

Capítulo 4

Modelización del Sistema

En este capítulo se describirá el modelo que ha sido utilizado para simular el comportamiento del sistema. El modelo ha sido desarrollado con la intención de poder simular diferentes estrategias de control.

4.0 Introducción

Antes de exponer el modelo adoptado se comentarán las diferentes alternativas. En Ingeniería la simulación es un útil indispensable para trabajar con sistemas complejos. Permite abordar problemas para los cuales no hay solución matemática. También ayuda a reducir la necesidad de realizar estudios experimentales.

Siguiendo el enfoque histórico presentado por K.J. Aström (1998), se considerarán las diferentes tecnologías utilizadas en la simulación, y se aprovechará para clasificar y discutir los diferentes paquetes que podrían ser utilizados en este trabajo.

Históricamente se pueden considerar dos etapas:

- 1- Simulación analógica.
- 2- Simulación numérica.

4.1 Simulación analógica

El problema central de la simulación analógica es realizar físicamente un sistema con las mismas ecuaciones diferenciales que el sistema simulado. En un principio se utilizaron sistemas mecánicos, que fueron reemplazados posteriormente por sistemas electrónicos.

Los métodos analógicos solo pueden utilizarse con sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias (EDOs), no siendo posible su utilización con ecuaciones diferenciales algebraicas (EDAs), en las que, además de ecuaciones diferenciales, hay ecuaciones algebraicas. Esta limitación no es muy grave, pues según explica J.F.Broenink (1999), las EDAs suelen aparecer cuando se simplifica demasiado el modelo. Un ejemplo de este problema aparece cuando se elimina el acoplamiento entre un motor eléctrico y su carga.

4.2 Simulación numérica

El núcleo central de la simulación numérica es la resolución numérica de las ecuaciones diferenciales. Esencialmente los métodos desarrollados se basan en reemplazar las ecuaciones diferenciales por ecuaciones en diferencias finitas. En los años 60 se pusieron a punto los algoritmos necesarios, pero su utilización solo ha podido alcanzar los niveles actuales con la aparición de los microordenadores modernos. Obsérvese que si el sistema de ecuaciones es del tipo EDA la mayoría de los algoritmos no pueden resolverlo, aunque actualmente hay alguno bastante eficiente, [véase Hairer y Wanner (1991)].

4.2.1 Simulación analógica digital

Uno de los enfoques posibles al realizar simulaciones numéricas es emular digitalmente un computador analógico. Este camino fue iniciado por Selfridge (1955). Este enfoque dio lugar a la aparición de numerosos lenguajes de programación. En este medio se desarrolló el standard CSSL, [véase Strauss (1967)]. ACSL desarrollado por Mitchell y Gauthier (1976) es una extensión de CSSL. SIMNON fue desarrollado en la Universidad de Lund apartándose del standard CSSL, [ver Elmqvist (1975)]. Un paso más en esta dirección, solo posible con la aparición de ordenadores con buenas prestaciones gráficas, fue la realización de programas que operan con diagramas de bloques.

Hay varias aplicaciones de este tipo, como VisSim [ver Darnell y Kolk (1990)], ACSL gráfico o SIMULINK.

BDSP (Block Diagram Simulation Program) es un programa de simulación en entorno Windows que está siendo desarrollado por la Universidad de Gifu. Posee numerosas librerías que facilitan la construcción de los modelos. Este programa posee una rutina para identificar

modelos a partir de la estimación experimental de su función de transferencia. [Véase Yamada y Muto (2001)].

SIMULINK es una aplicación integrada en MATLAB. Cuando apareció en 1991 fue llamada SIMULAB, [véase Grace (1991)]. Está especialmente diseñado para trabajar con diagramas de bloques en el entorno de MATLAB. Básicamente SIMULINK transforma un diagrama de bloques en una ecuación de estado. A continuación se puede utilizar MATLAB para resolverla numéricamente o para procesarla de diferentes maneras. Así es posible obtener la función de transferencia, el diagrama de Bode, etc. Es un programa muy útil en el campo de la regulación automática. Respecto a su utilización con servosistemas oleohidráulicos, es interesante ver Noskievic (2001).

4.2.2 Simuladores específicos

Un enfoque diferente consiste en ofrecer al usuario programas con librerías de los componentes mas normales. En los primeros tiempos estos programas solo abarcaban una rama de la ingeniería. Ejemplos notables son SPICE para la simulación de sistemas eléctricos analógicos y DADS para la simulación de sistemas mecánicos. Esta aproximación ha demostrado ser muy útil y actualmente existen programas librerías que incluyen muchas ramas de la ingeniería.

Especialmente orientado hacia el campo de la oleohidráulica está HYSYS desarrollado por Mannesmann Rexroth GmbH. Esencialmente es un paquete de 4 programas para simulación no lineal de circuitos electrohidráulicos de regulación. Cada programa permite simular un tipo diferente de sistemas:

- a) HYVOS : accionamientos lineales comandados por válvulas,
- b) HYDRA : accionamientos rotativos comandados por válvulas,
- c) HYSTA : accionamientos hidrostáticos,
- d) HYSEK : accionamientos con regulación secundaria.

Según Murrenhoff (1998) su principal ventaja es su notable facilidad para desarrollar modelos, siempre que se puedan encuadrar dentro de uno de los 4 programas existentes. También queda limitado al catálogo de componentes de la marca Rexroth.

4.2.2.1 Simuladores multidisciplinares

Los simuladores específicos pueden ser muy útiles en su campo de aplicación, pero también son necesarios simuladores que permitan combinar subsistemas realizados con tecnologías diferentes.

Como ejemplo de esta línea está el programa ITI[®]-SIM de ITI GmbH, [véase Klein y Grätz (2001)]. Es un paquete de simulación que soporta numerosas áreas de aplicación : hidráulica, neumática, mecánica, eléctrica y elementos de control. Este programa permite definir los modelos de diferentes maneras para facilitar su utilización. Así es posible utilizar esquemas hidráulicos o esquemas mecánicos o diagrama de bloques. Incluye numerosos componentes en sus librerías y la posibilidad de definir nuevos componentes. Esta capacidad llega al extremo de poder utilizar ficheros DLL para describir un componente. Estos programas pueden ser generados utilizando cualquier compilador (Microsoft C++, o incluso MATLAB/SIMULINK).

4.2.3 Simulación física

La línea mas actual es el modelado físico. La idea central es dividir el sistema en una jerarquía de subsistemas y considerar el comportamiento en los nodos de conexión. Estos subsistemas pueden tener numerosos niveles. En el nivel mas bajo representan elementos básicos que se agrupan para formar un subsistema de nivel superior. Estos subsistemas pueden agruparse para formar otros y así sucesivamente hasta completar el modelo.

Según J.F. Broeninink (1999), se han de cumplir dos condiciones para garantizar que los submodelos son encapsulables:

1- Los puertos de conexión entre submodelos están definidos como pares de variables. La utilización de pares de variables conjugadas en potencia hace que las conexiones sean físicas. Ejemplos : par y velocidad angular, presión y caudal.

2- Los submodelos han de estar escritos en estilo declarativo, es decir, estableciendo relaciones y no procedimientos para computar. Esta descripción también se llama *no causal*.

Los submodelos se han de describir aplicando ecuaciones de conservación, aunque también puede ser necesario describir las propiedades de los elementos utilizados. El sistema de ecuaciones del modelo se obtiene combinando las ecuaciones de los submodelos y de los puertos de conexión. Esta aproximación conduce muy fácilmente a la obtención de EDAs a no ser que se vigile especialmente. Antaño era un inconveniente grave, pero actualmente los algoritmos de resolución son casi tan buenos como los de las EDOs.

Como ejemplos de programas basados en este tipo de modelos tenemos por un lado los que utilizan Bond Graph y los que están basados en el standard Modelica.

Dymola (Dynamic Modeling Language) fue desarrollado inicialmente por Elmqvist (1978). Actualmente utiliza el lenguaje Modelica y soporta muchos dominios, como pueden ser circuitos eléctricos, sistemas mecánicos, sistemas termodinámicos, sistemas químicos, sistemas de control, etc. Ofrece librerías para todos los dominios tecnológicos en los que es aplicable. Los submodelos y sus conexiones están representados por iconos que facilitan mucho la comprensión del sistema.

Una de las grandes ventajas que ofrece Bond Graph [ver Karnopp y Rosenberg (1968)] es la posibilidad de pasar fácilmente de un dominio a otro utilizando los elementos transformer y gyrator. Otra ventaja, es la posibilidad de modificar fácilmente el modelo de un sistema, añadiendo y/o quitando elementos. Algunos de los programas disponibles son los siguientes:

BGSP (Bond Graph Simulation Program) del Mechanical Engineering Laboratory del Ministerio de Comercio e Industria del Japón. Este programa permite generar las ecuaciones de estado a partir de un Bond Graph. Necesita un programa externo para resolver numéricamente las ecuaciones de estado.

20-SIM fue desarrollado en la universidad de Twente, Holanda. Ofrece la posibilidad de construir modelos jerárquicos utilizando diferentes lenguajes en cada elemento. Puede trabajar con Bond Graph multipuerto, con diagramas de bloques, con diagramas icónicos y con ecuaciones escritas en SIDOPS+. La introducción de los diagramas se realiza mediante un editor gráfico. El programa tiene dos partes, con la primera se introduce el modelo y se

compila, y con la segunda se realizan experimentos sobre ese modelo. Para la segunda parte el usuario tiene la posibilidad de escoger el algoritmo de integración.

Los sistemas de modelado físico tienen un inconveniente, aunque en algunos casos se puede soslayar. En principio no se pueden aplicar a sistemas con parámetros distribuidos. A pesar de todo, en algunos casos, se puede obtener una solución aproximada dividiendo el componente continuo en numerosos elementos a los que se les asignan parámetros concentrados. Esta solución tiene varias limitaciones:

- a) exige mucha memoria y velocidad de proceso al ordenador;
- b) la solución obtenida solo es válida para bajas frecuencias. Esto implica que si aparecen modos propios en la simulación, solo son aceptables los que tienen la frecuencia mas baja.

4.2.4 Elección del programa

El programa utilizado para hacer las simulaciones ha sido 20-SIM. Era inevitable utilizar un programa que soportase el modelado físico, de manera que se pudiesen separar los diferentes dominios tecnológicos en submodelos independientes. 20-SIM, como todos los programas que están basados en Bond Graph, ofrece la posibilidad de modificar fácilmente el modelo. Esta facilidad es muy útil desde el punto de vista del diseño. La utilización de 20-SIM ha sido inevitable desde el momento en que en LABSON se dispone de una licencia de este programa y ninguna de Dymola. Además en LABSON existe experiencia con los Bond Graphs desde principios de los 90.

4.3 Descripción del modelo.

El sistema experimental se puede considerar formado por tres subsistemas:

- a) viga flexible,
- b) subsistema oleohidráulico,
- c) subsistema de control.

Puede apreciarse fácilmente que cada uno de ellos necesita un estudio diferente. Así es necesario utilizar Resistencia de Materiales para modelar la viga flexible, Mecánica de

Fluidos para el sistema oleohidráulico y Regulación Automática para el sistema de control. Por ello cada subsistema ha sido modelado por separado y, al final del proceso, integrados en el modelo completo.

4.3.1 Viga flexible

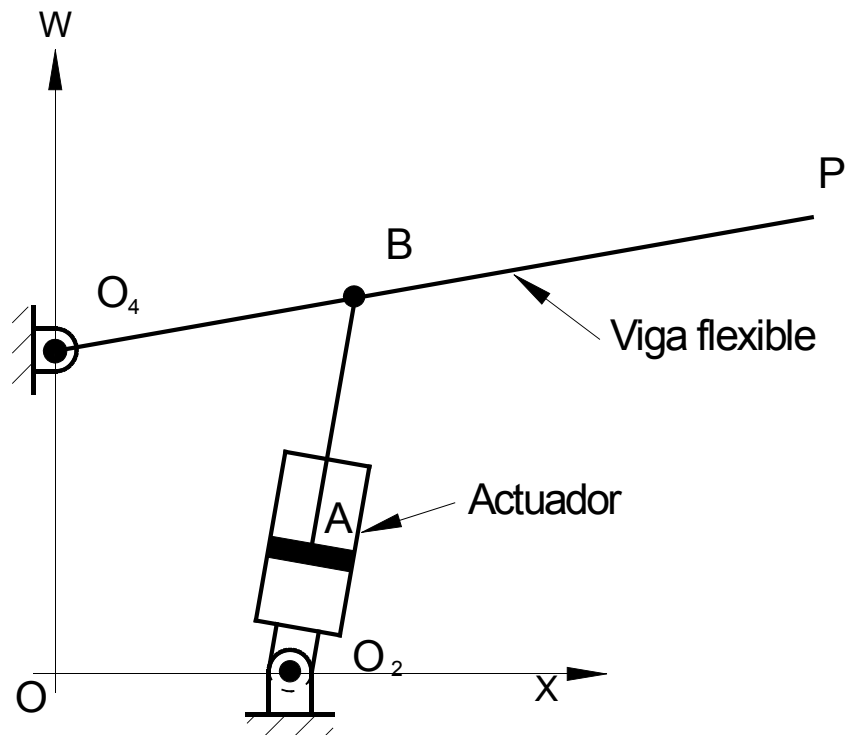


Figura 4.1 Diagrama del sistema mecánico

La viga flexible se ha modelizado dividiendo la barra en muchos nodos (80 en la mayoría de las simulaciones), siguiendo el procedimiento descrito por Karnopp (1990). Este procedimiento nodal permite modelar con Bond Graph numerosos sistemas de parámetros distribuidos. La alternativa, es realizar el modelo utilizando un procedimiento modal, lo cual exigiría conocer ya las frecuencias propias de la barra. Este conocimiento requeriría aplicar técnicas de identificación del sistema por vía experimental o una simulación mediante elementos finitos. Además, no es seguro que se pueda “separar” la viga flexible del sistema sin alterar las frecuencias propias.

En el modelo (Fig. 4.2) se ha previsto que todos los nodos sean iguales. Cada uno de ellos contiene un elemento inercial (que representa la masa inercial de la parte de barra correspondiente) y un elemento capacitivo (que caracteriza el comportamiento a flexión de la parte de viga correspondiente). Estos elementos están conectados mediante un transformer, que permite la conexión entre las fuerzas verticales de inercia y los momentos flectores; en la figura la relación de transformación utilizada es el inverso de la longitud del nodo:

$$TF = \frac{1}{x} \quad (4.1)$$

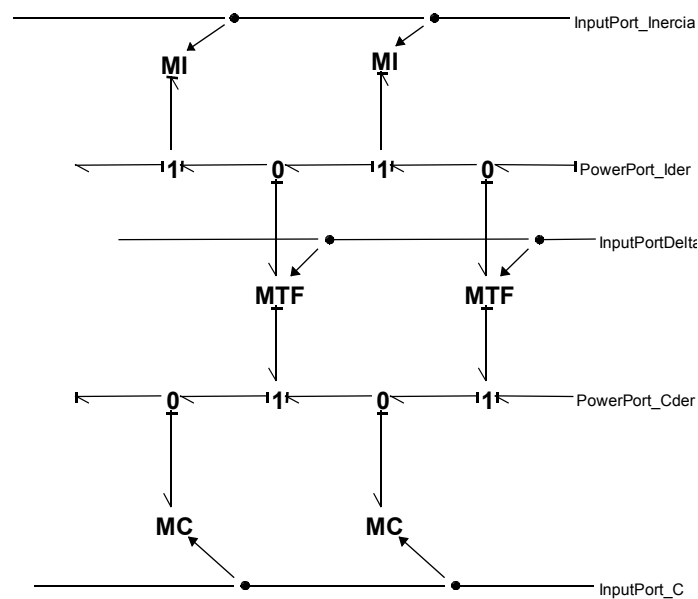


Figura 4.2 Modelo Viga

Un punto interesante: los elementos MI y MC no existen en el programa de simulación. Han sido definidos para poder introducir los parámetros de todos los nodos a la vez. Las expresiones de estos parámetros son : $MI = A x$, (4.2)

pues la masa de un nodo es su volumen por su densidad, y $MC = \frac{x}{E J}$ (4.3)

pues el ángulo girado por flexión en la rebanada, bajo la acción del momento flector, es proporcional a la longitud de la rebanada e inversamente proporcional a EJ.

El procedimiento anterior tiene una limitación: la respuesta del modelo solo se aproximará a la respuesta del sistema real en bajas frecuencias. A priori, se considerará que

el problema anterior no afectará en este estudio, pues los modos superiores están fuertemente amortiguados.

4.3.2 Subsistema oleohidráulico

El sistema oleohidráulico incluye tres componentes principales : central oleohidráulica, servoválvula y actuador lineal. Así mismo, se considerará en este apartado el servoamplificador.

4.3.2.1 Central Oleohidráulica

La central oleohidráulica tiene como misión suministrar un caudal de aceite a una presión predeterminada.

A pesar de que a efectos experimentales se utilizará una central oleohidráulica completa, con todos los controles exigidos por la normativa europea EN 982, a nivel de simulación se considerará solo su aspecto funcional. En este sentido el grupo oleohidráulico queda definido por tres componentes:

- 1- motor eléctrico,
- 2- bomba oleohidráulica
- 3- válvula limitadora de presión (función seguridad).

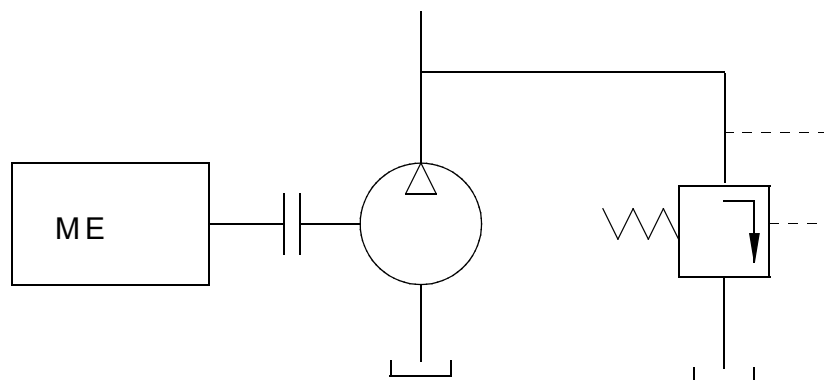


Figura 4.3 Esquema central oleohidráulica

En términos de simulación, aplicando el método de Bond Graph, el grupo oleohidráulico considerado puede tener distintos grados de complejidad según los objetivos que se persigan. Vease Figura 4.4.

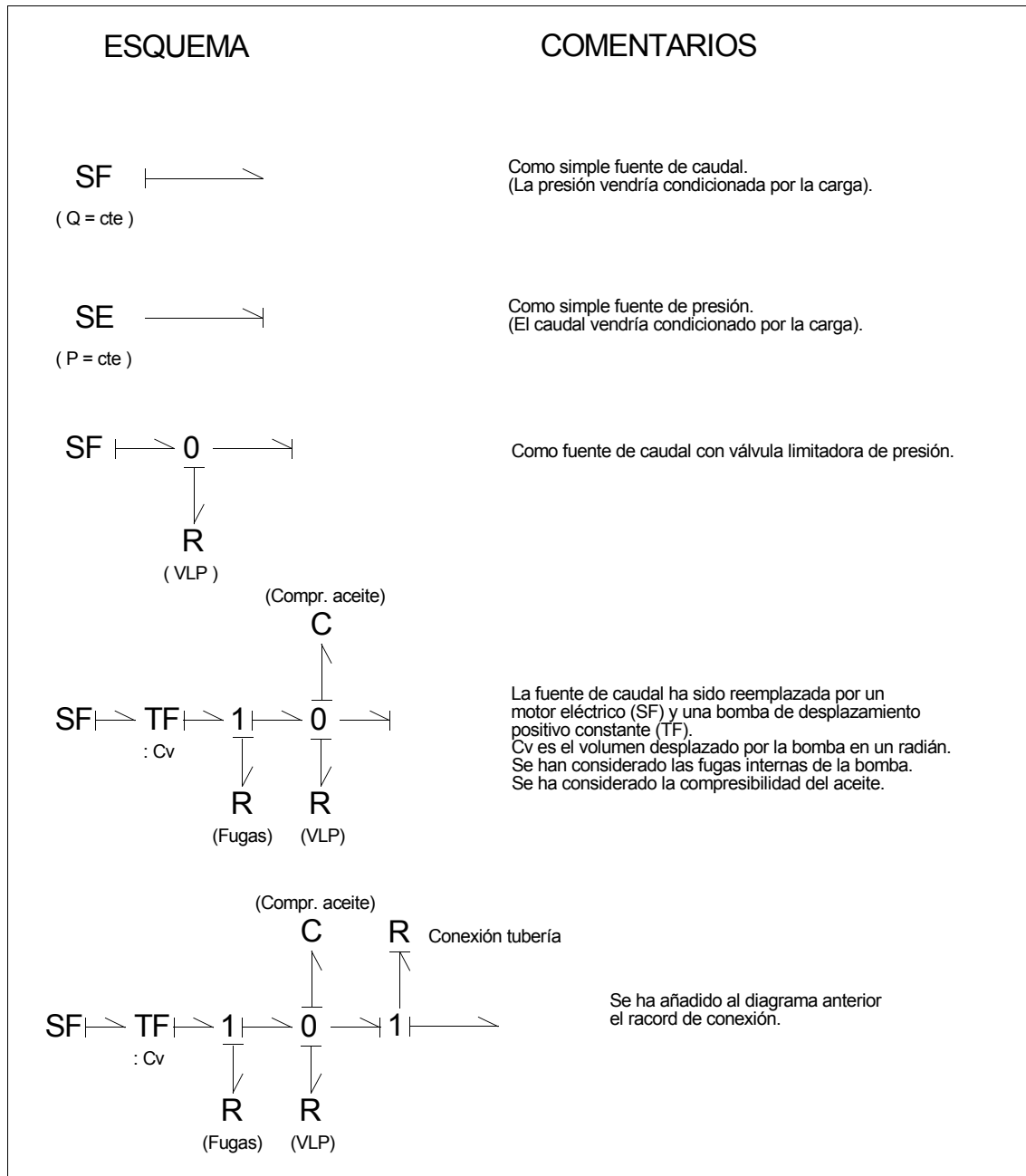


Figura 4.4 Bond Graphs de centrales oleohidráulicas ordenados según su detalle.

El grupo oleohidráulico simulado considera el motor eléctrico, la bomba de desplazamiento positivo constante, la válvula limitadora de presión, el racor de salida, y el acumulador. No considera las fugas internas de la bomba.

