

# Rediseño óptimo de una suspensión basado en un modelo dinámico no lineal.

Carlos A. Duchanoy<sup>1</sup>, Marco A. Moreno-Armendáriz<sup>1</sup>, Carlos A. Cruz-Villar<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Centro de Investigación en Computación  
Instituto Politécnico Nacional

Av. Juan de Dios Bátiz s/n, México D.F. 07738

<sup>2</sup>Sección de Mecatrónica, CINVESTAV  
Av. Instituto Politécnico Nacional 2508,  
Apdo Postal 14740, México D.F., México

**Resumen**—Típicamente en la literatura, el amortiguador se optimiza únicamente modificando los coeficientes de rigidez y amortiguamiento; sin embargo en este enfoque no se obtiene el diseño físico del amortiguador. En este trabajo se propone una nueva forma de realizar el rediseño de un amortiguador por medio de optimización dinámica. Durante este proceso se consideran las interacciones dinámicas no lineales existentes entre el amortiguador y los otros elementos del sistema de suspensión. Así, partiendo de un conjunto de variables físicas que incluyen el diámetro de la hélice del resorte, el diámetro del alambre del resorte, las características físicas del aceite y los diámetros del orificio de purga, entre otros; se obtiene como resultado un conjunto de planos de construcción de las distintas configuraciones del amortiguador obtenidas por el proceso de optimización dinámica.

**Palabras clave:** Optimización multiobjetivo, Algoritmos evolutivos, Suspensión automotriz, Rediseño concurrente

## I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad el diseño de sistemas ingenieriles desde cero se ha convertido en algo impráctico, ya que los nuevos diseños son típicamente modificaciones a diseños previamente realizados (Daube *et al.*, 1989). Esto se conoce como rediseño y se ha vuelto cada vez más importante conforme la escala y complejidad de los sistemas ha aumentado (Siddiqi y de Weck, 2008). El objetivo del rediseño es modificar un mecanismo para obtener un comportamiento óptimo con la menor cantidad de cambios posibles. Esto se debe a que modificar un mecanismo físico es altamente costoso por esta razón se busca que los cambios sean mínimos.

La metodología convencional consiste en diseñar o rediseñar cada elemento por separado. Sin embargo, en sistemas complejos el diseño o rediseño de un elemento no debe ser realizado sin considerar las relaciones existentes con el resto del sistema. Tomando esto en cuenta se puede decir que la optimización de un elemento no debe ser realizada sin considerar las intrincadas relaciones entre los diferentes elementos del sistema.

Para solucionar este problema, se han propuesto algunas metodologías para realizar la optimización de un sistema completo, este es el caso del diseño concurrente, que considera el sistema completo durante el diseño. En (Finger, 1990) se presenta una metodología de diseño concurrente para sistemas mecánicos. Esta metodología utiliza un diseño por computadora que permite considerar las interacciones del sistema y los compromisos existentes entre los diferentes requisitos al mismo tiempo.

El enfoque de diseño concurrente es aplicado al rediseño de sistemas mecatrónicos en (Allison, 2013). En este Allison plantea formalmente una metodología de diseño concurrente en la cual sólo se permite una limitada modificación del sistema, a esta metodología se le denominó co-diseño limitado de una planta y produce diseños óptimos de sistemas con un costo mínimo, satisfaciendo los requerimientos del sistema rediseñado.

En el caso de estudio del diseño de suspensiones pasivas, el problema de plantear un modelo adecuado, para la optimización se centra en dos puntos principales, por un lado representar adecuadamente la dinámica del sistema de suspensión; por otra parte representar adecuadamente los elementos que se diseñan. En la literatura se ha abordado este problema de diferentes maneras. En sus trabajos (Naudé y Snyman, 2003a) y (Naudé y Snyman, 2003b) Naudé optimiza la suspensión de un vehículo militar de tres ejes con seis llantas y suspensión independiente en cada llanta, usando un modelo simplificado de la suspensión. En (Shirgaon, 1999) y (Goga y Klúčik, 2012) se realiza la optimización de la suspensión usando un modelo lineal de medio carro. Otro ejemplo se presenta en (Shirahatt *et al.*, 2008) donde se realiza la optimización de la suspensión usando un modelo de carro completo. Todos los artículos previamente mencionados tienen en común el hecho de que optimizan un sistema de suspensión por medio de la variación de las constantes de rigidez y de amortiguamiento de cada uno de los correspondientes amortiguadores. Sin embargo, esta metodología no produce un diseño final del amortiguador, como resultado sólo indica las características

