



## PROYECTO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS<sup>1</sup>

Cantero, José<sup>2</sup>; Flores Menéndez, Manuel<sup>3</sup>; González, Facundo<sup>4</sup>; Tarnowski, Gabriel<sup>5</sup>

<sup>1</sup> Trabajo de Investigación.

<sup>2</sup> Autor; jose.modelacion@gmail.com

<sup>3</sup> Co-autor, menezde.manu@gmail.com

<sup>4</sup> Director de Proyecto, fakgonzalez@gmail.com

<sup>5</sup> Co-Director, gabriel.tarnowski@gmail.com

### RESUMEN

Este trabajo es un resumen del artículo completo que se presentará en el V CAIM 2016, aquí se realiza un análisis de desempeño de un sistema hidráulico aplicado a una máquina universal de ensayos a partir de un modelo numérico de flujo de potencia hidráulica con el fin de analizar su funcionamiento en ensayos a fatiga. Se presenta a lo largo del trabajo los análisis de respuesta en frecuencia y análisis temporal del funcionamiento de esta máquina, en función de los elementos hidráulicos y de control disponibles. Las simulaciones se realizan con un software para simulación y análisis de sistemas con dominios múltiples, donde se cuenta con herramientas de aplicaciones para las diversas ramas de la ingeniería y con dichas herramientas se pueden realizar abstracciones para modelar mediante hipótesis ingenieriles, adicionalmente se describen las variables de estado para cada modelo. La simulación con el modelo para obtener la respuesta temporal se realiza con el objeto de conocer el comportamiento del sistema ante la aplicación cargas variables en el tiempo a una probeta. La importancia de este trabajo radica en que sus resultados indican que es posible prever el máximo desempeño de una máquina para ensayos de fatiga de larga duración y determinar las condiciones límites de operación del sistema.

**Palabras Clave:** *Modelado de sistemas hidráulicos - flujo de potencia - simulación numérica ensayo de fatiga.*

### INTRODUCCIÓN

Una máquina de ensayo universal es un dispositivo utilizado para hallar características de materiales, estas se obtienen mediante diversos ensayos tales como: ensayo de tensión (tracción), de compresión y fatiga. Para los diferentes ensayos es necesario basarse en una reglamentación, por lo tanto en este artículo se utilizan las normas ASTM E399. Se cuenta con una máquina que se encuentra ensamblada en su totalidad y emplazada en un laboratorio adjunto, donde lo que se busca es analizar su funcionamiento en el dominio de la frecuencia. Por otra parte, se cuenta con datos acerca de los componentes que integran al sistema: Unidad hidráulica, actuador, servoválvula, acumulador y sistema de control. Por



consiguiente, con éstos datos de fabricantes y con cálculos se definen sub modelos en un software llamado AMESim. Este programa cuenta con una librería de elementos que se utilizan en varias ramas de la ingeniería: eléctrica, térmica, hidráulica, neumática, entre otras. Por lo tanto, el usuario realiza un modelo del sistema que pretende analizar basado en la relación de sub modelos definidos de manera gráfica pero, dentro de cada uno de ellos se encuentran las ecuaciones diferenciales que definen al funcionamiento físico del elemento.

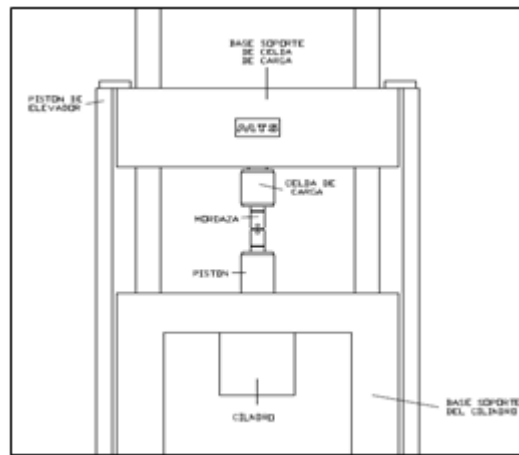


Figura 1- Máquina universal de ensayos

## METODOLOGÍA

### Probeta equivalente

Para la simulación de un elemento estructural se plantea un sub-modelo de características físicas semejantes, esto quiere decir que se utiliza un elemento definido dentro de la librería del programa en éste caso es un resorte de rigidez ajustable y se hace corresponder esa rigidez con la del material de la probeta.