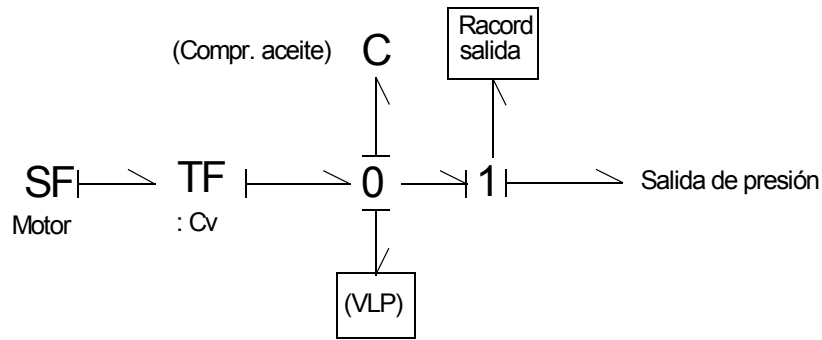


Figura 4.5 Bond Graph de la central oleohidráulica

4.3.2.1.1 Bomba

La bomba utilizada es de desplazamiento volumétrico positivo constante, tipo de engranajes externos. Para el objetivo de este estudio se puede suponer que la velocidad angular de la bomba es constante. Como consecuencia, los efectos de la inercia de sus elementos móviles no es importante. Tampoco se consideran las fricciones internas.

El caudal ideal de la bomba es el producto de la velocidad angular del motor eléctrico que la acciona por su desplazamiento volumétrico por radián.

$$Q_B = \omega_{motor} C_V \quad (4.4)$$

El caudal real es el caudal teórico menos las fugas internas.

Así pues, el Bond Graph de la bomba tiene un elemento SF, que representa la salida del motor eléctrico, con velocidad angular constante. Esta velocidad angular es transformada por la bomba en otra magnitud flujo, el caudal Q_B . La relación de transformación viene dada por su capacidad volumétrica, C_V . No se han considerado las fugas internas de la bomba.

4.3.2.1.2 Válvula limitadora de presión

La salida de una bomba de desplazamiento volumétrico positivo es un caudal. Es interesante constatar que la barra causal del Bond Graph se sitúa a la derecha del elemento TF, lo que significa que la presión es consecuencia de la “impedancia” que encuentra el flujo después de haber salido de la bomba. Es pues natural que a la salida de la bomba se coloque

una válvula limitadora de presión para poder controlar la presión del circuito hidráulico, independientemente de las fluctuaciones debidas al consumo de la carga. En la Figura 4.6 se presenta el diagrama presión-caudal de una familia de válvulas reguladoras de presión.

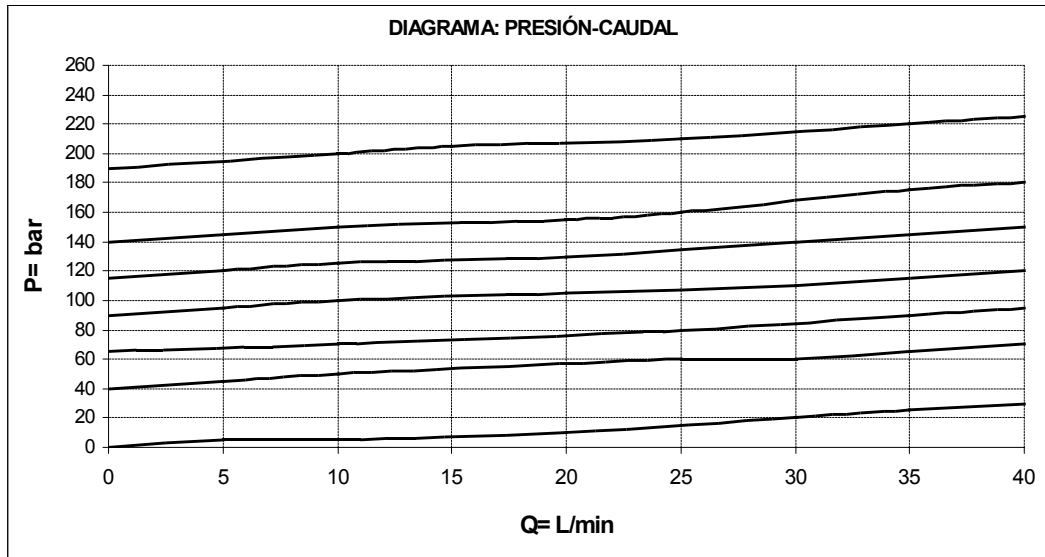


Figura 4.6 Diagrama presión-caudal de una válvula reguladora de presión

El modelo normal de una válvula limitadora de presión se puede expresar como:

$$P = P_0 + K Q \quad (4.5)$$

en la que P_0 es la presión máxima en la que la válvula todavía está cerrada y

$$K = \frac{P}{Q} \quad (4.6)$$

El elemento adecuado, en Bond Graph, para simular una válvula limitadora de presión es el elemento R variable. Para simplificar el modelo se ha escogido definir la válvula limitadora de presión utilizando una tabla, a partir de los valores de catálogo.

4.3.2.1.3 Compresibilidad del fluido hidráulico

En oleohidráulica las presiones de trabajo (100-200 bars) son lo bastante elevadas para no despreciar la compresibilidad del fluido, ya que contribuye apreciablemente en el comportamiento dinámico de los servosistemas oleohidráulicos.

Cualquier influencia de la presión sobre la compresibilidad del aceite, se puede modelar mediante un elemento de tipo C. Matemáticamente

$$p = p_0 + \frac{1}{c} \int Q dt \quad (4.7)$$

$$\text{en donde } C = \frac{V}{c}, \quad (4.8)$$

siendo:

V , el volumen del aceite,

c , módulo de elasticidad volumétrico equivalente del aceite,

p , la presión final,

p_0 , la presión inicial.

4.3.2.2 Servoválvula

Debido a que la respuesta dinámica de un servosistema oleohidráulico está muy influida por las características de la servoválvula utilizada, a continuación se estudiará este componente con un cierto detalle.

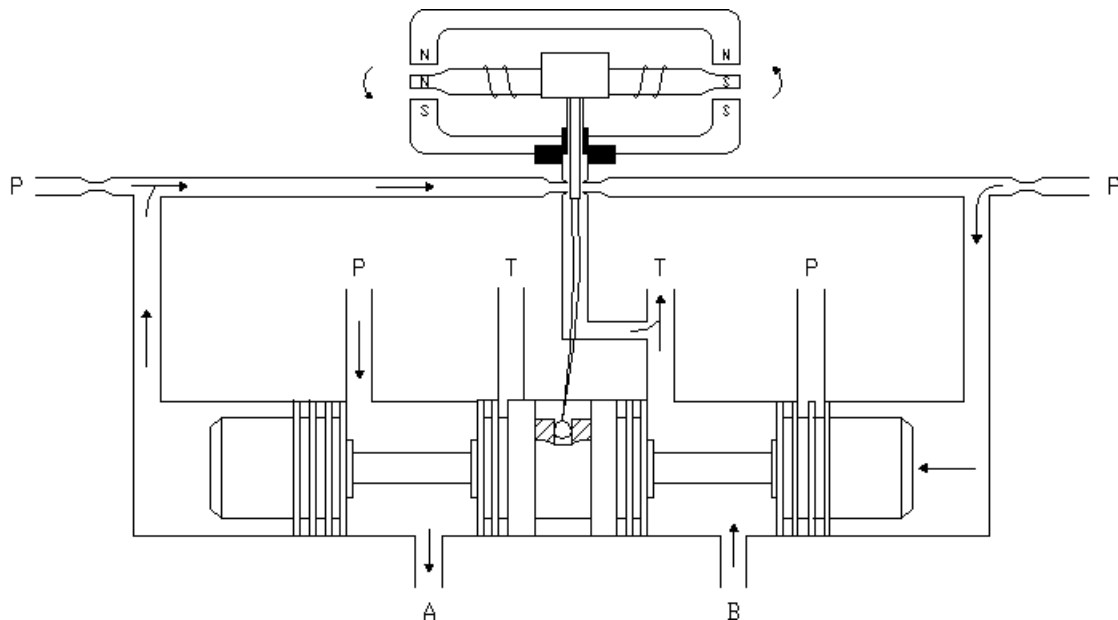


Figura 4.7 Servoválvula Moog D760-232

Una servoválvula es una válvula de control direccional de infinitas posiciones controlada por un amplificador hidráulico (tipo 2 toberas / 1 paleta en el ejemplo de la Figura 4.7) accionado por un motor de par. Las servoválvulas destacan en el campo de la oleohidráulica por su alta precisión y rapidez de respuesta.

En general, las servoválvulas transforman una señal eléctrica de baja potencia en una señal de salida de alta potencia. Normalmente se utilizan como amplificadores oleohidráulicos dentro de un circuito cerrado de regulación. Este circuito de regulación genera la señal de control en función de un objetivo preestablecido. La servoválvula amplifica esta señal y acciona un actuador. El circuito comprueba, mediante un sensor, que el actuador produce el efecto deseado. [Véase diagrama de bloques de la Figura 4.8].

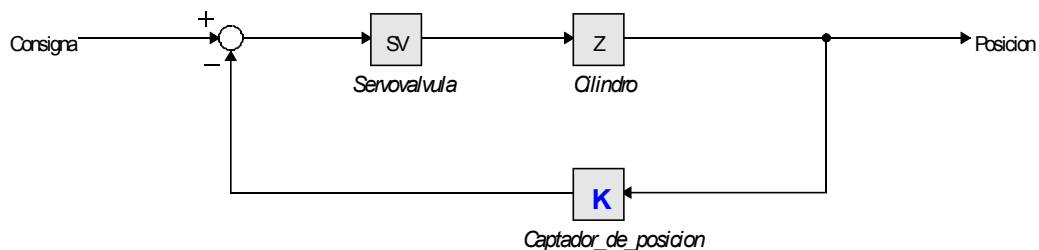


Figura 4.8 Diagrama de bloques de la utilización de una servoválvula

El objetivo de este circuito es conseguir que el conjunto sea lo mas inmune posible a todas las perturbaciones, externas o internas, que afectan a la cadena de mando. Esta es una característica fundamental de los sistemas regulados que es utilizada en la servo-oleohidráulica.

Las servoválvulas pueden estar constituidas por una o varias etapas en función del caudal a controlar. Los elementos básicos de una servoválvula son:

- 1) Motor de par. Este elemento transforma la señal eléctrica de control en un movimiento mecánico proporcional.
- 2) Amplificador oleohidráulico. Normalmente es del tipo toberas/paletas.
- 3) Una o varias válvulas de control direccional de tres posiciones, cuatro vías, de tipo corredera.
- 4) Transductor de posición.

Los dos primeros elementos ya forman una válvula, que es capaz de controlar pequeños caudales. Para controlar caudales mayores es necesario utilizar los dos primeros elementos para pilotar una válvula principal de tipo corredera. Si el caudal de salida es muy grande, es posible utilizar la salida de la válvula de control direccional para pilotar una segunda válvula de control direccional de mayor caudal.

Las servoválvulas de dos o mas etapas necesitan un bucle de realimentación interno, que puede utilizar una señal eléctrica, mecánica o barométrica.

Características estáticas

- 1) Caudal nominal. El caudal nominal es aquel que puede pasar por la válvula cuando la pérdida de presión entre la vía P y la vía T es de 70 bar, con la válvula completamente abierta. Para cualquier otra caída de presión es posible calcular el caudal mediante la expresión:

$$Q = Q_N \sqrt{\frac{P}{P_N}} \quad (4.9)$$

- 2) Curva característica Caudal-Intensidad.

Esta curva muestra la relación entre la señal eléctrica de entrada y el caudal que fluye por la servoválvula. En la Figura 4.10 se presenta la curva Caudal-Intensidad de la servoválvula Moog D760-232 utilizada en el montaje experimental.

En esta curva existen dos zonas importantes:

1. La zona próxima al cero: el punto de trabajo se sitúa aquí cuando se desea controlar la posición de un actuador.
2. La zona con la válvula abierta: el punto de trabajo se sitúa aquí cuando se desea controlar la velocidad de un actuador.

La relación entre el caudal, la pérdida de presión y la intensidad de la señal de entrada es:

$$Q = Q_N \frac{I}{I_N} \sqrt{\frac{P}{P_N}} \quad (4.9)$$

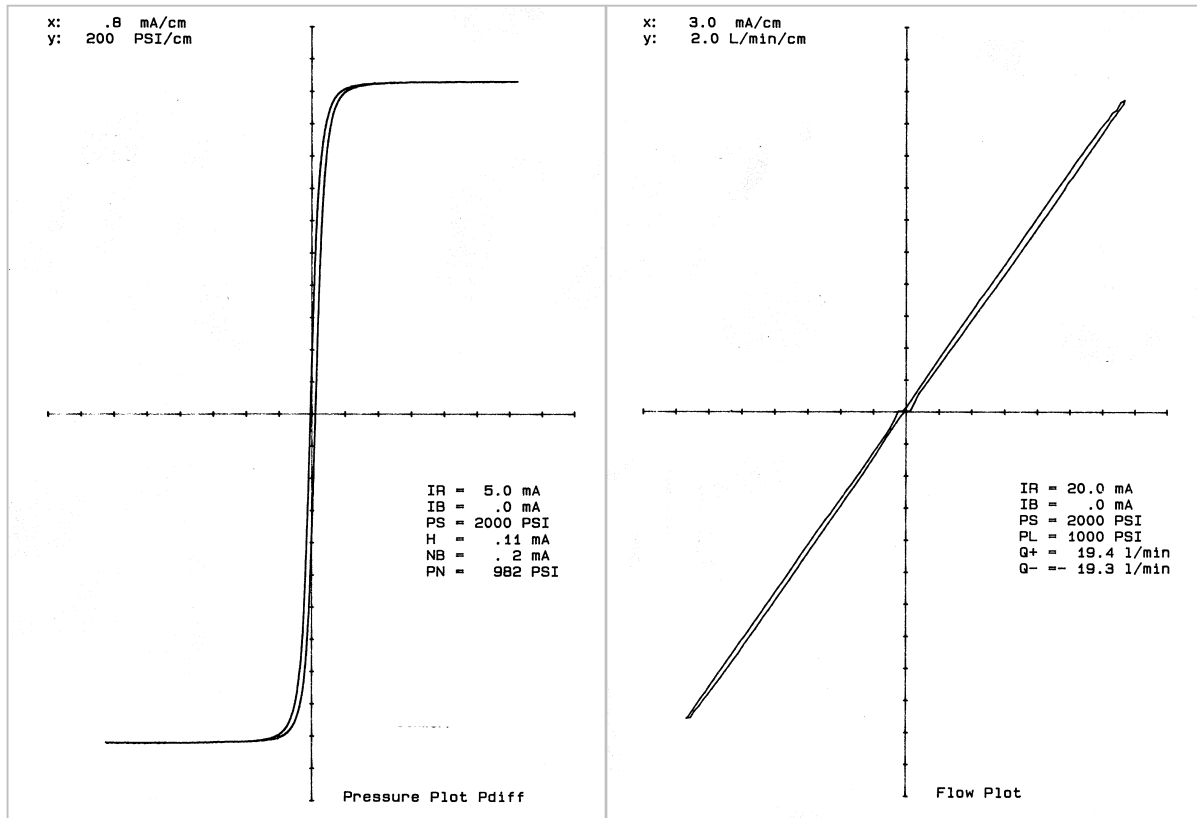


Figura 4.9

Figura 4.10

Curva característica Presión – Intensidad Curva característica Caudal - Intensidad

$$\text{en la que } P = [(P_P - P_T) (P_A - P_B)] \quad (4.10)$$

La ganancia de caudal de una servoválvula es la relación entre la señal de salida (un caudal) y la señal de entrada:

$$K_Q = \frac{Q}{I} \frac{(l/min)}{mA} \quad (4.11)$$

3) Curva característica Presión-Intensidad.

Esta curva muestra la presión de salida en función de la señal de entrada.

La amplificación de presión es la relación entre la presión de salida y la señal de entrada. Ver Figura 4.9.

La ganancia de presión es:

$$K_P = \left| \frac{P}{I} \right|_{Q=cte} \frac{\text{bar}}{mA} \quad (4.12)$$

Características dinámicas

La manera mas común de presentar el comportamiento dinámico de un elemento es mediante su diagrama de Bode (curva de amplitud y fase en función de la frecuencia). A continuación se incluyen los diagramas de la servoválvula MOOG D760-232.

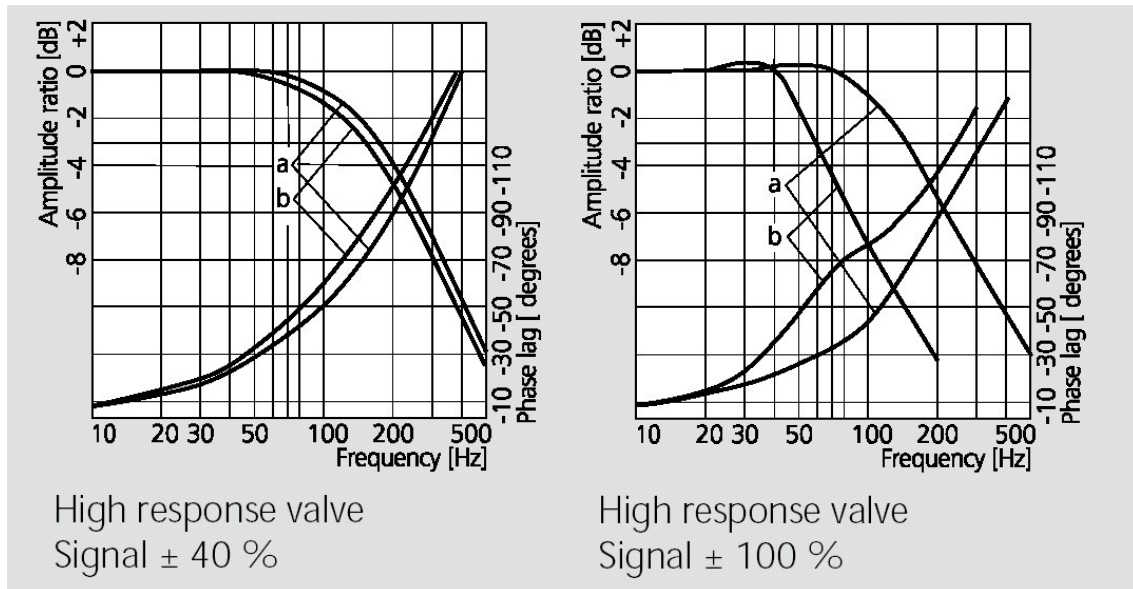


Figura 4.11 Diagramas de Bode de la Servoválvula MOOG D760-232

Estos diagramas de Bode han sido obtenidos a una presión de 210 bar, con una viscosidad cinemática del fluido de $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ y una temperatura de 40° C . La curva a corresponde al modelo utilizado en los ensayos. La curva b corresponde a otro modelo de caudal superior.

De aquí hay que comentar que la servoválvula tiene un tiempo de respuesta muy ventajoso frente a la viga flexible (cuya frecuencia propia está por debajo de los 10 Hz).

De todo lo anterior se deduce que la mejor modelización de la servoválvula, en este estudio, consistirá en establecer un grupo de 4 elementos R en forma de puente de Wheatstone. Los elementos R han de ser no lineales de tipo cuadrático, ya que obedecen la ecuación de Bernoulli para un orificio:

$$Q = C_d S \sqrt{\frac{2}{\rho} P} \quad (4.13)$$

En la parte inferior de la Figura 4.13 tenemos una línea que viene del grupo oleohidráulico y que se ha de dirigir hacia una de las líneas del cilindro (A ó B). En cada uno de los caminos que llevan hacia esas dos líneas hay un elemento resistivo variable (MR) que es pilotado por el submodelo SelectorVia_y_Limitador1. Normalmente uno de ellos tendrá un valor muy bajo para dejar pasar el aceite con facilidad.

En la parte superior se ha hecho lo mismo con la conexión cilindro-tanque.

En la parte central se ha puesto un elemento MR para representar las fugas de la servoválvula real. En teoría la servoválvula es de centros críticos, por lo que las fugas en la corredera deberían ser nulas. Pero debido a la presencia del amplificador hidráulico debe contemplarse la presencia de un caudal de fugas no despreciable (Figura 4.12). Las simulaciones realizadas han permitido observar que este elemento realiza una aportación secundaria al modelo.

Finalmente, en la parte inferior izquierda hay una línea exterior que controla al SelectorVia_y_Limitador1.