que debe tener el amortiguador óptimo, esto implica que los valores obtenidos no necesariamente son viables para la implementación física, además de que no es claro que elementos físicos del amortiguador se deben modificar para obtener estas constantes.

El sistema de suspensión tiene dos funciones principales: La primera es garantizar la seguridad de los pasajeros durante el trayecto y la segunda es mejorar el confort de los pasajeros en medida de lo posible. Para el caso particular del vehículo a escala HPI 5SC (Hpiracing, 2012) se busca mejorar ambos objetivos con un costo mínimo, para lograr esto se propone modificar el comportamiento de la suspensión rediseñando únicamente el amortiguador. Por esta razón se conserva la geometría original de la suspensión y la mayor parte del amortiguador. El amortiguador presenta una configuración de resorte sobre tubo, esto significa que el resorte rodea al amortiguador y comparten el mismo eje. Utiliza un sencillo amortiguador hidráulico mono-tubo, el cual se encuentra conformado por un pistón que divide al tubo en dos cámaras, la cámara de extensión y la cámara de compresión, ambas cámaras se encuentran llenas completamente con aceite mineral o sintético. El pistón del amortiguador tiene varios orificios que permiten el flujo del aceite a través de las cámaras. El pistón está conectado a la varilla que atraviesa la cámara de rebote y sale por el extremo superior del tubo. El amortiguador se sujeta al vehículo a través dos ojales. En la Figura 1 se muestra el amortiguador.

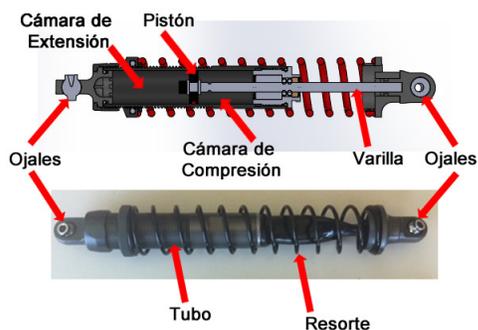


Figura 1: Elemento de diseño y sus componentes.

El rediseño se logra modificando únicamente tres elementos del amortiguador: el resorte, el disco del pistón, y el aceite con el cual se rellena el amortiguador. Para lograr esto es necesario considerar un modelo detallado de la suspensión en el cual se considere la geometría y limitantes de movimiento del sistema así como un modelo paramétrico del amortiguador el cual cambie la respuesta del mismo al variar los parámetros de diseño.

La optimización se realiza por medio de un algoritmo de colonia artificial de abejas multiobjetivo modificado (MOABCM). Este se encuentra basado en el algoritmo original de colonia artificial de abejas multiobjetivo (MOABC) propuesto en (Akbari *et al.*, 2011). El

MOABC fue modificado con el fin de reducir el número de evaluaciones necesarias mediante la adición de un módulo de memoria, que almacena los valores de aptitud de cada fuente de alimento, evitando evaluar una fuente de alimento dos veces. Como resultado esta metodología entrega los planos de construcción listos para que el amortiguador pueda ser manufacturado.

El artículo se organiza de la siguiente manera: En la sección II se presenta el modelo detallado de la suspensión y amortiguador, el problema de optimización se plantea en la sección III. En la sección IV se presenta el algoritmo de optimización, Se plantean los experimentos y resultados en la sección V. Al final del artículo se describe la nomenclatura usada en la sección VII.

