

**ANÁLISIS PARAMÉTRICO NO LINEAL DE UN DISPOSITIVO AMORTIGUADOR DE IMPACTO PARA SELECCIÓN DE ESPECÍMENES DE ENSAYOS**

*D. Sanzana Jara*<sup>1</sup>, *N. Maureira Carsalade*<sup>2</sup>, *M. Villagrán Valenzuela*<sup>3</sup>

**RESUMEN**

Existe una gran cantidad de situaciones cotidianas en las que dos cuerpos impactan entre sí generando daño mutuo. Como el caso de choque entre dos vehículos, entre uno de ellos y la defensa caminera o entre un buque y el muelle en el atraque. La disipación de energía en elementos de interface entre cuerpos que interactúan puede mitigar el daño que estos sufren. Tal es el caso de las defensas portuarias, que absorben y disipan gran parte de la energía del impacto, haciendo que la interacción ocurra de forma gradual, reduciendo los picos de fuerza.

En investigación previa se propuso un mecanismo de disipación para cargas de impacto y se analizó su desempeño en simulaciones numéricas que reprodujeron el atraque buque-muelle. El mencionado dispositivo tiene la capacidad de disipar energía de impacto y recuperar su forma original una vez terminada la interacción. Los resultados numéricos mostraron que el dispositivo tiene potencial para ser usado no sólo como defensa portuaria sino como defensa para cargas de impacto genéricas.

Lo anterior motivó dar continuidad a la investigación en una etapa experimental. En relación a lo anterior, el objetivo de esta investigación es la definición del protocolo experimental, variables y respuestas de interés. Se hicieron simulaciones numéricas no lineales reproduciendo las condiciones de dicho ensayo considerando un amplio rango de valores de las variables involucradas. El modelo utilizado corresponde a un sistema de un grado de libertad que considera no linealidad geométrica y por roce. Se analizó una geometría específica para el dispositivo, siendo consideradas como variables la masa del objeto que impacta, su velocidad, el coeficiente de roce interno del dispositivo y la rigidez de su componente elástica. Aquellas simulaciones cuya respuesta resultó tener las características deseadas fueron seleccionadas, definiendo así los rangos de las variables a considerar en los ensayos experimentales.

**Palabras clave:** Cargas de impacto, disipador friccional, comportamiento autocentrante.

**ABSTRACT**

There is a lot of everyday situations in which two bodies impact each other generating mutual damage. Such is the case of a collision between two vehicles, between one of them and the road defense or between a ship and the dock at the berth. The dissipation of energy in interface elements between interacting bodies can mitigate the damage they suffer. Such is the case of port defenses, which absorb and dissipate much of the impact energy, causing the interaction to occur gradually, reducing force peaks.

In previous research, a dissipation mechanism for impact loads was proposed and its performance was analyzed in numerical simulations that reproduced the ship-dock berthing. The mentioned

---

<sup>1</sup> Estudiante de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, [dsanzana@ing.ucsc.cl](mailto:dsanzana@ing.ucsc.cl)

<sup>2</sup> Profesor Auxiliar, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, [nmaureira@ucsc.cl](mailto:nmaureira@ucsc.cl)

<sup>3</sup> Profesor Asistente Departamento de Ingeniería Civil, Universidad Católica de la Santísima Concepción, CHILE, [mvillagran@ucsc.cl](mailto:mvillagran@ucsc.cl)

device has the capacity to dissipate impact energy and recover its original shape once the interaction is finished. The numerical results showed that the device has potential to be used not only as a port defense but as a defense for generic impact loads.

The aforementioned motivated the continuation of the research in an experimental stage. In relation to the above, the objective of this research is the definition of the experimental protocol, variables and answers of interest. Non-linear numerical simulations were carried out reproducing the conditions of said experimental test considering a wide range of values of the variables involved. The model used corresponds to a system of one degree of freedom which considers geometric nonlinearity and nonlinearity by friction. A specific geometry was analyzed for the device, being considered as variables the mass of the object that impacts, its speed, the internal friction coefficient of the device and the rigidity of its elastic component. Those simulations whose response turned out to have the desired characteristics were selected, thus defining the ranges of the variables to be considered in the experimental tests.

**Key words:** Impact loads, frictional dissipator, self-centering behavior.

## 1. INTRODUCCIÓN

Chile es un país con una extensa costa, lo que facilita la conexión marítima con otros países. El aprovechamiento de estas conexiones influye directamente en la economía, el 88% del intercambio comercial internacional se realiza por la vía marítima (Del Rio P, 2005). Los puertos nacionales están constantemente con un gran movimiento de embarcaciones, por lo que detenciones de buques o cierre de puertos debido a daños en sus defensas portuarias genera pérdidas millonarias.

Un impacto entre dos cuerpos genera una energía que depende de la masa y velocidad de los cuerpos. Durante un evento de choque las componentes estructurales de las partes involucradas deben ser capaces de soportar cargas impulsivas para mantenerse íntegros (Smith, et al ,2005). Por lo anterior, el impacto de un buque contra la defensa portuaria puede generar daños debido a la magnitud o repetitividad del evento. Las reparaciones generan detención en la producción de los puertos por lo que un sistema capaz de disipar la energía eficientemente disminuiría el daño de los cuerpos. Esto redundaría en un aumento de la vida útil de las estructuras portuarias y buques, reduciendo además el costo de mantenimiento. Todo lo anterior hace pertinente el desarrollar e investigar nuevos dispositivos de disipación de energía de impacto como el estudiado en esta tesis.

En investigación previa se propuso un mecanismo de disipación para cargas de impacto y se analizó su desempeño en simulaciones numéricas que reprodujeron el ataque buque-muelle (Arroyo et al, 2016). El mencionado dispositivo tiene la capacidad de disipar energía de impacto y recuperar su forma original una vez terminada la interacción. Los resultados numéricos mostraron que el dispositivo tiene potencial para ser usado no sólo como defensa portuaria sino como defensa para cargas de impacto genéricas.

Lo auspicioso de los resultados obtenidos por Arroyo et al (2016) motivó continuar con la investigación en su etapa experimental. Para llevar a cabo dicha etapa se propone un protocolo de ensayo que reproduzca a escala reducida el impacto de un buque con el muelle. También se requiere diseñar y construir un modelo a escala del dispositivo de disipación para cargas de impacto que reproduzca sus principales características, esto es, disipación por roce y capacidad autocentrante. Por lo tanto, se propuso como objetivo de esta tesis diseñar el protocolo de ensayos, incluyendo el diseño del dispositivo amortiguador, definiendo el rango de las variables de interés a considerar y las respuestas objetivo a medir.

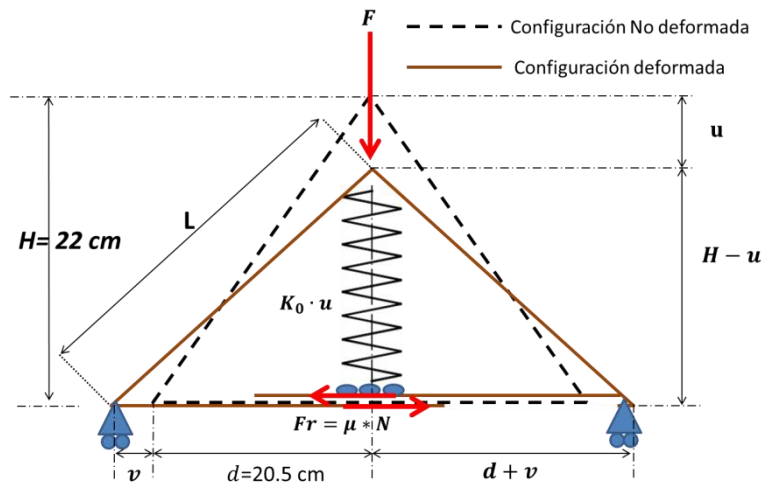
Se hicieron simulaciones numéricas no lineales reproduciendo las condiciones de dicho ensayo considerando un amplio rango de valores de las variables involucradas. El modelo utilizado

corresponde a un sistema de un grado de libertad que considera no linealidad geométrica y por roce. Para dar cumplimiento al objetivo general de esta investigación se realizó primero un diseño del dispositivo de aislamiento el cual pudiera ser construido y analizado en el laboratorio de estructuras de la UCSC. Se diseñó un protocolo de ensayo en el cual el buque fue representado por un carro que adquiere velocidad al caer por un plano inclinado para luego impactar de forma horizontal con el amortiguador diseñado. El dispositivo de amortiguamiento diseñado fue analizado numéricamente simulando las condiciones del ensayo propuesto. Fueron consideradas como variables: la masa del objeto que impacta, su velocidad, el coeficiente de roce interno del dispositivo y la rigidez de su componente elástica. Aquellas simulaciones cuya respuesta resultó tener las características deseadas fueron seleccionadas. Se definió como características deseadas en la respuesta a lo siguiente: (1) lograr aplastamientos del amortiguador cercanos pero menores a su capacidad máxima; (2) Lograr recuperar la condición no deformada una vez finalizado el impacto, y (3) disipar una gran cantidad de la energía cinética del vehículo que impacta.

Del análisis de los resultados y considerando los criterios mencionados se pudieron definir los rangos de las variables a considerar en los ensayos experimentales. Esto condujo a un protocolo en el cual un carro de masa entre 47 y 127 kg cae por un plano inclinado en  $7.0^\circ$  desde alturas entre 10 cm y 23 cm, para impactar finalmente con el amortiguador. Este último tiene ancho perpendicular a la dirección del impacto de 10 cm y altura paralela a dicha dirección de 13 cm, teniendo capacidad para deformarse hasta un máximo de 6 cm. La componente elástica del amortiguador corresponde a un resorte helicoidal de rigidez 11.35 kg/cm. La componente friccional está dada por el roce entre dos superficies planas cuya normal es la fuerza elástica aplicada por el resorte anterior. Se consideró como variable el coeficiente de roce entre dichas superficies, siendo consideradas para ello teflón, acero y acero pulido, con todas las combinaciones entre ellas.

## **2. MODELO CONCEPTUAL DEL DISIPADOR DE IMPACTO**

El disipador de impacto propuesto corresponde a un mecanismo compuesto por un elemento elástico o resorte y un disipador friccional trabajando en conjunto. El elemento elástico está dispuesto en la dirección del impacto, en tanto que el elemento friccional está orientado en la dirección perpendicular. La carga de impacto es transferida directamente al elemento elástico el cual aplica dicha carga como fuerza normal a las placas que genera la fricción entre las partes del elemento friccional. Esta particularidad hace que al retirar la carga aplicada, la fuerza normal en el disipador friccional es nula, permitiendo que el amortiguador recupere su forma original. El mecanismo trabaja de forma tal que al aplastarse el resorte el disipador friccional se abre, trabajando ambos en conjunto (Figura 1).



