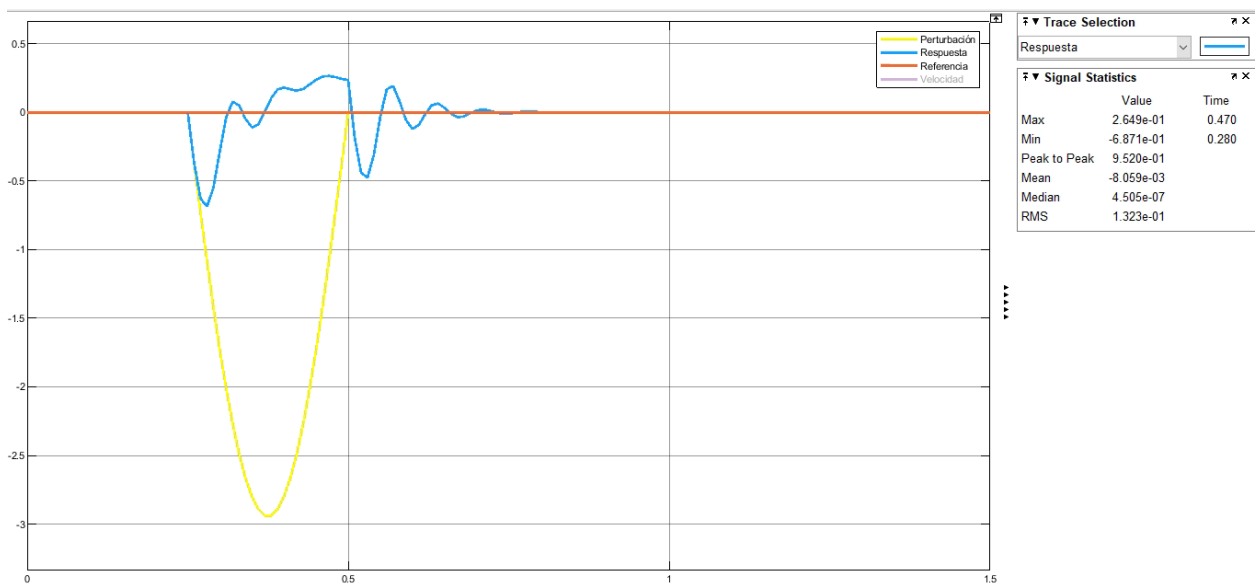


Figura 56 Respuesta de fuerza de afectación a pasajeros en el tiempo al emplear actuador sobredimensionado x100 a una velocidad de 100 km/h

Tabla 7 Dimensiones de los actuadores de la simulación con su porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajero en impacto vehicular a una velocidad de 100 km/h

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100
Área del actuador (cm^2)	42.69	85.38	213.46	426.92	4,269.20
Radio del actuador (cm)	3.69	5.21	8.24	11.66	36.86
Reducción de fuerza neta (%)	3.62	7.05	16.27	28.86	76.66

El mejor resultado de reducción de fuerza percibida se obtiene con el actuador sobredimensionado x100, sin embargo, se mantiene el problema de la implementación debido a las proporciones del actuador. A esta velocidad los resultados del porcentaje de reducción de los demás actuadores están por debajo del 30%, por lo cual la adición del sistema no posee una buena relación costo-beneficio, puesto que se adicionaría un sistema voluminoso con un rendimiento ineficaz. Por lo tanto, el sistema resulta poco práctico a partir de una velocidad de 100 km/h.

Tabla 8 Resumen de porcentajes de reducción de la fuerza de afectación a pasajeros para varios actuadores a distintas velocidades

	Actuador dimensionado x1	Actuador sobredimensionado x2	Actuador sobredimensionado x5	Actuador sobredimensionado x10	Actuador sobredimensionado x100
Reducción de fuerza neta (%) 70 km/h	13.54	24.75	47.65	65.76	85.93

Reducción de fuerza neta (%) 80 km/h	8.64	16.31	34.47	52.92	84.19
Reducción de fuerza neta (%) 90 km/h	5.59	10.5	23.52	39.18	81.77
Reducción de fuerza neta (%) 95 km/h	4.61	9.05	20.27	34.73	80.45
Reducción de fuerza neta (%) 100 km/h	3.62	7.05	16.27	28.86	76.66