## II. MODELO DETALLADO DEL CUARTO DE CARRO Y DEL AMORTIGUADOR

En este artículo se rediseña un amortiguador para el vehículo todo terreno HPI 5SC. Se seleccionó este vehículo ya que es un modelo a escala  $\frac{1}{5}$  detallado que contiene los mismos elementos que un vehículo de escala normal. En la Figura 2 se muestra un cuarto de carro del vehículo seleccionado. El vehículo fue modelado usando la herramienta de dibujo asistido por computadora (CAD) SolidWorks <sup>®</sup>. El modelo CAD es usado para obtener medidas precisas de las distancias y de la geometría del vehículo requerida para la realización del modelo matemático. El cuarto de carro se conforma por la masa suspendida y la masa no suspendida vinculadas por el sistema de suspensión. La suspensión que se presenta es un sistema de doble brazo con el amortiguador anclado al brazo inferior. El modelo que se presenta esta basado en un modelo de carro completo detallado previamente realizado por nuestro grupo en (Duchanoy, 2012).



(a) Modelo CAD. (b) Vehículo Físico.

Figura 2: Cuarto de carro del vehículo.

### II-A. Geometría de la suspensión

Para el modelado del cuarto de carro se realizó el cálculo de la geometría por medio de mediciones del software SolidWorks <sup>®</sup>. Las mediciones de los ángulos se realizan en función de la altura de la masa suspendida y de la masa no suspendida, estas se presentan en las ecuaciones (1) a (3) donde los ángulos se encuentran en grados.

$$\alpha = 90 - \arcsin\left(\frac{(z_c + y_c) - (z_t + y_t) - 52,72}{129,80}\right) \quad (1)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{(z_c + y_c) - (z_t + y_t) - 62,56}{113,75}\right) \quad (2)$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{(z_c + y_c) - (z_t + y_t)}{183,32} + \frac{\cos(\alpha + 90)}{6,9637} - \frac{\sin(\alpha - 90)}{6,5104}\right) - \alpha + 90 + 0,3839 \quad (3)$$

### II-B. Análisis de fuerzas en el brazo inferior

Para la suspensión, el brazo inferior se considera un elemento crucial ya que es el punto de anclaje del amortiguador. Por esta razón es necesario analizar cómo se comportan las fuerzas en el brazo inferior, para esto se realiza la sumatoria de momentos en el brazo inferior considerando como punto de rotación el punto de sujeción del brazo al chasis. La suma de momentos se presenta en las ecuaciones (4) y (5).

$$\sum M = M_w g \sin(\alpha) d_c + F_d \sin(\delta) d_d - F_{iw} d_{iw} - T_{fr} \quad (4)$$

$$T_{fr} = \mu_r (F_d \cos(\delta) + M_w g \cos(\alpha)) \frac{d}{2} \quad (5)$$

### II-C. Análisis de cuerpo libre en las masas

Ahora se estudia la masa no suspendida y la masa suspendida por medio de un análisis de cuerpo libre. Primero, la masa no suspendida interactúa con la fuerza del terreno que es atenuada por la llanta. Para contrarrestar esta fuerza se encuentra la fuerza del amortiguador que se transmite a través del brazo inferior de la suspensión. El brazo superior de la suspensión aplica la fuerza necesaria para mantener la llanta horizontal. El diagrama de cuerpo libre de la suspensión delantera se muestra en la Figura 3a y las interacciones de las fuerzas de la masa no suspendida se representan por medio de las ecuaciones (6) y (7). Por otro lado, la masa suspendida representa a la cabina la cual se encuentra aislada del terreno por medio del amortiguador. Debido a que sólo se está analizado un cuarto de carro no se consideran los ángulos de inclinación del vehículo y sólo se consideran las fuerzas en dirección  $y$ . En la Figura 3b se muestra el diagrama de cuerpo libre de la masa suspendida y la ecuación (8) representa su comportamiento.

$$\sum f_y = F_t - M_t g - F_{iw} \sin(\alpha) - F_{sw} \sin(\beta) = M_t \ddot{y}_t \quad (6)$$

$$\sum f_x = F_{iw} \cos(\alpha) - F_{sw} \cos(\beta) = 0 \quad (7)$$

$$M_c \ddot{y}_c = F_d \sin(\delta) + F_{iw} \sin(\alpha) + F_{sw} \sin(\beta) - M_c g \quad (8)$$

### II-D. Modelo de la llanta.

Con el objetivo de analizar el comportamiento de las llantas durante el trayecto se realizó un modelo detallado que considera el cambio en el área de contacto de la llanta durante el trayecto. Este modelo se basa en el realizado previamente por nuestro grupo en (Duchanoy, 2012). Este modelo se expresa en las ecuaciones (9 a 13).