**Figura 1** Dibujo esquemático del dispositivo amortiguador de impacto

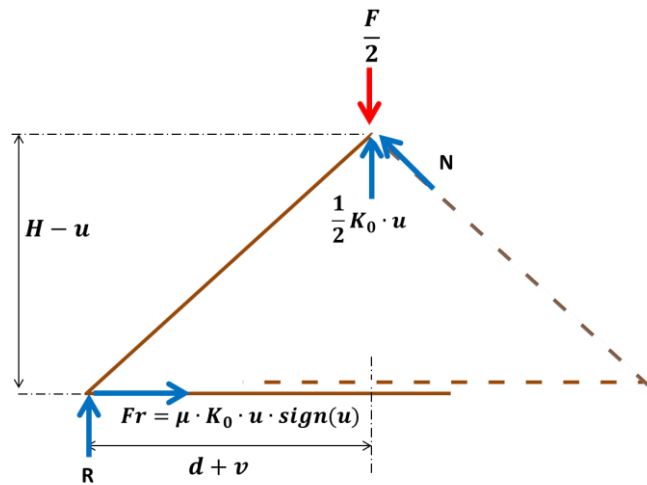
Las componentes fundamentales del dispositivo son: (1) mecanismo triangular articulado con partes rígidas, (2) elemento elástico o resorte y (3) elemento friccional compuesto de dos piezas. Entre el resorte y la pieza del elemento friccional en contacto con él se asume que no hay roce. Entre las dos piezas del elemento friccional existe un coeficiente de roce  $\mu$  y la carga normal entre las superficies en contacto es la fuerza elástica en el resorte,  $K \cdot u$ . Finalmente, los apoyos del dispositivo permiten el deslizamiento libre en la dirección perpendicular a la fuerza aplicada pero restringen el desplazamiento en la dirección de dicha fuerza.

Al realizar un análisis geométrico del dispositivo disipado de Figura 1, relacionando la condición deformada con la no deformada se obtienen las ecuaciones cinemáticas 1a y 1b.

$$(H - u)^2 + (d + v(u))^2 = L^2 \quad (1a)$$

$$v(u) = \sqrt{L^2 - (H - u)^2} - d \quad (1b)$$

Considerando las Ecs. 1a y 1b, y aplicando equilibrio del dispositivo en condición deformada se puede obtener la relación carga-desplazamiento. Debido a la simetría, basta con analizar la mitad del dispositivo, cambiando al elemento elástico y al elemento friccional por sus correspondientes fuerzas internas de interacción, como se muestra en Figura 2.



**Figura 2** Equilibrio estático de barra diagonal izquierda en condición deformada.

Imponiendo las condiciones de equilibrio de fuerzas horizontales, verticales y de momento, se obtienen las Ecs. (2a), (2b) y (2c) respectivamente.

$$\frac{1}{2}F - \frac{1}{2}K_0u - N\left(\frac{H-u}{L}\right) - R = 0 \quad (2a)$$

$$N\left(\frac{d+v}{L}\right) - \mu K_0u \cdot \text{sign}(\dot{u}) = 0 \quad (2b)$$

$$\mu K_0u \cdot \text{sign}(\dot{u}) \cdot (H-u) - R \cdot (d+v) = 0 \quad (2c)$$

Las ecuaciones 2 permiten determinar la fuerza normal en la barra diagonal, N, y la reacción en el apoyo basal de la misma, R.

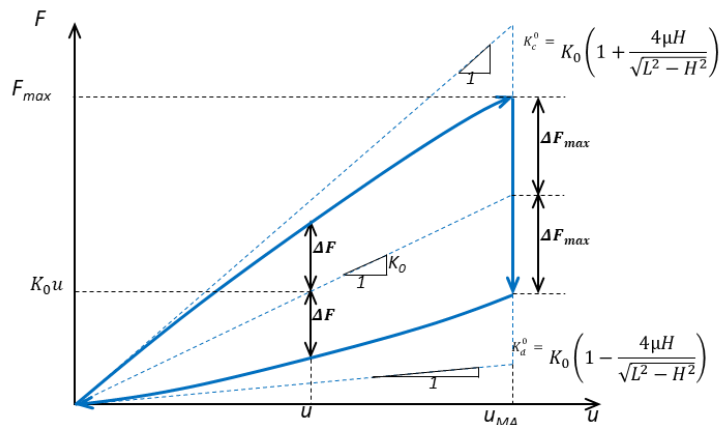
$$N = \left(\frac{L\mu K_0u}{d+v}\right) \text{sign}(\dot{u}) = \left(\frac{L\mu K_0u}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u}) \quad (3a)$$

$$R = \left(\frac{\mu K_0u(H-u)}{d+v}\right) \text{sign}(\dot{u}) = \left(\frac{\mu K_0u(H-u)}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u}) \quad (3b)$$

Reemplazando las ecuaciones 3a y 3b en 2a es posible determinar la relación constitutiva del dispositivo como sigue.

$$F = K_0u \left(1 + \left(\frac{4\mu(H-u)}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}}\right) \text{sign}(\dot{u})\right) \quad (4)$$

Considerando la relación F-u definida anteriormente, el ciclo histerético del dispositivo queda definido por la forma característica mostrada en Figura 3.



**Figura 3** Ciclo de histéresis característico del amortiguador de impacto estudiado

Dónde:

$$\Delta F(u) = \frac{4\mu K_0 u(H-u)}{\sqrt{L^2 - (H-u)^2}} \quad (5a)$$

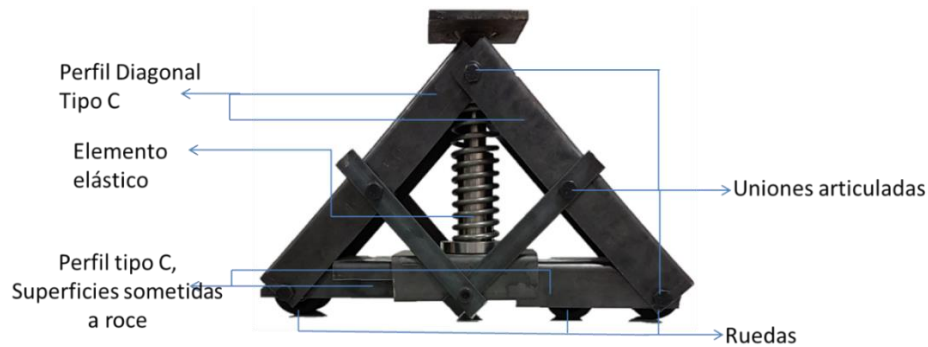
$$\Delta F_{max} = \frac{4\mu K_0 u_{MA}(H-u_{MA})}{\sqrt{L^2 - (H-u_{MA})^2}} \quad (5b)$$

Siendo  $u_{MA}$  el desplazamiento máximo alcanzado en la interacción carga-descarga del amortiguador. Este desplazamiento está limitado por la capacidad de aplastamiento máxima posible del mecanismo de disipación,  $u_{MP}$ . Una vez alcanzado dicho desplazamiento, la carga de impacto se transmite rígidamente a los apoyos, dejando de ser válida la ecuación (4) y la curva típica de Figura (3). Por lo tanto, se espera que en los ensayos experimentales el desplazamiento no alcance el valor  $u_{MP}$ .

La energía disipada por el amortiguador corresponde al área encerrada por la curva en el ciclo de carga-descarga. Ya que se busca maximizar la energía disipada en los ensayos experimentales, los análisis posteriores se enfocarán en determinar la relación entre  $K$  y  $\mu$  que conducen a desplazamiento  $u_{MA}$  cercanos al valor  $u_{MP}$ .

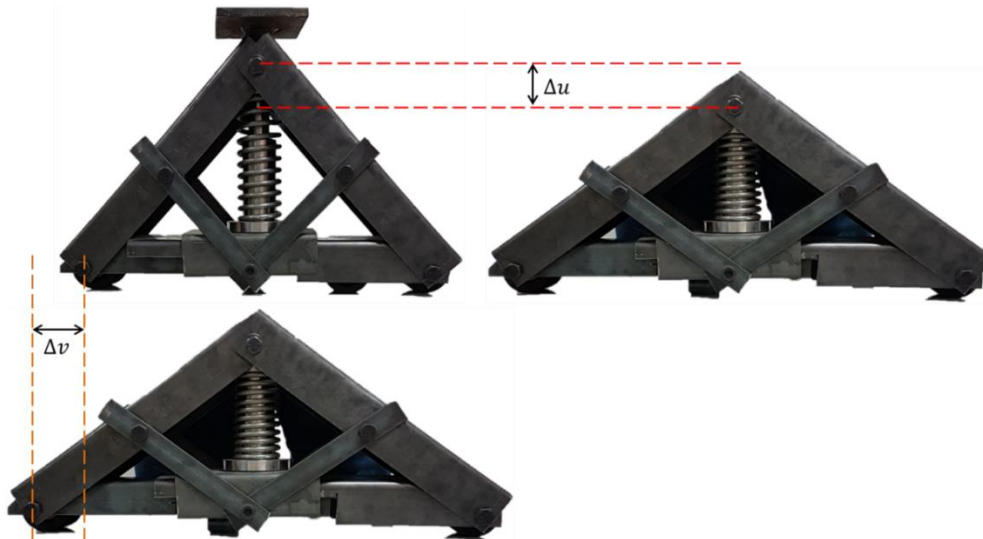
### 3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL AMORTIGUADOR DE PRUEBA

Se diseñó y construyó en acero un modelo a escala del amortiguador de impacto que cuenta con los elementos básicos antes descritos (Figura 4). De acuerdo a la nomenclatura mostrada en Figura 1, su altura es  $H=22\text{cm}$  y semi base  $d=20,5\text{cm}$ . Estas dimensiones fueron escogidas en base a los materiales disponibles para su construcción y espacio requerido para realizar los ensayos dentro del laboratorio de estructuras. Las uniones articuladas se materializaron con pernos de acero con diámetro 10 mm, permitiendo el giro en todas las conexiones. La capacidad de deslizamiento de los extremos que sostienen los elementos sometidos a roce se logró instalando ruedas en dichos puntos. El elemento elástico fue caracterizado mediante un resorte helicoidal de 13 espiras formado a partir de una barra lisa de acero de 6mm de diámetro. Su altura total es de 16 cm y su diámetro exterior  $D=5.5$  cm (Figura 6), teniendo una rigidez axial de  $11.98 \text{ N/mm}$  la que fue calculada mediante un ensayo en laboratorio. Para lograr que las superficies deslizantes que trabajan sometidas a roce se mantengan alineadas y en contacto permanente, se dispuso bajo ellas un sistema de rodamientos. Estos rodamientos, junto con alinear a las superficies deslizantes, permiten descargar la fuerza normal impuesta por el resorte (Figura 4).