### Propiedades del resorte

Con un resorte de rigidez variable (ajustable) podemos simular la curva de fuerza-elongación del material. Utilizando el siguiente esquema:

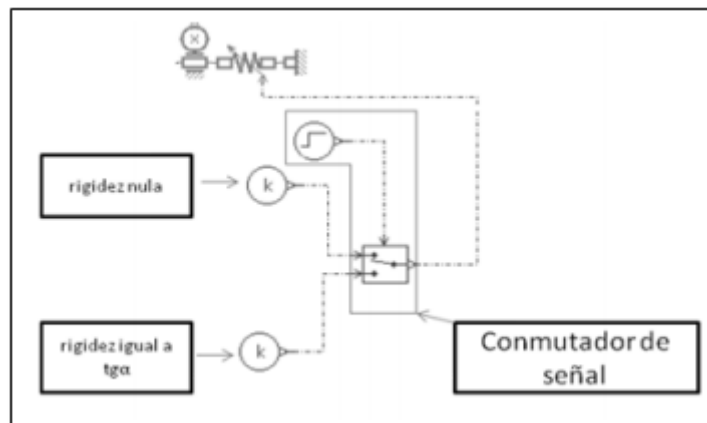


Figura 2 - Rigidez de la probeta equivalente

### Modelo del sistema

Las simulaciones se realizan por intermedio del software llamado AMESim y se deben utilizar modelos diferentes, siendo éstos los siguientes:

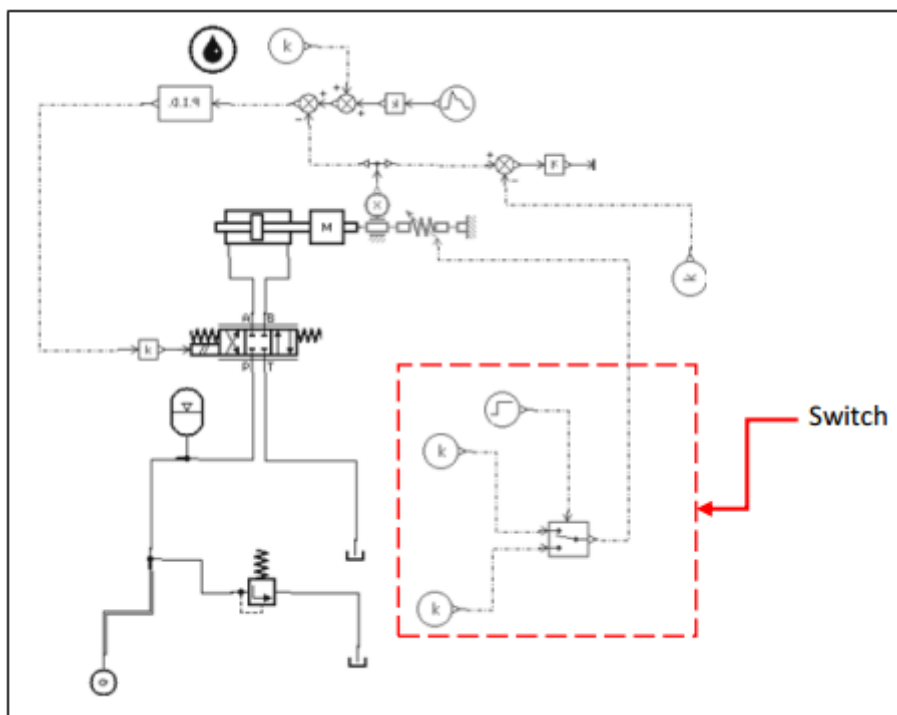


Figura 3 - Modelo para simulación estática/dinámica

En la Figura 3 se muestra un esquema del circuito hidráulico y de control con cada uno de los componentes utilizados para la simulación. Para el análisis estático, la rigidez de la probeta se la simula mediante dos constantes y un elemento de cambio (switch) controlado por una señal escalón. Mientras la salida del escalón es menor que 1 (uno), la rigidez vale 37,5kN/mm y cuando el escalón modifica su amplitud el switch cambia la rigidez de la probeta a un valor nulo para representar la ruptura (frágil en este caso) de la probeta. Por otra parte, para un análisis temporal del sistema que deja de ser un sistema estático para convertirse en un sistema dinámico, es necesario una señal de referencia sinusoidal. Para esta condición se cambian las condiciones de rigidez de la probeta, tomando un valor constante de 37,61kN/mm.



## Hipótesis de trabajo

1. En el aceite no se consideran impurezas.
2. La unidad de potencia hidráulica es modelada como una fuente de caudal constante ya que la misma tiene como dato que entrega un caudal de 2,3L/min.
3. En los acumuladores, la compresión y expansión del gas que se realiza mediante un proceso termodinámico politrópico.
4. Las etapas de la señal de entrada se definen en función de la velocidad de aplicación de carga que está reglamentada ASTM E399.
5. Se tomó la rigidez de una probeta determinada que fue ensayada con otra máquina de ensayos.
6. No se toman en cuenta las pérdidas de carga debido a los conductos hidráulicos que unen los diferentes componentes.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Análisis estático del sistema

Para analizar el sistema se utilizó el modelo de la Figura 3. Donde por medio de un set-point se definió un desplazamiento para la servo-válvula y luego se observó la respuesta del sistema.

### Respuesta estática del sistema con una rigidez de 37,61kN/mm

De manera experimental se obtuvo la rigidez de una probeta ensayada bajo las normas ASTM E399 y ésta rigidez se utiliza para las simulaciones en el ordenador. Luego se simula la rotura de la probeta con una rigidez descripta, con una carga aproximada de 15kN (impuesta por limitaciones del sistema) y a una tasa de variación de carga de 1,7kN/s.

Los primeros diez segundos del gráfico el cilindro está detenido y el acumulador es el que está siendo llenado, luego se va aplicando carga a la probeta a velocidad constante de 1,7kN/s.

Aproximadamente 9 segundos después del llenado del acumulador se produce la rotura de la probeta y esto ocasiona un transitorio en el sistema, que es atenuado por el coeficiente de fricción debido a la viscosidad del aceite y por la caída de presión nominal de la servo-válvula. Una vez que se rompe la probeta, el pistón continúa en desplazándose hasta que se detiene.