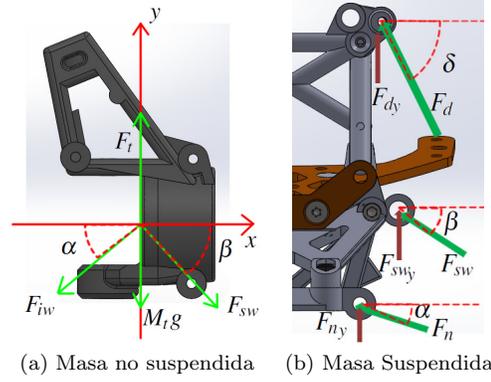


Figura 3: Diagramas de cuerpo libre de las masas

$$F_t = K_t \Delta y_t \quad (9)$$

$$\Delta y_t = q - y_t \quad (10)$$

$$A_{T_x} = 2R_t \sin(\arccos(\frac{R_t - \Delta y_t}{R_t})) \quad (11)$$

$$A_{T_y} = a_t \quad (12)$$

$$A_T = A_{T_x} * A_{T_y} \quad (13)$$

### II-E. Modelo del amortiguador

Con el objetivo de realizar el rediseño óptimo del amortiguador es necesario tener un modelo detallado que permita modelar el comportamiento del amortiguador cuando se realice la variación de los parámetros de diseño. El modelo se compone del modelado del resorte y el modelado de la hidráulica del amortiguador con los cuales se determina la rigidez y amortiguamiento del amortiguador. El cual se vincula con el modelo de cuarto de carro previamente descrito. La ecuación (14) describe la fuerza del amortiguador.

$$F_d = k(y_c - y_t) + B(\dot{y}_c - \dot{y}_t) \quad (14)$$

### II-F. Modelado del resorte

El modelo del resorte fue propuesto en (Savaresi *et al.*, 2010) de donde se obtiene la ecuación (15) que describe la rigidez del resorte. Para el rediseño del amortiguador se considera el radio de la hélice  $R$  constante ya que no se pretende modificar el exterior del tubo esto deja como variables de diseño, el diámetro del alambre  $d$ , el número de vueltas  $n$  y el módulo de cortante del material  $G$ .

$$k = \frac{Gd^4}{32R^3n} \quad (15)$$

### II-G. Hidráulica del amortiguador

El principal elemento que provee de amortiguamiento al sistema es el flujo del aceite entre las cámaras a través de los orificios de purga en el pistón. Para el rediseño del amortiguador es necesario modelar la fuerza de amortiguamiento en función de las variables de diseño.

Para esto se calcula el flujo volumétrico de aceite que pasa a través de los orificios de purga esto se determina usando la ecuación (16) que fue originalmente propuesta en (Dixon, 2007).

$$Q = A_o C_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (16)$$

El diferencial de presión  $\Delta p$  se calcula como la diferencia de presión entre ambas cámaras. El signo depende de la dirección del movimiento, la presión de la cámara que se comprime es positiva y la presión de la cámara que se extiende es negativa. La evolución de la presión de las cámaras se calcula usando la definición del módulo de compresibilidad y la definición de flujo volumétrico como se propone en (Bauchau y Liu, 2006). Esta se muestra en la ecuación (17).

$$\frac{dP}{dt} = \frac{B}{V}(Q \pm A\dot{x}) \quad (17)$$

Finalmente, la fuerza generada por el amortiguador fue propuesta en (Bauchau y Liu, 2006), esta se muestra en la ecuación (18). Para el rediseño no se quiere modificar la carcasa exterior del amortiguador por lo cual el tubo y sus respectivas cámaras se consideran de dimensiones constantes. Por lo tanto, se considera como variables durante el rediseño el módulo de compresibilidad  $B$  del aceite, su densidad  $\rho$  y el área de los orificios de purga  $A_o$ .