**Figura 4** Dispositivo amortiguador de impacto construido

En la condición deformada del amortiguador, los apoyos laterales sufren deformación horizontal  $v(u)$  debido al desplazamiento vertical  $u(t)$  (Figura 5). La compresión del resorte genera un aumento de la fuerza normal a los elementos que rozan entre sí, por lo que mientras más aumente la deformación  $u(t)$  mayor es la fuerza de roce que se genera. Esto es lo que tiene que reproducir fielmente el modelo matemático.



**Figura 5** Modelo a escala de disipador de energía construido en configuración deformada y no deformada

El resorte helicoidal utilizado para materializar al elemento elástico del modelo conceptual (Figura 6), es una pieza que puede pandearse al ser sometida a cargas de compresión elevadas (Gerez, 2014). Debido a que el pandeo no ha sido considerado en el modelo conceptual, es necesario eliminar toda posibilidad de que ello ocurra en el prototipo. Para lograr lo anterior, se incluyó un elemento que limita el pandeo permitiendo un recorrido de 6 cm ( $u_{MP}=6cm$ ) en compresión antes de aplastarse por completo y transmitir la carga rigidamente (Figura 7). Está compuesto de dos piezas la parte superior que se introduce en la parte inferior a medida que aumenta el desplazamiento la que además esta soldada a una placa que recibe el impacto del carro y la parte inferior que no se mueve cuando se deforma el dispositivo que tiene un orificio en el centro por donde se introduce la pieza superior, la masa de la parte superior es de 1.7 kg y de la parte inferior es de 1.04 kg.



**Figura 6:** Elemento Elástico: (a) Resorte con mecanismo anti pandeo. (b) Límite de deformación permitida,  $u_{MP}$ .

#### 4. DISEÑO DE ENSAYO EXPERIMENTAL

En el diseño de un ensayo experimental, el rango de variables a considerar y respuestas de interés a medir es el objetivo general de esta tesis. Para ello se ideó un protocolo experimental que busca reproducir el atraque de un buque contra un muelle rígido. El buque se asumió como un elemento rígido que aporta masa y energía cinética que se traduce en fuerza de impacto durante la interacción con el muelle por medio del amortiguador. Por lo tanto se propone utilizar un carro con ruedas con masas adicionales por medio de bloques de hormigón, el cual desliza por un plano inclinado desde una altura conocida para luego impactar en forma horizontal contra el amortiguador. Este último se asume unido a un muelle rígido por lo que se propone anclar el amortiguador a un bloque macizo de hormigón (Figura 8).

Debido al tiempo necesario para construir un modelo a escala funcional del amortiguador, se propone sólo analizar uno de modo que su geometría está predefinida. Esto último incluye todos los componentes mecánicos y estructurales como el resorte. Sin embargo, el coeficiente de roce entre las superficies del disipador friccional puede ser modificado de forma sencilla. Se propone para tal efecto insertar entre las superficies deslizantes, láminas de diferentes materiales como acero pulido y teflón, para cambiar el coeficiente de roce.

Considerando todo lo anterior, las variables a considerar en el ensayo experimental y en las simulaciones previas de esta tesis son: masa del buque (carro), altura de caída de éste y coeficiente de roce entre superficies de disipación friccional. Las respuestas objetivo que se recomienda medir para caracterizar el comportamiento dinámico del sistema carro-amortiguador durante el impacto son: posición del carro al acercarse al amortiguador, posición del punto de contacto carro-amortiguador durante la interacción y reacción horizontal del amortiguador contra el macizo de hormigón de apoyo.

Además de las consideraciones anteriores, algunas hipótesis básicas fueron consideradas en el modelamiento numérico del ensayo con el fin de definir el rango de las variables a considerar, estas son: (1) se busca describir el uso del amortiguador como defensa portuaria, (2) el buque se modeló como un elemento rígido que aporta masa y velocidad de impacto con la defensa; (3) La masa del buque es mucho mayor que la de la defensa; (4) La velocidad de impacto es relativamente baja ( $< 1$  m/s); (5) El desplazamiento máximo impuesto al amortiguador no debe superar su capacidad máxima de deformación; (6) La energía disipada por el amortiguador debe ser de magnitud comparable a la energía cinética del buque antes del impacto, (7) el dispositivo debe volver a la posición original.

En el ensayo propuesto el dispositivo recibe el impacto de un carro de masa  $M$  variable que simula un buque (Figura 9). El carro impacta al dissipador a distintas velocidades dependiendo de la altura de caída por un riel guía en un plano inclinado.

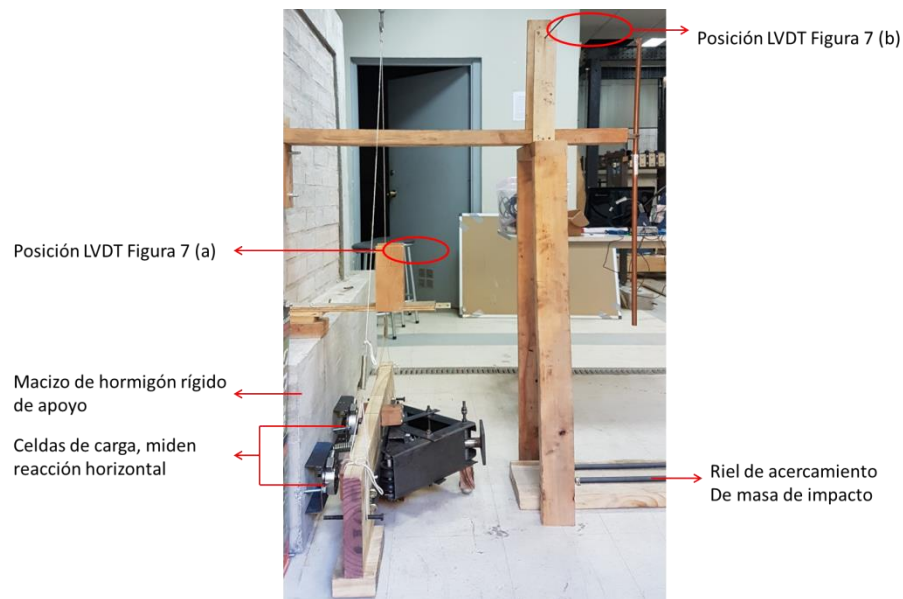
Se propuso la instalación de cuatro sensores disponibles en el laboratorio de estructuras de la UCSC para obtener la respuesta del sistema amortiguador-masa durante el ensayo. Dos celdas de carga anulares de la marca HONEYWELL modelo 125s con capacidad de 200lb instaladas entre el amortiguador y el macizo de apoyo medirían la reacción del dispositivo, equivalente a la fuerza de impacto (Figura 8). Un sensor LVDT con un mecanismo amplificador instalado sobre el amortiguador mediría la posición del punto de impacto del amortiguador (Figura 7 a). Un segundo LVDT con amplificador cinemático instalado sobre el anterior y en frente del amortiguador mediría la posición de la masa de impacto en la zona cercana al amortiguador (Figura 7 b). Este último sensor permitiría determinar la velocidad de impacto de la masa con el amortiguador.



(a)

(b)

**Figura 7** Diseño de ensayo experimental



**Figura 8:** Fotografía de montaje del amortiguador de impacto ubicado en posición de ensayo



**Figura 9:** Masa de impacto que simula al buque con bloques de hormigón sobre carro con ruedas guiado por rieles.

## FORMULACIÓN NUMÉRICA DEL ENSAYO PROPUESTO

Se formuló y resolvió paraméricamente la ecuación diferencial que describe el ensayo propuesto considerando un amplio rango de las variables involucradas y combinaciones de las mismas. Esto con el objetivo de determinar los valores de dichas variables a ser usados en los ensayos experimentales, teniendo en cuenta criterios de aceptación de la respuesta mencionados previamente.

En la definición del modelo matemático del amortiguador se tuvo en cuenta lo siguiente:

**Hipótesis 1:** Los elementos que componen el disipador de energía son elementos rígidos que no sufren deformaciones debido a las fuerzas externas a las que se va a someter el disipador.

**Hipótesis 2:** El elemento en el que impacta el carro es lo suficientemente rígido como para no sufrir deformación durante la interacción, por lo que no se disipa energía en dicha zona. Toda la disipación de energía en el dispositivo se debe al trabajo de la fuerza de roce.

**Hipótesis 3:** La relación cinemática entre los desplazamientos del elemento elástico,  $u$ , y del elemento friccional,  $v$ , (Figura 1) pueden ser aproximados por medio de una aproximación lineal tangente en  $u = 1/2 u_{MP}$ , sin que existan errores significativos en los resultados.

Para simular el ensayo es necesario caracterizar la ecuación diferencial del movimiento del sistema compuesto por amortiguador más buque. La respuesta mecánica o cuasi-estática del amortiguador

se caracteriza por la Ec. (4). Esta considera la componente elástica y disipativa por roce, pero no incluye la fuerza inercial, la cual es proporcional a la masa que se proyecta sobre el grado de libertad escogido. La masa del buque o carro se mueve igual que el grado de libertad  $u$ , definido en el modelo dinámico de Ec. (6) por lo que se proyecta en él en un 100%. Sin embargo, la masa del disipador no es despreciable frente a la del buque y no tributa en igual proporción, ya que no todas sus componentes se mueven como el grado de libertad maestro  $u$ . Esto plantea la necesidad de determinar la masa equivalente del dispositivo, teniendo en cuenta las relaciones cinemáticas que vinculan el desplazamiento  $u$  del punto de contacto con el buque, con los desplazamientos de los demás elementos del amortiguador (Figura 10).