De la tabla 8 se puede concluir que a una mayor velocidad de prueba se reduce el porcentaje de amortiguamiento de los actuadores, por otro lado, mientras más sobresaturados estén los actuadores, mejores serán los resultados. Tal y como se mencionó previamente, a partir de una velocidad de 95 km/h ninguno de los actuadores satisface las necesidades del proyecto, ya sea por problemas de implementación o malos resultados, a 90 km/h sucede algo similar a los anteriores casos, pero, con el actuador x10 se considera al límite del rendimiento esperado y es viable para una implementación, por lo cual se podría decir que el modelo del proyecto es válido hasta una velocidad límite de 90 km/h al utilizar un actuador sobredimensionado 10 veces.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Sí es posible reducir la fuerza percibida por pasajeros en un impacto vehicular por medio de un sistema electrohidráulico comandado por un sistema embebido. El actuador del sistema ejerce una fuerza en sentido contrario a la fuerza de perturbación producto de una colisión vehicular, mientras que el sistema embebido regula la fuerza que ejerce el actuador (con un controlador PID) para que el amortiguamiento se dé controladamente y el choque sea lo más suave posible. Como resultado de la oposición del actuador se obtuvieron fuerzas percibidas por pasajeros muy cercanas a 0 N en las simulaciones realizadas, mejorando en gran medida las posibilidades de supervivencia en un impacto vehicular.
- La reducción de fuerza de afectación a pasajeros en un impacto vehicular es proporcional a las dimensiones del actuador hidráulico del sistema de seguridad. Mientras se utilice un cilindro de mayor área a la necesaria para la perturbación, mejor será el amortiguamiento tal y como se mostró en las tablas del capítulo 4, por lo tanto, resulta importante conocer la fuerza máxima a la que será sometido el sistema y en base a eso dimensionar el actuador según el grado de protección que se busque implementar y la viabilidad técnica.
- La velocidad de reacción depende en gran medida del sistema embebido de la implementación, puesto que procesa los datos de los sensores del sistema electrohidráulico del proyecto, no obstante, si el sistema no es capaz de manejar de forma acertada la amplitud de fuerza que se produce en el impacto entonces la velocidad del sistema embebido sería irrelevante. Por lo tanto, es de gran importancia las características del sistema hidráulico, como lo es el área del actuador el cual es más eficaz al sobredimensionar, la longitud del vástago, el líquido hidráulico, y el grupo de accionamiento.
- La reducción de fuerza de afectación a pasajeros en un impacto vehicular se ve afectada de forma negativa mientras mayor sea la velocidad del vehículo al momento del impacto, esto debido a que una mayor velocidad implica altas

desaceleraciones y fuerzas de perturbación en el impacto vehicular. Tal y como se mostró en las tablas del capítulo 4, el porcentaje de reducción de fuerza percibida por pasajeros disminuye cuando la velocidad de prueba de impacto es mayor. En caso de una posible implementación es necesario determinar la velocidad para la que estará preparado el sistema y en base a este dato realizar el dimensionamiento del actuador.

5.2 Recomendaciones

- Es importante la correcta caracterización de la perturbación que describe el impacto vehicular para una simulación eficaz, se debe utilizar la forma de onda que más se ajuste a la perturbación real; la señal a elegir tiene una amplitud y frecuencia, ambas no serán las mismas para un sistema con y sin amortiguamiento. Por tal razón es necesario realizar cálculos adicionales para caracterizar distintas situaciones en la simulación del sistema.
- Al realizar pruebas iniciales con un controlador PID en simulación, es aconsejable utilizar la herramienta PID Tuner de Matlab para probar de forma rápida distintas configuraciones del controlador y verificar el comportamiento del sistema.
- Cuando se requiere controlar un sistema como el empleado en este proyecto, es útil emplear modelos previamente obtenidos o identificados por otros investigadores, puesto que por lo general un solo estudio puede enfocar todos sus recursos en la caracterización o identificación de un modelo; por lo cual el modelo que se investigue tiene garantía de responder adecuadamente como ocurriría en un escenario de implementación.
- Utilizar el bloque de saturación en la simulación. Como se mostró en el entorno, se tiene una saturación en la entrada de la planta del sistema electrohidráulico, si no se la utiliza, el controlador podría mandar a trabajar al sistema con valores de voltaje irreales, por lo cual los resultados serían inválidos.