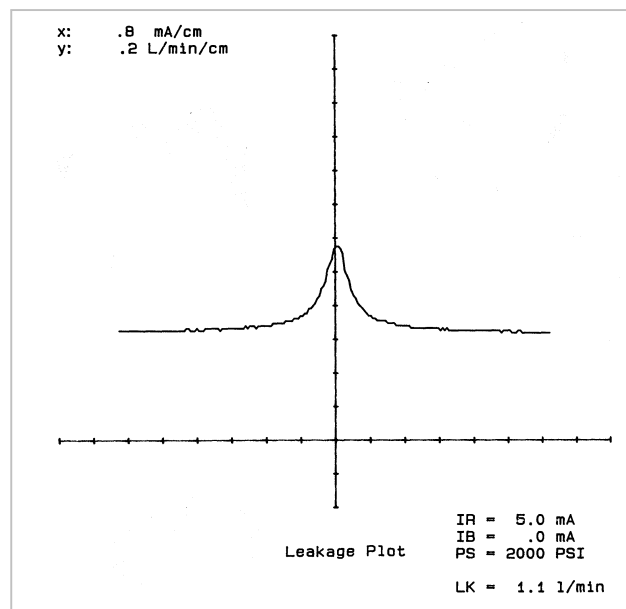


Figura 4.12 Curva característica Fugas – Intensidad

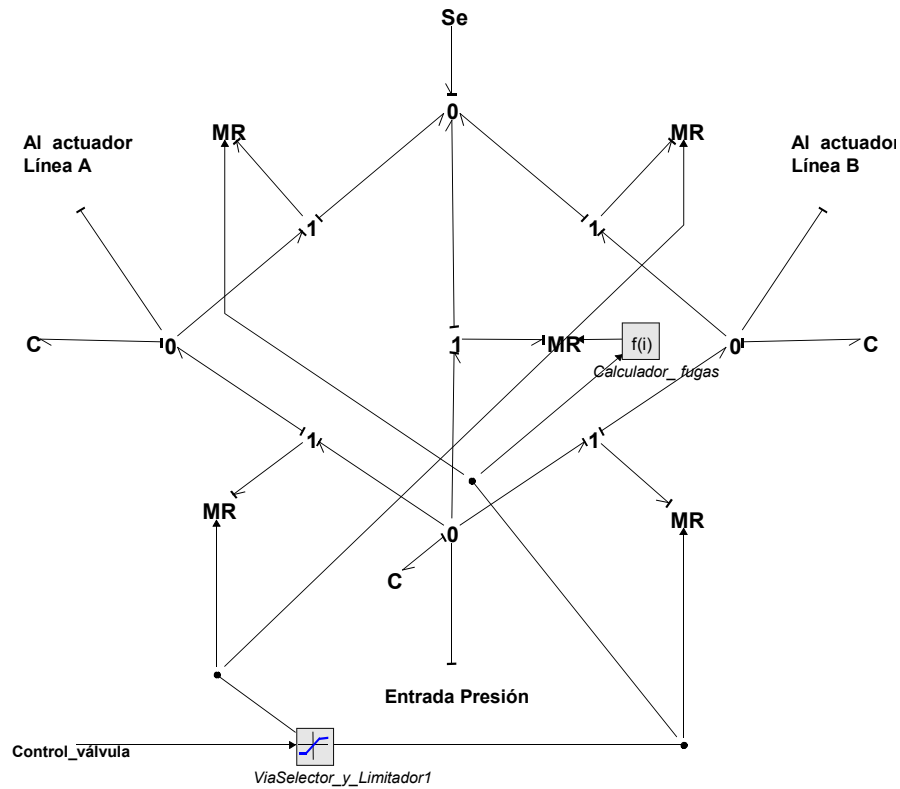


Figura 4.13 Bond Graph de la Servválvula

4.3.2.3 Actuador lineal

El modelo mas sencillo de un actuador lineal debe considerar la presión ejercida por el fluido hidráulico en el sentido del movimiento deseado, pero tambien la contrapresión que aparece al vaciar el fluido de la otra cámara a través de las diversas estrangulaciones que hay hasta llegar al tanque. Es decir, la fuerza ejercida por el fluido es:

$$F = F_A - F_B = p_A S_A - p_B S_B \quad (4.14)$$

Pues la fuerza es el producto del área por la presión. Debido a que el actuador utilizado es de doble vástago las dos áreas son iguales.

Además, el modelo puede considerar la inercia del pistón y del vástago, los pesos propios, los rozamientos internos, y las limitaciones existentes en las posiciones extremas. En la Figura 4.14 se pueden observar varios modelos de actuador lineal, ordenados según su complejidad.

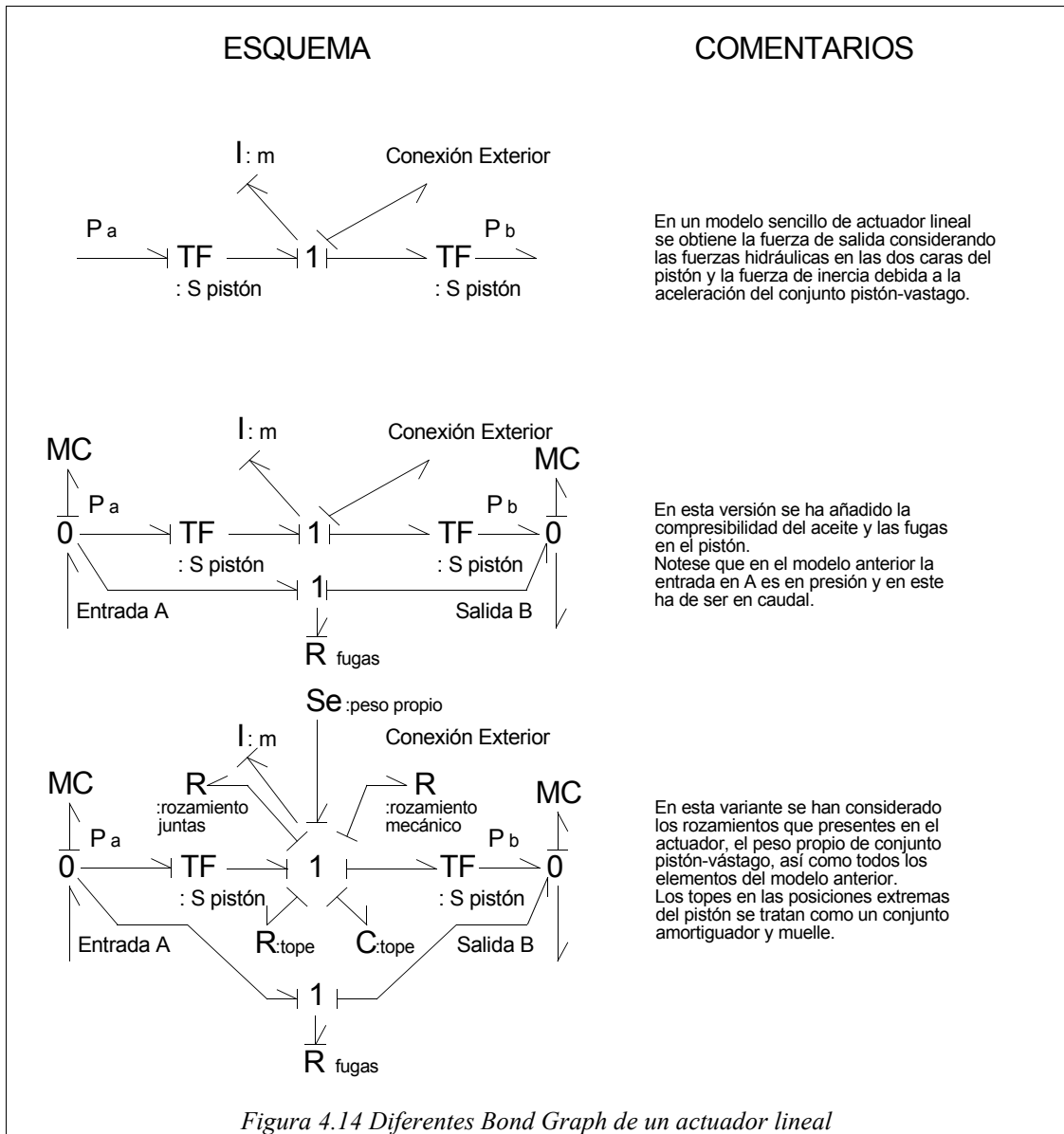


Figura 4.14 Diferentes Bond Graph de un actuador lineal

En la Figura 4.15 está representado el modelo del actuador lineal utilizado en las simulaciones. En el se ha considerado que la potencia hidráulica llega por A y sale por B. Las presiones hidráulicas se *transforman* en fuerzas en el pistón (de aquí el elemento TF, cuya relación de transformación viene dada por el área del pistón). Estas fuerzas se aplican al conjunto pistón-vástago (para acelerarlo) y a la salida. Para refinar el modelo se considera el peso propio y otra fuerza exterior. Hay un elemento R para definir los rozamientos internos y otro para definir las fugas internas. Los elementos C modelan la elasticidad del aceite.

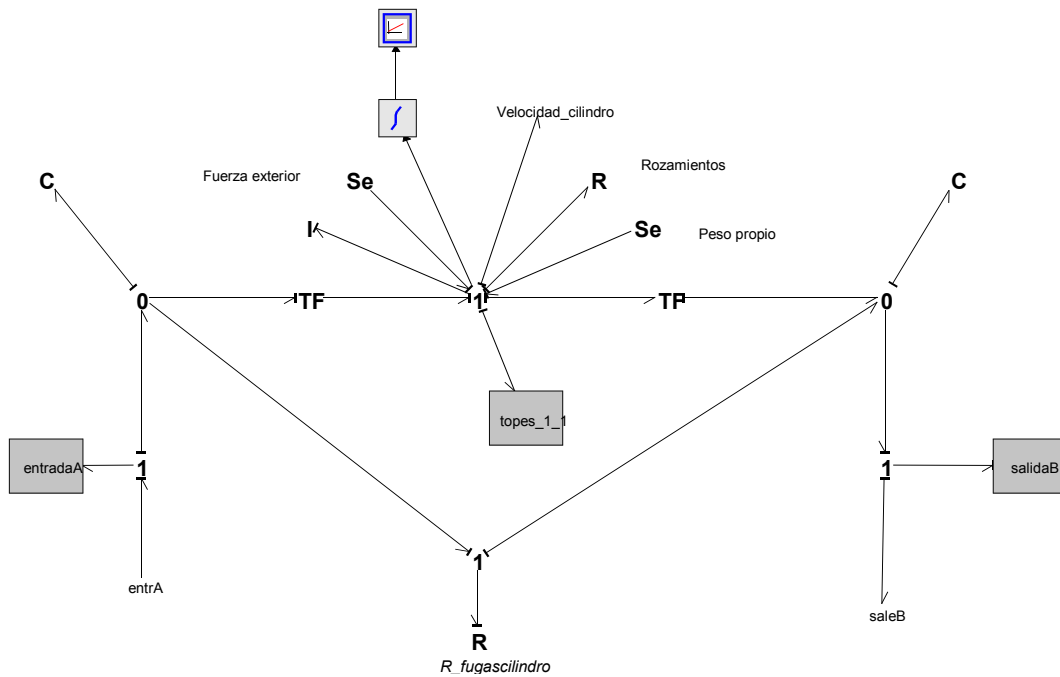


Figura 4.15 Actuador lineal

4.3.2.4 Servoamplificador

El servoamplificador se ha considerado como un regulador PI..

4.3.3 Modelo global

En la Figura 4.16 está representada una versión simplificada del modelo utilizado. En la parte inferior se encuentra la viga flexible. Su modelo está construido usando parámetros distribuidos, por lo que ha sido necesario agrupar sus elementos constituyentes en 16 bloques. Se ha preferido que los bloques tengan pocos elementos para poder conectar – entre bloques – el servoactuador y el acelerómetro.

En la parte central están los tres componentes fundamentales del sistema oleohidráulico: el grupo oleohidráulico, la servoválvula y el servoactuador, así como el servo control PI que coordina los dos elementos anteriores.

En la parte superior se ha dispuesto una realimentación para eliminar las vibraciones cuando la viga se acerca a la posición deseada. El sistema utilizado considera las vibraciones como una perturbación exterior independiente de la posición.

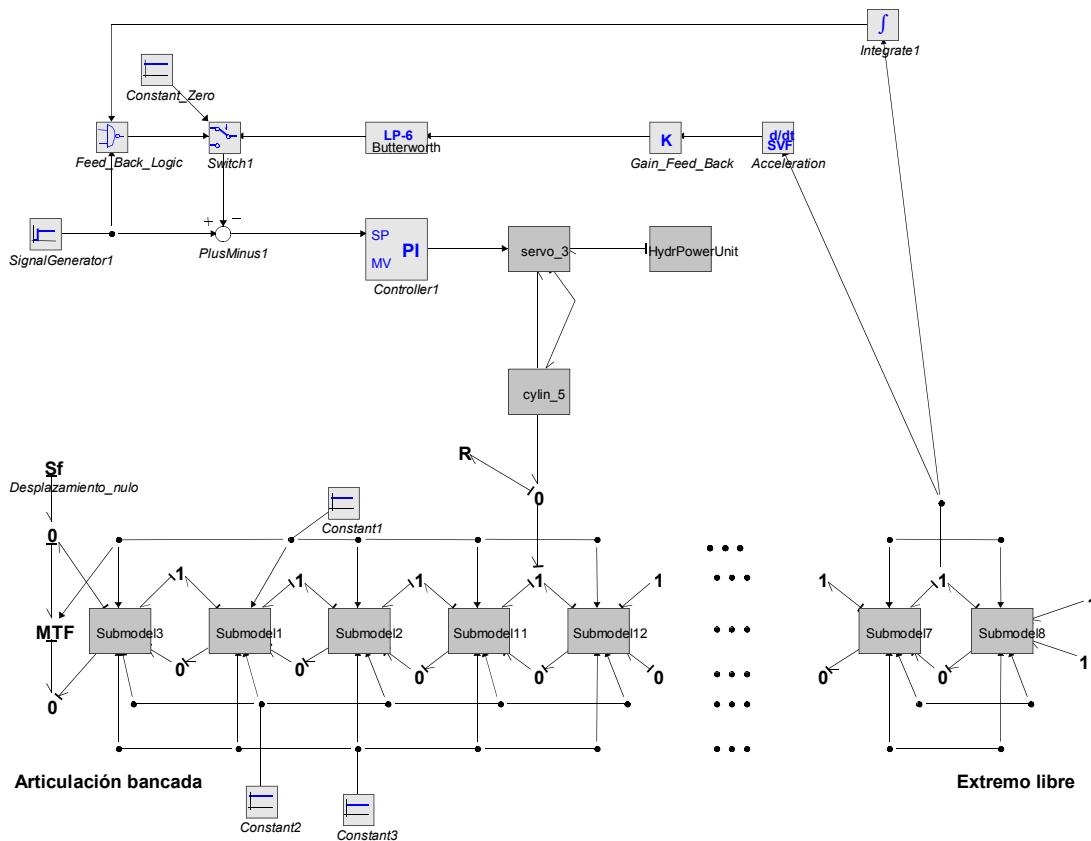


Figura 4.16 Modelo Bond Graph completo

4.4 Caracterización de parámetros

Sistema de unidades

Los valores numéricos de las variables utilizadas en simulaciones, conviene que estén lo mas cerca posible de la unidad. Así se reducen las posibilidades de que la simulación se detenga por sobrepasamiento o de que se tome por cero un valor muy pequeño.

Por eso el sistema de unidades empleado (que será denominado BG) es el siguiente:

Longitud	cm
Masa	(10^4 kg)
Tiempo	s

Como unidades derivadas están:

Fuerza	hN (10^2 N)
Par	Nm
Velocidad	cm/s
Aceleración	cm/s ²
Presión	M Pa
Caudal	cm ³ /s

Valores de los parámetros:

	BG	SI
Actuador lineal:		
Área del pistón	6.438 cm ²	$0.6438 \cdot 10^{-3}$ m ²
Peso propio pistón y vástago	- 0.1 h N	- 10 N
Fuerza exterior	- 0.3 h N	- 30 N
Masa pistón y vástago	$0.107 \cdot 10^{-3}$ (10^{-4} kg)	1.07 kg
Rozamiento en actuador	0.1 hN · s / cm	1000 N · s / m
Coefficiente descarga racords	10^{-5}	10^{-5}
Capacitancia topes	10^{-4} cm / hN	10^{-8} m / N
Impedancia topes	30 h N · s / cm	$3 \cdot 10^5$ N · s / m
Longitud máxima actuador	7.5 cm	0.075 m
Longitud mínima actuador	-7.5 cm	- 0.075 m
R fugas cilindro	100 hN · s / cm	$1 \cdot 10^6$ N · s / m

Central oleohidráulica:

Velocidad angular motor	157 rad / s	157 rad / s
Capacidad volumétrica bomba	2.865 cm ³ / (rad / s)	$2.865 \cdot 10^{-6}$ m ³ / (rad / s)
Capacitancia aceite	1 cm ³ / M Pa	1 m ³ / Pa
Coefficiente descarga racord	10^{-5}	10^{-5}

Servoválvula:

Capacitancia aceite	1 cm ³ / M Pa	1 m ³ / Pa
Presión tanque	0 M Pa	0 Pa
Coefficiente de paso	0.00574 $\frac{cm^3/s}{\sqrt{M Pa}}$	5.74 · 10 ⁻⁶ $\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
Coefficiente señal de mando	20	20
Máxima señal de mando	20	20
Mínima señal de mando	-20	-20

Modelo viga:

C1 (recíproco longitud rebanada)	0.89385 cm ⁻¹	8.938547 mm ⁻¹
C2 (masa rebanada)	2.198 · 10 ⁻⁶ (10 ⁴ kg)	0.02198 kg
C3 (flexibilidad rebanada)	109.6 · 10 ⁻⁶ hN ⁻¹ · cm ⁻¹	1.096 · 10 ⁻⁶ N ⁻¹ · m ⁻¹

Modelo global:

R1 (acoplamiento actuador-viga)	10 hN · s / cm	10 ⁵ N · s / m
Desplazamiento nulo	0 cm	0 m
Tiempo activación generador señal	0.01 s	0.01 s
Amplitud generador señal	2 cm	0.02 m
K controlador PI	10	10
Ti controlador PI	500 s	500 s
Ganancia Realimentación	Variable	Variable
Aceleración (derivador)	250	250

Valores iniciales:

Todos 0, excepto:

grupo_7_1\impulsión\state_initial	6 M Pa	6 M Pa
servo_3\conexP\state_initial	6 M Pa	6 M Pa

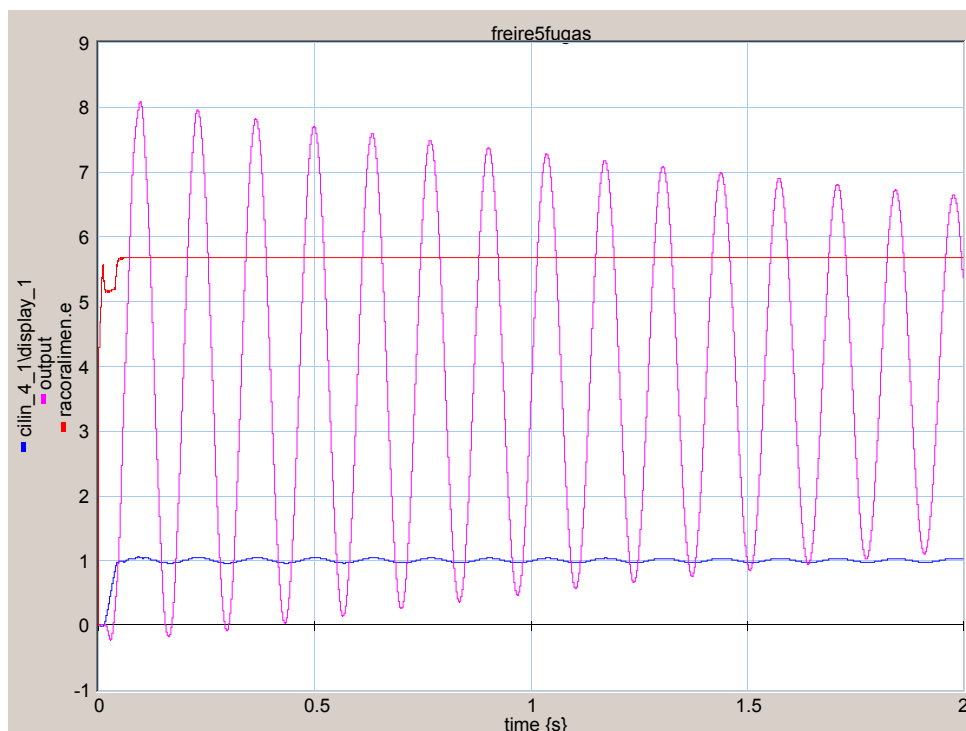
4.5 Simulaciones efectuadas

El modelo planteado en el apartado anterior ha sido utilizado para realizar numerosas simulaciones, para profundizar en el conocimiento del sistema. Estas se han agrupado en varios grupos, para facilitar su descripción.

4.5.1 Caracterización del sistema en lazo abierto

En este ciclo de pruebas se busca observar la respuesta del sistema cuando se modifican parámetros geométricos, mecánicos u oleohidráulicos. Como punto de referencia se utilizarán las simulaciones del equipo utilizado en los ensayos experimentales.

Para estudiar el sistema en lazo abierto, se ha eliminado el servoamplificador y se envía un pulso de caudal a través de la servoválvula durante un tiempo muy corto (0.028 s), para que se asemeje a un pulso de Dirac. La respuesta del sistema se presenta en las Gráficas 4.1 y 4.2.



Gráfica 4.1 Respuesta temporal del sistema experimental en lazo abierto.

Azul	posición cilindro (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Magenta	posición extremo viga (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	(-1 ÷ +9 MPa)



Gráfica 4.2 Respuesta frecuencial del sistema experimental en lazo abierto.

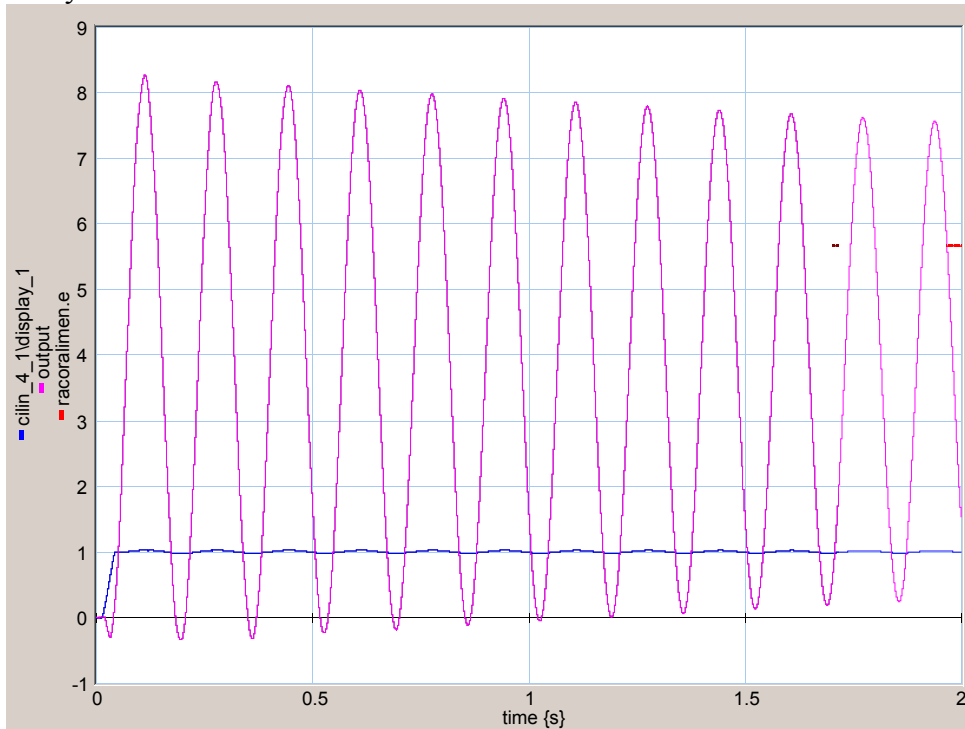
Azul $posición\ cilindro (\overline{W} / f) (10^{-7} \div 10^3\ cm^2/Hz)$
Magenta $posición\ extremo\ viga (\overline{W} / f) (10^{-10} \div 10^{10}\ cm^2/Hz)$

Las figuras anteriores permiten determinar por observación las frecuencias propias correspondientes a la respuesta posicional del extremo de la viga. La primera frecuencia propia se encuentra en 7.5 Hz y la segunda en 47.5 Hz. Estos resultados se han obtenido con una presión en la entrada de la servoválvula de 5.67 M Pa. De esta solo nos interesa observar su evolución temporal, pues siempre es posible acotar sus fluctuaciones con un acumulador o instalando una central oleohidráulica mayor.