Dado que no se considera amortiguamiento viscoso, la ecuación que describe el comportamiento dinámico del sistema buque-amortiguador analizado en esta tesis está dada por:

$$M_{eq} \cdot \ddot{u} + F(u, \dot{u}) = 0 \quad (6)$$

La masa  $M_{eq}$  incluye el 100% de la masa del buque pero sólo incluye a una fracción de la masa del amortiguador. Para determinar el aporte de masa de cada una de las partes del disipador, es necesario describir la relación cinemática entre los desplazamientos de sus partes y el movimiento del grado de libertad maestro  $u$ . Esta relación es no lineal, ya que la deformación máxima posible del amortiguador,  $u_{MP}$ , es comparable a su tamaño. Con la finalidad de reducir los tiempos de análisis por caso, permitiendo considerar un mayor número de ellos, se omitió el comportamiento no lineal geométrico, utilizando una aproximación adecuada. Esta consiste en modelar la relación cinemática anterior mediante la aproximación tangente del comportamiento exacto en torno a  $u = \frac{1}{2}u_{MP}$  (Figura 10). Esto implica que la relación es exacta cuando  $u = \frac{1}{2}u_{MP}$ , perdiendo exactitud al alejarse de dicho desplazamiento. Dicha aproximación es buena debido a que uno de los criterios de selección de resultados es que en la interacción buque-amortiguador se alcancen desplazamientos cercanos a  $u_{MP}$ .

La variable auxiliar  $\Delta u = u - \frac{1}{2}u_{MP}$  mostrada en Figura 10, toma valores en el intervalo  $[-\frac{1}{2}u_{MP}, +\frac{1}{2}u_{MP}]$ . De esta forma los desplazamientos relativos a la posición de referencia se reducen a la mitad que los correspondientes a la variable  $u$ , cuya posición de referencia es la no deformada. Esto hace que, en promedio, la relación lineal entre  $\Delta u$  y  $\Delta v$  en Figura 10, sea una mejor aproximación que la relación lineal entre  $u$  y  $v$  que en el dominio de deformación del amortiguador. Con el cambio de variable anterior, se reduce significativamente el error al no considerar la no linealidad geométrica en la respuesta del amortiguador.

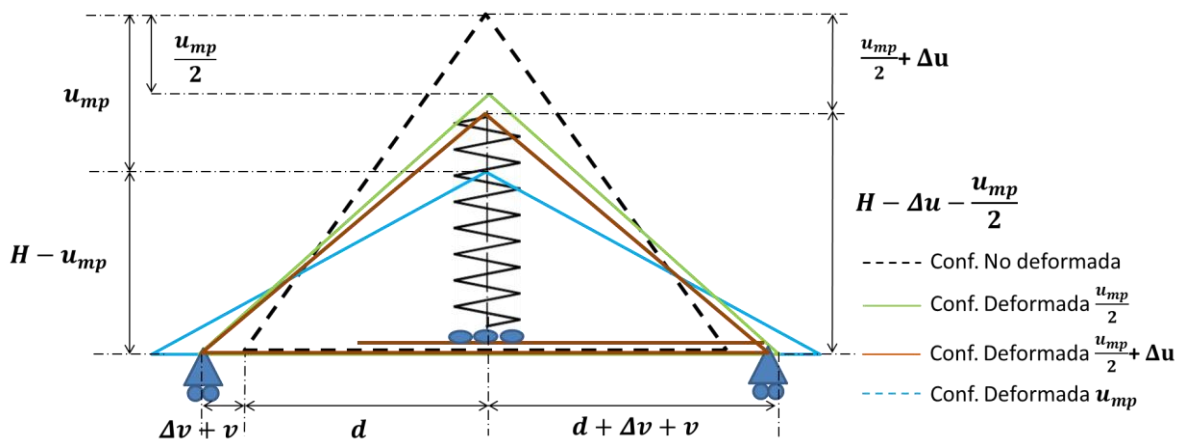


Figura 10: Disipador en distintas configuraciones deformadas

El cálculo de la masa equivalente del amortiguador proyectada al grado de libertad  $\Delta u$  consiste en determinar el efecto de fuerza inercial que se genera en cada elemento constituyente debido a una aceleración  $\Delta \ddot{u}$  en el grado de libertad maestro. Esto se hace utilizando la relación cinemática lineal que vincula la aceleración del grado de libertad maestro con la aceleración de cada uno de los elementos constituyentes del amortiguador. Dichas fuerzas inerciales se asumen en equilibrio con una fuerza equivalente  $F_{eq} = M_{eq} \Delta \ddot{u}$  actuando en el grado de libertad maestro. En el equilibrio se cancela la variable  $\Delta \ddot{u}$ , determinándose así la masa equivalente.

El elemento 1 se mueve justo como el grado de libertad maestro  $\Delta u$ , por lo tanto su masa  $M_1$  tributa en un 100% a la masa equivalente.

El elemento 2 (resorte) se desplaza verticalmente  $\Delta u$  en su extremo superior y cero en su extremo inferior. Por lo tanto, las fuerzas inerciales que actúan sobre él son equivalentes a una carga axial distribuida triangularmente con magnitud máxima  $f_2 = (M_2/L_2) \Delta \ddot{u}$  en el extremo superior, siendo  $L_2$  el largo del elemento 2 en la posición de referencia, esto es,  $L_2 = H - 1/2 u_{MP}$ .

Las barras diagonales (elementos 3 y 3' en Figura 10) tienen movimientos diferenciados desde un extremo al otro. Mientras el punto superior sólo se desplaza en vertical  $\Delta u$  y cero en horizontal, el extremo inferior se desplaza cero en vertical y  $\Delta v$  en horizontal. Por lo tanto, los elementos 3 y 3' están sometidos a fuerzas inerciales horizontal y vertical de distribución triangular. Las magnitudes de dichas fuerzas distribuidas son  $|f_{h3}| = |f_{h3'}| = (M_3/L_3) \Delta \ddot{v}$  y  $|f_{v3}| = |f_{v3'}| = (M_3/L_3) \Delta \ddot{u}$  respectivamente, siendo  $M_3$  y  $L_3$  la masa y longitud de elementos 3 y 3'.

El apoyo de la izquierda junto con la barra de roce del mismo lado (elemento 4) se mueve  $\Delta v$  hacia la izquierda cuando el grado de libertad maestro se mueve  $\Delta u$  hacia abajo (Figura 10). Análogamente el apoyo de la derecha y la barra de roce del mismo lado (elemento 4') se mueve  $\Delta v$  hacia la derecha. Por lo tanto, ambos elementos están sometidos a fuerzas inerciales dadas por  $F_4 = M_4 \Delta \ddot{v}$  y  $F_{4'} = M_{4'} \Delta \ddot{v}$  de igual magnitud y sentido opuesto.

La relación cinemática exacta entre los desplazamientos  $\Delta u$  y  $\Delta v$  se determina a partir de la relación de Pitágoras de Ec. (7a) dado que las diagonales (elementos 3 y 3') se asumen indeformables.

$$(d + 1/2 v_{MP} + \Delta v)^2 + (H - 1/2 u_{MP} - \Delta u)^2 = H^2 + d^2 \quad (7a)$$

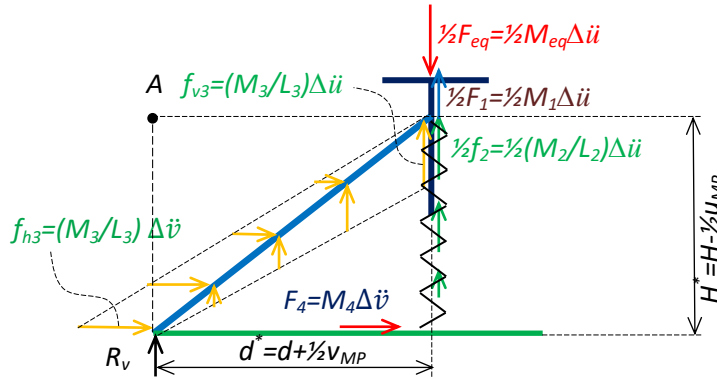
Desarrollando los cuadrados del lado izquierdo de Ec. (7a), considerando  $d^* = d + 1/2 v_{MP}$  y  $H^* = H - 1/2 u_{MP}$  y teniendo en cuenta que  $H^{*2} + d^{*2} = H^2 + d^2$  es el cuadrado de la longitud de las diagonales se obtiene:

$$2d^* \Delta v + \Delta v^2 - 2H^* \Delta u + \Delta u^2 = 0 \quad (7b)$$

Despreciando términos de segundo orden en las variables  $\Delta u$  y  $\Delta v$  se obtiene la relación cinemática aproximación tangente dada por Ec. (7c)

$$\Delta v \approx \frac{H^*}{d^*} \Delta u \quad (7c)$$

Considerando lo indicado anteriormente, la relación cinemática lineal dada por Ec. (7c), y la simetría del dispositivo de disipación, el equilibrio de fuerzas inerciales con la fuerza inercial equivalente se plantea en Figura 11.



**Figura 11:** Diagrama de cuerpo libre de la mitad del dispositivo disipador de energía

Aplicando equilibrio de momentos al diagrama de Figura 11 respecto del punto A se obtiene:

$$\frac{1}{2}M_1\Delta\ddot{u} d^* + \frac{1}{4}M_2\Delta\ddot{u} d^* + \frac{1}{4}M_3\Delta\ddot{u} d^* + M_4\Delta\ddot{v}H^* = \frac{1}{2}M_{eq}\Delta\ddot{u} \cdot d^* \quad (8a)$$

Reemplazando  $\Delta\ddot{v} \approx \frac{H^*}{d^*}\Delta\ddot{u}$  en Ec. (8a), agrupando términos y simplificando se obtiene la masa equivalente dada por Ec. (8b)

$$M_{eq} = 4.72 \text{ kg} \quad (8b)$$

Conocida la masa equivalente del sistema queda incluir la fuerza reactiva de la ecuación (4) que define la respuesta mecánica del amortiguador en la ecuación diferencial del problema. Dicha ecuación corresponde al movimiento libre amortiguado una vez que el carro interactúa con el amortiguador. El móvil del sistema corresponde en este caso a la condición inicial  $u(0) = 0$ ,  $\dot{u}(0) = \dot{u}_0$ , siendo  $\dot{u}_0$  la velocidad del sistema buque-amortiguador justo después del impacto. Esta puede ser determinada aplicando conservación de momentum lineal justo antes y justo después del choque, lo cual conduce a.

$$\dot{u}_0 = \frac{\dot{u}_b M_b}{M_b + M_{eq}} \quad (9)$$

Donde  $\dot{u}_b$  y  $M_b$  son la velocidad del buque justo antes del impacto y su masa, y  $M_{eq}$  es la masa equivalente del amortiguador.