BIBLIOGRAFÍA

6. BIBLIOGRAFÍA

Duque, J. (2007). *ITSA*. Obtenido de ITSA: <https://www.itsa.edu.co/docs/13-J-Duque-Electrohidraulica.pdf>

Echeverry, D., & González, P. (2015). *repositorio.utp.edu.co*. Obtenido de repositorio.utp.edu.co:
<https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/b7435f2b-9135-41a5-8eb7-52242ee81d31/content>

Escalera, M., & Rodríguez, A. (s.f.). *UHU.es*. Obtenido de [UHU.es](http://www.uhu.es):
<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20Esacalera-Antonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

Espressif. (2022). *espressif.com*. Obtenido de [espressif.com](https://www.espressif.com):
https://www.espressif.com/sites/default/files/documentation/esp32_datasheet_en.pdf

García, A., & Cebreiro, P. (2003). *creandoconciencia.org*. Obtenido de creandoconciencia.org:
<http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/accidentologia/modelos-fisicos-matematicos/Modelo-Dinamico-de-la-Colision.pdf>

Illescas, D. (2009). *creandoconciencia.org*. Obtenido de creandoconciencia.org:
<http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/accidentologia/modelos-fisicos-matematicos/SIMULACION-DE-CHOQUE-FRONTAL.pdf>

LabVolt. (2000). *biblio3*. Obtenido de [biblio3](http://biblio3.url.edu.gt):
<http://biblio3.url.edu.gt/Publi/Libros/2013/ManualesIng/ControElectricoSisHidraulicos-O.pdf>

Mundo, BBC News. (12 de mayo de 2020). t/3. Obtenido de t/3:
<https://www.t13.cl/noticia/mundo/bbc/muertes-por-covid19-cuales-son-las-mayores-causas-de-mortalidad-en-el-mundo>

APÉNDICES

APÉNDICE A

Firmware de MCU ESP32 para control del sistema de seguridad

```
#define PI 3.1415926535897932384626433832795

const float radio=0.576/2; //Llantas 195/50R15
const int trigger = 19; //trigger para sensor ultrasónico
const int eco = 21; // eco del ultrasónico
const int hall = 18; // sensor de efecto hall
const int valvula = 25; //salida para accionar válvula con PWM
const int lectura = 4; // lectura de presión de actuador
const float Kp=22.49; // constante Kp PID
const float Kd=578.09; // constante Kd PID
const float Ki=2395.95; // constante Ki PID
int distance;
int vueltas;
int radianes;
int contador;
float metros;
float velocidad;
float presion;
float fuerza;
float area; //depende del actuador a utilizar
unsigned long tiempo;
unsigned long tiempoPresente;
unsigned long tiempoPasado;
unsigned long tiempoTranscurrido;
float error;
float errorTi;
```

```

float errorTd;
float output;
float ultimoError;

void setup()
{
  pinMode(trigger, OUTPUT); //para mandar pulsos a sensor ultrasonico
  pinMode(valvula, OUTPUT); //para accionar valvula proporcional
  pinMode(lectura, INPUT); //para presion
  pinMode(eco, INPUT); //para distancia
  pinMode(hall, INPUT); //para velocidad
}

void loop()
{
  //pulsos para sensor ultrasónico
  digitalWrite(trigger, HIGH);
  delay(1);
  digitalWrite(trigger, LOW);

  //distance del auto a objeto frontal
  distance = pulseIn(eco, HIGH)/58.2;
  delay(10);

  //numero de vueltas de llantas por cada 50ms
  if(millis() > (50 + tiempo)){
    vueltas = contador;
    tiempo = millis();
    contador=0;
    radianes=vueltas*2*PI;
    metros=radianes*radio;
  }
}

```

```

velocidad=metros*1000/50;
}

//deteccion de vueltas
if(digitalRead(hall) == 0){
    contador++;
}

//activacion de sistema
if (distance <= 350 && distance >= 0 && velocidad>70){
    analogWrite(valvula,PID(fuerza));
}

//medicion fuerza neta
presion=analogRead(lectura);
fuerza=presion*area;
}

//Funcion que regula valvula proporcional del sistema
double PID(float fuerza){

    tiempoPresente = millis();
    tiempoTranscurrido= tiempoPresente - tiempoPasado;
    error=0-fuerza;
    errorTi += error*tiempoTranscurrido;
    errorTd= (error- ultimoError)/tiempoTranscurrido;
    output= Kp*error + Ki*errorTi + Kd*errorTd;
    ultimoError=error;
    tiempoPasado=tiempoPresente;

    return output;
}

```