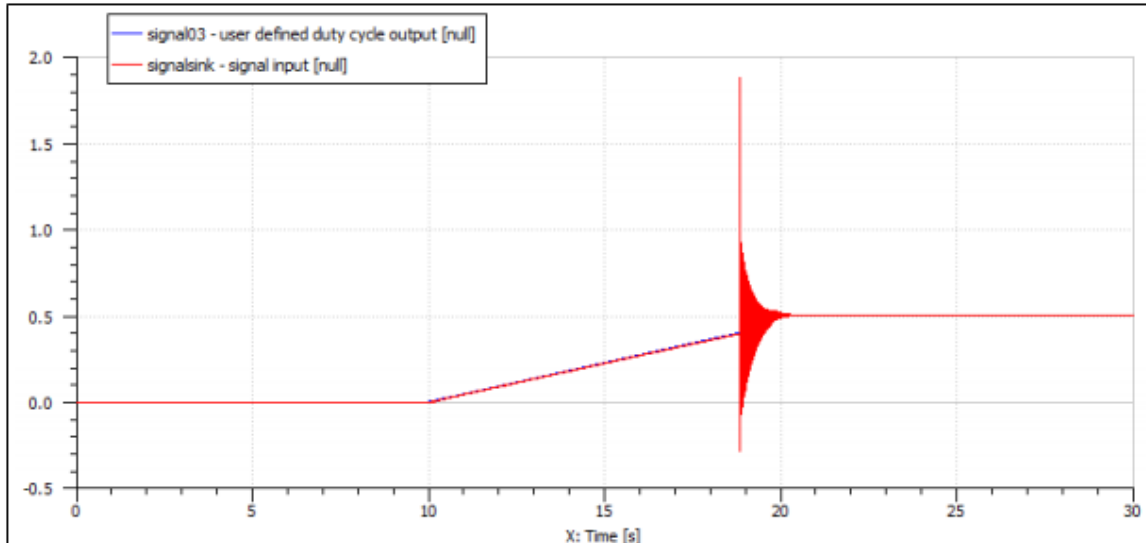


Figura 4- Respuesta estática del sistema

### Respuesta temporal del sistema.

Se utiliza una señal sinusoidal para analizar la respuesta temporal del sistema. La frecuencia de la onda en primera instancia se define en la cercanía del valor nulo para luego incrementarla en diferentes valores y así comparar que sucede. Además se debe conocer el nivel medio de la onda que es un parámetro necesario debido a que interesa conocer que sucede con un valor de amplitud máxima, ya que éste es una situación crítica de elongación de la pieza. Por lo tanto la amplitud la elongación de la probeta resulta de 0,4mm. En la Figura 5 se observa que el sistema responde de manera muy similar a la entrada, que es la señal sinusoidal pura, luego en las figuras siguientes donde las frecuencias son de 10Hz y de 50Hz, el sistema tiene dificultades para seguir a la onda de referencia debido a inconvenientes en el funcionamiento de elementos del sistema, resultando más preponderante el movimiento oscilante de la servo-válvula.