Con todo lo anterior, la ecuación que reproduce la interacción buque-amortiguador comenzando desde el momento del impacto en  $t=0$  está dada por.

$$\begin{aligned} (M_b + M_{eq}) \cdot \ddot{u} + F(u, \dot{u}) &= 0 \\ u(t=0) &= 0 \\ \dot{u}(t=0) &= \dot{u}_0 \end{aligned} \quad (10)$$

Sin embargo, la Ec. 10 entrega resultados numéricos incluso en aquellos casos en que la respuesta alcanza valores  $u > u_{MP}$ . Lo anterior es físicamente imposible dada la limitación de desplazamiento máximo posible del amortiguador. Para incluir dicha condición en la Ec. 10, se puede utilizar un artilugio matemático, incluyendo una función ponderadora de  $F(u, \dot{u})$ , que será llamada  $f_m(u)$ . Esta función debe asumir valor 1 cuando  $u < \alpha u_{MP}$ , siendo  $1 - \alpha \ll 1$ . Además,  $f_m(u)$ , de acercarse asintóticamente a infinito cuando  $u$  tiende a  $u_{MP}$ . Dicha función ponderadora puede ser tomada como la mostrada en ecuación 11.

$$f_m(u) = 1 + \frac{1}{2}(1 - \text{sign}(\alpha \cdot u_{max} - u)) \cdot \frac{(u_{max} - u)}{u/\alpha - u_{max}} \quad (11)$$

En los análisis numéricos posteriores se consideró  $\alpha = 0.95$ .

Remplazando Ec. 11 en Ec. 10 se obtiene la ecuación que describe el ensayo considerando la limitante de desplazamiento del amortiguador.

$$\begin{aligned} (M_b + M_{eq}) \cdot \ddot{u} + F(u, \dot{u}) \cdot f_m(u) &= 0 \\ u(t = 0) &= 0 \\ \dot{u}(t = 0) &= \dot{u}_0 \end{aligned} \quad (12)$$

Se utilizó el integrador numérico ode45 de MATLAB para resolver el problema dado por Ec. (12). Este integrador requiere reducir la ecuación a formato de primer orden. Para hacerlo se utiliza el cambio de variable  $y = [u \quad \dot{u}]^T$ , con el cual la Ec. (12) se convierte en:

$$\begin{aligned} \dot{y} &= A \cdot y + C(y) \\ y(t = 0) &= [u \quad \dot{u}_0]^T \end{aligned} \quad (13)$$

Donde A y C(y) corresponden a:

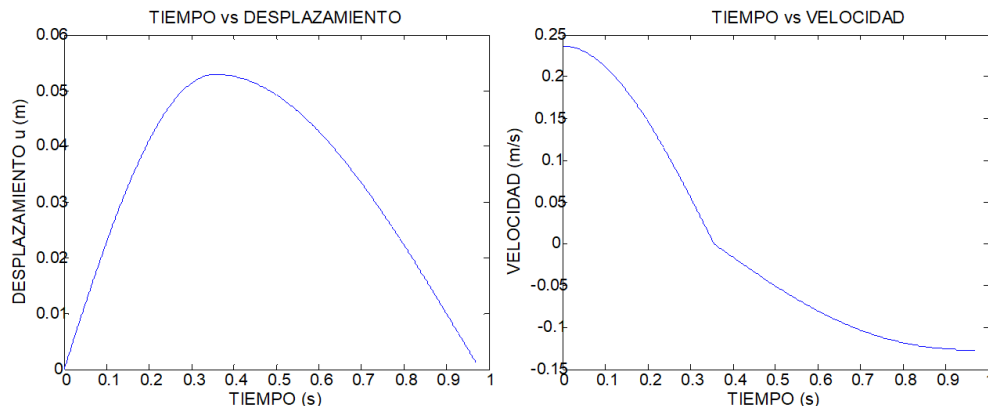
$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad C(y) = \begin{pmatrix} 0 \\ -F(u, \dot{u}) \cdot f_m(u) / (M_b + M_{eq}) \end{pmatrix} \quad (14)$$

## SIMULACIÓN PARAMÉTRICA DE ENSAYOS EXPERIMENTALES

Las variables de la ecuación (13) consideradas en los análisis numéricos y ensayos experimentales son: velocidad del carro (determinada por su altura de caída), la masa del carro y el coeficiente de roce entre placas. La Ec. (13) fue resuelta paramétricamente, asignándoles valores numéricos a las variables en rangos razonablemente amplios, obteniéndose la respuesta numérica para todas las combinaciones posibles.

La solución de la Ec. (13) entrega como resultado el desplazamiento y velocidad del grado de libertad maestro,  $[u(t) \quad \dot{u}(t)]^T$ .

Como ejemplo de la respuesta obtenida en el análisis numérico paramétrico, se muestra en la Figura 12 el desplazamiento y velocidad para un caso donde el coeficiente de roce es 0.36, la velocidad de impacto del carro  $0.25\text{m/s}$  y la masa del objeto que impacta es  $87\text{kg}$ .



**Figura 12:** Respuesta numérica de desplazamiento y velocidad para el dispositivo amortiguador sometido a impacto. Se consideró  $\mu=0.36$ , la velocidad de impacto del carro  $\dot{u}_b = 0.25\text{m/s}$  y masa del objeto que impacta  $M_b = 87\text{kg}$ .

Con la respuesta numérica de la Ec. (14) es posible calcular la fuerza reactiva del dispositivo  $F(u, \dot{u})$ , energía disipada  $E_{dis}$ , etc. En esta investigación, se consideró como respuestas de interés a

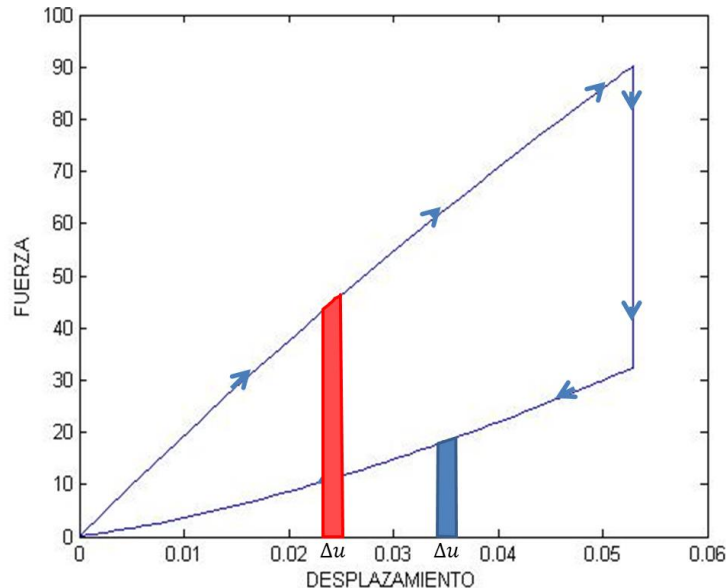
la energía disipada por el dispositivo en la duración de la interacción, fuerza reactiva del dispositivo y desplazamiento máximo alcanzado.

La fuerza reactiva del dispositivo se determina con la Ec. (4), siempre que en cada instante se cumpla que  $u < au_{MP}$ . De otro modo la carga se ve incrementada artificialmente por factor  $f_m$ .

La energía disipada por el amortiguador corresponde al área encerrada por la curva fuerza reactiva versus desplazamiento. Esto corresponde a la integral de dicha curva en toda la duración del análisis, lo cual debido a que la resolución numérica se hace en tiempo discreto, corresponde a suma de áreas finitas. El método de integración asume líneas rectas entre puntos conocidos de la curva, por lo cual las áreas finitas mencionadas corresponden a trapecios de ancho  $\Delta u$  en eje de desplazamiento  $u_i - u_{i-1}$  y alturas  $F_{i-1} = F(u_{i-1}, \dot{u}_{i-1})$  en punto inicial y  $F_i = F(u_i, \dot{u}_i)$  en punto final. Considerando lo anterior, la energía disipada se determinó como:

$$E_{dis} = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^n (F_{i-1} + F_i) \cdot (u_i - u_{i-1}) \quad (15)$$

Al graficar  $F(u, \dot{u})$  en función del desplazamiento  $u$ , se obtiene el ciclo de histéresis (Figura 13) donde la energía disipada es el área que encierra el ciclo



**Figura 13:** Ciclo de Histéresis de la fuerza resultante del dispositivo  $\mu=0.36$ ,  $\dot{u}_b = 0.25m/s$  y  $M_b = 87kg$ .

Para poder realizar los ensayos en el laboratorio es necesario definir el valor de las variables que conducen a respuestas deseables. Como premisas para decidir si una respuesta es deseable o no se consideró que: (1) El desplazamiento máximo alcanzado debe ser mayor al 50% del máximo permitido por el disipador, (2) El desplazamiento máximo alcanzado no debe alcanzar el desplazamiento máximo posible, (3) La energía disipada debe ser cercana a la energía cinética del objeto que impacta al disipador antes del choque y (4) El dispositivo debe volver a su posición inicial no deformada al terminar la interacción.

Para determinar los valores de las variables para la realización posterior de ensayos, se realizaron simulaciones con diferentes combinaciones de masa del carro, velocidad del objeto que impacta y coeficiente de roce. Posteriormente se seleccionaron aquellas simulaciones que condujeron a respuestas catalogadas como deseables. Los ensayos correspondientes fueron ejecutados experimentalmente en laboratorio en investigación realizada en forma paralela con colaboración del autor principal de esta tesis.

Para la ejecución de los ensayos se construyó un sistema compuesto de un plano horizontal con rieles guía en las cercanías del dispositivo amortiguador el cual se ancló a un bloque rígido y masivo de hormigón. En el extremo del plano horizontal opuesto al amortiguador se construyó un plano inclinado con rieles guías. Se construyó un carro con ruedas instaladas en una base de acero compuesta por un perfil C, teniendo éste un peso aproximado de 7kg. Sobre el carro pueden ser instalados bloques de hormigón de peso aproximado 40 kg. El carro con el o los pesos sobre él se dejó caer por el plano inclinado hasta impactar con el dispositivo amortiguador.

Se consideraron 3 masas diferente para realizar las simulaciones numéricas: (1) carro más un bloque de hormigón = 47 kg, (2) carro más dos bloques de hormigón = 87kg y (3) carro más 3 bloques de hormigón =127kg.

El coeficiente de roce entre las superficies deslizantes puede ser modificado en los ensayos experimentales cambiando la materialidad de las superficies en contacto y/o lubricando dichas superficies. El coeficiente de roce entre el acero deslizando contra acero es teóricamente de 0.57 (Serway R, 1992). Al lubricar la zona de contacto se reduce el coeficiente de roce entre las superficies a 0.06 (Serway R, 1992). Por lo anterior, se consideró en las simulaciones numéricas un vector de coeficiente de roce con valores entre 0.05 y 0.8 con un paso de 0.05. De esta manera el análisis abarca todas las posibilidades que podrían ser reproducidas en laboratorio.