4.5.1.1 Efecto de la modificación del canto de la viga flexible

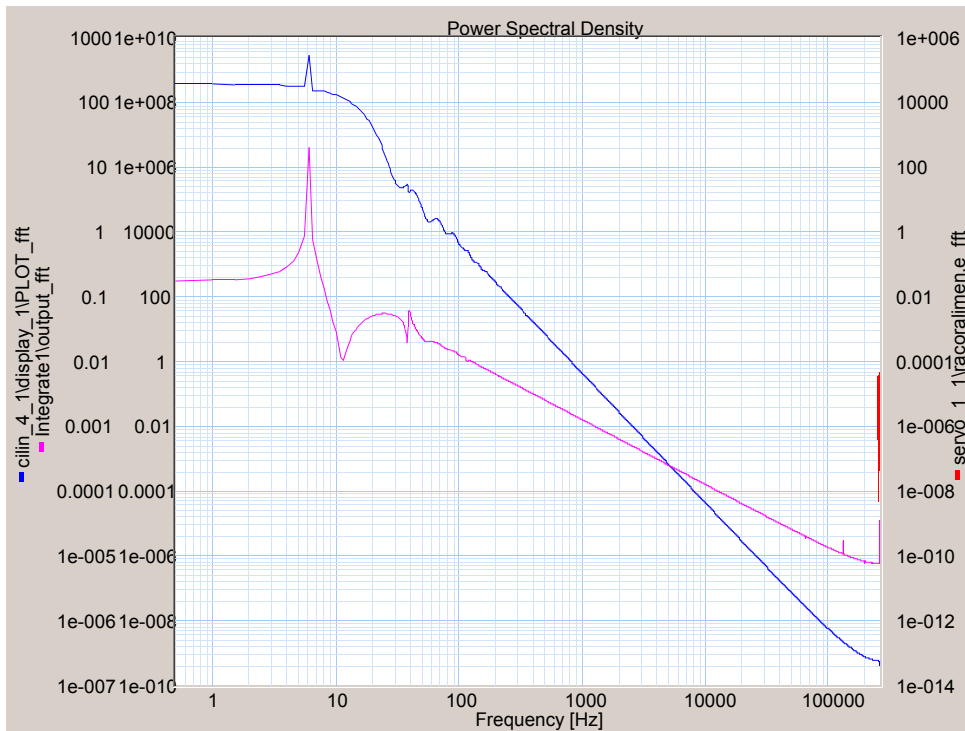
En primer lugar se observará la respuesta (Gráfica 4.3 y 4.4) de una viga de 4 mm de canto. Los parámetros modificados han sido: C2 (masa rebanada): $1.7584 \cdot 10^{-6}$ (10^4 kg) y C3 (flexibilidad rebanada): $214.059 \cdot 10^{-6}$ $hN^{-1} \cdot cm^{-1}$. Puede observarse que la primera frecuencia propia se encuentra en 6 Hz y la segunda en 39.5 Hz. Notese que 6 Hz corresponden al pico agudo. Existe un segundo máximo muy aplastado (que no será considerado) y un tercer máximo en 39.5 Hz. En la Gráfica 4.5 se puede observar la respuesta frecuencial del extremo de la viga en velocidad. Queda muy claro que hay 2 máximos (en 6 y 39.5 Hz), habiendo

desaparecido el máximo intermedio. De todo esto se deduce que el máximo aplastado es una señal espuesa y no debe considerarse.



Gráfica 4.3 Respuesta temporal con una viga de 4mm

Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-1 ÷ +9 cm)



Gráfica 4.4 Respuesta frecuencial con una viga de 4mm.

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



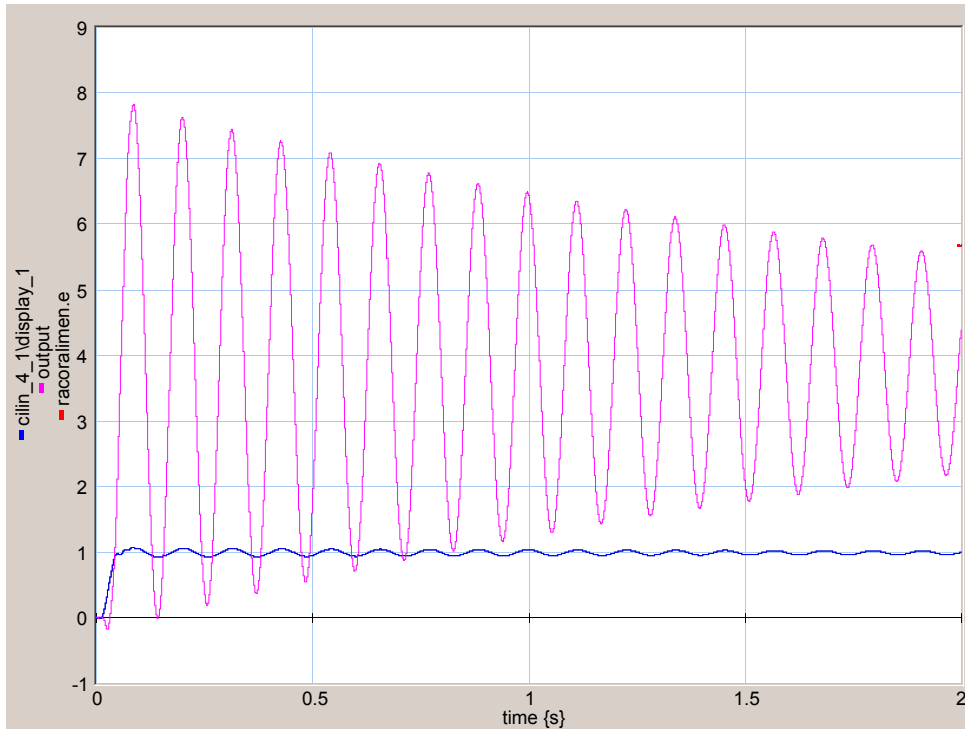
Gráfica 4.5 Respuesta frecuencial en velocidad con una viga de 4mm.

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-6} \div 10^{14} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

En las Gráfica 4.6 y 4.7 se puede observar la respuesta de una viga de 6mm de canto. Los parámetros modificados han sido: C2 (masa rebanada): $2.638 \cdot 10^{-6}$ (10^4 kg), y C3 (flexibilidad rebanada): $63.425 \cdot 10^{-6} \text{ hN}^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$.

Puede observarse que la primera frecuencia propia se encuentra en 9 Hz y la segunda en 52 Hz.

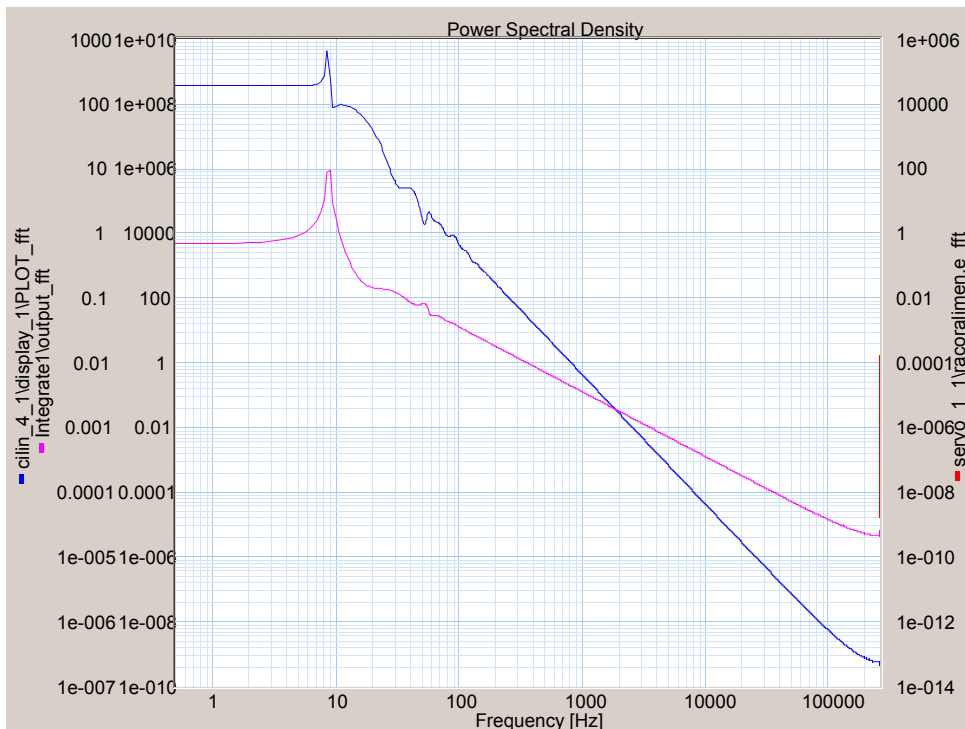
Los resultados obtenidos coinciden con lo esperado: el aumento del canto de la viga implica un aumento de su rigidez y de sus frecuencias propias.



Gráfica 4.6 Respuesta temporal con una viga de 6mm.

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$

Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$



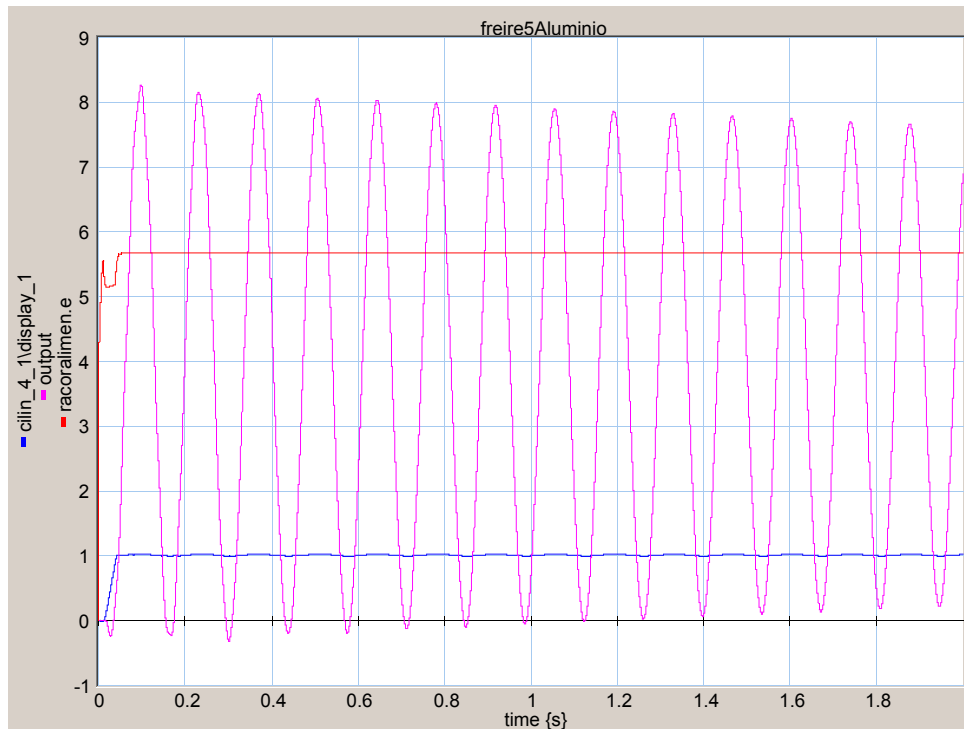
Gráfica 4.7 Respuesta frecuencial con una viga de 6mm

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$

Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$

4.5.1.2 Efecto de la modificación del material de la viga flexible

En la siguiente simulación se ha substituido la pletina de acero por una pletina de aluminio. Los parámetros modificados han sido: C2 (masa rebanada): $0.784 \cdot 10^{-6}$ (10^4 kg) y C3 (flexibilidad rebanada): $328.794 \cdot 10^{-6}$ $\text{hN}^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$. En las Gráfica 4.8 y 4.9 pueden observarse las respuestas del sistema.



Gráfica 4.8 Respuesta temporal con una viga de Aluminio.

Azul	posición cilindro (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Magenta	posición extremo viga (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Rojo	presión entrada servoválvula (P_P)	(-1 ÷ +9 MPa)



Gráfica 4.9 Respuesta frecuencial con una viga de Aluminio.

Azul posición cilindro ($W \bar{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \bar{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

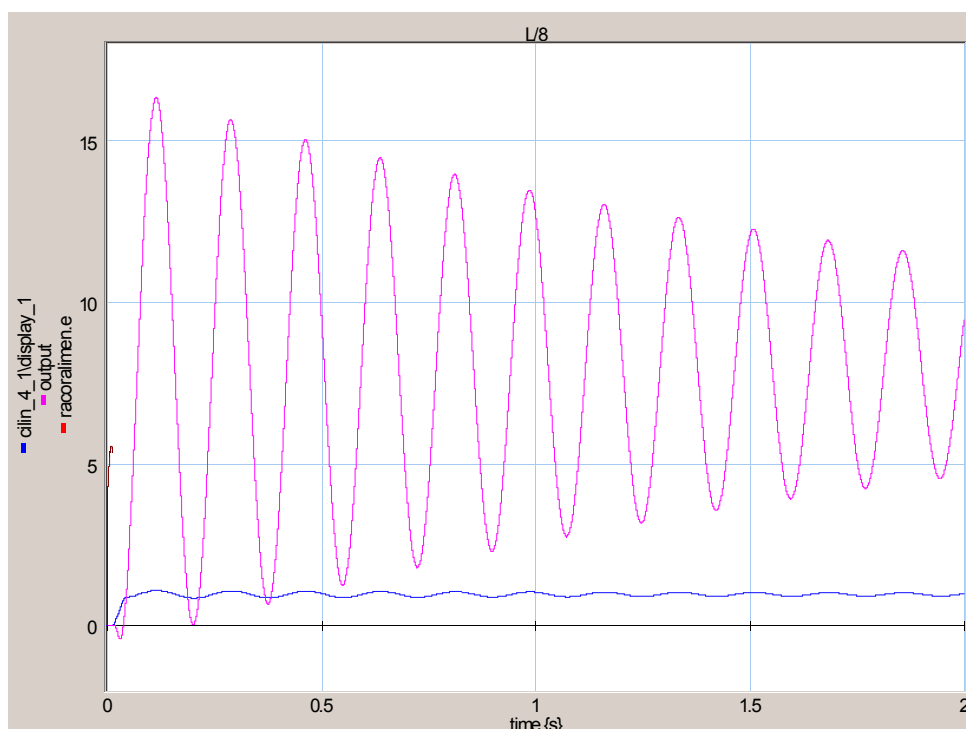
Puede observarse que la primera frecuencia propia se encuentra en 7.5 Hz y la segunda en 47.5 Hz.

Es sorprendente, a primera vista, la semejanza del comportamiento dinámico de una pletina de Aluminio y de una pletina de Acero. Sin embargo no es tan extraño pues el producto de la masa de la rebanada por la flexibilidad de la rebanada se mantiene casi constante, ($240.9 \cdot 10^{-12} \text{ s}^2$ en el caso del acero y $257 \cdot 10^{-12} \text{ s}^2$ en el caso del aluminio). Se puede resumir diciendo que en el aluminio las fuerzas elásticas son aproximadamente 3 veces mas pequeñas, pero como la masa también es 3 veces mas pequeña (aproximadamente), la aceleración es casi exactamente la misma.

Notese que se está simulando la respuesta a un desplazamiento del actuador lineal, no a una fuerza.

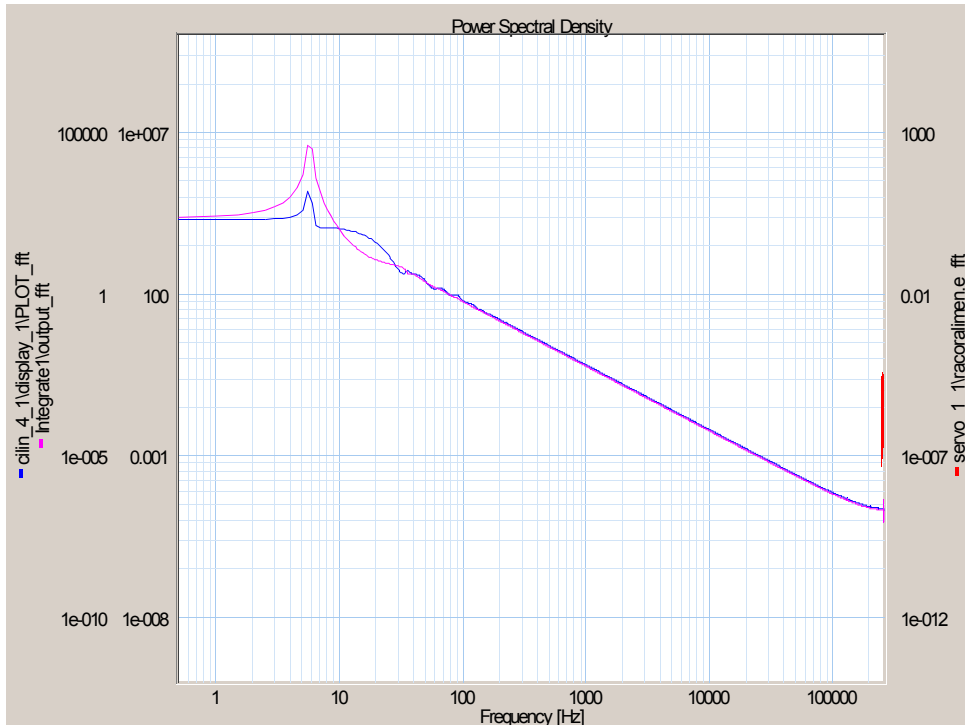
4.5.1.3 Efectos de la modificación de la posición del actuador lineal

En el montaje experimental el actuador está unido a la pletina a un cuarto de su longitud. En las siguientes simulaciones se ha trasladado el punto de unión a otras posiciones ($L/8$, $L/4$, $L/2$, $3L/4$, $78L/80$), manteniéndose el actuador prácticamente vertical. La última prueba debería haberse efectuado con el actuador en L . Sin embargo los resultados obtenidos (la primera frecuencia propia es casi la misma que a $L/2$) son contrarios a la lógica y a los cálculos teóricos. En cambio colocando el actuador a $78L/80$ los resultados son más razonables. La explicación reside en que el modelo de la viga como una red de elementos inerciales y de elementos flexibles es bastante bueno en los elementos intermedios pero no lo es tanto en los extremos, debido a que al terminar el modelo se ha de cortar por algún sitio. Este corte obliga a prescindir de un elemento C y de un elemento I del extremo. Al realizar la simulación en $78L/80$ se han observado los cambios de posición en $3L/4$, pues el punto normal de observación queda demasiado cerca del actuador.



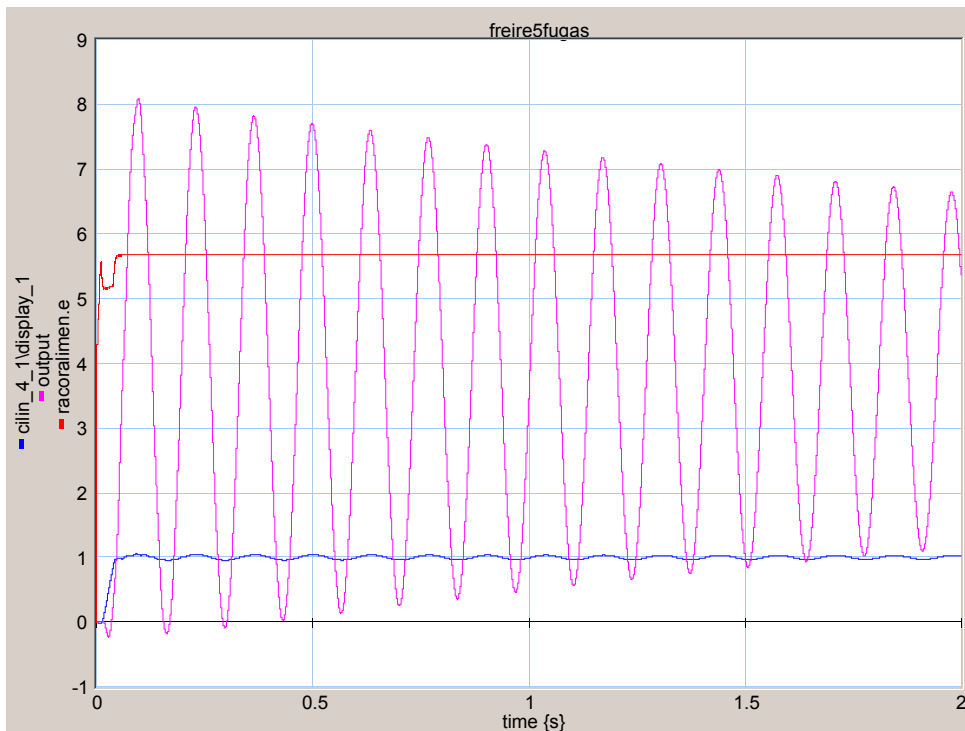
Gráfica 4.10 Respuesta temporal con actuador a $L/8$.

Azul posición cilindro (w) ($0 \div +18$ cm)
Magenta posición extremo viga (w) ($0 \div +18$ cm)



Gráfica 4.11 Respuesta frecuencial con actuador a L/8.

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^5 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-8} \div 10^7 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



Gráfica 4.12 Respuesta temporal actuador a L/4.

