

Análisis paramétrico experimental de un amortiguador para cargas de impacto

A. Friz Reyes¹, N. Maureira Carsalade², M.Villagran Valenzuela³

RESUMEN

El atraque de un buque es una maniobra delicada pues su mala ejecución puede dañar el casco del navío y/o al muelle. Para minimizar o evitar el daño que la interacción buque-muelle puede generar se instalan en la zona de atraque defensas portuarias generalmente de goma.

En investigación previa se propuso un amortiguador de impacto y se analizó su desempeño en simulaciones numéricas que reprodujeron el atraque. Se mostró numéricamente que el amortiguador puede disipar la energía y recuperar su forma original una vez terminada la interacción.

En una segunda etapa se diseñó un modelo a escala del amortiguador y se elaboró un protocolo experimental para evaluar su desempeño. Se realizaron análisis numéricos paramétricos con tres variables de diseño simulando las condiciones del ensayo. Las simulaciones permitieron definir los rangos de las variables de diseño con las que el amortiguador sería sometido a condiciones cercanas a su capacidad máxima.

En esta investigación se utilizó el protocolo experimental y rango de variables determinadas en la etapa anterior para ejecutar los ensayos de laboratorio. El buque fue simulado con un carro con ruedas y bloques de concreto sobre él, con masas de 47kg, 87kg y 127kg. La velocidad se imprimió dejando caer al carro por un plano inclinado desde 10, 12, 13, 15, 20 y 23cm de altura. Se modificó el coeficiente de roce del disipador agregando láminas de diferentes rugosidades. Se utilizó lija grano medio, lija grano fino, acero ordinario, acero pulido, teflón y acero engrasado.

Los resultados mostraron un excelente desempeño del dispositivo. Este pudo disipar casi la totalidad de la energía cinética del carro durante la interacción en un solo ciclo. Se redujo significativamente la fuerza desarrollada en el impacto. El amortiguador pudo recuperar su configuración no deformada excepto en algunos ensayos con superficies muy rugosas en el elemento friccional.

PALABRAS CLAVE: Atraque, amortiguador, auto-centrante, cargas de impacto, disipación por roce.

ABSTRACT

The berthing of a ship is a delicate maneuver because its bad execution can damage the hull of the ship and / or the dock. To minimize or avoid the damage that the ship-dock interaction may generate, port defenses usually made of rubber are installed in the docking area.

In previous research, an impact damper was proposed and its performance was analyzed in numerical simulations that reproduced the berthing. It was shown numerically that the shock absorber can dissipate the energy and recover its original shape once the interaction is over.

In a second stage a scale model of the shock absorber was designed and an experimental protocol was developed to evaluate its performance. Parametric numerical analyzes were performed with three design variables simulating the test conditions. The simulations allowed to define the ranges of the design variables with which the shock absorber would be subjected to conditions close to its maximum capacity.

In this investigation the experimental protocol and range of variables determined in the previous stage were used to execute the laboratory tests. The ship was simulated with a cart with wheels and concrete blocks on it, with masses of 47kg, 87kg and 127kg. The speed was achieved by dropping the car on an inclined plane from 10, 12, 13, 15, 20 and 23cm in height. The friction coefficient of the dissipator was modified by

¹Estudiante, Carrera de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, aefriz@ing.ucsc.cl.

²Profesor Auxiliar, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, nmaureira@ucsc.cl.

³Profesor Asistente, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, mwillagran@ucsc.cl.

adding sheets of different roughness. Medium grain sandpaper, fine grain sandpaper, ordinary steel, polished steel, Teflon and oiled steel were used.

The results showed an excellent performance of the device. This could dissipate almost all the kinetic energy of the car during the interaction in a single cycle. The force developed in the impact was significantly reduced. The shock absorber was able to recover its undeformed configuration except in some tests with very rough surfaces in the frictional element.

KEYWORDS: Berthing, shock absorber, self-centering, impact loads, friction dissipation.

1 INTRODUCCIÓN

Chile por su geografía posee una gran cantidad de puertos en los cuales el arribo de grandes cruceros y buques de carga es cada vez más habitual. Según el ministerio de obras públicas, Chile cuenta con un total de 57 (Dirección de Obras Portuarias, n.d, <http://www.mop.cl>) Es un desafío de ingeniería el poder disminuir el impacto que estos grandes barcos pueden causar en su arribo.

Por lo anterior, en tesis de titulación previa guiada por dos coautores de esta investigación, se desarrolló y testeó numéricamente un nuevo amortiguador de impacto para su uso como defensa portuaria (Arroyo et al, 2016). Los resultados de las simulaciones mostraron que el modelo conceptual de dispositivo tiene potencial para ser usado no sólo como defensa portuaria sino como amortiguador de cargas de impacto genéricas.

Lo anterior motivó a los coautores anteriores y guías de la investigación anterior a dar continuidad a la investigación. Es así como en una segunda tesis de titulación se diseñó un modelo a escala del amortiguador para cargas de impacto y se elaboró un protocolo experimental para evaluar su desempeño (Sanzana et al, 2018). Se realizaron análisis numéricos paramétricas con tres variables de diseño simulando las condiciones del ensayo. Las simulaciones permitieron definir los rangos de las variables de diseño con las que el amortiguador sería sometido a condiciones cercanas a su capacidad máxima.

Lo anterior también fue planteado en un caso muy similar en cuanto a diseño ya que “Con los años, estos sistemas han evolucionado considerablemente; esta última generación de defensas consiste predominantemente en elementos huecos en caucho o en elastómeros de poliuretano que aseguran buena elasticidad propiedades y alto rendimiento durante toda la vida útil (...)” (Giulia Antolloni et al, *Simple Physical Models to Simulate the Behavior of Buckling-Type Marine Fenders*)

Se define carga o fuerza de impacto a aquella que es producto de la interacción entre un objeto y un sistema elástico o entre dos sistemas elásticos cuando el tiempo de interacción es menor que un tercio del periodo natural de vibración mínimo de las partes en contacto (Shigley et al, 2002). Cuando dos objetos colisionan entre sí sin la mediación de un elemento amortiguador, las fuerzas en la interacción suelen ser elevadas y de corta duración. Al agregar un amortiguador en la zona de contacto de los objetos que colisionan, este no sólo puede disipar parte de la energía cinética, sino que además puede alargar la duración de la interacción, reduciendo así la magnitud alcanzada por la fuerza del impacto. La duración de la interacción en teoría puede ser reducida otorgándole más flexibilidad y capacidad de deformación al amortiguador. La capacidad de disipación del amortiguador se logra incorporando fuerzas internas no conservativas que generen trabajo por deformación plástica o desplazamiento. Los dos puntos anteriores fueron considerados en el diseño conceptual de amortiguador que fue construido a escala (Sanzana et al, 2018) y ensayado experimentalmente en esta tesis.

Este proyecto de título busca como objetivo construir el modelo de amortiguador de impacto diseñado por Sanzana et al, (2018) para determinar experimentalmente el desempeño del mismo, utilizando el protocolo experimental previamente desarrollado. Los análisis experimentales fueron ejecutados considerando combinaciones de las tres variables de diseño consideradas: masa del objeto que impacta, velocidad de impacto y coeficiente de roce del disipador friccional. Para definir lo anterior se tuvo en consideración los rangos de variables recomendados en la etapa paralela de esta investigación por Sanzana et al (2018). El buque fue simulado con un carro con ruedas y bloques de concreto sobre él, con masas de 47kg, 87kg y 127kg. La velocidad de se imprimió dejando caer al carro por un plano inclinado desde 10, 12, 13, 15, 20 y 23cm de altura. Se modificó el coeficiente de roce del disipador agregando láminas de materiales con diferentes rugosidades. Se utilizó lija grano medio, lija grano fino, acero ordinario, acero pulido, teflón y acero engrasado.

El Software Autodesk Inventor (CAD 3D Inventor®,1999) fue utilizado en la elaboración de modelos constructivos de detalle de las componentes del amortiguador diseñado por Sanana (2016). Una vez realizado el diseño se procedió a la construcción en acero del dispositivo en las dependencias de la Universidad Católica de la Santísima Concepción (UCSC).