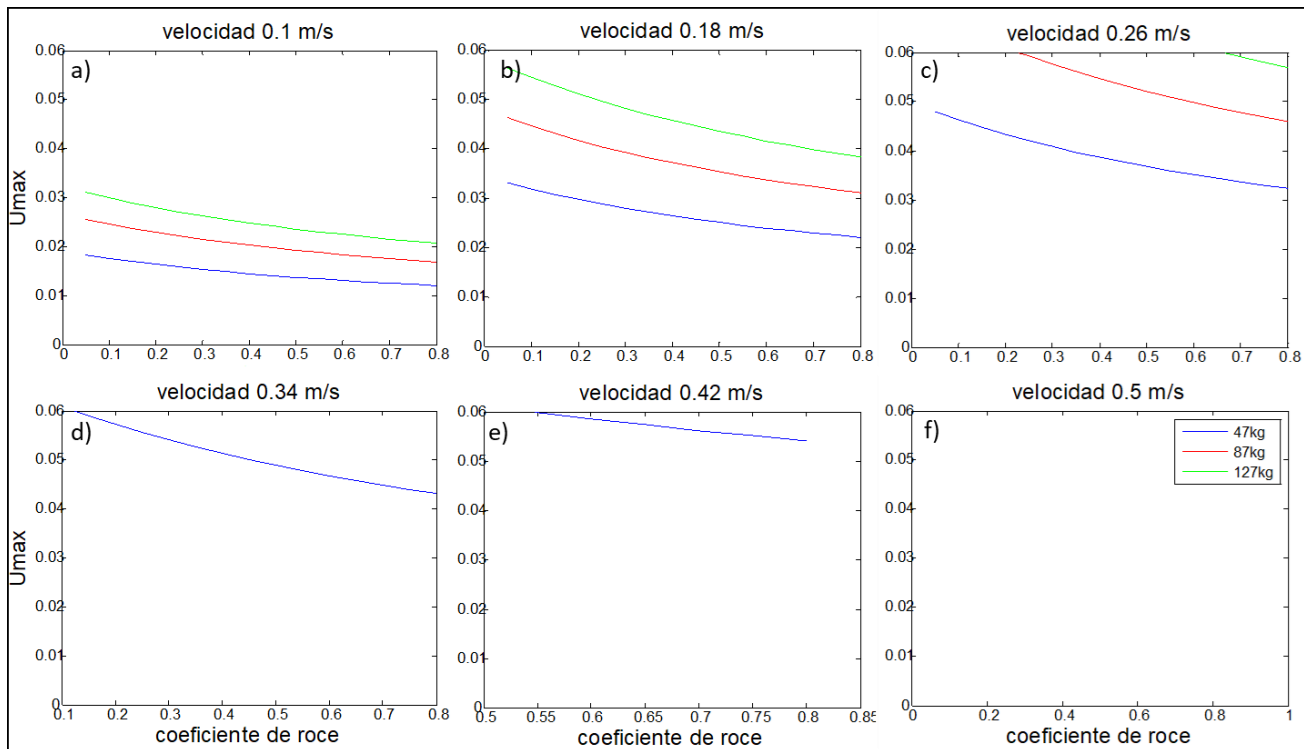
La velocidad a la que el carro impacta contra el amortiguador corresponde a la tercera variable de análisis. Esta debe ser baja para representar de la mejor manera posible el atraque de un buque. La velocidad de atraque de un buque según las condiciones de la maniobra va desde los 0.05 m/s hasta los 0.8 m/s en malas condiciones climáticas y sin ayuda de remolcadores (Arze P. 2013) Debido a lo anterior, se consideraron seis valores de velocidad para la realización del análisis numérico que van desde los  $0.1 \frac{m}{s}$ , hasta  $0.5 \frac{m}{s}$  con paso de 0.08

Con el rango de los parámetros definidos como se indicó, se realizó el análisis del modelo matemático en el que se consideran todas las combinaciones posibles de estos 3 parámetros. Esto resulta en 288 los casos de análisis.

### **Selección de variables según desplazamiento máximo**

Este criterio de selección de variables de ensayo consiste en escoger aquellas simulaciones en las que el desplazamiento máximo alcanzado se encuentre entre 50% y 100% del desplazamiento máximo posible.

En la Figura 14 se muestra el desplazamiento máximo alcanzado en cada caso para los distintos coeficientes de roce considerados. Se muestran 6 figuras donde cada una corresponde a una velocidad de impacto del carro específica. Las líneas de color azul, roja y verde representan diferentes masas del carro: 47 kg, 87 kg y 127 kg, respectivamente. En los análisis se consideró un límite de desplazamiento máximo posible de 6cm.



**Figura 14:** Desplazamiento máximo vs coeficiente de roce para velocidad y masa de carro variable con restricción de desplazamientos máximo de 6cm.

En la Figura 14f no hay datos en debido a que para las 3 masas y cualquiera de los coeficientes de roce considerados, los desplazamientos siempre alcanzaron el límite de deformación del dissipador. Lo anterior implica que los ensayos sólo deben considerar velocidades de impacto inferiores a  $0.5 \text{ m/s}$ . Para mayores velocidades la fuerza del impacto aplasta por completo al amortiguador, luego de lo cual la transferencia de carga ocurre de forma rígida sin disipación de energía.

En la Figura 14a los desplazamientos máximos se mantienen menores en todos sus casos al desplazamiento máximo permitido por el dispositivo. El desplazamiento máximo alcanzado fue de 3.1 cm para la masa de carro de 127 kg y coeficiente de roce 0.05. Solo un desplazamiento es superior al 50% del máximo posible y ocurre para el menor coeficiente de roce,  $\mu=0.05$ , lo que es muy difícil de reproducir en laboratorio. Por lo tanto, se recomendó no considerar casos con velocidad de  $0.1 \text{ m/s}$  o menor en los ensayos de laboratorio.

En la Figura 14b muestra que para masas de 87 kg y 127 kg los desplazamientos son mayores al 50% del desplazamiento máximo en todos sus casos llegando a los 5.6 cm para una masa de carro de 127 kg. Para ambas masas se consideraron aceptables todos los valores de coeficientes de roce analizados. La curva correspondiente a masa de 47kg muestra desplazamientos superiores a la mitad del máximo posible solo para coeficientes de roce bajo 0.15. Sobre dicho coeficiente se obtuvieron pequeños desplazamientos por lo que no se considerara en los ensayos experimentales.

En la Figura 14c, para la masa de 127 kg se alcanzaron desplazamiento menores a 6 cm en un rango muy pequeño de coeficientes de roce,  $0.7 \leq \mu \leq 0.8$ , lo que dificulta su reproducción en los ensayos de laboratorio. Por lo anterior, se recomienda no considerar los casos con dicha velocidad y masa en los ensayos de laboratorio. Para masa del carro de 87 kg se recomienda considerar coeficientes de roce no menores a 0.25. Para la curva de los 47 kg se recomienda considerar todos los valores de coeficiente de roce en el laboratorio.

En la Figura 14d, para la masa de 47 kg se recomienda considerar todos los coeficientes de roce en los ensayos. Con las masas de 87 kg y 127 kg no se recomienda realizar ensayos experimentales debido a que se alcanzarían desplazamientos máximos iguales al máximo permitido.

En la Figura 14e sólo se recomienda considerar valores masa de 47 kg y coeficientes de roce mayores a 0.55 para los ensayos de laboratorio. Las anteriores son las únicas combinaciones en las que el desplazamiento máximo es menor al máximo permitido.

Con el análisis anterior se descartaron las combinaciones de variables que conducen a resultados no deseados, seleccionando las que resultaron ser adecuadas para su reproducción en el laboratorio. Los rangos de las variables seleccionadas como recomendados para su reproducción en laboratorio se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 Rango de coeficiente de roce recomendado según masa y velocidad de impacto

Masa\Velocidad	0.1 m/s	0.18 m/s	0.26 m/s	0.34 m/s	0.42 m/s	0.50 m/s
47kg	Ninguno	Ninguno	Todos	$\mu \geq 0.15$	$\mu \geq 0.55$	Ninguno
87kg	Ninguno	Todos	$\mu \geq 0.25$	Ninguno	Ninguno	Ninguno
127kg	Ninguno	Todos	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Ninguno

### Selección de variables según energía disipada

Este criterio considera la cantidad de energía disipada en el ciclo carga-descarga, en proporción a la energía cinética disponible por el carro antes del impacto. Se consideraron aceptables aquellos casos en los que la proporción entre ambas energías se encuentra cercana a 1.

Se determinó la energía disipada y la energía cinética antes del impacto para todos los casos seleccionados de acuerdo al análisis resumido en Tabla 3. La energía cinética del impacto se determina de acuerdo a la Ec. (16).

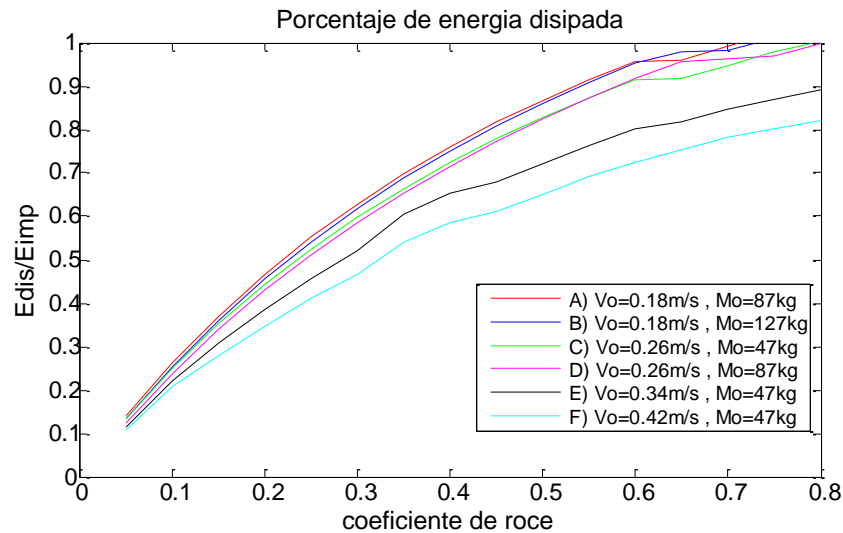
$$E_c = \frac{1}{2} \cdot M_b \cdot \dot{u}_b^2 \quad (16)$$

Considerando conservación de la energía durante la caída por el plano inclinado, partiendo con velocidad nula y altura de caída  $h$ , se tiene

$$E_p = M_b \cdot g \cdot h = E_c = \frac{1}{2} \cdot M_b \cdot \dot{u}_b^2 \quad (17)$$