Azul posición cilindro (w) ($-1 \div +9 \text{ cm}$)
 Magenta posición extremo viga (w) ($-1 \div +9 \text{ cm}$)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) ($-1 \div +9 \text{ MPa}$)



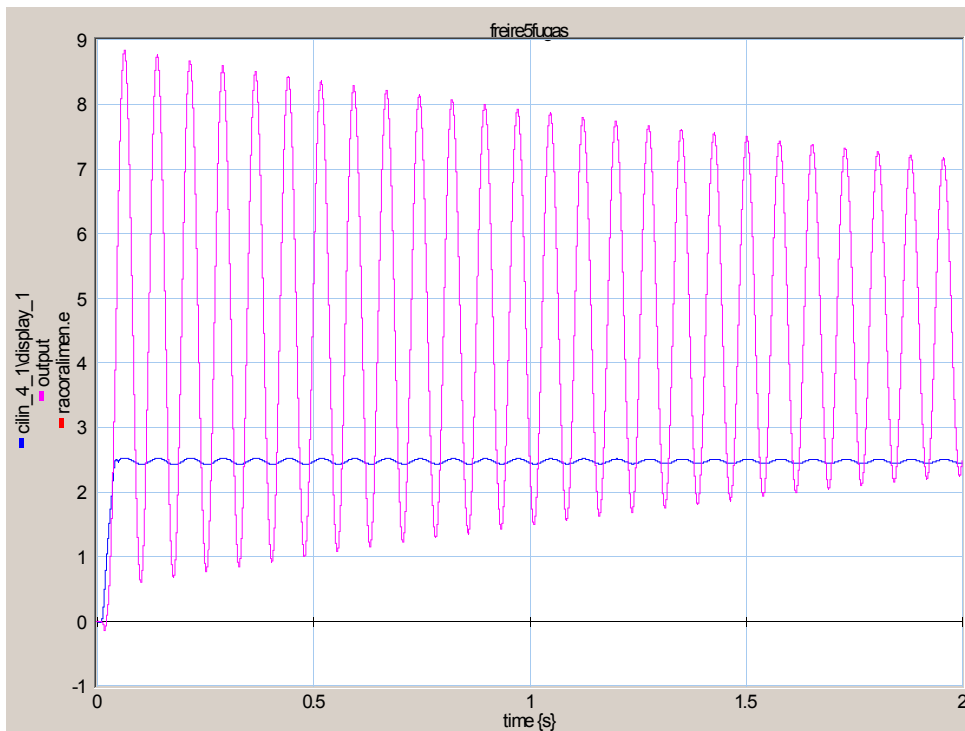
Gráfica 4.13 Respuesta frecuencial con actuador a L/4.

Azul

posición cilindro ($W \bar{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

Magenta

posición extremo viga ($W \bar{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



Gráfica 4.14 Respuesta temporal actuador a L/2.

Azul

posición cilindro (w) ($-1 \div +9 \text{ cm}$)

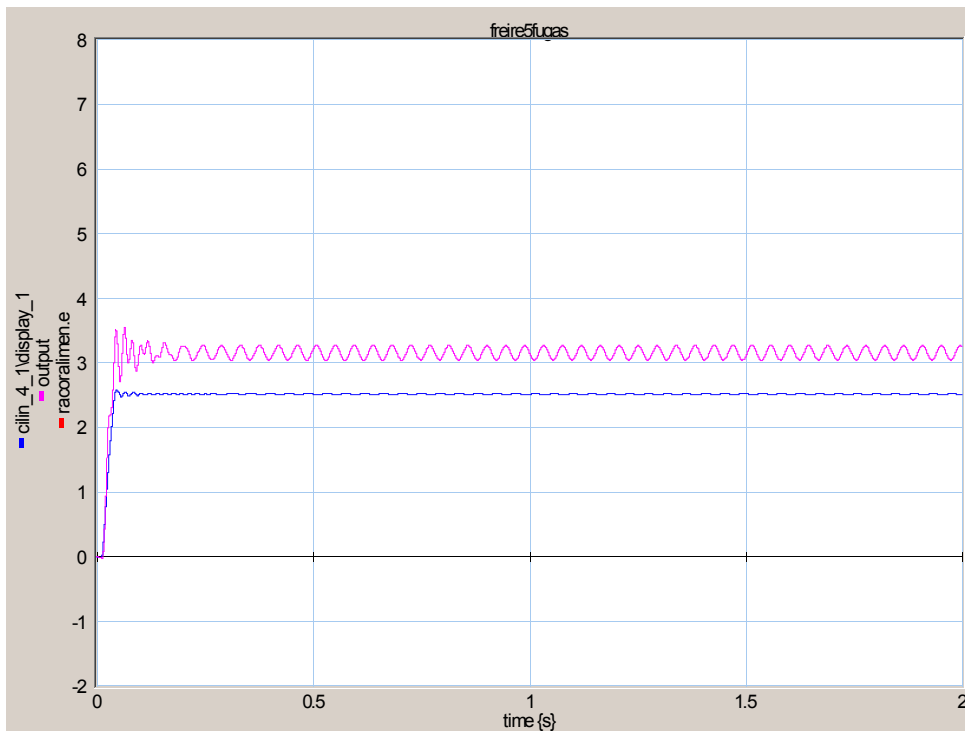
Magenta

posición extremo viga (w) ($-1 \div +9 \text{ cm}$)



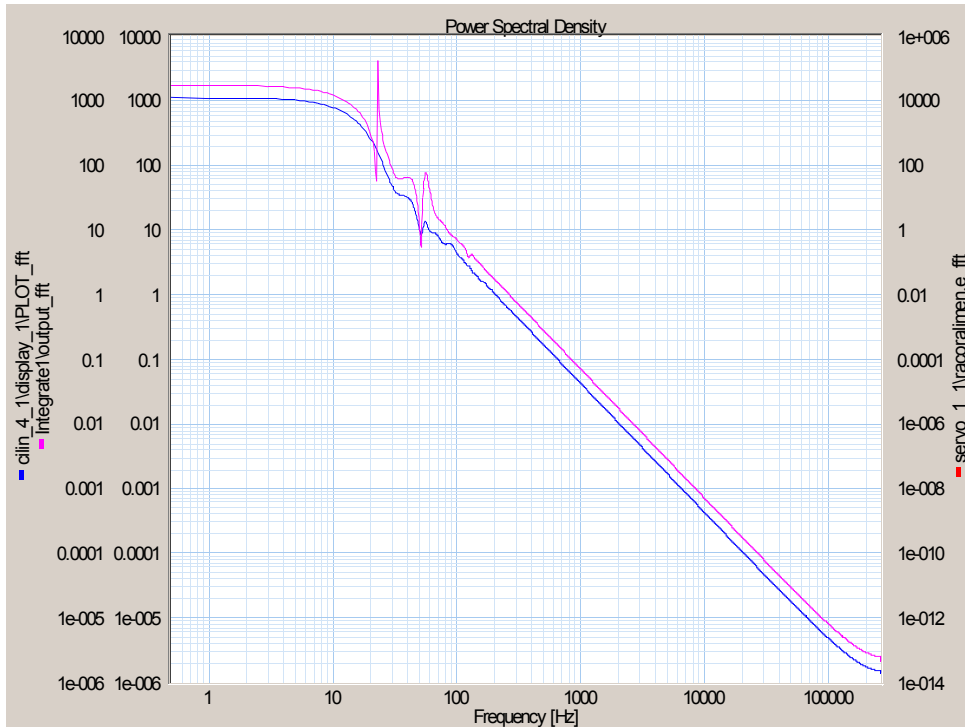
Gráfica 4.15 Respuesta frecuencial con actuador a L/2

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-6} \div 10^4 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



Gráfica 4.16 Respuesta temporal con actuador a 3L/4

Azul posición cilindro (w) (-2 ÷ +8 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-2 ÷ +8 cm)



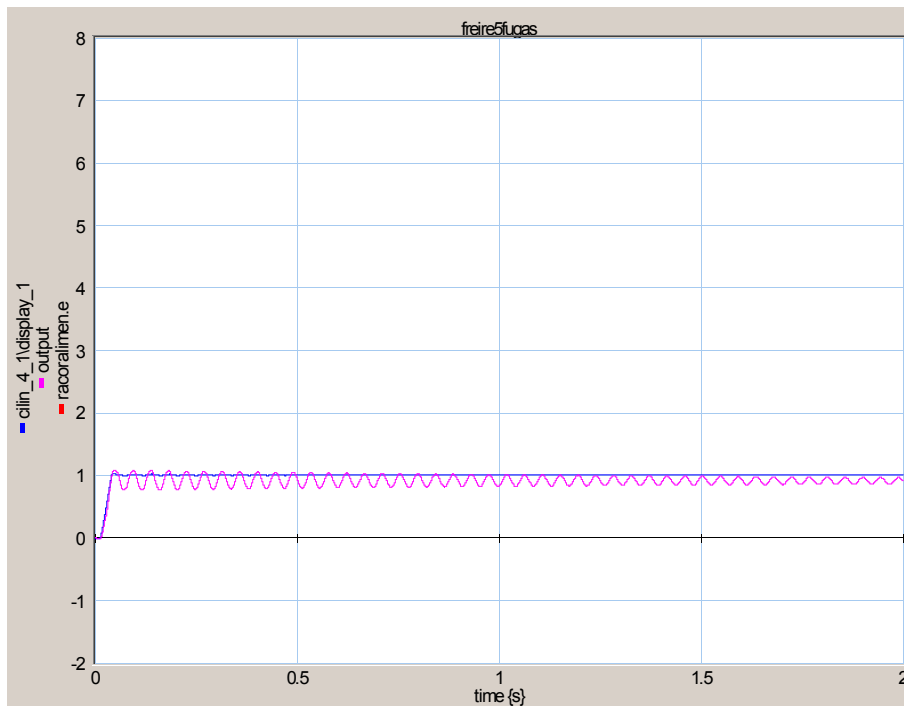
Gráfica 4.17 Respuesta frecuencial con actuador a 3L/4

Azul

posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-6} \div 10^4 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

Magenta

posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-6} \div 10^4 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



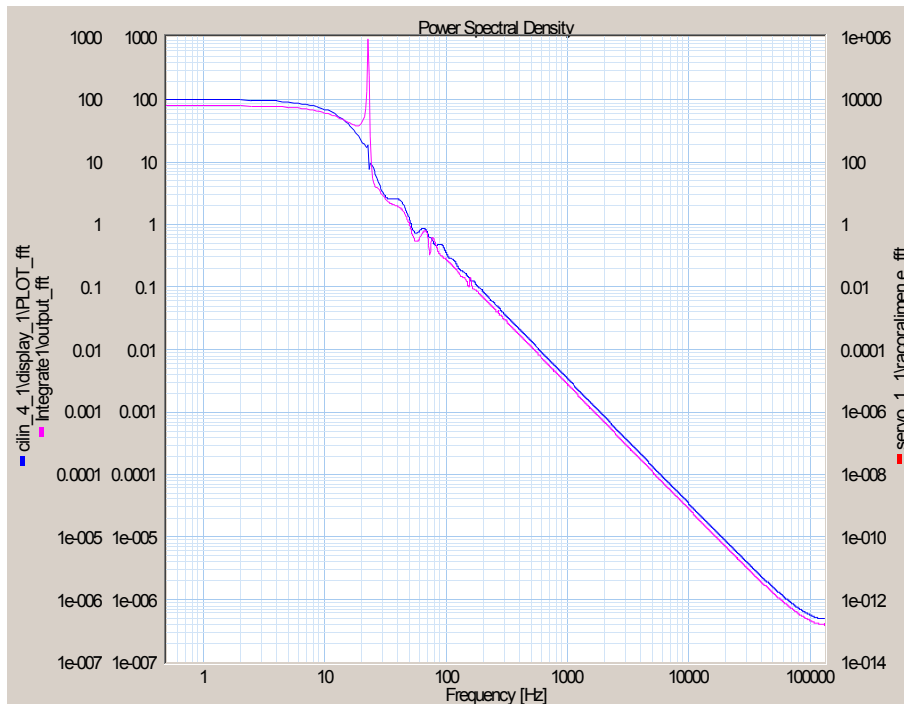
Gráfica 4.18 Respuesta temporal con actuador a 78L/80

Azul

posición cilindro (w) ($-2 \div +8 \text{ cm}$)

Magenta

posición extremo viga (w) ($-2 \div +8 \text{ cm}$)



Gráfica 4.19 Respuesta frecuencial con actuador a 78L/80

Azul posición cilindro ($W \bar{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \bar{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

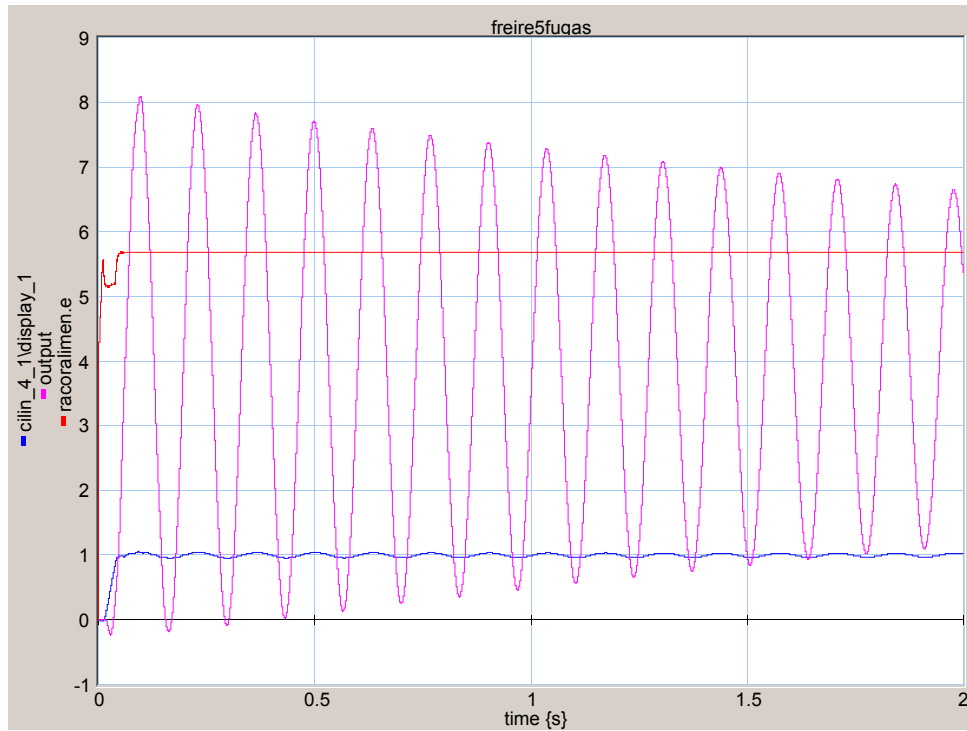
Posición Actuador	1ª frecuencia (Hz)	2ª frecuencia (Hz)
L/8	5.5	37.5
L/4	7.5	47.5
L/2	13	No observable
3L/4	23	56
78L/80	22.5	67

Tabla 4.1 Frecuencias propias en función de la posición del actuador

Los resultados obtenidos muestran que cuanto mas cerca se encuentra el actuador del extremo libre, mas altas son las frecuencias propias. Se exceptua la parte final, en la que prácticamente no cambia la primera frecuencia propia.

4.5.1.4 Efecto de la presión de alimentación

Se ha modificado el fichero que describe la válvula reguladora de presión, obteniéndose 3 presiones diferentes (5.67 , 5.22 y 4.22 M Pa) en la entrada de la servoválvula. A continuación se presenta la respuesta del sistema para cada presión.



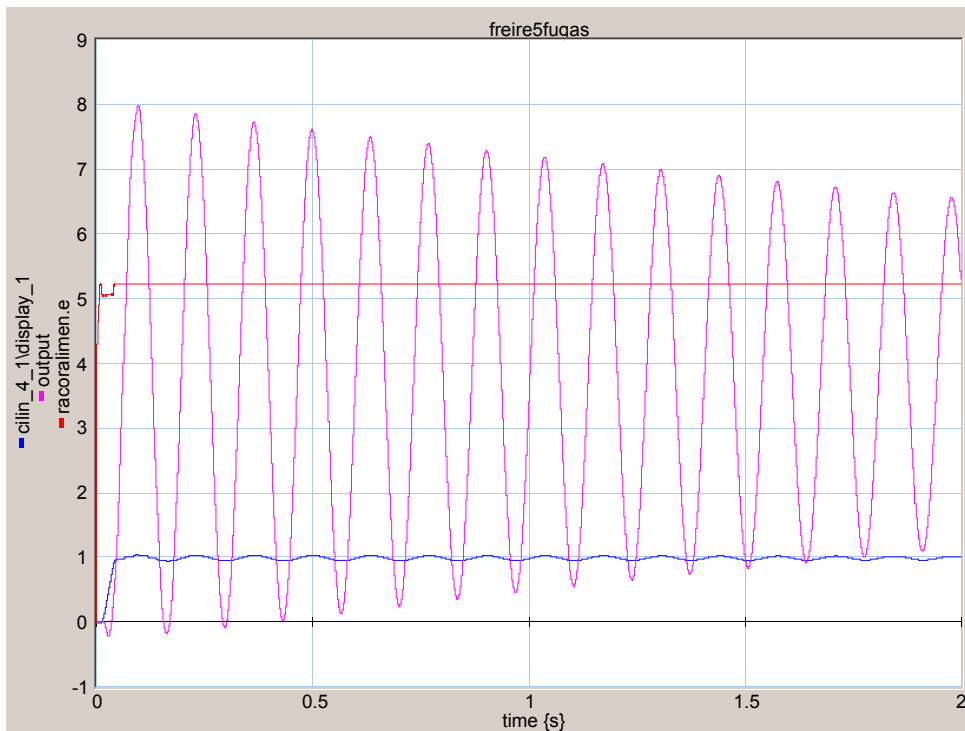
Gráfica 4.20 Respuesta temporal con una presión de 5.67 M Pa

Azul	posición cilindro (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Magenta	posición extremo viga (w)	(-1 ÷ +9 cm)
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	(-1 ÷ +9 M Pa)



Gráfica 4.21 Respuesta frecuencial con una presión de 5.67 M Pa

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



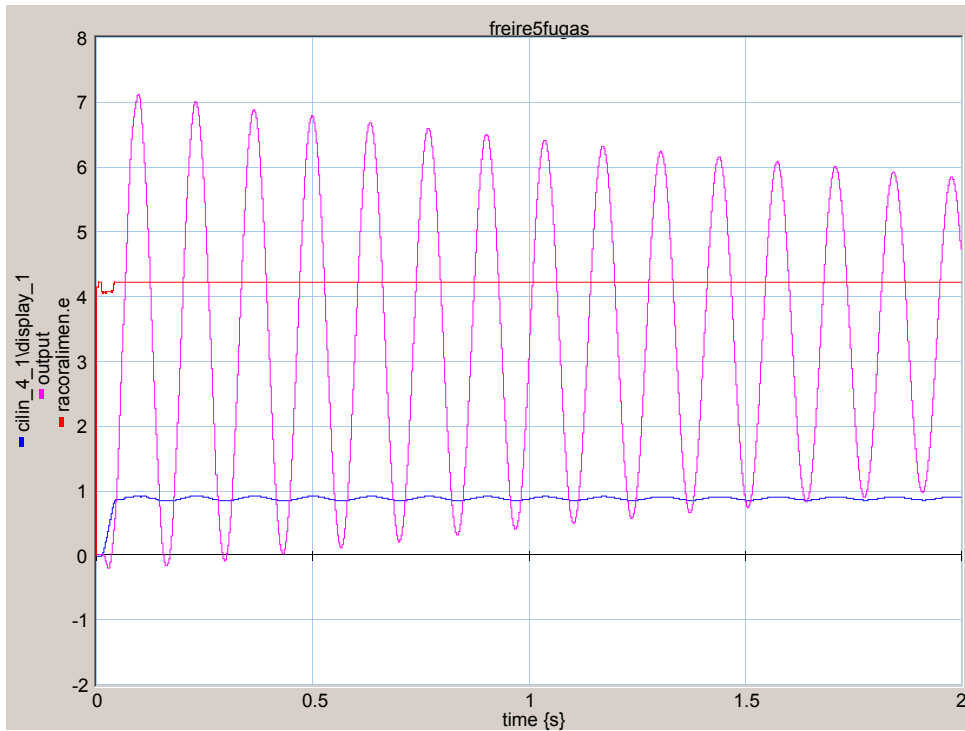
Gráfica 4.22 Respuesta temporal con una presión de 5.22 M Pa

Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_P) (-1 ÷ +9 M Pa)



Gráfica 4.23 Respuesta frecuencial con una presión de 5.22 M Pa

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



Gráfica 4.24 Respuesta temporal con una presión de 4.22 M Pa

Azul posición cilindro (w) ($-2 \div +8 \text{ cm}$)
 Magenta posición extremo viga (w) ($-2 \div +8 \text{ cm}$)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) ($-2 \div +8 \text{ M Pa}$)



Gráfica 4.25 Respuesta frecuencial con una presión de 4.22 M Pa

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)

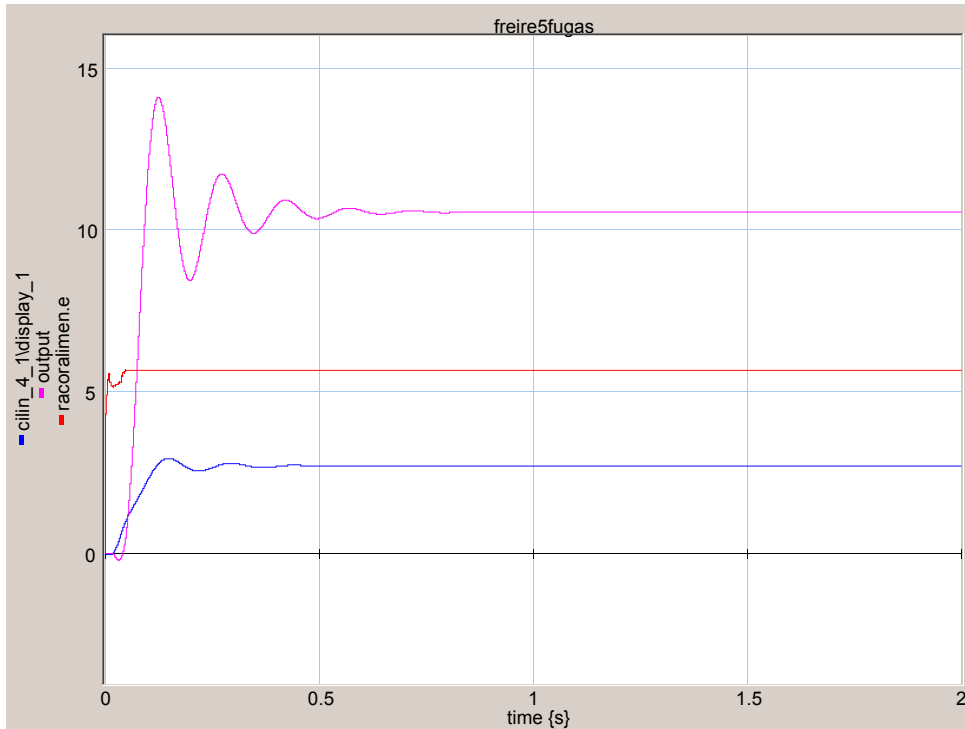
Observando las Gráficas 4.20 y 4.21 (correspondientes a una presión de 5.67 M Pa), las 22 y 23 (correspondientes a 5.22 M Pa) y las 24 y 25 (correspondientes a 4.22 M Pa), se puede deducir que las variaciones de presión solo afectan a la respuesta temporal: a mas presión, mayor amplitud en las oscilaciones. Las frecuencias propias obtenidas han sido:

Presión entrada servoválvula (MPa)	1ª frecuencia (Hz)	2ª frecuencia (Hz)
5.67	7.5	47.5
5.22	7.5	47.5
4.22	7.5	47.5

Tabla 4.2 Frecuencias propias en función de la presión de alimentación

4.5.1.5 Efecto del área del actuador lineal

En esta serie de simulaciones se ha modificado la superficie del piston. La serie empieza con un área 4 veces mas pequeña que la del piston utilizado en la simulación de referencia. La siguiente será la mitad, luego el doble y el cuádruple.