Los resultados mostraron un excelente desempeño del amortiguador. Este pudo disipar casi la totalidad de la energía cinética del carro durante la interacción en un solo ciclo en todos los ensayos experimentales ejecutados. Se redujo significativamente la fuerza desarrollada en el impacto al permitir al carro frenarse en un recorrido de hasta 6cm como máximo. El amortiguador pudo recuperar su configuración no deformada en casi todos los casos, excepto en algunos ensayos con superficies muy rugosas en el elemento friccional.

2 METODOLOGÍA

Para facilitar la comprensión de esta investigación, se aborda la metodología desde la concepción del dispositivo amortiguador que fue analizado experimentalmente en este estudio. Dicho modelo fue ideado por Maureira (2016) en documento inédito con la finalidad proponer un tema de investigación para proyecto de título en ingeniería civil en la UCSC.

Se presenta la descripción del modelo conceptual de amortiguador y las ecuaciones mecánicas no lineales que lo caracterizan, de acuerdo a lo desarrollado por Maureira (2016). Luego se presenta el proceso constructivo del modelo concreto que fue ensayado experimentalmente en esta investigación, basado el diseño de Sanzana et al (2018). Se muestra el protocolo experimental efectivamente ejecutado con la descripción del montaje concreto confeccionado para tal efecto. Se explica la metodología general utilizada para procesar la información experimental. Finalmente se presentan los resultados de manera tabulada y gráfica.

2.1 Descripción del modelo conceptual de amortiguador

Al amortiguador propuesto por Maureira (2016) consiste en un mecanismo de un grado de libertad con componentes rígidas que cuenta con un elemento elástico o resorte y disipación por fricción entre dos de sus partes mecánicas (Figura 1). El resorte está dispuesto en la dirección del grado de libertad del amortiguador, unido en uno de sus extremos al punto de aplicación de la carga de impacto. En su otro extremo se encuentra restringido axialmente al giro por una de las piezas del amortiguador que disipan energía por roce. Entre esta última pieza y el resorte, no existe restricción al desplazamiento perpendicular al eje del resorte. La pieza del disipador friccional que desliza contra aquella en la cual se apoya el resorte, está restringida al desplazamiento perpendicular a su eje. De este modo, la carga que transmite el resorte a las piezas que forman el elemento friccional corresponde a la carga normal relacionada con la fuerza de roce desarrollada. Al comprimirse el amortiguador el resorte opone resistencia proporcional al desplazamiento impuesto. Del mismo modo, las componentes friccionales deslizan entre sí, oponiendo resistencia y disipando energía.

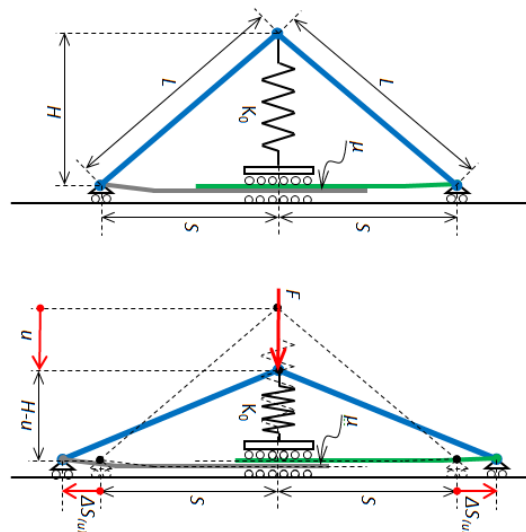


Figura 1: Amortiguador de impacto autocentrante propuesto como defensa portuaria (Maureira, 2016).

El funcionamiento del dispositivo se basa en el equilibrio de sus componentes en condición deformada, considerando grandes desplazamientos, esto es, u es del mismo orden de magnitud que H . Para comprender este comportamiento, considere el equilibrio de las barras diagonales del amortiguador por separado caracterizado por el diagrama de cuerpo libre de Figura 2.

Teniendo en cuenta las dimensiones mostradas en Figura 1 y considerando que las barras diagonales de Figura 2 no sufren deformación, sólo rotación y traslación, se cumple que:

$$(H - u)^2 + (S + \Delta S(u))^2 = L^2 \quad (1)$$

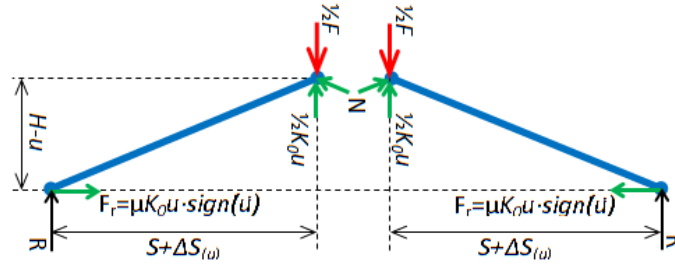


Figura 2: Diagrama de cuerpo libre de las diagonales del amortiguador autocentrante (Maureira, 2016).

Por lo tanto, el desplazamiento de los apoyos móviles en los extremos del amortiguador queda dado por:

$$\Delta S(u) = \sqrt{L^2 - (H - u)^2} - S \quad (2)$$

Considerando la condición de simetría del amortiguador respecto del eje del elemento elástico, coincidente con la dirección del grado de libertad, se puede analizar únicamente una de las barras de Figura 2. Imponiendo las condiciones de equilibrio de fuerzas en horizontal, en vertical y de momento respecto al apoyo de dicho elemento diagonal, se tiene que:

$$\frac{1}{2}F - \frac{1}{2}K_0 u - N\left(\frac{H-u}{L}\right) - R = 0 \quad (3)$$

$$N\left(\frac{S+\Delta S(u)}{L}\right) - \mu K_0 u \cdot \text{sign}(\dot{u}) = 0 \quad (4)$$

$$\mu K_0 u \cdot \text{sign}(\dot{u}) \cdot (H - u) - R \cdot (S + \Delta S(u)) = 0 \quad (5)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones (3) a la (5), se pueden determinar la fuerza normal, la reacción de apoyo móvil de la barra y fuerza externa aplicada.

$$N = \left(\frac{L\mu K_0 u}{S+\Delta S(u)}\right) \text{sign}(\dot{u}) = \left(\frac{L\mu K_0 u}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u}) \quad (6)$$

$$R = \left(\frac{\mu K_0 u(H-u)}{S+\Delta S(u)}\right) \text{sign}(\dot{u}) = \left(\frac{\mu K_0 u(H-u)}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u}) \quad (7)$$

$$F = K_0 u + 2N\left(\frac{H-u}{L}\right) + 2R \quad (8)$$

Reemplazando las ecuaciones (6) y (7) en ecuación (8), se obtiene la relación constitutiva del amortiguador, la cual vincula la fuerza aplicada con el desplazamiento y las propiedades geométricas y mecánicas del dispositivo.

$$F = K_0 u \left(1 + \left(\frac{4\mu(H-u)}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u}) \right) \quad (9)$$

Considerando la relación fuerza versus desplazamiento definida anteriormente, el ciclo histérico del dispositivo de defensa portuaria sería el que sigue.

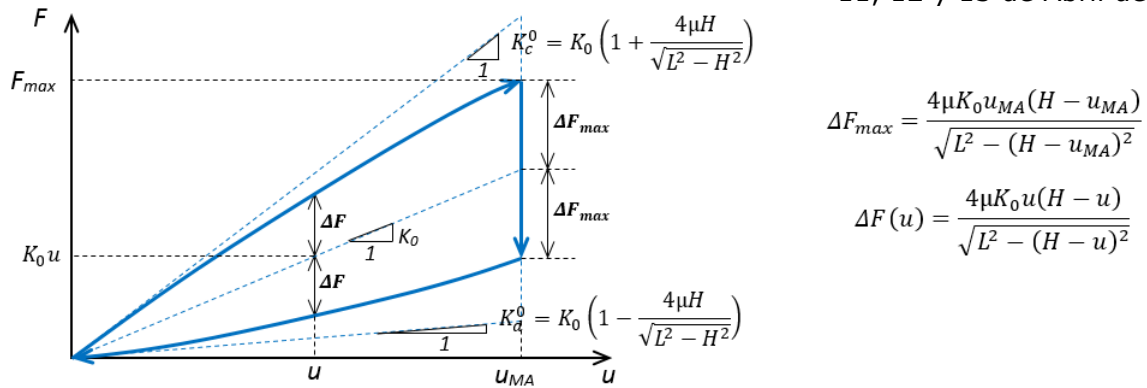


Figura 3: Relación F vs u o ciclo histerético del amortiguador en compresión (Maureira, 2016).