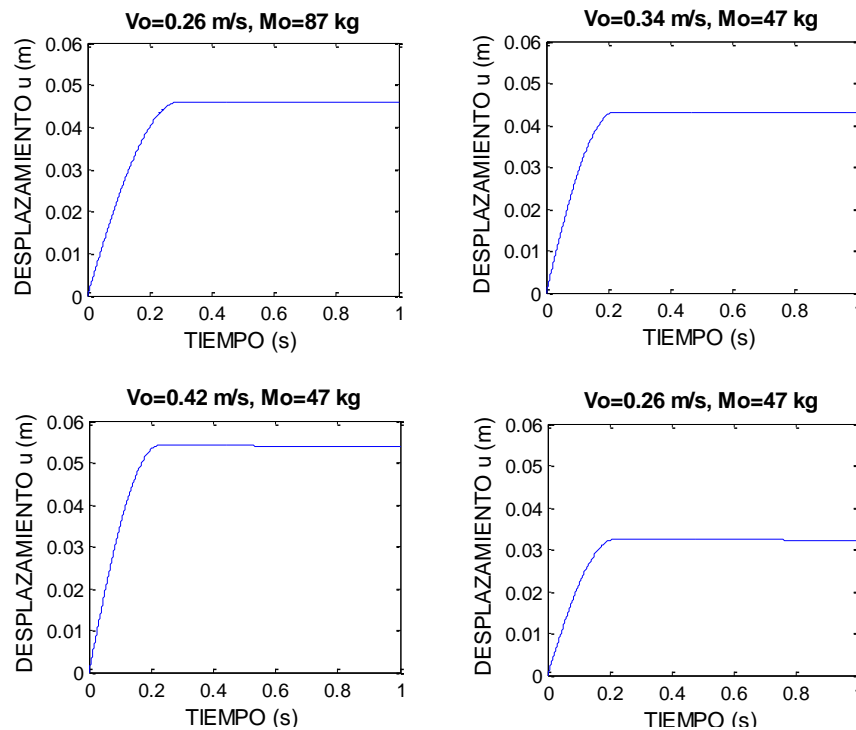
De las Ecs. (16) y (17) se puede determinar la velocidad de impacto del carro y la energía cinética del mismo en función de la altura de caída.

Se determinó la energía disipada por el amortiguador por medio de la Ec. (15) y se determinó el cociente entre ésta y la energía cinética inicial. La Figura 14 muestra el porcentaje de energía disipada en función del coeficiente de roce, velocidad de impacto y masa del carro.



**Figura 14:** Porcentaje de energía disipada para distintos coeficientes de roce, velocidad y masa de carro

El porcentaje máximo de energía disipada es virtualmente 100% en 4 casos. Las curvas que llegan a este porcentaje son la curva A), B), C) y D). Para todas las curvas el mayor porcentaje de energía disipada ocurre para el mayor coeficiente de roce. Para los casos con coeficiente de roce muy alto ( $\mu \geq 0.6$ ) es necesario hacer un análisis adicional para comprobar que el dispositivo vuelva a su posición inicial, lo que se muestra en la Figura 15.

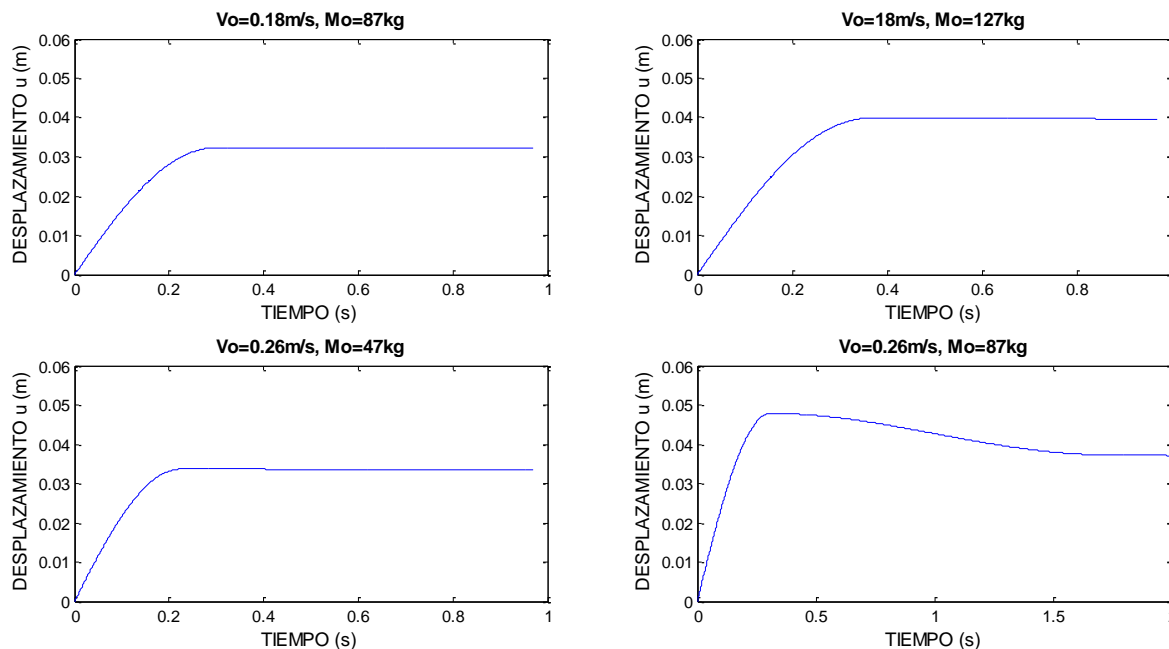


**Figura 15** Historia de desplazamiento para coeficiente de roce 0.8, para masas y velocidades de impacto seleccionadas

La Figura 15 muestra la historia de desplazamiento para el mayor porcentaje de energía disipada en las curvas C), D), E) y F). El punto que genera mayor porcentaje de disipación para cada una de estas curvas en la Figura 14 corresponde al coeficiente de roce 0.8. Se realizó el análisis de los 4

casos en la Figura 15 donde se muestra que en todas las combinaciones de las variables el desplazamiento aumenta a medida que corre el tiempo y luego se detiene con muy poca capacidad de recuperación. Esto quiere decir que el dispositivo se deforma y comprime el resorte pero no vuelve a su posición inicial por lo que no cumple con la condición de ser un dispositivo autocentrante. Por esto no se recomienda considerar ninguno de estos casos en los ensayos de laboratorio.

En la Figura 14 se observa que las curvas con mayor porcentaje de energía disipada sobre un coeficiente de roce de 0.55 son las correspondientes a velocidad de carro  $0.18 \text{ m/s}$  con masas de 87 y 127 kg, y velocidad de  $0.26 \text{ m/s}$  con masas de 47 y 87kg. Por lo tanto, sólo se recomienda considerar esos cuatro casos como candidatos para análisis experimental con coeficiente de roce 0.8.



**Figura 16** Desplazamiento para coeficiente de roce 0.7, para distintas masas y velocidades de impacto.

La Figura 16 muestra la historia de desplazamiento para la velocidad de carro de  $0.18 \text{ m/s}$  y  $0.26 \text{ m/s}$ , con un coeficiente de roce de 0.7 y distintas masas, casos A), B), C) y D) de la Figura 14. Se puede ver que para los 2 casos en que la velocidad es  $0.18 \text{ m/s}$  y el caso que la velocidad  $0.26 \text{ m/s}$  con masa de 47 kg la curva llega a su máximo desplazamiento y se mantiene casi constante. Esto implica que en estos casos el dispositivo no vuelve a su posición original por lo que se descartan de los ensayos en el laboratorio. Con velocidad  $0.26 \text{ m/s}$  y peso de 87 kg se alcanzan mayores desplazamientos, los que producen que el dispositivo tienda a volver a su posición original con una pendiente suave hasta que se detiene manteniendo la deformación 3.7 cm. Por ende, no se recomienda considerar estos casos para los ensayos en laboratorio ya que no cumple con la condición de ser autocentrante.

La Figura 22 muestra los desplazamientos para un coeficiente de roce 0.6. Los casos que generan que el dispositivo vuelva a la posición inicial corresponden a velocidades de  $0.18 \text{ m/s}$  y  $0.26 \text{ m/s}$  con una masa de 127 kg y 87 kg respectivamente. Estos dos casos al cumplir con todas las condiciones y ser los que tienen una mayor disipación de energía son los mejores candidatos para los ensayos de laboratorio.