$$F_d = P_c A - P_r A \quad (18)$$

### III. PROBLEMA DE OPTIMIZACIÓN

El sistema de suspensión es uno de los componentes más importantes de un vehículo. Este sistema tiene dos funciones principales: La primera es aislar el cuerpo del vehículo de las perturbaciones del terreno (confort), la otra es mantener el contacto entre el camino y las llantas en todo momento (seguridad). En este trabajo el confort se mide por medio de la cantidad de desplazamiento de la cabina y la seguridad se mide por medio del área de contacto de las llantas. Por lo tanto, se consideran como objetivos de optimización los siguientes. La minimización del desplazamiento de la cabina y la maximización del área de contacto de la llanta.

Con estas consideraciones el problema de optimización se expresa como la minimización del desplazamiento de la cabina ( $C$ ) (19) y la maximización de la medida de seguridad ( $S$ ) (20) por medio de la variación del vector de diseño (21). El vector de diseño se compone por los parámetros físicos del amortiguador que se pretenden modificar durante el rediseño, para este proyecto se eligió el diámetro del resorte  $d$ , el módulo de cortante del material del resorte  $G$ , el número de vueltas activas del resorte  $n$ , la densidad del aceite  $\rho$ , el área de los orificios de purga en el pistón  $A_o$  y el módulo de compresibilidad del aceite  $B$ .

$$\min_{\phi} C = \int_0^T y_c dt \quad (19)$$

$$\max_{\phi} S = \int_0^T 2a_t R_t \sin(\arccos(\frac{R_t - \Delta y_t}{R_t})) dt \quad (20)$$

$$\phi = [A_o, d, n, G, \rho, B] \quad (21)$$

Los objetivos de las ecuaciones (19) y (20) se encuentran sujetos a las ecuaciones diferenciales y algebraicas que describen el modelo matemático estas se expresan en (1) a (18).

### IV. ALGORITMO DE COLONIA ARTIFICIAL DE ABEJAS MULTI OBJETIVO CON MEMORIA

Al usar modelos más detallados se logra representar adecuadamente al sistema de suspensión y permite realizar el rediseño del sistema modificando únicamente los parámetros del amortiguador deseados. Sin embargo, esto genera largos tiempos de simulación, lo cual es un problema para el proceso de optimización. Como solución a esto se propuso la adición de una memoria al algoritmo original de colonia artificial de abejas multiobjetivo (Akbari *et al.*, 2011). Esta memoria tiene como objetivo almacenar los valores de las evaluaciones de cada una de las fuentes de alimento con lo cual se evita evaluar dos veces la misma fuente de alimento. Como resultado de esta modificación se reducen las evaluaciones necesarias a la mitad.

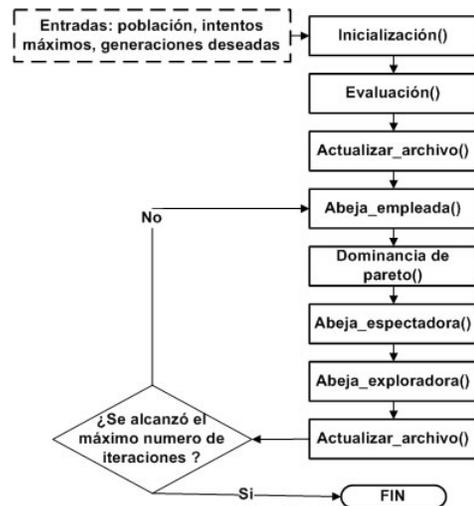


Figura 4: Esquema del algoritmo MOABC.

El MOABC es un algoritmo basado en dominancia de Pareto con un archivo externo que se utiliza para almacenar las soluciones no dominadas con una memoria que permite guardar los valores de aptitud de todas las fuentes de alimento. Este algoritmo requiere como parámetros: El tamaño de la población, número

máximo de intentos y el número máximo de iteraciones. El tamaño de la población es el número de fuentes de alimentos, y también es el número de abejas empleadas y de abejas espectadores. El número máximo de intentos indica el número de intentos para mejorar una fuente de alimento o si debe ser abandonada. El número máximo de iteraciones indica cuando el algoritmo se detendrá (condición de finalización). El esquema general del MOABCM se presenta en la figura 4.