Las pendientes K_c^0 y K_d^0 corresponden a las rigideces tangentes en el origen de la curva de carga y descarga respectivamente. La pendiente de la curva de carga decrece con el aumento del desplazamiento u y, por el contrario, la pendiente de la curva de descarga crece con el aumento de u . Para que el dispositivo sea autocentrante, es necesario que $K_d^0 \geq 0$, condición que impone la siguiente restricción:

$$\mu \leq \frac{1}{4} \sqrt{\left(\frac{L}{H}\right)^2 - 1} \quad (10)$$

Para maximizar la energía disipada en un ciclo, se requiere maximizar $\Delta F(u)$. Esto se logra cuando se maximiza el desplazamiento máximo alcanzado en el impacto, u_{MA} , y se cumple la ecuación (10) en su condición de igualdad.

2.2 Construcción del modelo concreto del amortiguador

El Software de diseño mecánico Autodesk Inventor (CAD 3D Inventor®, 1999) fue utilizado en la elaboración de modelos constructivos de detalle de las componentes del amortiguador diseñado por Sanana (2016). Se generaron planos y vistas tridimensionales del amortiguador y sus componentes, lo cual facilitó el adecuado ensamblaje de las partes y adecuado movimiento del mecanismo resultante (Figura 4).

El prototipo se diseñó a través del software Autodesk Inventor Professional 2017. Programa que nos permite idear los planos de cada una de las piezas que se utilizarán en el prototipo. Ver Figura 4.4.

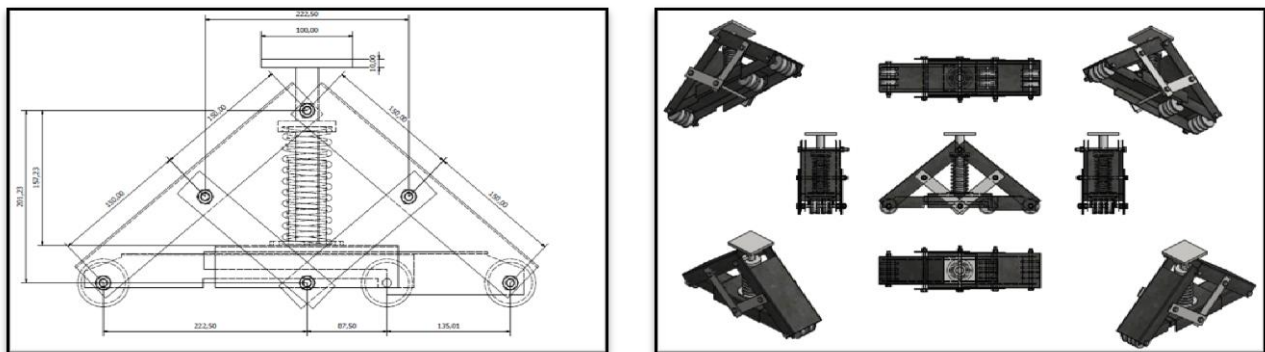


Figura 4: Plano y vistas del diseño del dispositivo de amortiguamiento y sus partes.

En la construcción del modelo de amortiguador a escala se utilizaron perfiles de acero A36, pernos DIN 931, 932 y 933, golillas planas, tuercas y poleas con rodamientos en los apoyos móviles.

Una vez realizado el diseño del amortiguador y sus piezas en el software Inventor, se cortaron, perforaron y ensamblaron las partes, obteniéndose lo mostrado en Figura 5.



Figura 5: Comparación entre modelo concreto (izquierda) y diseño en inventor (derecha).

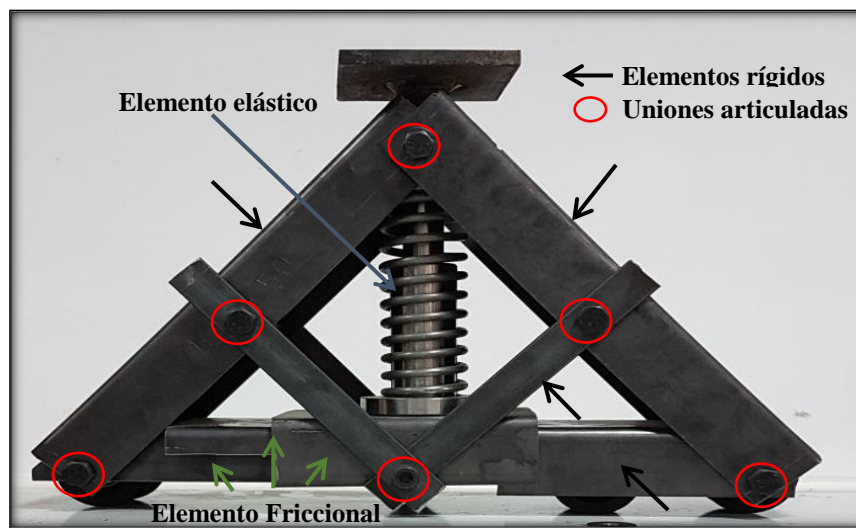


Figura 6: Características y componentes del amortiguador.

Como se observa en la Figura 6, las características y componentes básicos de este mecanismo son: sus elementos son muy rígidos, uniones articuladas perfectas, cuenta con un elemento elástico, en su base posee elementos friccionales. El dispositivo es capaz de adecuarse a grandes desplazamientos impuestos volviendo a su forma original gracias al elemento elástico en su interior, como se observa en Figura 7. La relación de fuerza v/s desplazamiento está en el primer cuadrante ya que el amortiguador trabaja siempre en compresión con desplazamiento de aplastamiento.

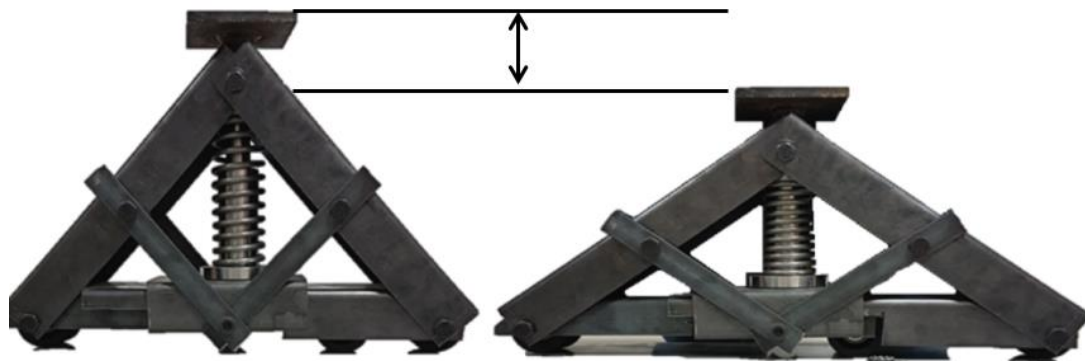


Figura 7: Deformación máxima posible del dispositivo, $u_{MP}=6\text{cm}$.