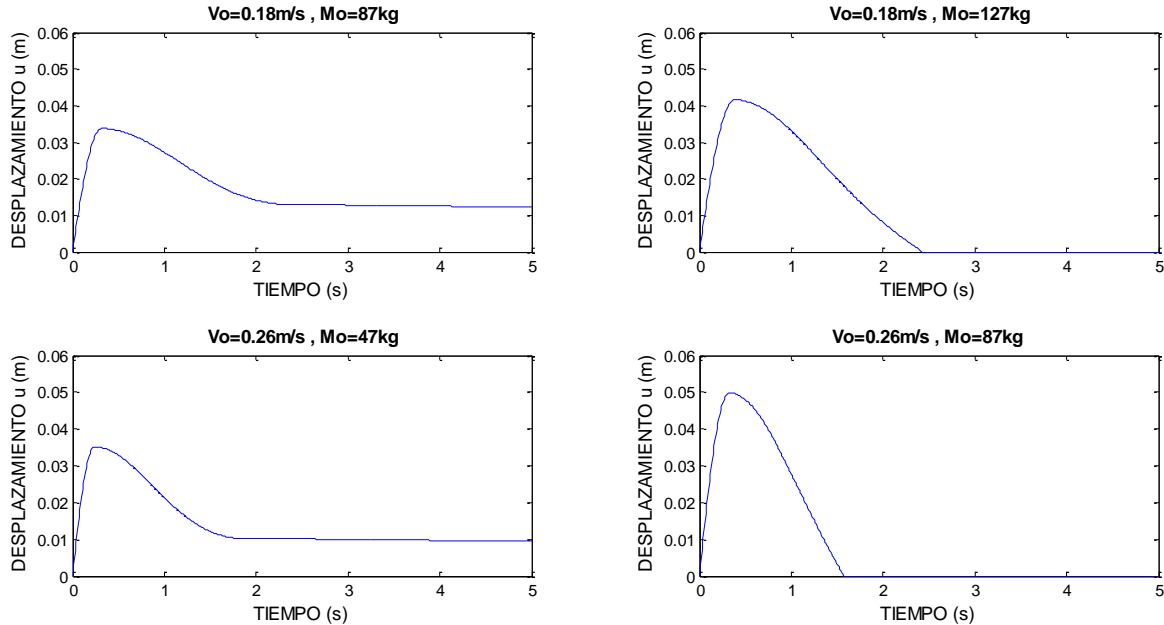


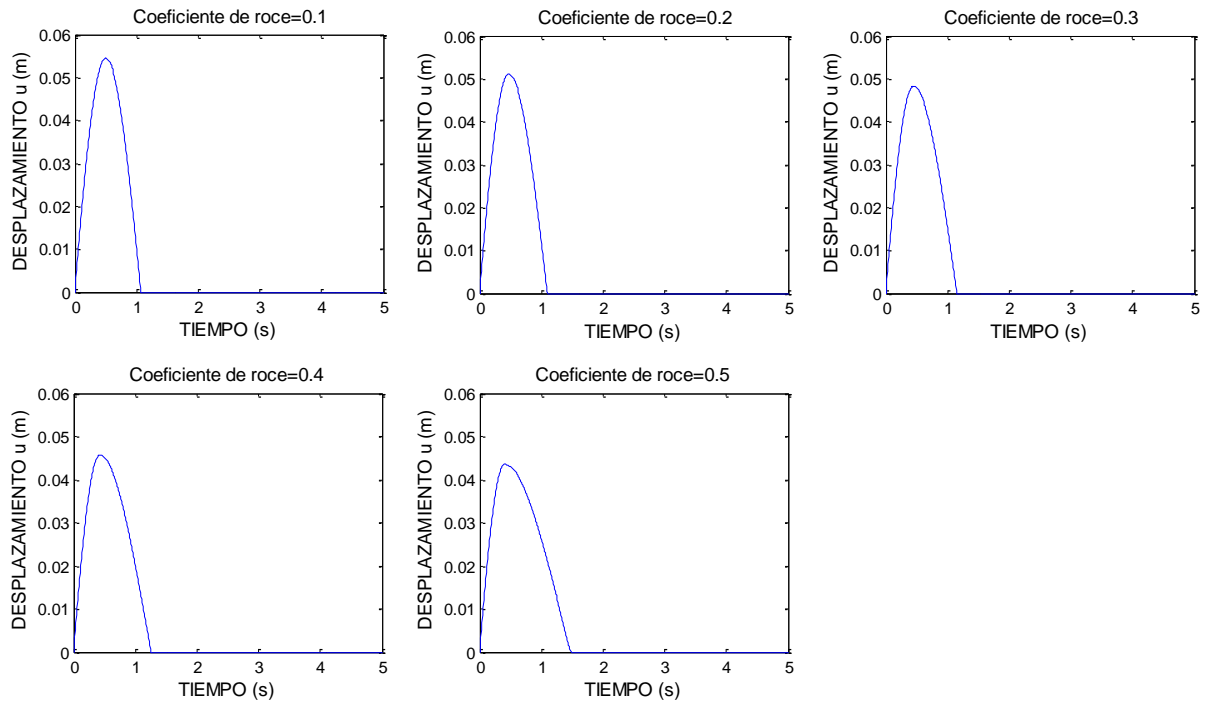
Figura 17 Desplazamiento para coeficiente de roce 0.6, para distintas masas y velocidades de impacto

El roce generado entre las placas de acero es variable entre cada ensayo, por esto se definieron los parámetros variables para distintos coeficientes de roce. Estos parámetros deben cumplir con la condición que con cada coeficiente de roce se genere el mayor porcentaje de energía disipada posible, además de que el dispositivo sea autocentrante. De la Figura 14 se seleccionan los siguientes valores para los parámetros variables:

**Tabla 2:** Selección de variables para ensayos experimentales de acuerdo a criterio de energía

Coeficiente de roce	Velocidad carro $m/s$	Masa carro $kg$	$E_{dis}/E_c$
0.1	0.18	87	26.2%
0.2	0.18	87	46.6%
0.3	0.18	87	62.9%
0.4	0.18	87	75.9%
0.5	0.18	87	86.76%

La Figura 18 muestra desplazamiento vs tiempo seleccionando los parámetros variables de la Tabla 2. En todos los casos se alcanza un desplazamiento mayor al 58% del máximo permitido y este vuelve a 0 lo que implica que el dispositivo vuelve a la posición original cumpliendo con ser autocentrante. Así la Tabla 3 muestra los ensayos ideales a representar en el laboratorio y la Tabla 4 muestra el rango en el que los parámetros variables permiten que se cumpla con las cuatro premisas.



**Figura 18** Historia de desplazamiento con distintos coeficientes de roce para casos a reproducir en laboratorio

**Tabla 3** Selección de variables para ensayos experimentales considerando todos los criterios

Coeficiente de roce	Velocidad carro $m/s$	Masa carro $kg$	$E_{dis}/E_c$
0.6	0.18	127	95.6 %
0.6	0.26	87	95.35%
0.1	0.18	87	26.2%
0.2	0.18	87	46.6%
0.3	0.18	87	62.9%
0.4	0.18	87	75.9%
0.5	0.18	87	86.76%

Tabla 4 Rango en el que los parámetros variables cumplen las premisas fundamentales

Masa\Velocidad	0.1 m/s	0.18 m/s	0.26 m/s	0.34 m/s	0.42 m/s	0.50 m/s
47kg	Ninguno	Ninguno	Todos	$\mu \geq 0.15$	$\mu \geq 0.55$	Ninguno
87kg	Ninguno	Todos	$\mu \geq 0.25$	Ninguno	Ninguno	Ninguno
127kg	Ninguno	Todos	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Ninguno

## DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

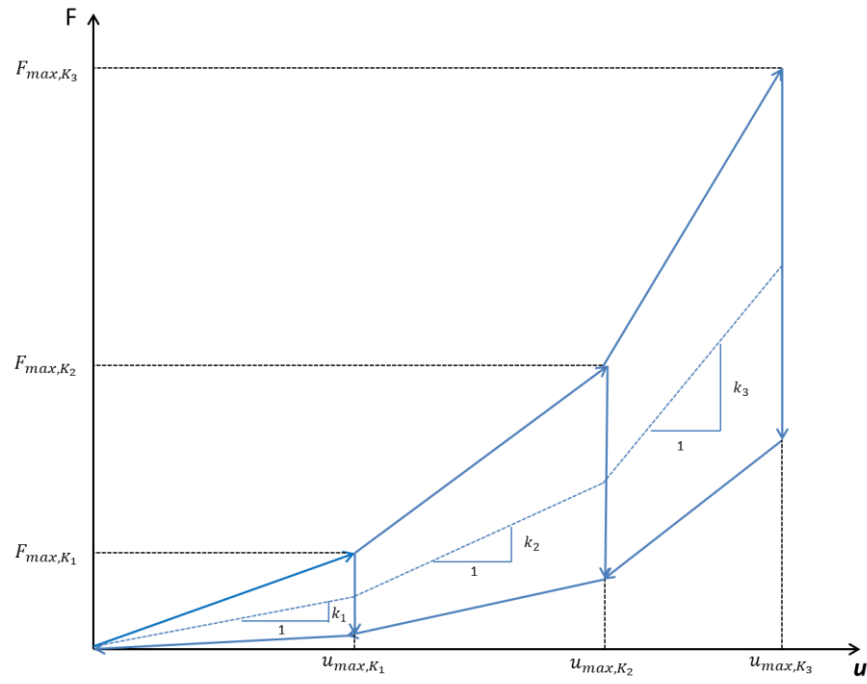
El análisis del modelo matemático propuesto del disipador de energía para cargas de impacto presenta el comportamiento esperado para los desplazamientos y su velocidad. Se obtiene el rango en el que los parámetros variables generan el comportamiento adecuado del sistema cumpliendo las cuatro condiciones. Se propone dos casos ideales para la realización de ensayos además de un caso ideal para cada coeficiente de roce.

Los coeficientes de roce más altos analizados (0.7-0.8), no permiten que el dispositivo sea autocentrante lo que se da cuando  $K_d^0 \geq 0$  (Figura 3). Para trabajar con estos coeficientes de roce

hay que cumplir con la condición  $\mu \leq \frac{1}{4} \sqrt{\left(\frac{L}{H}\right)^2 - 1}$

Los mayores porcentajes de energía disipada, independiente del coeficiente roce se generan para las menores velocidades de impacto y masas de carro.

De los resultados del modelo matemático predictor del comportamiento del disipador de energía para cargas de impacto se obtienen rangos en los cuales no se cumple con las 4 condiciones fundamentales. Para que el disipador de energía cumpla con su función y sea factible la construcción y utilización de este como defensa portuaria, debe cumplir al menos con las premisas fundamentales (2), (3) y (4). Para cumplir con lo anterior en todos los casos de un buque en atraque independiente su masa y velocidad de atraque, se propone que el elemento elástico en el disipador de energía tenga rigideces múltiples donde  $K_1 < K_2 < K_3 < \dots < K_n$ . De esta forma el sistema masa-amortiguador tendría la capacidad de disipar la energía necesaria para las distintas fuerzas generadas por los buques como se muestra en el ciclo de histéresis en la Figura 19.



**Figura 19** Ciclo de histéresis para disipador de energía con rigidez múltiple

**Bibliografía**

Kuhn, E., & Balan, C. (1997). Experimental procedure for the evaluation of the friction energy of lubricating greases.

Bowden, F. P., & Tabor, D. (2001). *The friction and lubrication of solids* (Vol. 1). Oxford university press.

Farrar, C. R., & Worden, K. (2007). An introduction to structural health monitoring. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*,

Serway, R. A., Vuille C. (2012). *Collegue Physique ninth Edition*.

Smith, J. A., Siegel, J. H., & Siddiqi, S. Q. (2005). Spine and spinal cord injury in motor vehicle crashes: a function of change in velocity and energy dissipation on impact with respect to the direction of crash. *Journal of Trauma and Acute Care Surgery*.

Del Rio Weisser P. (2005), El Sistema portuario de Chile

Martinez E. (2013). *Calculo de resortes helicoidales de compresión*, Universidad politécnica de Cartagena

Chopra, A. K. (2007). Dynamics of structures: Theory and applications.

Arze P. Director de proyecto (2013), *Guía para el diseño, construcción, operación y conservación de obras marítimas y costeras*

Prosertek, [www.prosertek.com/es/equipamiento-portuario/defensas](http://www.prosertek.com/es/equipamiento-portuario/defensas)

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.

Antolloni, G., Carbonari, S., Gara, F., Lorenzoni, C., & Mancinelli, A. (2016). Simple Physical Models to Simulate the Behavior of Buckling-Type Marine Fenders. *Journal of Waterway, Port, Coastal, and Ocean Engineering*,