## V. EXPERIMENTOS Y RESULTADOS

Se realizó el rediseño óptimo de la suspensión pasiva modificando únicamente parámetros de diseño del amortiguador. Con el objetivo de conservar la mayor parte del sistema como fue diseñado originalmente. La optimización se realiza usando el algoritmo MOABCM con los siguientes parámetros: Población de sesenta abejas, máximo diez intentos para mejorar una fuente de alimentación y sesenta generaciones. Con estas condiciones el algoritmo encontró 12 posibles soluciones que se expresan en la tabla I. Los datos que se muestran en esta tabla corresponden a los valores de las variables de diseño para una de las soluciones que se muestran en el frente de Pareto de la figura 5 y se encuentran ordenadas del menor al mayor valor del indicador de confort. Para realizar la optimización se diseñó una pista con un tope de 5cm de altura que se usa durante la simulación, en la optimización se analiza el comportamiento del vehículo al pasar por esta irregularidad del terreno.

$C$	$S$	$A_o$	$d$	$n$	$G$	$\rho$	$B$
0.84	0.10	1.67E-05	0.0021	8.59	6753E 07	1480	218128
0.89	0.13	2.08E-05	0.00245	8.51	6554E 07	1234	303393
0.98	0.14	3.64E-05	0.00278	19.30	7097E 07	1426	255318
0.99	0.17	2.40E-05	0.00249	9.15	8262E 07	1857	166118
1.17	0.28	1.68E-05	0.00301	9.33	7089E 07	796	188637
1.20	0.30	2.83E-05	0.00359	18.83	7177E 07	1241	84955
1.30	0.34	2.58E-05	0.00332	13.41	7269E 07	1206	134758
1.44	0.42	1.73E-05	0.00433	19.33	6576E 07	1668	394900
2.50	0.48	2.12E-05	0.00351	8.05	7861E 07	1701	93577
2.28	0.62	1.68E-05	0.00449	15.46	6946E 07	1827	205100
2.60	0.63	2.33E-05	0.00370	10.87	7467E 07	1581	280951
3.82	0.68	1.98E-05	0.00487	18.42	6458E 07	1595	110953

TABLA I: Resultados de la optimización

Con el objetivo de analizar el efecto del amortiguador óptimo en la dinámica del vehículo seleccionamos dos soluciones no dominadas (1<sup>er</sup> y ultimo dato, tabla I). La primera selección es la solución que tiene el mejor indicador de confort, es decir la que presenta el menor desplazamiento de la cabina ver figura 6. La segunda selección fue la solución con un mejor indicador de seguridad, la que presenta la mayor área de contacto que a su vez tiene el peor indicador de confort el mayor desplazamiento de la cabina ver figura 7. Para comparar ambos resultados presentamos el comportamiento del área de contacto y el comportamiento del desplazamiento de la cabina.

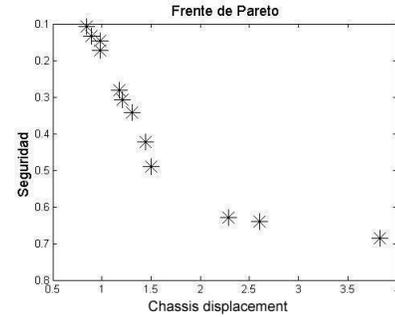


Figura 5: Frente de Pareto.