El resorte helicoidal mostrado en la Figura 8(a), utilizado para materializar al elemento elástico del modelo conceptual, es una pieza que puede pandearse al ser sometida a cargas de compresión elevadas. Debido a que el pandeo no ha sido considerado en el modelo conceptual, es necesario eliminar toda posibilidad de que ello

ocurra en el modelo concreto. Para lograr lo anterior, se incluyó un elemento que limita el pandeo este está compuesto de dos piezas, como se muestra en Figura 8(b). La parte superior se introduce en la parte inferior a medida que aumenta el desplazamiento impuesto. La parte superior además está soldada a una placa que recibe el impacto del carro. La parte inferior, que no se mueve cuando se deforma el dispositivo, se apoya en la pieza superior del mecanismo friccional el cual restringe el desplazamiento axial de la pieza anti pandeo, pero no restringe el desplazamiento tangencial relativo. La transferencia de fuerza de corte entre ambas partes se minimizó debido a que la superficie de contacto entre ellas fue lubricada con grasa. La masa de la parte superior del elemento anti pandeo es de 1.7 kg y la correspondiente a la parte inferior es de 1.04 kg.

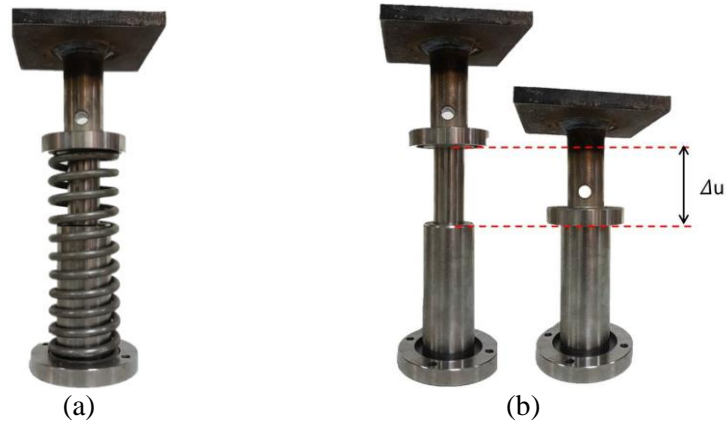


Figura 8: Elemento elástico: (a) Resorte con mecanismo anti pandeo. (b) Límite de deformación máxima permitida, u_{MP} .

2.3 Montaje del protocolo experimental

En este acápite se muestra cómo se realizó el montaje concreto del protocolo experimental definido por Sanzana et al (2018) para simular el atraque de un buque contra la defensa portuaria representada por el modelo de amortiguador de impacto construido. El muelle se asumió muy rígido en comparación con el amortiguador, por lo que este último fue anclado a un bloque masivo de hormigón armado inamovible para los efectos de los ensayos realizados, como se aprecia en la Figura 9.



Figura 9: Anclaje del modelo a escala de amortiguador de impacto.

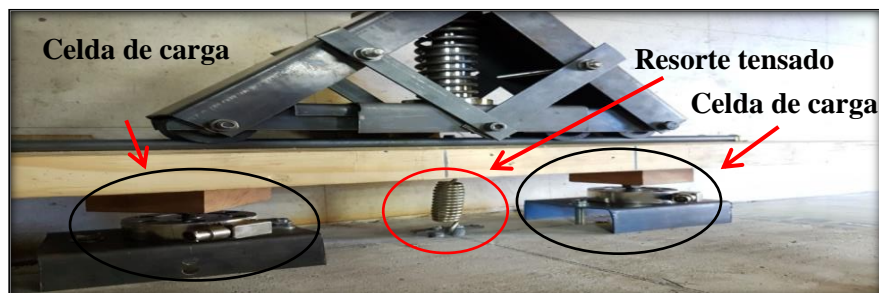


Figura 10: Ubicación de las celdas de carga y resorte de pretensión.

El amortiguador se instaló sobre un tablón de madera con rieles para guiar el desplazamiento de sus apoyos en la dirección horizontal transversalmente a la dirección del impacto. Para evitar que el amortiguador se desalineara con el carro durante el impacto, se vinculó a la base de madera mediante un apoyo rotulado el eje de rotación en la base de las diagonales cortas, como se observa en foto de la izquierda en la Figura 9. Con la finalidad de mantener a la altura deseada la placa de impacto del amortiguador, se instaló bajo ella un apoyo de bola, como se muestra en foto de la derecha en Figura 9.

Para medir la carga de impacto durante la interacción, se instalaron dos celdas de carga anulares de la marca HONEYWELL modelo 125s con capacidad de 200lb entre el tablón de madera que sostiene al amortiguador y el bloque macizo de hormigón. Las celdas de carga miden de manera estable y confiable cargas superiores a los 12kg aproximadamente. Para asegurar que la carga medida fuese siempre mayor a esa cantidad, se instaló un resorte pre-estirado que vinculó tensamente el tablón de soporte contra el muro de reacción (Figura 10). La carga de pre-tensado del resorte fue de aproximadamente 30 kg y luego tuvo que ser descontada de la carga medida por las celdas para determinar la carga efectiva durante la interacción.

Para simular barcos de diferentes tamaños, se decidió cargar bloques de hormigón a un carro con ruedas construido para tal efecto (Figura 11). El carro está compuesto por dos perfiles metálicos de sección C de 150 mm de ancho y unidos por 4 pernos de 10mm de diámetro a otro perfil C en su base. El perfil de abajo tiene dos ejes con exactamente 4 poleas para poder lograr su movilidad con mínimo roce. Sobre el perfil metálico superior se montaron bloques de hormigón construido de masas 41.25, 42.55 y 41.25 kg respectivamente. Para sujetar dichos bloques al carro y evitar que deslicen o se muevan durante el impacto, se instalaron abrazaderas. En el extremo del carro que impacta con el amortiguador se instaló un bloque de madera rotulado por medio de un perno instalado transversalmente al perfil metálico en C. Esto permite el ajuste de la superficie de impacto de madera con la placa de impacto del amortiguador.



Figura 11: Carro que representa o simula un barco.

Para simular el atraque del buque, fue necesario dar velocidad controlada al carro con bloques de hormigón. Esto se hizo dejándolo caer por un plano inclinado guiado por rieles desde alturas de 10, 12, 13, 15, 20 y 23 cm, logrando así dar diferentes velocidades de impacto al carro. Antes de que el carro impacte con el amortiguador, pasa del plano inclinado a una porción horizontal guiada también por rieles que direccionan el impacto alineándolo con el grado de libertad del amortiguador (Figura 12).



Figura 12: Carro cayendo por plano inclinado para alcanzar velocidad de impacto.

Se instalaron sensores de desplazamiento LVDT de la marca OMEGA modelo LDI-119-150-AO10A y LDI-119-50-AO10A para medir la posición del carro acercándose al amortiguador y el aplastamiento de este último durante la interacción. Los sensores fueron instalados alejados de la zona de impacto para asegurar su integridad. Para lograrlo se incluyeron palancas que además actuaron como reductores cinemáticos en proporción 1:2, disminuyendo en dicha proporción los desplazamientos medidos en relación a los desplazamientos registrados en los sensores. Esto último con la finalidad de aprovechar el rango de medición de los instrumentos de la mejor manera, aumentando al doble el rango de medición de la variable física correspondiente (Figura 13).

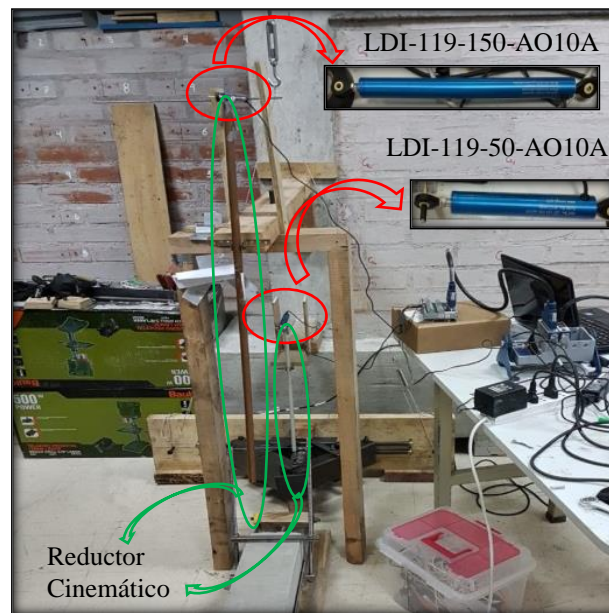


Figura 13: Ubicación de los sensores LVDT para medición de desplazamientos.