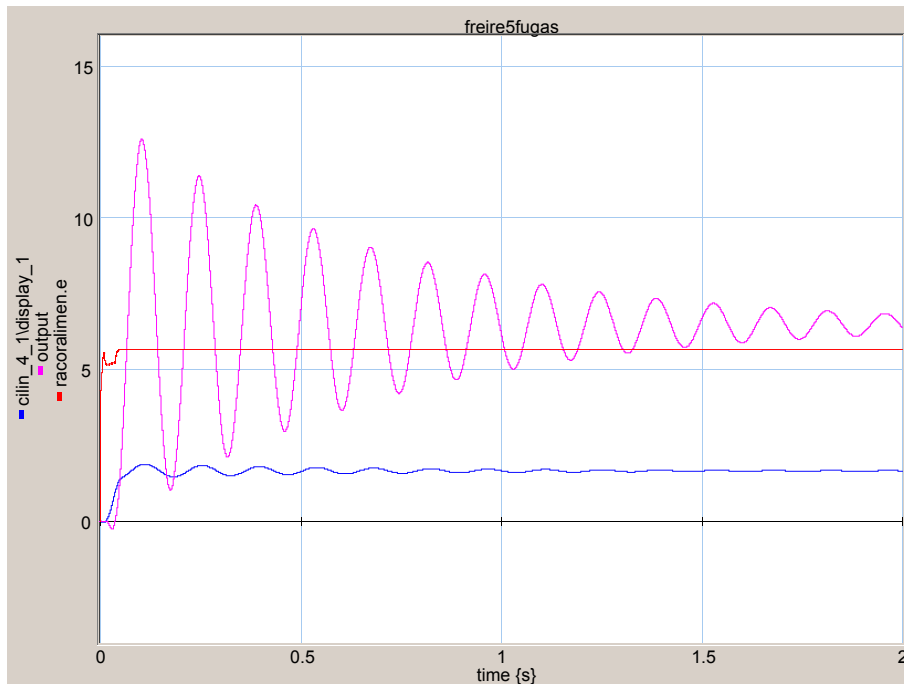
Gráfica 4.26 Respuesta temporal con 1/4 área pistón

Azul posición cilindro (w) ($0 \div +15$ cm)
 Magenta posición extremo viga (w) ($0 \div +15$ cm)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) ($0 \div +15$ MPa)



Gráfica 4.27 Respuesta frecuencial con 1/4 área pistón

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-8} \div 10^2$ cm²/Hz)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-12} \div 10^8$ cm²/Hz)



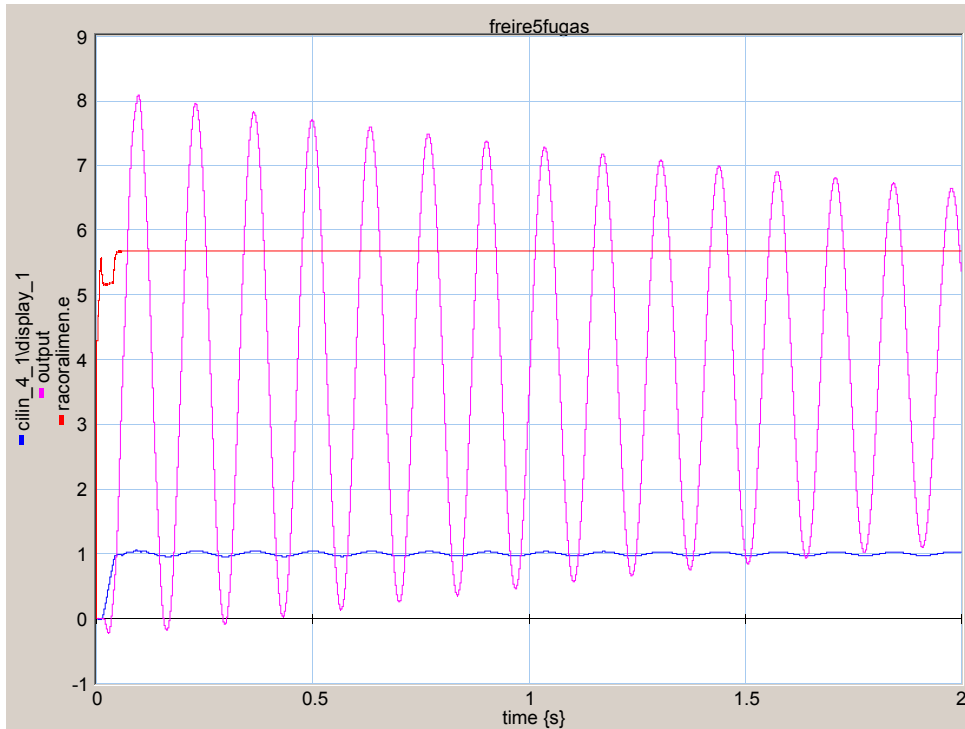
Gráfica 4.28 Respuesta temporal con $\frac{1}{2}$ área pistón

Azul posición cilindro (w) $(0 \div +15 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(0 \div +15 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(0 \div +15 \text{ MPa})$

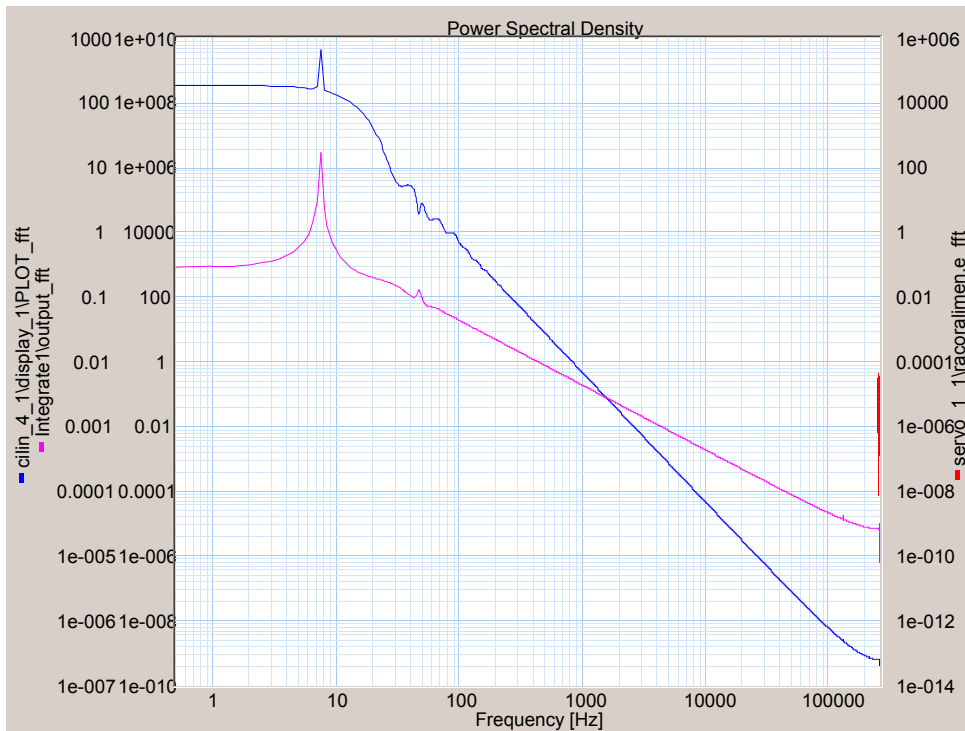


Gráfica 4.28 Respuesta frecuencial con $\frac{1}{2}$ área pistón

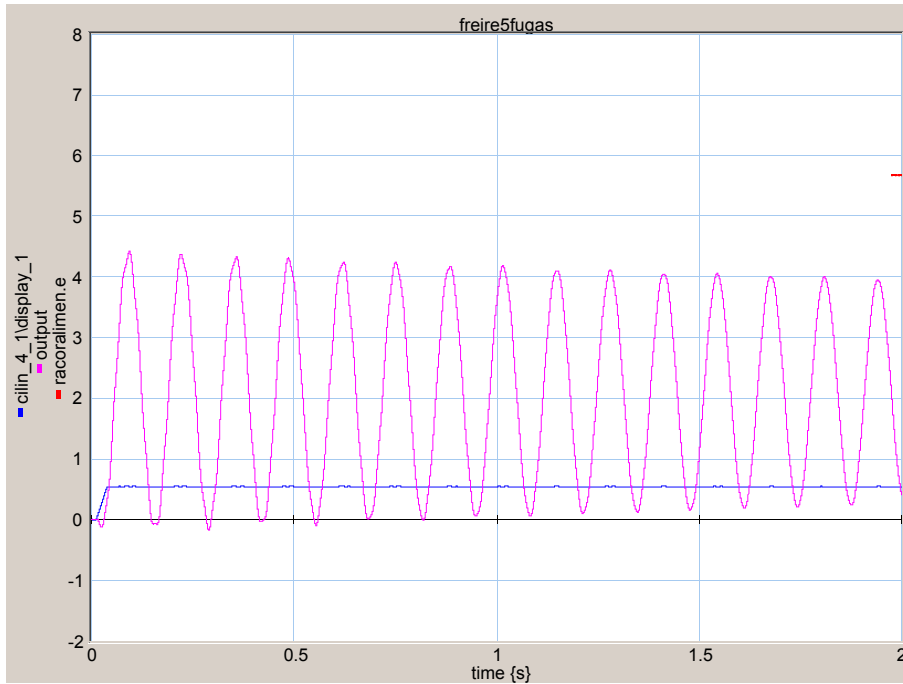
Azul posición cilindro $(\frac{W}{\bar{W}} / f)$ $(10^{-10} \div 10^6 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga $(\frac{W}{\bar{W}} / f)$ $(10^{-8} \div 10^7 \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.29 Respuesta temporal con área pistón de referencia
 Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_P) (-1 ÷ +9 MPa)



Gráfica 4.30 Respuesta frecuencial con área pistón de referencia
 Azul posición cilindro ($\overline{W} / \overline{f}$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($\overline{W} / \overline{f}$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



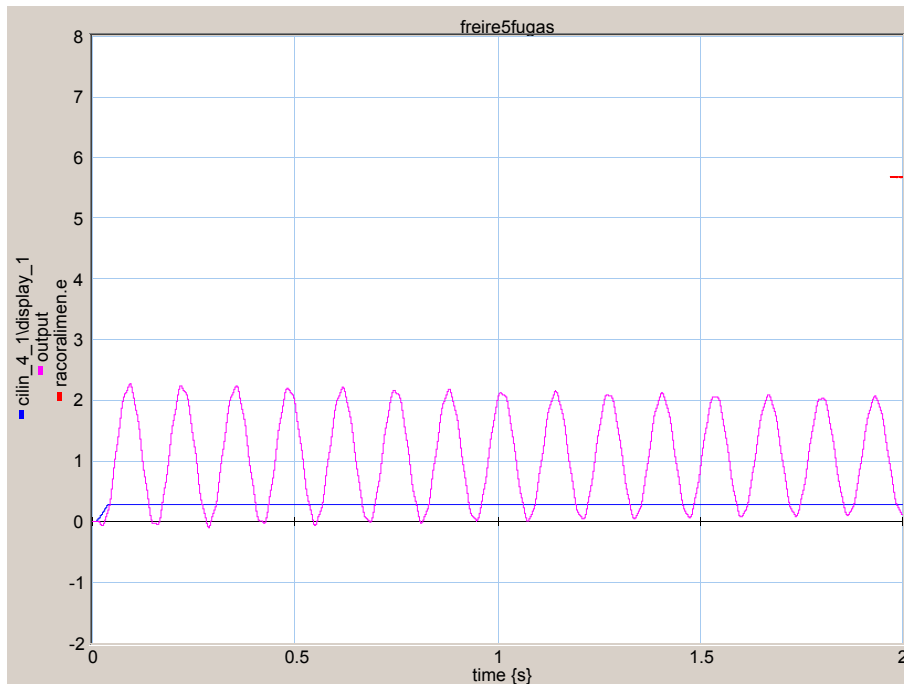
Gráfica 4.31 Respuesta temporal con doble área pistón

Azul posición cilindro (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$



Gráfica 4.32 Respuesta frecuencial con doble área pistón

Azul posición cilindro ($W \bar{W} / f$) $(10^{-8} \div 10^2 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga ($W \bar{W} / f$) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.33 Respuesta temporal con cuadruple área pistón
 Azul posición cilindro (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$



Gráfica 4.34 Respuesta frecuencial con cuadruple área pistón
 Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) $(10^{-8} \div 10^2 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) $(10^{-12} \div 10^8 \text{ cm}^2/\text{Hz})$

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

Área Actuador	1ª frecuencia (Hz)	2ª frecuencia (Hz)
A/4	6	No observable
A/2	7	No observable
A	7.5	47.5
2 A	7.5	49
4 A	7.5	49.5

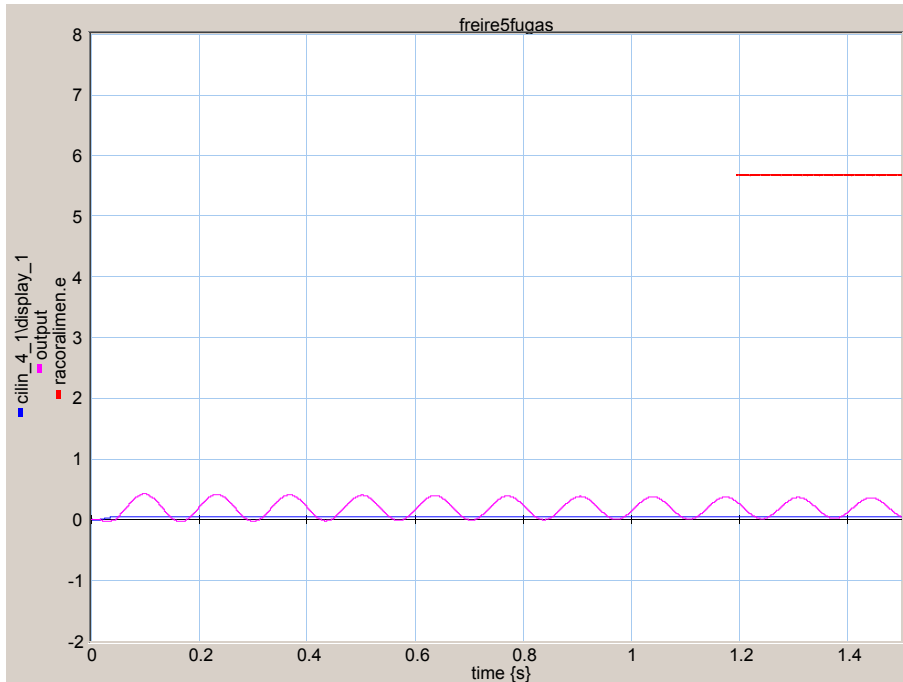
Tabla 4.3 Frecuencias propias en función del área del actuador

Las respuestas temporales obtenidas son bastante razonables. Si se envía el mismo caudal a dos actuadores de sección diferente es lógico que el mas pequeño se mueva con mayor velocidad y que los fenómenos de amortiguación sean mas visibles.

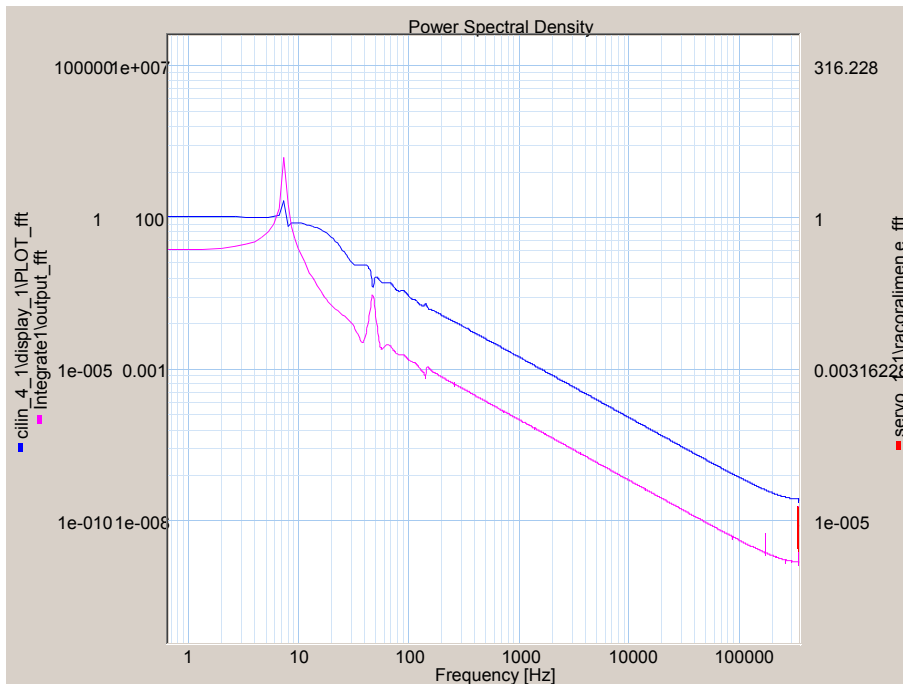
De lo anterior se deduce que el actuador utilizado ha de ser el mas pequeño posible compatible con las condiciones existentes, para obtener la respuesta mas rápida posible.

4.5.1.6 Efecto del caudal nominal de la servoválvula

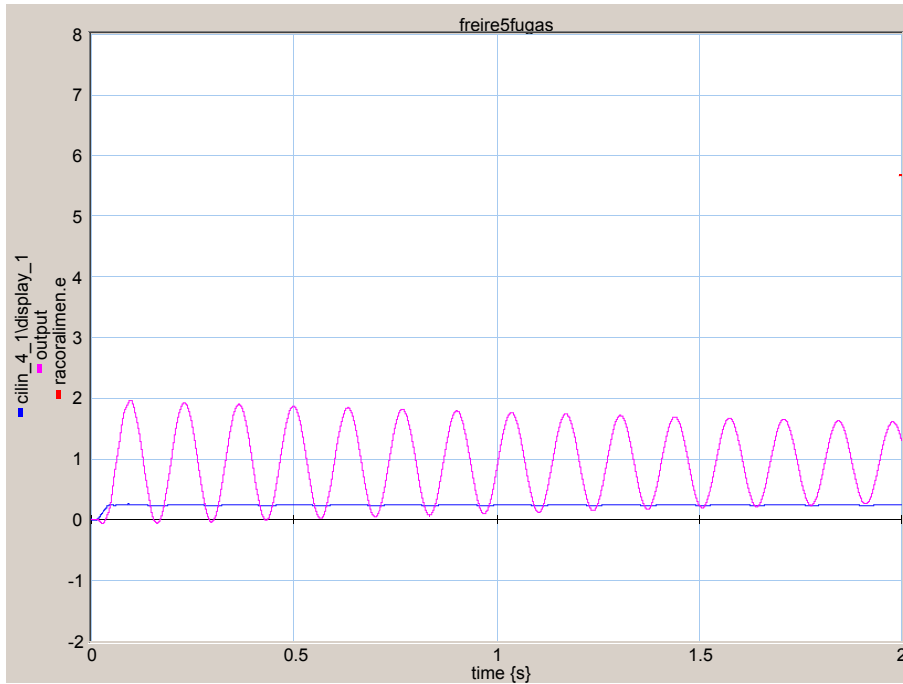
En esta serie de simulaciones se ha modificado el caudal nominal de la servoválvula. La serie empieza con un caudal 4 veces mas pequeño que el caudal de la servoválvula utilizado en la simulación de referencia. El siguiente será la mitad, luego el doble y el cuádruple.