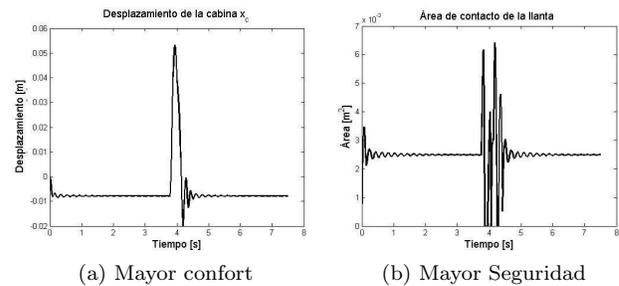


Figura 6: Resultado de la primer selección

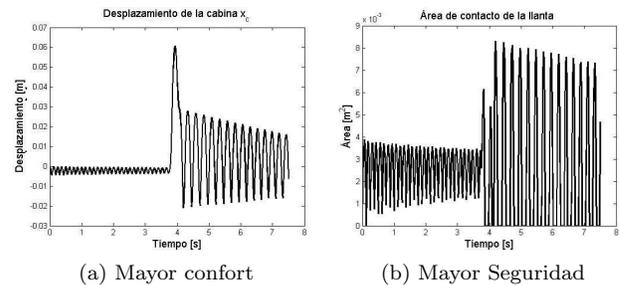
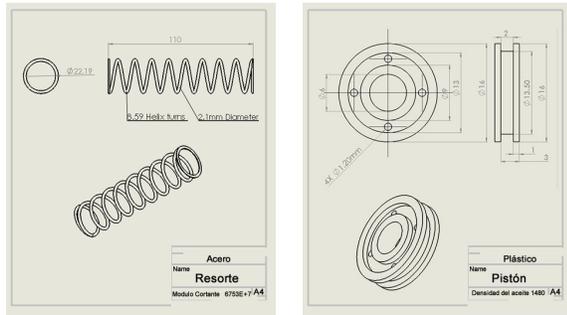


Figura 7: Resultado de la segunda selección

Se puede observar como la solución con mejor confort presenta menos cambios en el desplazamiento de la cabina que la solución con mejor seguridad, esta última continúa oscilando un mayor tiempo después de la perturbación. Por otro lado, en el caso del área de contacto, la llanta con mayor seguridad presenta una mayor área de contacto en promedio, sin embargo también se despega un mayor número de veces del suelo. Además el área de contacto de la solución más confortable se comporta constante durante un mayor tiempo. Debido a estas razones se considera que la mejor solución es la que presenta el menor desplazamiento de la cabina ver figura 6. A partir de esta solución se obtienen los planos de diseño mostrados en la figura 8 que describen los elementos del amortiguador, este debe ser usado con un aceite que presente una densidad de  $1480 \frac{kg}{m^3}$  y un módulo de compresibilidad del aceite de  $2,18 * 10^5$  Pascales.



(a) Resorte (b) Pistón

Figura 8: Planos de construcción

## VI. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

En este trabajo se presentó una metodología de rediseño que es capaz de modificar el comportamiento de la suspensión modificando una cantidad pequeña de elementos del amortiguador, que permite que se obtenga una suspensión con un mejor comportamiento sin necesidad de incrementar excesivamente el costo al rediseñar el amortiguador. Durante la optimización del sistema se mejoró el comportamiento en cuanto al confort de los pasajeros buscando garantizar la mayor área de contacto en la llanta durante todo el trayecto. Como trabajo futuro se plantea experimentar con diferentes funciones objetivo para el diseño y con diferentes algoritmos de optimización, así como realizar la construcción del amortiguador diseñado con esta metodología.

## VII. NOMENCLATURA

$C$	Desplazamiento del chasis
$S$	Área de contacto de la llanta
$R$	Radio de la hélice del resorte
$d$	Diámetro del resorte
$G$	Módulo de cortante del material del resorte
$L$	Longitud del resorte
$n$	Número de vueltas activas del resorte
$k$	Rigidez del resorte
$C_d$	Coefficiente de descarga en flujo turbulento
$A_o$	Área de los orificios de purga en el pistón
$\rho$	Densidad del aceite
$\Delta\rho$	Diferencial de presión
$P_c$	Presión de la cámara de compresión
$P_r$	Presión de la cámara de rebote
$V$	Volumen del pistón
$A$	Sección transversal de la cámara
$V_o$	Volumen inicial de la cámara
$x$	Desplazamiento de la cámara
$Q$	Flujo volumétrico
$B$	Módulo de compresibilidad
$F_d$	Fuerza del amortiguador
$\alpha$	Fuerza del amortiguador
$\beta$	Ángulo de la parte superior del brazo
$\delta$	Ángulo del amortiguador
$M_w$	Masa del brazo inferior
$F_{iw}$	Fuerza del brazo inferior
$M_r$	Coefficiente de fricción en el punto de unión
$g$	Gravedad
$d_c$	Distancia al centro de masa
$d_d$	Distancia al amortiguador
$d$	Diámetro del buje
$d_{iw}$	Longitud del brazo inferior
$F_t$	Fuerza del neumático