### Frecuencia de trabajo de 1Hz.

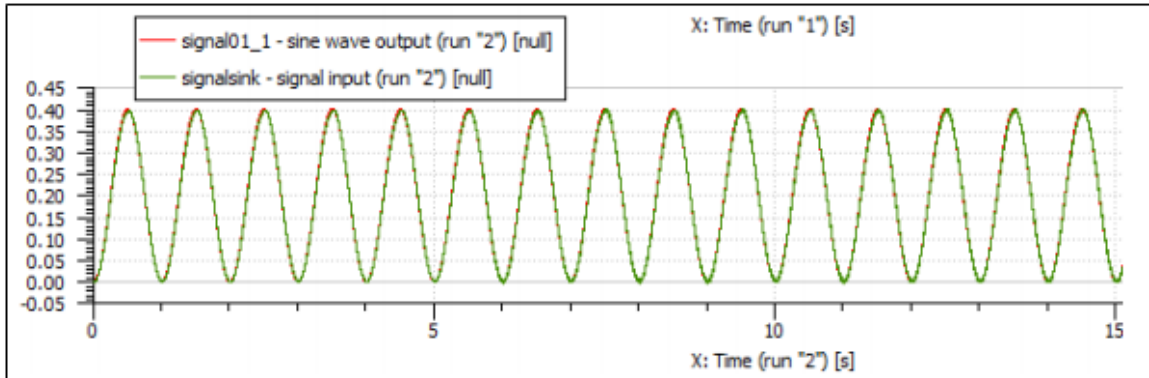


Figura 5 - Comparación de las señales E/S a frecuencia 1Hz

### Frecuencia de trabajo de 10Hz y 50Hz

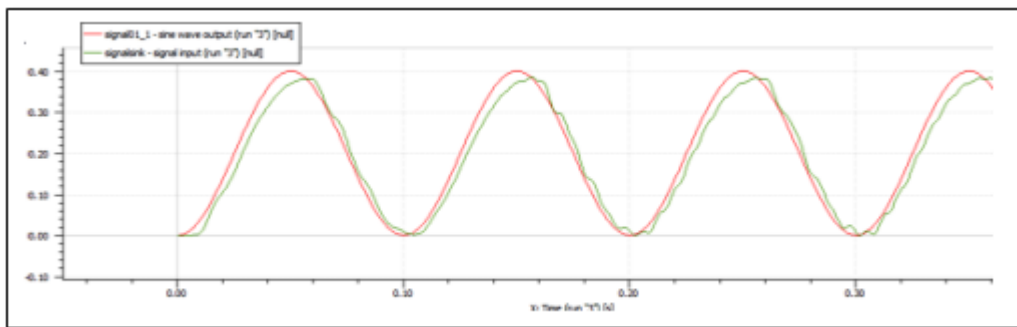


Figura 6 - Comparación de las señales E/S a frecuencia 10Hz

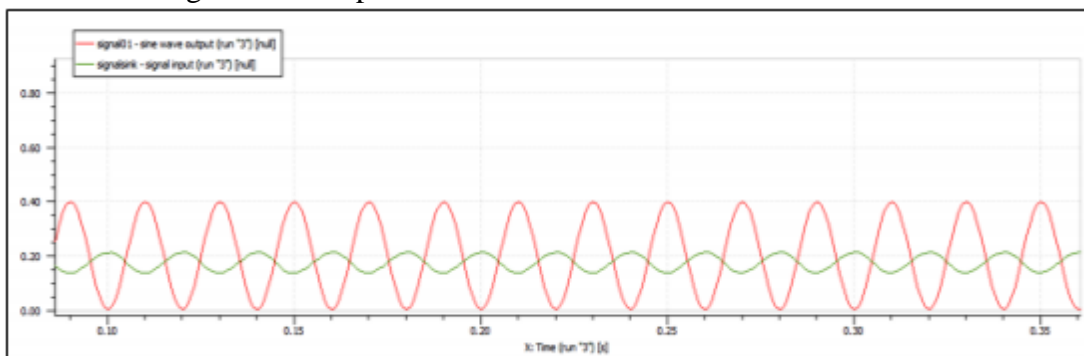


Figura7 - Comparación de señales E/S a frecuencias de 50Hz

### Conclusiones



Para frecuencias contempladas entre los 0,1Hz hasta los 30Hz el sistema tiene la capacidad de seguir a la señal de referencia pero presenta una atenuación en la respuesta que no supera al 15% del valor de referencia.

Se verificó mediante simulaciones que la máquina atiende los requerimientos necesarios para ensayos estáticos, cuya máxima carga es de 15 kN.

La banda de frecuencia desde 3Hz hasta los 30Hz tienen una atenuación de la onda derespuesta al desplazamiento provocado en la probeta debido a que el caudal disponible de bombeo no es el suficiente como para ejercer una fuerza de 15kN requeridos. Esto se puede solucionar reemplazando la fuente hidráulica por una fuente de mayor caudal. Se evaluó que con una fuente que entregue un caudal nominal de 40 l/min se podrá obtener una fuerza de aproximadamente 15kN. Otro limitador es la servo-válvula cuyo caudal nominal es de justamente 40 l/min debido a esto se evaluó para ese caudal de bombeo.

## Referencias

- [1] Irlan Von Linsingen. *Fundamentos de sistemas hidráulicos*, UFSC, Florianópolis BR, 2011
- [2] ASTM E399. *Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials*. ASTM, 1997.
- [3] Catálogo MOOG, *Electrohydraulic Valves*, MOOG Inc., Nueva York EEUU, 2013.
- [4] Federico Braun, Gonzalo Martínez. *Diseño, construcción y puesta en funcionamiento de una máquina universal de ensayos servo-hidráulica*. Laboratorio de propiedades mecánicas, Universidad Nacional del Comahue, Neuquén 2013