Gráfica 4.35 Respuesta temporal con sevoválvula de caudal nominal $\frac{1}{4}$
 Azul posición cilindro (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$



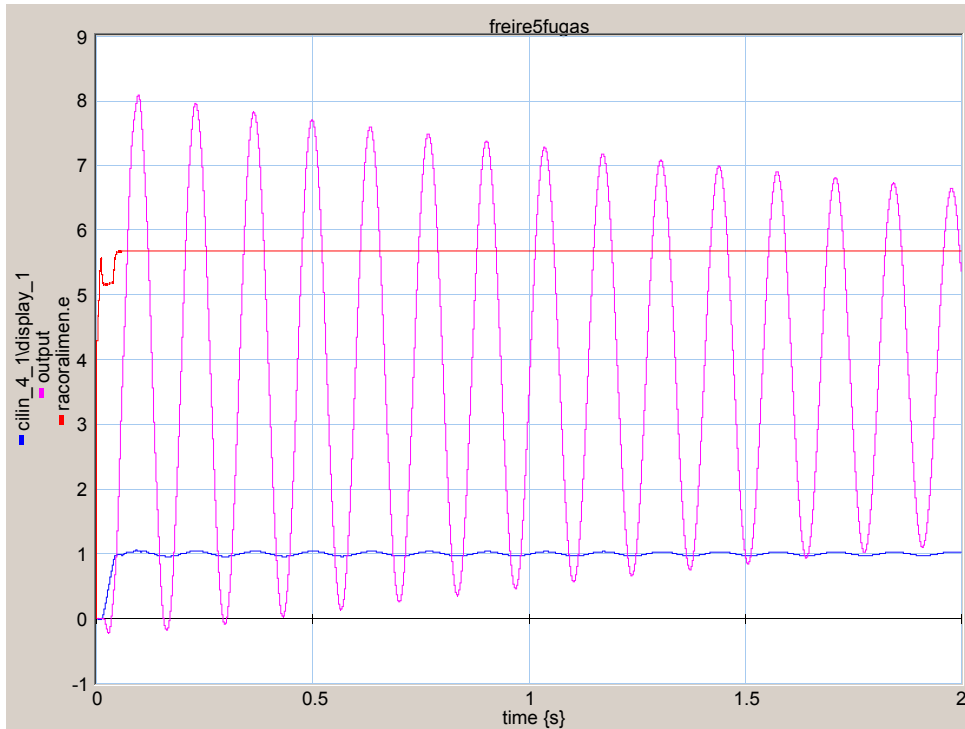
Gráfica 4.36 Respuesta frecuencial con sevoválvula de caudal nominal $\frac{1}{4}$
 Azul posición cilindro $(\frac{W \overline{W}}{f})$ $(10^{-10} \div 10^5 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga $(\frac{W \overline{W}}{f})$ $(10^{-8} \div 10^7 \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.37 Respuesta temporal con sevoválvula de caudal nominal $\frac{1}{2}$
 Azul posición cilindra (w) (-2 ÷ +8 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-2 ÷ +8 cm)



Gráfica 4.38 Respuesta frecuencial con sevoválvula de caudal nominal $\frac{1}{2}$
 Azul posición cilindra ($\frac{W}{\bar{W}} / f$) ($10^{-8} \div 10^2 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($\frac{W}{\bar{W}} / f$) ($10^{-12} \div 10^{18} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



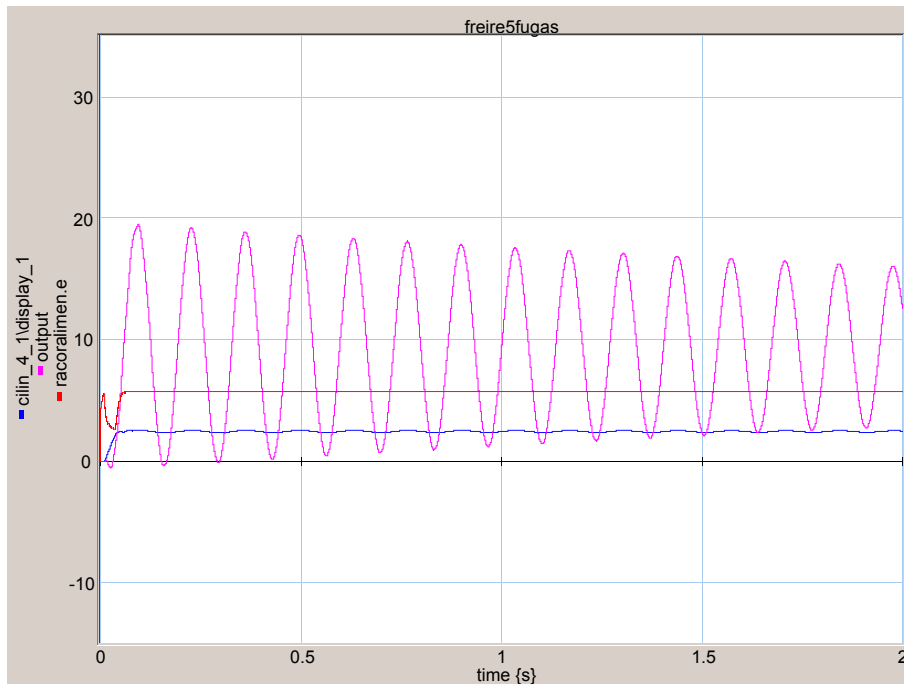
Gráfica 4.39 Respuesta temporal con servoválvula de caudal nominal de referencia

Azul	posición cilindro (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-1 \div +9 \text{ MPa})$



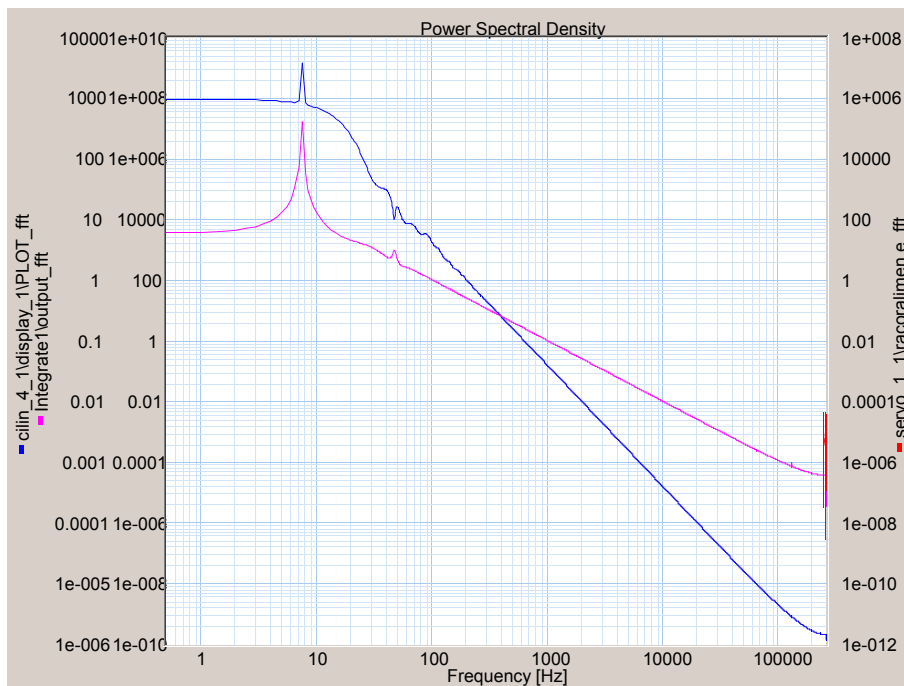
Gráfica 4.40 Respuesta frecuencial con servoválvula de caudal nominal de referencia

Azul	posición cilindro ($W \bar{W} / f$)	$(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta	posición extremo viga ($W \bar{W} / f$)	$(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



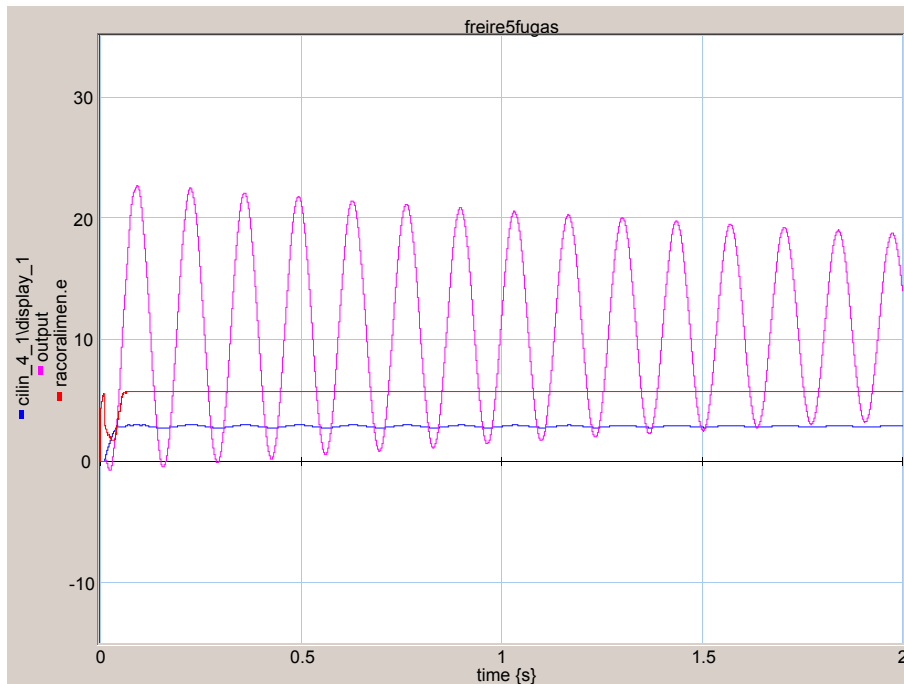
Gráfica 4.41 Respuesta temporal con servoválvula de caudal nominal doble

Azul	posición cilindro (w)	$(-10 \div +30 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-10 \div +30 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-10 \div +30 \text{ MPa})$



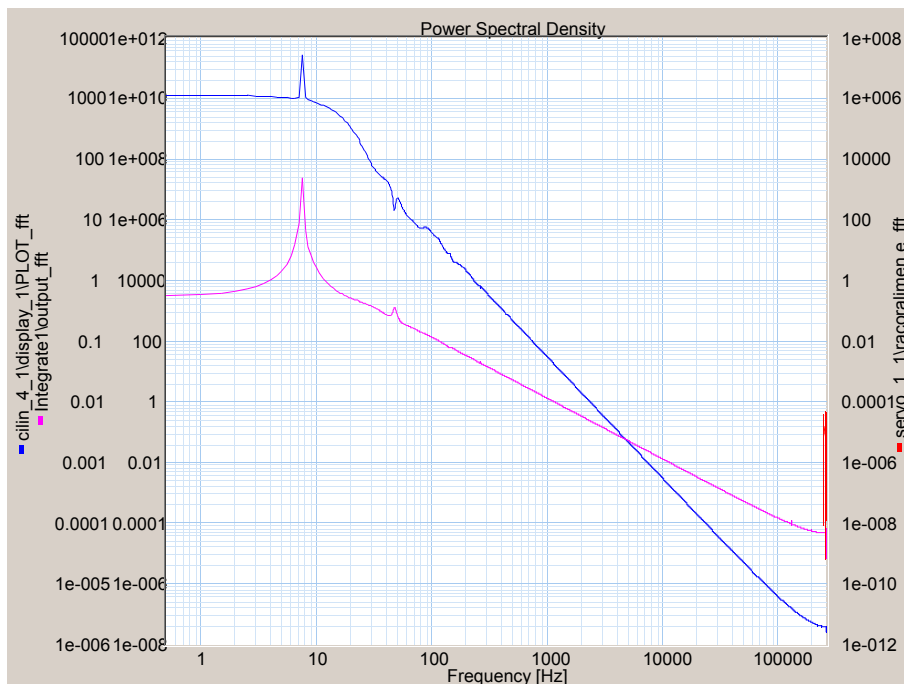
Gráfica 4.42 Respuesta frecuencial con servoválvula de caudal nominal doble

Azul	posición cilindro ($\frac{W}{\bar{W}} / f$)	$(10^{-6} \div 10^4 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta	posición extremo viga ($\frac{W}{\bar{W}} / f$)	$(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.43 Respuesta temporal con servoválvula de caudal nominal cuádruple

Azul	posición cilindro (w)	$(-10 \div +30 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-10 \div +30 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-10 \div +30 \text{ MPa})$



Gráfica 4.44 Respuesta frecuencial con servoválvula de caudal nominal cuádruple

Azul	posición cilindro (\overline{W} / f)	$(10^{-6} \div 10^4 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta	posición extremo viga (\overline{W} / f)	$(10^{-8} \div 10^{12} \text{ cm}^2/\text{Hz})$

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

Caudal Nominal	1ª frecuencia	2ª frecuencia
Servoválvula	(Hz)	(Hz)
Q/4	7.33	47.33
Q/2	7.5	47.5
Q	7.5	47.5
2 Q	7.5	47.5
4 Q	7.5	47.5

Tabla 4.4 Frecuencias propias en función del caudal nominal de la servoválvula

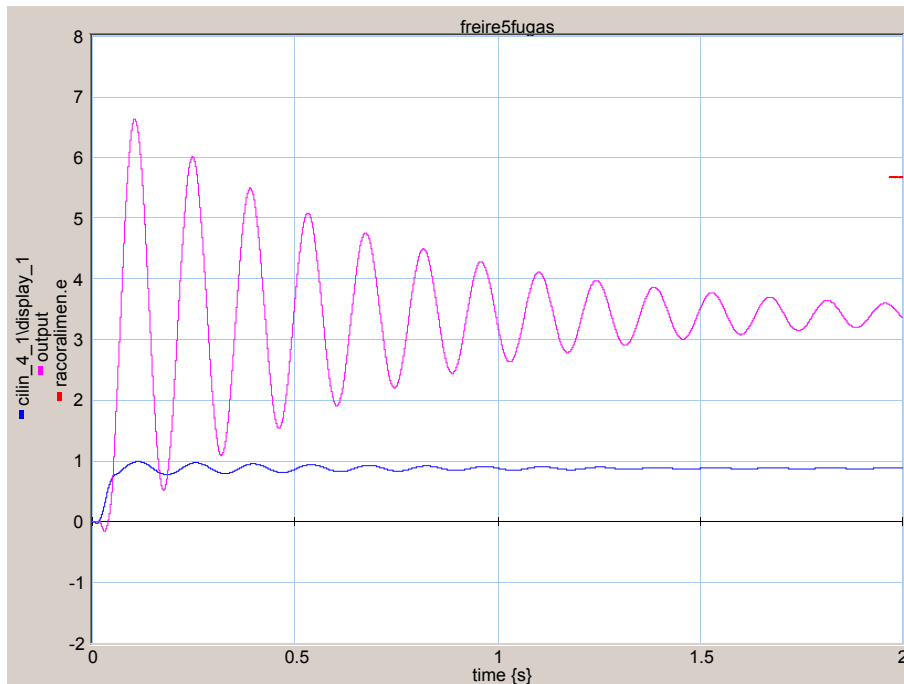
La influencia del caudal nominal de la servoválvula en las frecuencias propias es muy pequeña. En cambio, en la respuesta temporal, controla la velocidad máxima del actuador lineal.

4.5.1.6 Efecto del conjunto servoválvula-actuador lineal

En esta serie de simulaciones se ha modificado el caudal nominal de la servoválvula y la sección del actuador lineal simultáneamente. La serie empieza con una servoválvula de caudal nominal $\frac{1}{2}$ con un actuador de sección $\frac{1}{2}$ (Gráficas 4.45 y 4.46). Continúa con el conjunto de referencia (Gráficas 4.47 y 4.48). Y termina con caudal doble y sección doble (Gráficas 4.49 y 4.50).

La observación de la presión en la entrada de la servoválvula indica que el grupo oleohidráulico está sobrecargado en el último caso.

Finalmente se ha añadido una simulación con actuador de sección $\frac{1}{2}$ y servoválvula de caudal nominal doble (Gráficas 4.51 y 4.52). En este caso se ha modificado el tiempo de activación de la servoválvula para obtener un desplazamiento similar en el actuador.



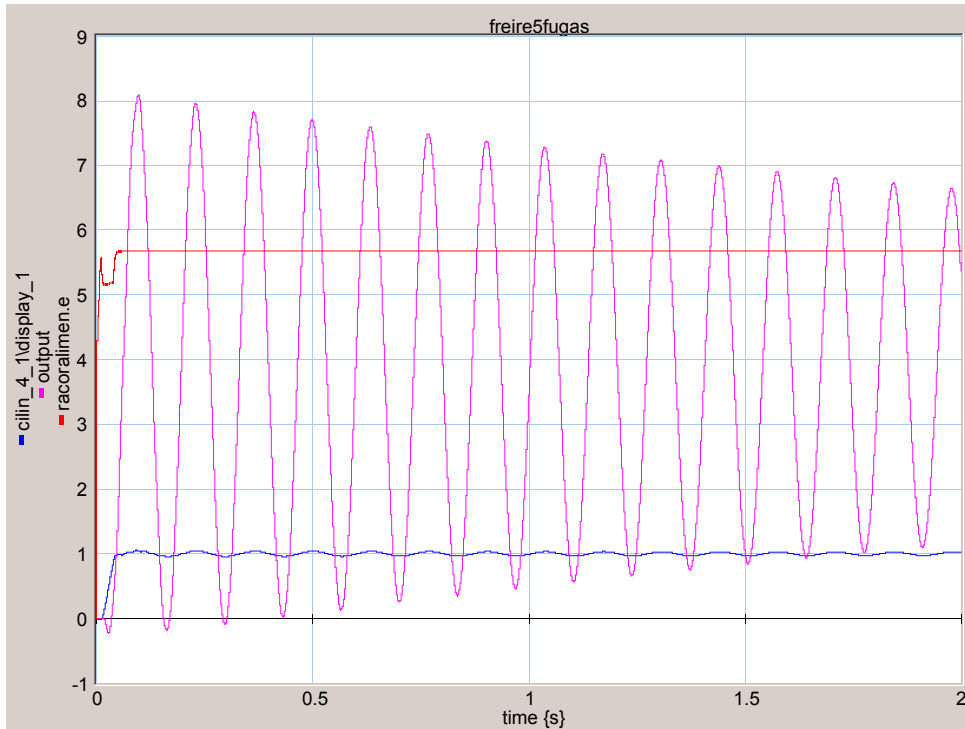
Gráfica 4.45 Respuesta temporal con conjunto servoactuador $\frac{1}{2}$

Azul posición cilindro (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$
Magenta posición extremo viga (w) $(-2 \div +8 \text{ cm})$



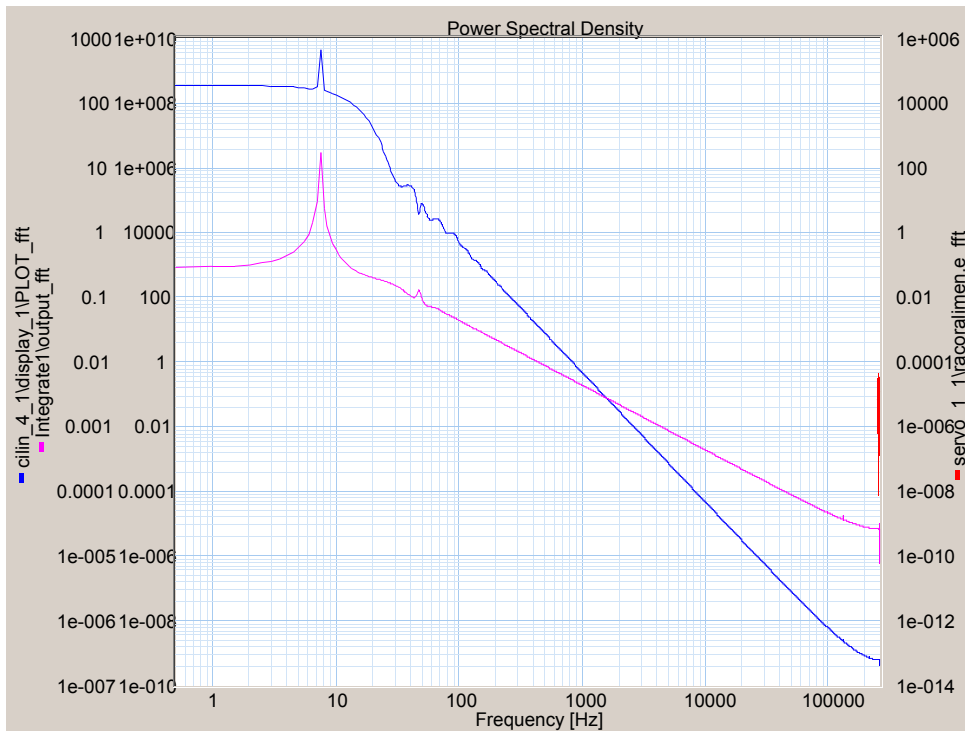
Gráfica 4.46 Respuesta frecuencial con conjunto servoactuador $\frac{1}{2}$

Azul posición cilindro ($\overline{W} / \overline{f}$) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta posición extremo viga ($\overline{W} / \overline{f}$) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



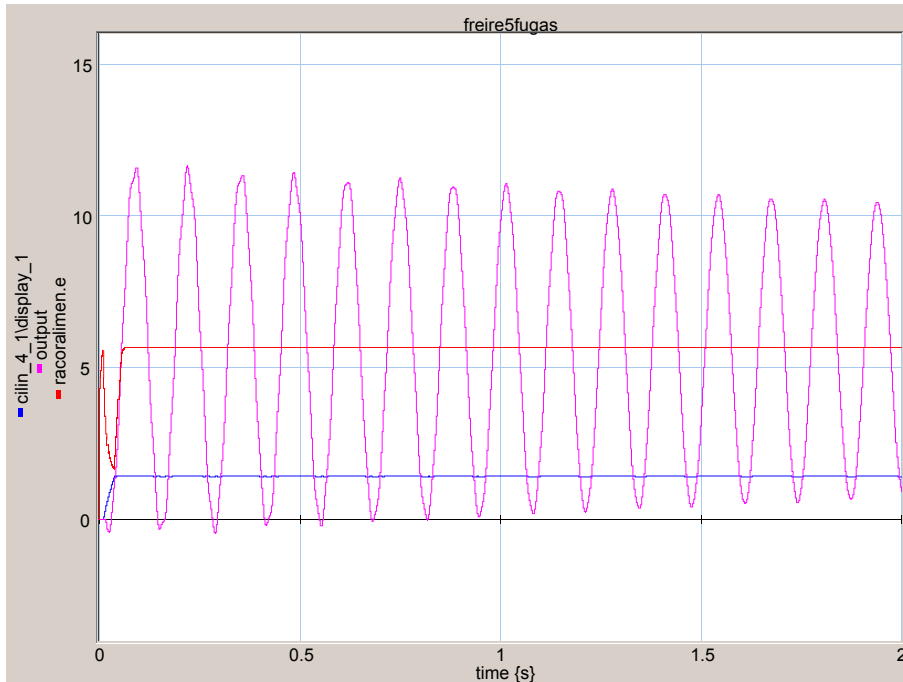
Gráfica 4.47 Respuesta temporal con conjunto servoactuador referencia

Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-1 ÷ +9 cm)
 Rojo presión entrada servoválvula (P_P) (-1 ÷ +9 MPa)



Gráfica 4.48 Respuesta frecuencial con conjunto servoactuador referencia

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) ($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) ($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