$F_{sw}$	Fuerza del brazo superior
$M_t$	Masa no suspendida
$y_c$	Desplazamiento de la cabina
$y_t$	Desplazamiento de la masa no suspendida
$q$	Entrada de terreno
$R_t$	Radio del neumático
$A_T$	Área de contacto del neumático
$z_c$	Altura del plano generado por las llantas al centro de masa del chasis con la suspensión completamente extendida
$z_t$	Altura del plano generado por las llantas al centro de la masa no suspendida con las llantas sin compresión

## VIII. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo del Instituto Politécnico Nacional (SIP-IPN, COFAA-IPN y PIFI-IPN) y del gobierno mexicano (SNI y CONACYT).

## REFERENCIAS

- Akbari, Reza, Ramin Hedayatzadeh, Koorush Ziarati y Bahareh Hassanizadeh (2011). A multi-objective artificial bee colony algorithm. *Swarm and Evolutionary Computation* **2**, 39–52.
- Allison, James T (2013). Engineering System Co-Design with Limited Plant Redesign. *Engineering Optimization* (ahead-of-print), 1–18.
- Bauchau, Olivier a. y Haiying Liu (2006). On the Modeling of Hydraulic Components in Rotorcraft Systems. *Journal of the American Helicopter Society* **51**(2), 175.
- Daube, Francois, Barbara Hayes-roth y Welch Road (1989). case-based mechanical redesign system. En: *Proceedings of the International Conference on Artificial Intelligence*. pp. 1402–1407.
- Dixon, John C. (2007). *The Shock Absorber Handbook*. Wiley-Professional Engineering Publishing Series. second edi ed. John Wiley & Sons, Ltd. Chichester, UK.
- Duchanoy, Carlos A (2012). *Development of an integral dynamic model with 6 subsystems of an off-road vehicle, validation and study of handling and comfort (In Spanish)*. Centro de Investigación en Computación. Instituto Politécnico Nacional (<http://iarp.cic.ipn.mx/~ocram/pdf/>).
- Finger, Susan (1990). Concurrent design. Reporte técnico . Carnegie Mellon University.Engineering Design Research Center.
- Goga, Vladimír y Marian Klúčik (2012). Optimization of Vehicle Suspension Parameters with use of Evolutionary Computation. *Procedia Engineering* **48**, 174–179.
- Hpi-racing (2012). Instruction Manual HPI 5SC SS 2012 (<http://www.hpiracing.com/>).
- Naudé, A.F. y J.A. Snyman (2003a). Optimisation of road vehicle passive suspension systems. Part 1. Optimisation algorithm and vehicle model. *Applied Mathematical Modelling* **27**(4), 249–261.
- Naudé, A.F y J.A Snyman (2003b). Optimisation of road vehicle passive suspension systems. Part 2. Qualification and case study. *Applied Mathematical Modelling* **27**(4), 263–274.
- Savaresi, Sergio M., Cristiano Poussot-Vassal, Cristiano Spelta, Oliver Sename y Luc Dugard (2010). *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Elsevier Ltd.
- Shirahatt, Anil, Pravin Panzade y M M Kulkarni (2008). Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* **30**(1), 66–76.
- Shirgaon, Gokul (1999). Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations. *Journal of Sound and Vibration* **219**(2), 193–205.
- Siddiqi, Afreen y Olivier L. de Weck (2008). Modeling Methods and Conceptual Design Principles for Reconfigurable Systems. *Journal of Mechanical Design* **130**(10), 101102.