El sensor LDI-119-150-AO10A con rango de medición de 15 cm registró el acercamiento del carro en un rango máximo de 30 cm en las cercanías del amortiguador. Con esto último fue posible determinar la velocidad de acercamiento del carro justo antes del impacto. El sensor LDI-119-50-AO10A con rango de medición de 5 cm registró el aplastamiento del amortiguador en un rango de hasta 10 cm. Esto último fue usado junto con las mediciones de las celdas de carga para caracterizar la curva fuerza-desplazamiento del amortiguador en cada ensayo.

3 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS

Se realizaron ensayos experimentales paramétricos considerando como variables la masa de carro, coeficiente de roce del amortiguador y velocidad de impacto del carro. Se consideraron tres masas de carro: 47kg, 87kg y 127kg. Correspondientes a carro más uno, dos y tres bloques de hormigón respectivamente. El coeficiente de roce fue modificado en los ensayos agregando láminas de diferentes rugosidades en la zona de deslizamiento friccional. En total se consideraron 7 casos con diferentes coeficientes de roce, correspondientes a acero v.s. acero engrasado, teflón v.s. teflón, acero v.s. lija, acero pulido v.s. acero pulido, acero v.s. teflón, lija gr.10 v.s. lija gr.100 y lija gr. 180 v.s. lija gr. 180. La velocidad del carro fue considerada de forma indirecta al dejarlo caer por el plano inclinado desde alturas de 10, 12, 13, 15, 20 y 23cm.

No todas las combinaciones de las variables antes mencionadas fueron consideradas en los ensayos, siguiendo las recomendaciones de la investigación de Sanzana (2016). En total fueron realizados 85 ensayos con diferentes combinaciones de las variables, los cuales se muestran en Tabla 1. Para identificar los parámetros usados se definió una nomenclatura alfanumérica. La letra a las superficies tomando de la A a la G; el primer número identifica a la masa del carro pudiendo ser 1, 2 ó 3; la segunda letra identifica a la altura de caída tomando valores desde 1 a 6.

3.6 Tipos de ensayos

Tabla 1: Identificación de ensayos realizados y nomenclatura característica de las variables consideradas en cada uno

Acero-Acero (con Grasa)			Teflón-Teflón			Acero-Lija			Acero pulido-Acero pulido		
Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)	Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)	Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)	Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)
---	---	10	---	---	10	---	---	10	D.1.1	42.55	10
A.1.2	42.55	12	B.1.2	42.55	12	---	---	12	D.1.2	42.55	12
---	---	13	---	---	13	---	---	13	D.1.3	42.55	13
A.1.4	42.55	15	B.1.4	42.55	15	---	---	15	D.1.4	42.55	15
A.1.5	42.55	20	B.1.5	42.55	20	---	---	20	D.1.5	42.55	20
A.1.6	42.55	23	B.1.6	42.55	23	---	---	23	D.1.6	42.55	23
A.2.1	83.8	10	B.2.1	83.8	10	---	---	10	D.2.1	83.8	10
A.2.2	83.8	12	B.2.2	83.8	12	---	---	12	D.2.2	83.8	12
A.2.3	83.8	13	B.2.3	83.8	13	---	---	13	D.2.3	83.8	13
A.2.4	83.8	15	B.2.4	83.8	15	C.2.4	83.8	15	D.2.4	83.8	15
A.2.5	83.8	20	B.2.5	83.8	20	C.2.5	83.8	20	D.2.5	83.8	20
---	---	23	B.2.6	83.8	23	C.2.6	83.8	23	D.2.6	83.8	23
A.3.1	125.05	10	B.3.1	125.05	10	C.3.1	125.05	10	D.3.1	125.05	10
A.3.2	125.05	12	B.3.2	125.05	12	---	---	12	D.3.2	125.05	12
A.3.3	125.05	13	B.3.3	125.05	13	C.3.3	125.05	13	D.3.3	125.05	13
A.3.4	125.05	15	B.3.4	125.05	15	C.3.4	125.05	15	D.3.4	125.05	15
---	---	20	B.3.5	125.05	20	C.3.5	125.05	20	D.3.5	125.05	20
---	---	23	---	---	23	---	---	23	D.3.6	125.05	23

Acero-Teflón			Lija-Lija (100)			Lija-Lija (180)		
Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)	Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)	Ensayo N°	Masa (kg)	Altura de Caída [h.c] (cm)
---	---	10	---	---	10	---	---	10
---	---	12	---	---	12	---	---	12
E.1.3	42.55	13	---	---	13	---	---	13
E.1.4	42.55	15	---	---	15	G.1.4	42.55	15
E.1.5	42.55	20	---	---	20	G.1.5	42.55	20
E.1.6	42.55	23	---	---	23	G.1.6	42.55	23
E.2.1	83.8	10	---	---	10	---	---	10
E.2.2	83.8	12	---	---	12	G.2.2	83.8	12
E.2.3	83.8	13	---	---	13	---	---	13
E.2.4	83.8	15	---	---	15	G.2.4	83.8	15
E.2.5	83.8	20	F.2.5	83.8	20	G.2.5	83.8	20
E.2.6	83.8	23	F.2.6	83.8	23	---	---	23
E.3.1	125.05	10	F.3.1	125.05	10	---	---	10
E.3.2	125.05	12	F.3.2	125.05	12	G.3.2	125.05	12
E.3.3	125.05	13	F.3.3	125.05	13	G.3.3	125.05	13
E.3.4	125.05	15	F.3.4	125.05	15	G.3.4	125.05	15
---	---	20	F.3.5	125.05	20	G.3.5	125.05	20
---	---	23	---	---	23	---	---	23

Los datos obtenidos en los ensayos experimentales fueron exportados al software MATLAB para procesamiento, filtrado, selección y construcción de gráficos. El proceso de filtrado en el dominio de frecuencia es requerido cuando se trabaja con señales analógicas digitalizadas para eliminar componentes de ruido ambiental y electromagnético. El filtrado consiste aplicar transformada de Fourier discreta a la señal medida llevándola así al dominio de frecuencia para eliminar de la señal el contenido asociado a frecuencias ajenas a la medición. Este contenido normalmente corresponde a frecuencias altas y en ocasiones también se asocia a frecuencias muy bajas. En esta investigación se aplicó un filtro de pasa baja que eliminó todo contenido asociado a frecuencias altas que están varias veces por sobre la frecuencia caracterice del ensayo, la cual se asocia a su período o duración de la interacción. En las Figuras 13 a la 20 se muestran los ciclos de histéresis durante la interacción carro-amortiguador. En Figuras de la 13 a la 19 cada curva se asocia a una altura de caída (relacionada con la velocidad de impacto), cada gráfico corresponde a una misma masa y toda la figura se relaciona con una altura de caída (o velocidad de impacto). En la Figura 20, con la finalidad de visualizar dentro de un mismo gráfico el efecto del coeficiente de roce, éste se asoció a cada curva, siendo constante la masa para cada gráfico y constante la altura de caída para toda la figura.

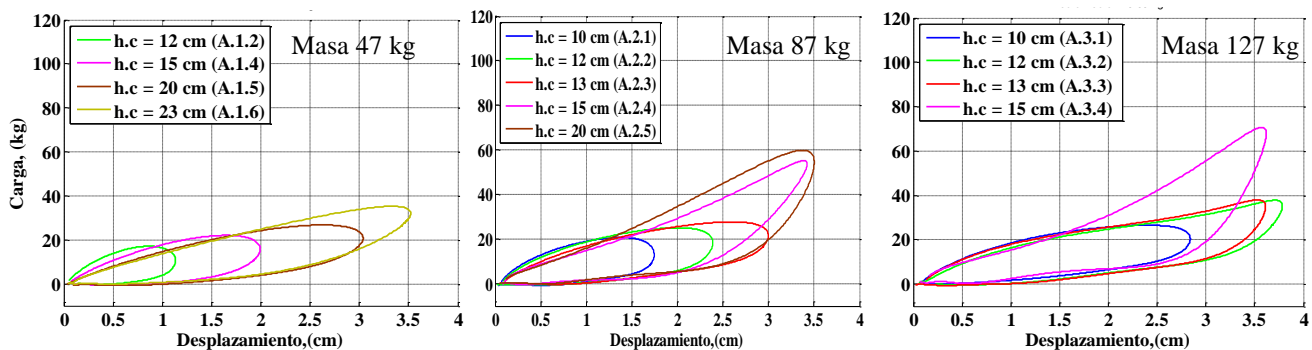


Figura 13: Relación carga v.s. desplazamiento, con superficie de roce acero v.s. acero.

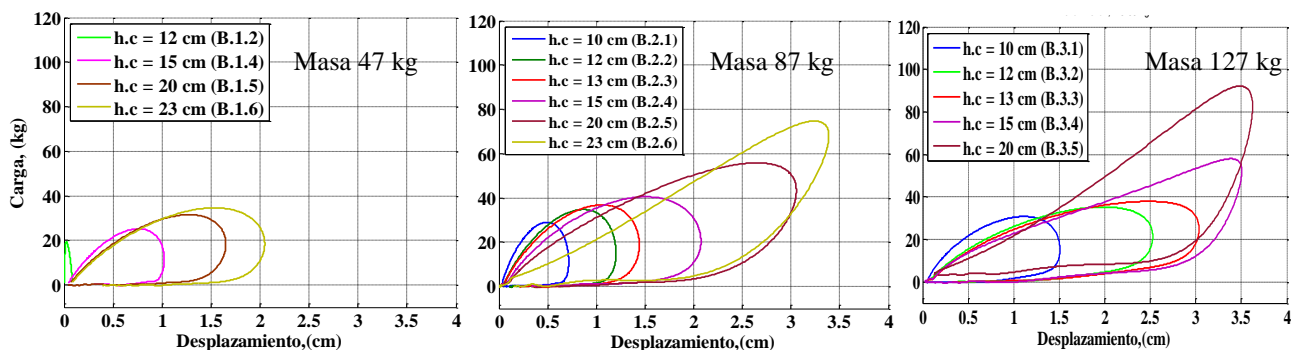


Figura 14: Relación carga v.s. desplazamiento, con superficie de roce teflón v.s. teflón.

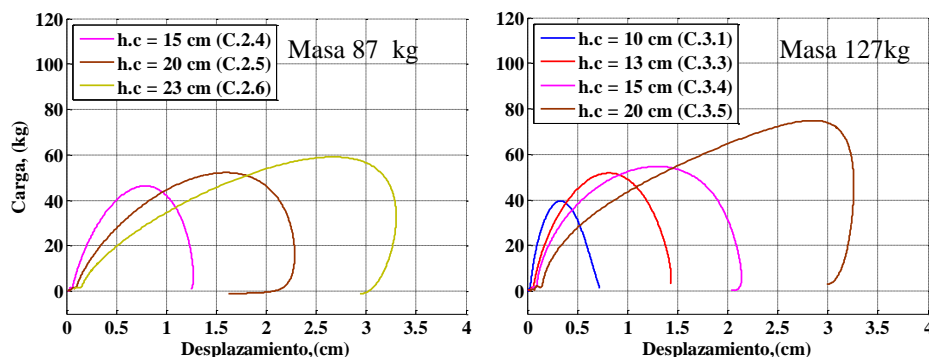


Figura 15: Relación carga v.s. desplazamiento, con superficie de acero v.s. lija

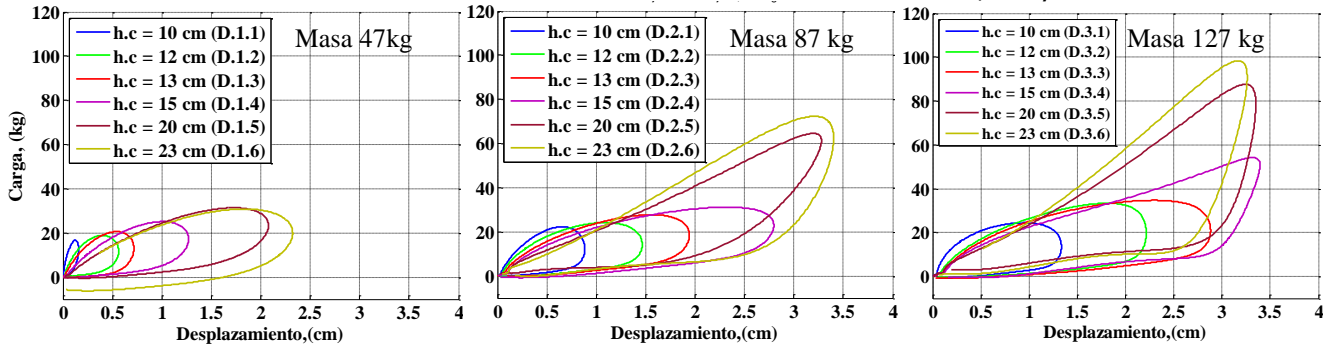


Figura 16: Relación carga v.s. desplazamiento, con superficie de acero lijado v.s. acero lijado.

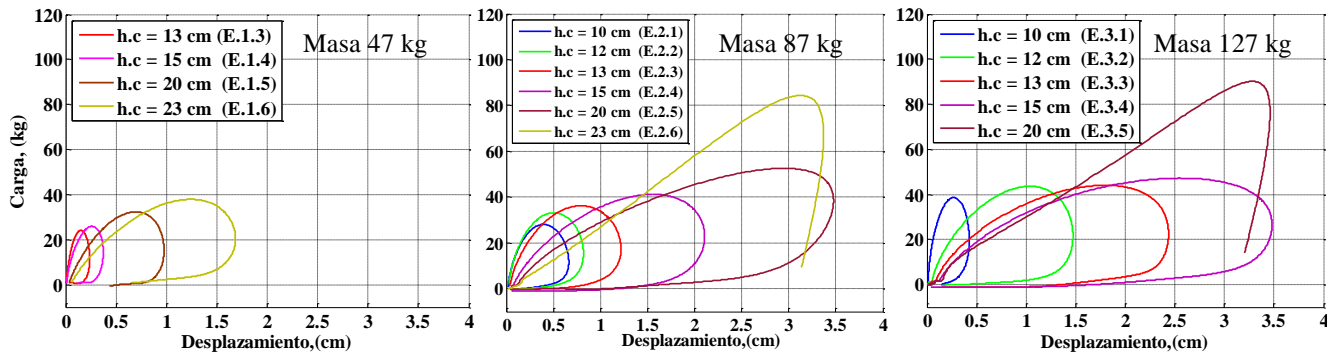


Figura 17: Relación de carga v.s. desplazamiento, con superficie de acero v.s. teflón.

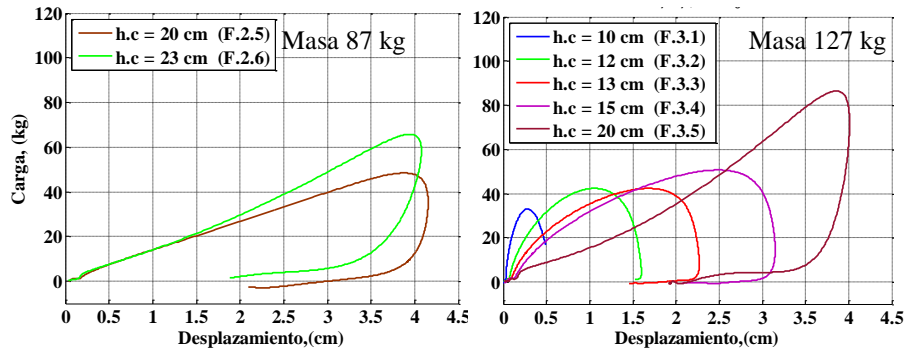


Figura 18: Relación carga v.s. desplazamiento, con superficie de lija v.s. lija grano de 100.

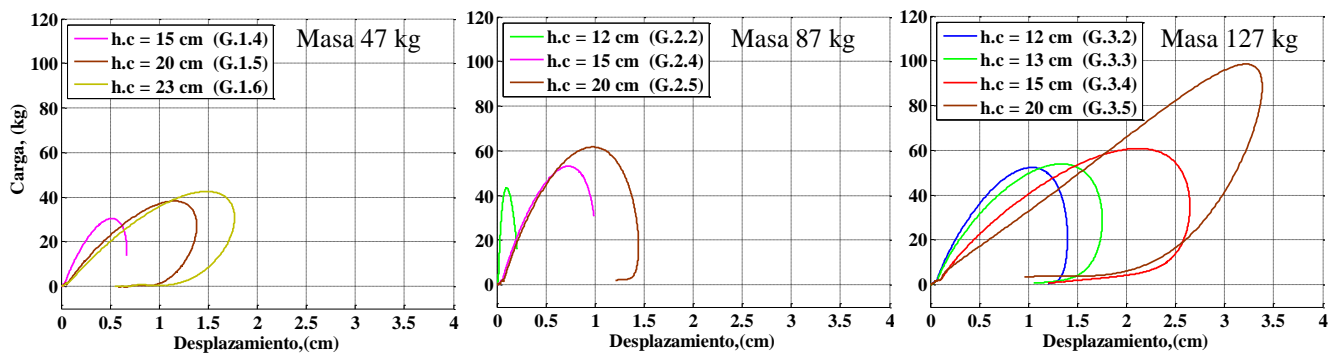


Figura 19: Relación carga v/s desplazamiento, con superficie de lija v.s. lija, grano 180.

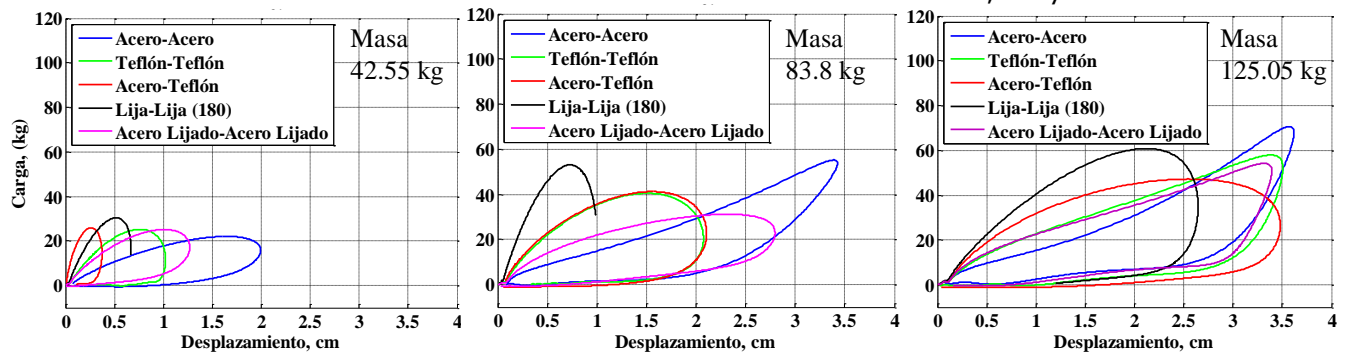


Figura 20: Relación carga v.s. desplazamiento con diferentes tipos de superficie y masa de carro, con altura de caída de 15 cm.

De los resultados de los análisis mostrados se puede observar que, en general, a mayor masa del carro, mayor es el desplazamiento máximo y fuerza máxima alcanzados. Esta misma tendencia se observa al incrementar la altura de caída del carro. Sin embargo, se observaron casos en los cuales al incrementar la altura de caída el desplazamiento máximo alcanzado se redujo y sólo se incrementó la fuerza (Figura 16, gráfico de la derecha). Esto puede deberse al hecho de que con mayor fuerza desarrollada no se requiere tanto desplazamiento para disipar la energía del impacto. Lo anterior se verifica al comparar las áreas encerradas por las curvas en el caso anómalo señalado, ya que a mayor altura de caída mayor es el área y, por lo tanto, mayor energía disipada.

Al cambiar las superficies en contacto en el elemento friccional y por lo tanto el coeficiente de roce, la respuesta se modifica significativamente. No es posible concluir con exactitud respecto de la tendencia del desplazamiento y fuerza máximas alcanzadas cuando se incrementa o reduce el coeficiente de roce, pues dicho parámetro no fue determinado, aunque si es claro que cambia al cambiar las superficies de contacto. Sin embargo, en las Figuras 15, 18 y 19 que incluyen lija en la zona de deslizamiento y disipación por roce, y por ende se espera que tengan coeficiente de roce alto, se observa que no se logra recuperar la forma original del amortiguador. Esto es consistente con lo predicho por la ecuación (10) del modelo conceptual de amortiguador. Esta indica que el amortiguador tendrá comportamiento autocentrante sólo cuando el coeficiente de roce no supera un cierto umbral. Esto último se ve confirmado en los resultados mostrados en Figura 20, donde sólo la curva asociada superficies lija-lija no presentó comportamiento auto-centrante.

En general las curvas experimentales se condicen bien en cuanto a la forma del ciclo carga-desplazamiento con lo predicho por la ecuación analítica que describe al modelo conceptual de amortiguador (Ec. (9) y Figura 3). De acuerdo al modelo teórico, la trayectoria de la curva de carga y descarga no debería verse modificada por la velocidad del impacto (relacionada con la altura de caída del carro). Sólo es esperable según la ecuación (9), que dichas curvas se extiendan hasta alcanzar mayor desplazamiento y carga cuando la velocidad del impacto es más grande, debido a que la energía que éste conlleva es mayor. Sin embargo, en las Figuras 13 a la 19 en que cada una de ellas se asocia a un mismo coeficiente de roce, se observa que mientras mayor es la altura de caída (y por tanto menor la duración de la interacción), la trayectoria de carga se corre hacia abajo en el eje de carga. Esta anomalía prácticamente no ocurre en la trayectoria de descarga, la cual es virtualmente la misma, independientemente de la altura de caída del carro. Pese a que no está explícito en los resultados mostrados en Figuras 13 a la 19, la velocidad de la interacción es mayor en carga que en descarga. Esto se debe a que el amortiguador responde con fuerza considerablemente menor en descarga, haciendo que tarde mucho más tiempo en llevar al carro desde la velocidad nula en el punto de máximo desplazamiento hasta la velocidad de salida, la cual es mucho menor a la de impacto. Lo anterior permite inferir dos posibles hipótesis: (1) la fuerza de roce es dependiente de la velocidad de deslizamiento, siendo menor cuando la velocidad crece, o (2) las celdas de carga tardan en estabilizar su medición, por lo que cuando la interacción es muy rápida, la respuesta de carga medida puede estar desfasada de la medición de desplazamiento cuando la interacción es muy rápida.

“En muchas situaciones, parece que se almacena energía en un sistema para recuperarse después. Por ejemplo, hay que efectuar trabajo para levantar una roca pesada sobre la cabeza. Parece razonable que, al levantar la roca

en el aire, se está almacenando energía en el sistema, la cual se convierte después en energía cinética al dejar caer la roca. Este ejemplo señala a la idea de una energía asociada con la posición de los cuerpos en un sistema. Este tipo de energía es una medida del potencial o posibilidad de efectuar trabajo. Al levantar una roca, existe la posibilidad de que la fuerza de gravitación realice trabajo sobre ella, pero sólo si la roca se deja caer al suelo. Por ello, la energía asociada con la posición se llama energía potencial” Young, et al. (2009).

En los resultados mostrados en Figuras 13 a la 20, el área encerrada por las curvas es una medida de la energía disipada por el dispositivo amortiguador. Sin embargo, la posible incapacidad de las celdas de carga usadas de medir fuerza instantánea así como otros posibles errores experimentales, hacen que el determinar la energía disipada como el área encerrada por la curva sea poco preciso. Otra forma de determinar la energía disipada durante la interacción carro-amortiguador es por medio de la variación de la energía cinética del carro justo antes del impacto y justo después de ser despedido e impulsado en sentido opuesto por el amortiguador. Esta forma de determinar la energía disipada considera no sólo la energía disipada por roce en las superficies deslizantes del amortiguador, sino que también considera cualquier otro mecanismo intrínseco de disipación.

Se formuló un algoritmo en MATLAB que utiliza las mediciones de posición de los dos sensores LVDT mostrados en Figura 11, para determinar velocidades del carro justo antes del impacto o inicial, $\dot{u}_b^{(i)}$, y de salida o final, $\dot{u}_b^{(f)}$. Con estas se determinó la energía cinética de entrada del carro antes del impacto, $E_c^{(i)} = \frac{1}{2}M_b\dot{u}_b^{(i)2}$, y la correspondiente de salida o justo después de la interacción, $E_c^{(f)} = \frac{1}{2}M_b\dot{u}_b^{(f)2}$. Asumiendo que el amortiguador queda sin energía almacenada luego de la interacción, la energía disipada puede ser calculada como se indica en ecuación (11).

$$E_{dis} = E_c^{(i)} - E_c^{(f)} = \frac{1}{2}M_b \left(\dot{u}_b^{(i)2} - \dot{u}_b^{(f)2} \right) \quad (11)$$

En la ecuación (11), las velocidades inicial, $\dot{u}_b^{(i)}$, y final, $\dot{u}_b^{(f)}$ fueron determinadas a partir de las curvas de desplazamiento-tiempo construidas con los datos de posición del carro y aplastamiento del amortiguador respectivamente. Dichas velocidades fueron determinadas como velocidades medias (Ecuación 12) en las cercanías del impacto y en las cercanías del término de la interacción respectivamente. La velocidad de impacto se determinó como el promedio en el tiempo total de medición del carro con el LVDT de 15cm. La velocidad de salida se determinó justo antes de terminada la interacción, en un intervalo de duración aproximadamente igual a 1/5 de la duración de la descarga o descompresión del amortiguador.

$$Velocidad\ media = \frac{Posición\ Final - Posición\ inicial}{Tiempo\ Final - Tiempo\ Inicial} \quad (12)$$

En la Figura 21 se muestra la energía disipada en proporción a la energía cinética inicial, $E_{dis}/E_c^{(i)}$, para cada uno de los ensayos donde el roce ocurrió entre superficies de acero con acero.

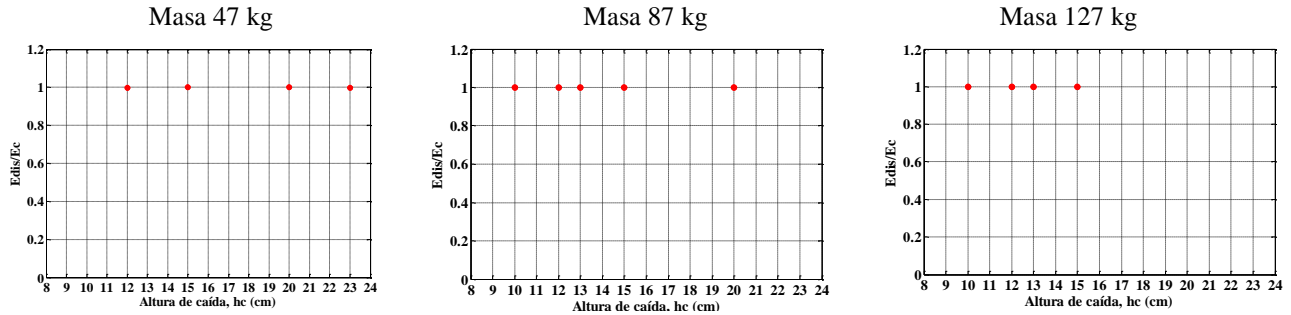


Figura 21: Proporción de energía disponible disipada versus altura de caída del carro para diferentes masas de carro impactando con el amortiguador.

Se puede observar en Figura 21 que el dispositivo es capaz de absorber prácticamente la totalidad de la energía cinética del carro durante la interacción. Los resultados de energías calculadas con las cuales se construyó la Figura 21 se muestran en Tabla 2.

Tabla 2: Energía Absorbida por cada ensayo.

Ensayo		A.1.2		A.1.4	A.1.5	A.1.6	Unidad
$\dot{u}_b^{(i)}$		0,75799		1.24940	1.87831	2.42058	m/s
$\dot{u}_b^{(f)*}$		-0.018425		-0.00583	-0.04324	-0.05631	m/s
$E_c^{(i)}$		11.9		32.4	73.3	121.7	N*m
$E_c^{(f)}$		0.00705		0.00071	0.03883	0.06587	N*m
E_{dis}		0.99941		0.99998	0.99947	0.99946	Adimensional
Ensayo	A.2.1	A.2.2	A.2.3	A.2.4	A.2.5		Unidad
$\dot{u}_b^{(i)}$	0.66028	0.74478	0.79246	1.74339	2.13679		m/s
$\dot{u}_b^{(f)*}$	-0.00440	-0.00524	-0.00451	-0.01095	-0.00976		m/s
$E_c^{(i)}$	18.2	23.2	26.3	127.3	191.3		N*m
$E_c^{(f)}$	0.00081	0.00115	0.00085	0.00502	0.00399		N*m
E_{dis}	0.99996	0.99995	0.99997	0.99996	0.99998		Adimensional
Ensayo	A.3.1	A.3.2	A.3.3	A.3.4			Unidad
$\dot{u}_b^{(i)}$	0.62938	0.79491	0.77553	0.85602			m/s
$\dot{u}_b^{(f)*}$	-0.01096	-0.01406	-0.01611	-0.01561			m/s
$E_c^{(i)}$	24.7	39.5	37.6	45.8			N*m
$E_c^{(f)}$	0.00751	0.01236	0.01623	0.01524			N*m
E_{dis}	0.99970	0.99969	0.99957	0.99973			Adimensional

(*) Se consideraron velocidades de salida como negativas dado el sentido positivo del g.d.l.



4 CONCLUSIONES

El análisis del comportamiento del disipador de energía para cargas de impacto, obtuvo resultados gráficamente muy similares a los planteados en el modelo conceptual, esto se puede ver en el comportamiento del ciclo de histéresis para todos los casos vistos experimentalmente.

Se pudo observar que en medida que se aumentada el roce en la superficie de contacto el modelo perdía su capacidad de auto-centrante, es por ello que las superficie de contacto más significativas son el acero v.s acero engrasado, acero v.s acero pulido y teflón v.s teflón. Esto se puede observar teóricamente en la Ec. 10.

Con la energía disipada calculada se pudo deducir que el modelo podría ser una “buena defensa portuaria” debido a que experimentalmente fue capaz de disipar casi en su totalidad la energía producida por una carga de impacto.

5 BIBLIOGRAFÍA

Arroyo Carrasco, C. A. (Agosto de 2016). Modelo de defensa portuaria autoconcentrante utilizando disipación friccional, ejemplo de diseño en el puerto punta caullahuapi.(Tesis de Pregrado). Concepción, Chile: Universidad Católica de la Santísima Concepción.

Leyva, L. L. (2015). *Diseño de una suspensión trasera para bicicleta de montaña*. Valencia .

MOP. (s.f.). *www.mop.cl*. Obtenido de <http://www.mop.cl>

Sanzana, D. (2018). *Análisis paramétrico no lineal de un dispositivo amortiguador de impacto para selección de especímenes de ensayos*. Concepción: UCSC.

Young, H., Freedman, R., Sears, F., & Zemansky, M. (2009). Física universitaria, vol. 1. Naucalpan de Juárez-Mexico: Pearson Educación de México, SA.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Bocanegra, F. P., & Correa, C. O. (2002). Diseño en ingeniería mecánica (Vol. 8). México; McGraw-Hill.

Giulia A, *Simple Physical Models to Simulate the Behavior of Buckling-Type Marine Fenders*, pag 5-8.