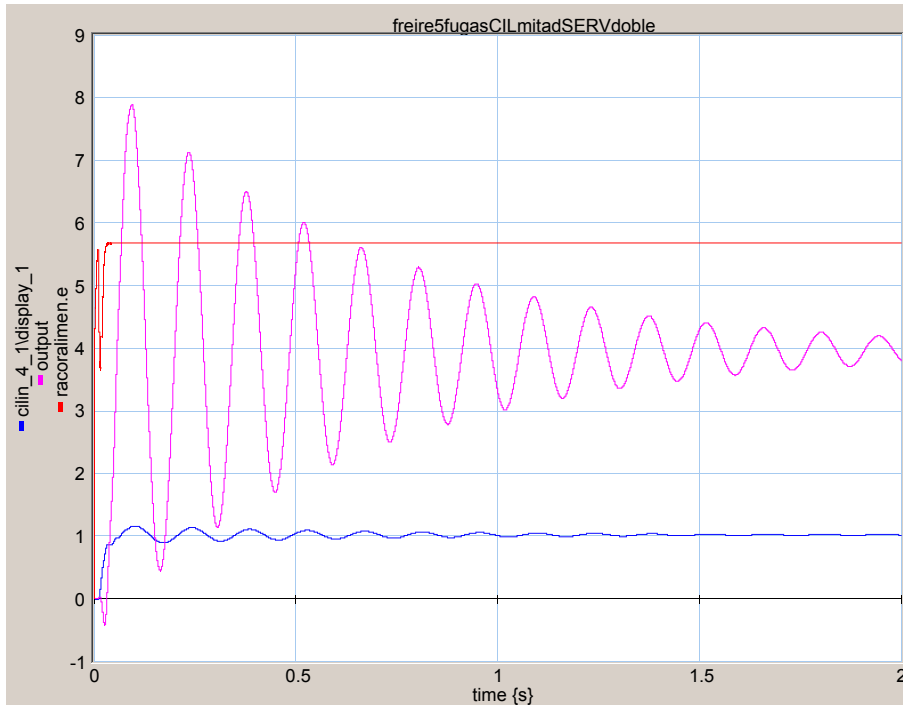
Gráfica 4.49 Respuesta temporal con conjunto servoactuador doble

Azul	posición cilindro (w)	(0 ÷ +15 cm)
Magenta	posición extremo viga (w)	(0 ÷ +15 cm)
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	(0 ÷ +15 MPa)



Gráfica 4.50 Respuesta frecuencial con conjunto servoactuador doble

Azul	posición cilindro ($W \overline{W} / f$)	($10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz}$)
Magenta	posición extremo viga ($W \overline{W} / f$)	($10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz}$)



Gráfica 4.51 Respuesta temporal con pistón 1/2 servo doble caudal

Azul	posición cilindro (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.52 Respuesta frecuencial con pistón 1/2 servo doble caudal

Azul	posición cilindro ($\frac{W}{\bar{W}} / f$)	$(10^{-10} \div 10^5 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta	posición extremo viga ($\frac{W}{\bar{W}} / f$)	$(10^{-8} \div 10^7 \text{ cm}^2/\text{Hz})$

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

Conjunto servo		1ª frecuencia	2ª frecuencia
Servoválvula	Actuador	(Hz)	(Hz)
Q/2	A/2	7	No observable
Q	A	7.5	47.5
2 Q	2 A	7.5	49
2 Q	A/2	7	47

Tabla 4.5 Frecuencias propias en función del caudal nominal de la servoválvula y del área del actuador

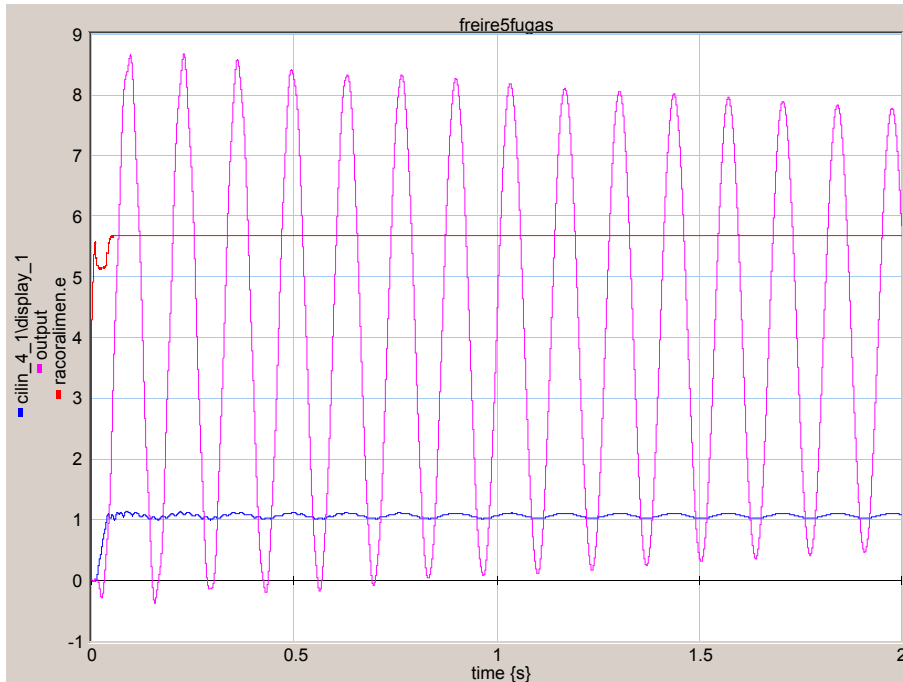
La influencia del conjunto servoválvula-actuador en las frecuencias propias es muy pequeña. En cambio, en la respuesta temporal, controla la velocidad máxima del actuador lineal.

En la Gráfica 4.45 queda muy claro que la reducción simultánea del caudal nominal de la servoválvula y del área del actuador aumenta la amortiguación notablemente.

En este instante ya se puede afirmar que para conseguir una amortiguación rápida (sin emplear esquemas activos) de las vibraciones es conveniente utilizar un actuador lineal de la mínima sección posible (por supuesto compatible con las cargas existentes). En cambio el caudal de la servoválvula no afecta prácticamente este punto.

4.5.1.7 Efecto del rozamiento en el actuador lineal

En esta serie de simulaciones se ha modificado el rozamiento en el actuador lineal. El rozamiento del actuador utilizado en la simulación de referencia es de $0.1 \text{ hN} \cdot \text{s} / \text{cm}$. Se presentarán las simulaciones realizadas con los siguientes valores: 0.01 ; 0.03 ; 0.1 ; 0.3 ; $1 \text{ hN} \cdot \text{s} / \text{cm}$.



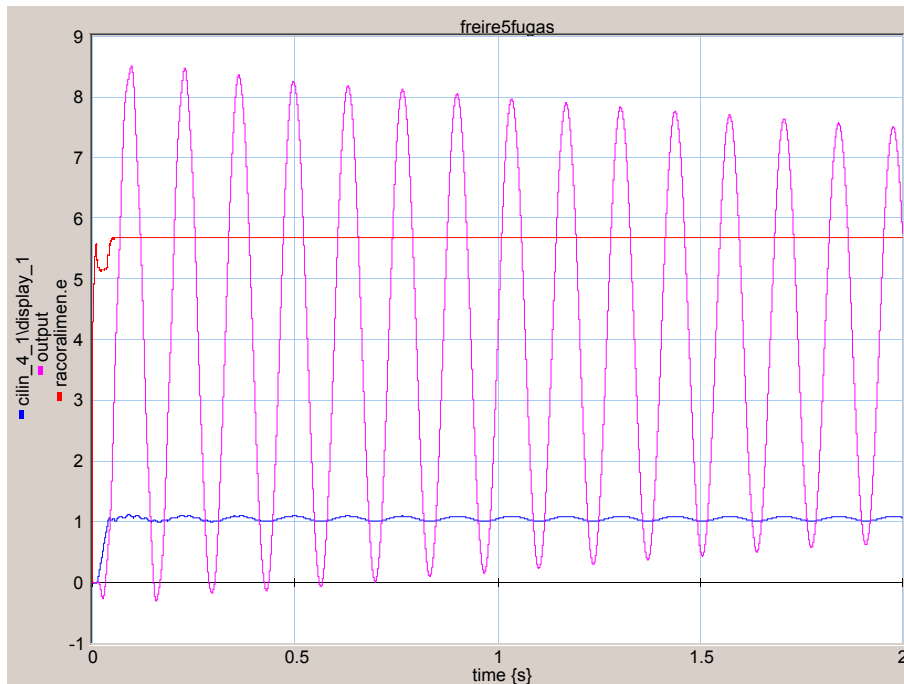
Gráfica 4.53 Respuesta temporal con $R=0.01$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.54 Respuesta frecuencial con $R=0.01$

Azul posición cilindro $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



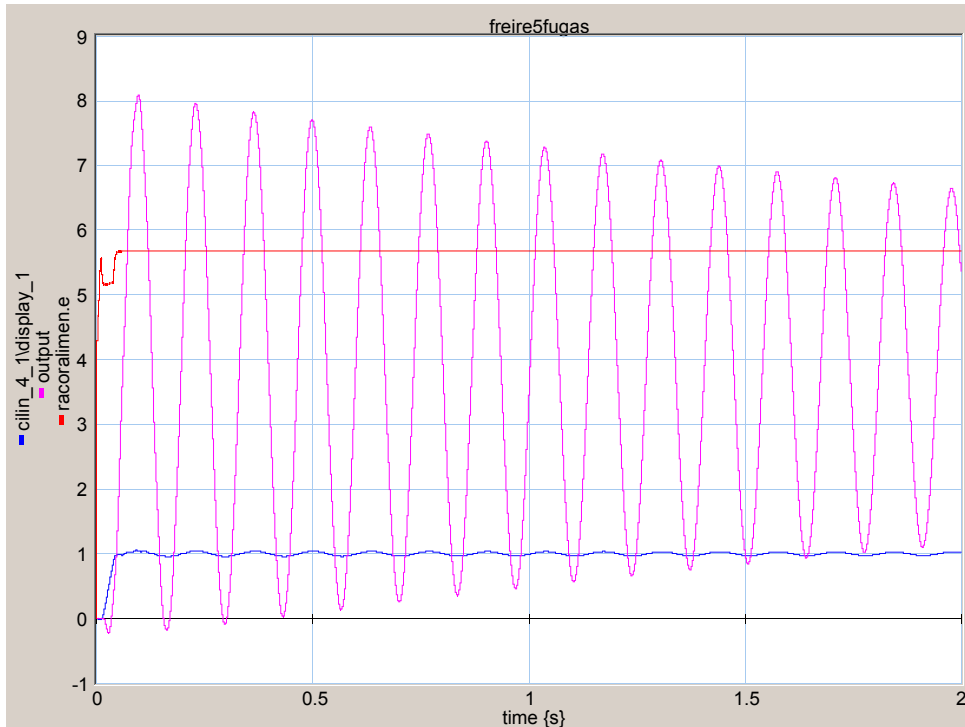
Gráfica 4.55 Respuesta temporal con $R=0.03$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.56 Respuesta frecuencial con $R=0.03$

Azul posición cilindro (\overline{W} / f) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga (\overline{W} / f) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



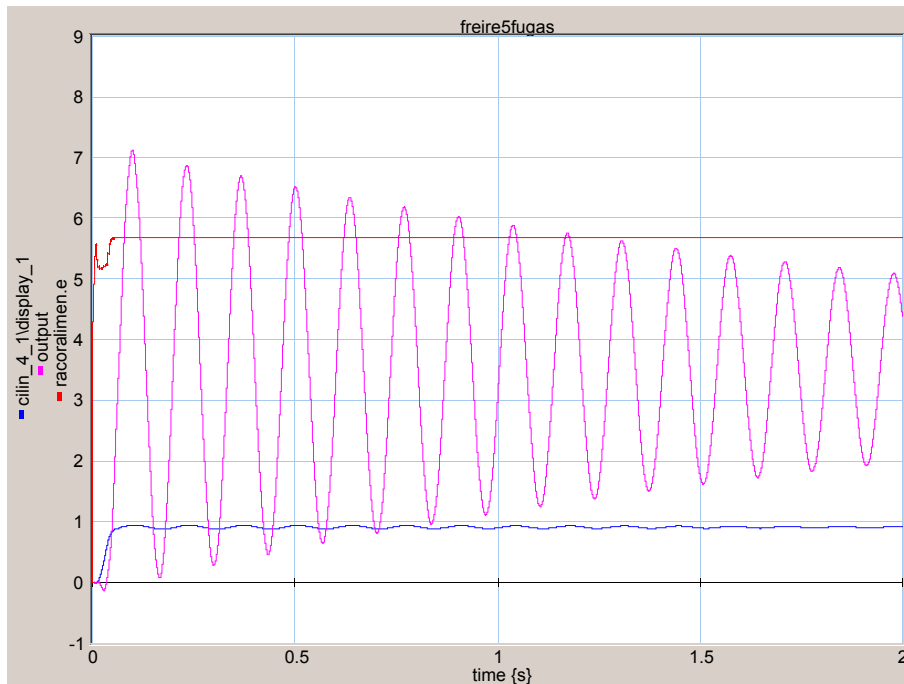
Gráfica 4.57 Respuesta temporal con $R=0.1$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_P) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.58 Respuesta frecuencial con $R=0.1$

Azul posición cilindro ($\frac{W}{\bar{W}} / f$) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga ($\frac{W}{\bar{W}} / f$) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



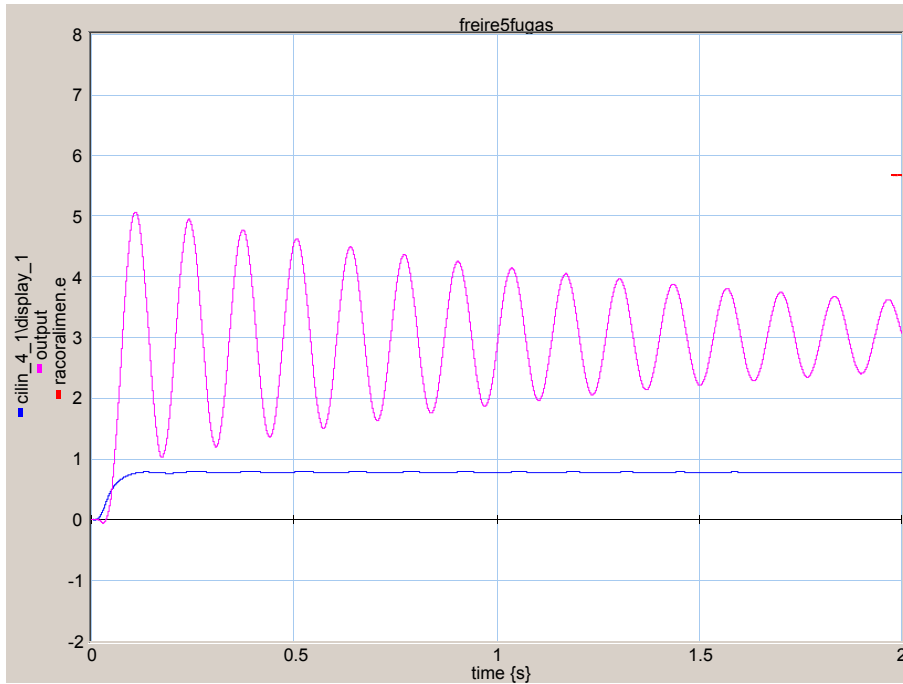
Gráfica 4.59 Respuesta temporal con $R=0.3$

Azul	posición cilindro (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-1 \div +9 \text{ MPa})$



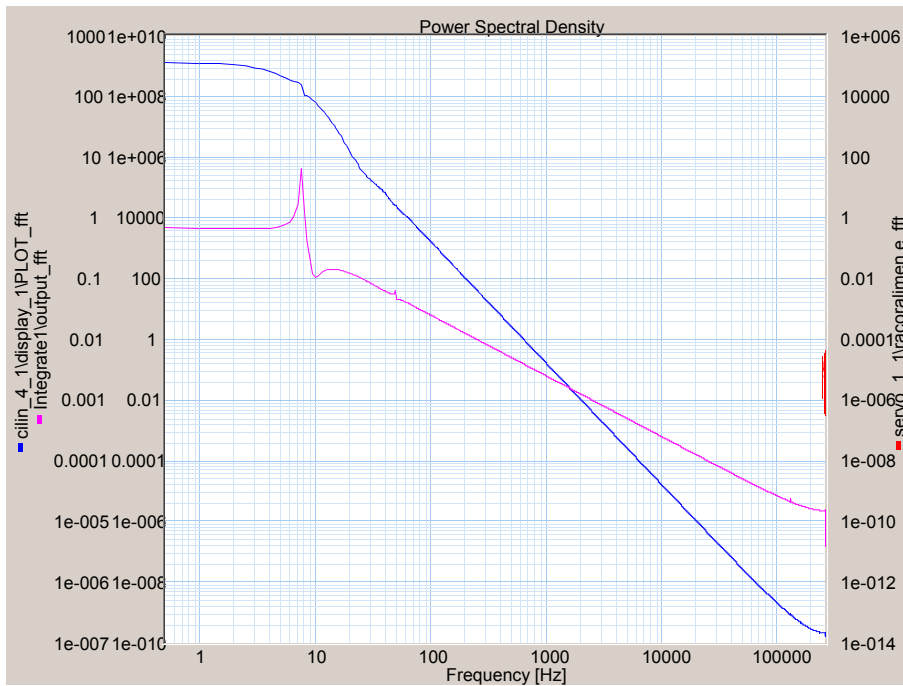
Gráfica 4.60 Respuesta frecuencial con $R=0.3$

Azul	posición cilindro ($W \overline{W} / f$)	$(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
Magenta	posición extremo viga ($W \overline{W} / f$)	$(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.61 Respuesta temporal con $R=1$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$



Gráfica 4.62 Respuesta frecuencial con $R=1$

Azul posición cilindro $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

Rozamiento (hN · s / cm)	1ª frecuencia (Hz)	2ª frecuencia (Hz)
0.01	7.5	46.5
0.03	7.5	46.5
0.1	7.5	47.5
0.3	7.5	49
1	7.5	49.5

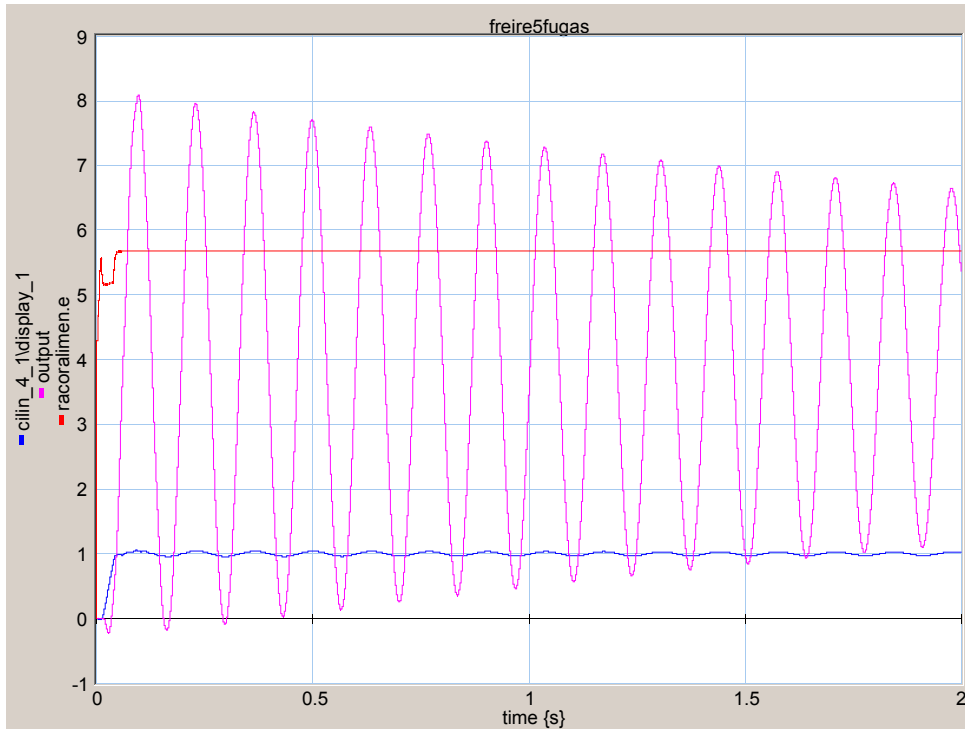
Tabla 4.6 Frecuencias propias en función del rozamiento en el actuador lineal

La influencia del rozamiento en las frecuencias propias es muy pequeña. En cambio, en la respuesta temporal, es uno de los factores que amortiguan las vibraciones.

4.5.1.8 Efecto de las fugas en el actuador lineal

En esta serie de simulaciones se ha modificado el elemento R que define las fugas en el actuador lineal . En estas pruebas se parte del valor de R utilizado en el modelo de referencia, 100 hN · s / cm, y se va reduciendo su valor para aumentar las fugas.

Se han realizado simulaciones con R_fugas de 100, 30, 10, 3, 1 hN · s / cm.



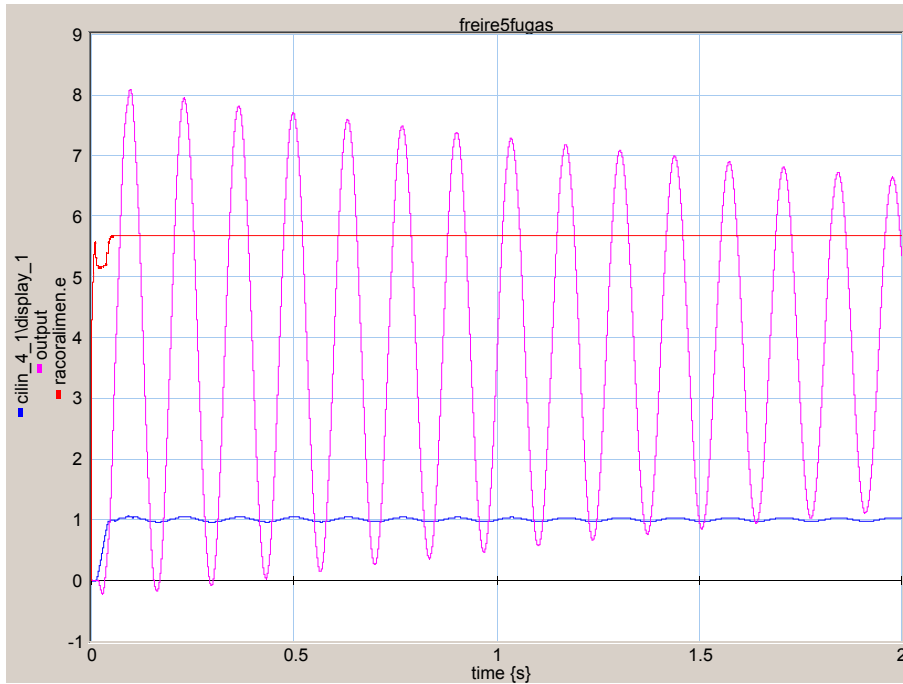
Gráfica 4.63 Respuesta temporal con $R_{fugas}=100$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_P) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.64 Respuesta frecuencial con $R_{fugas}=100$

Azul posición cilindro ($W \overline{W} / f$) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga ($W \overline{W} / f$) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



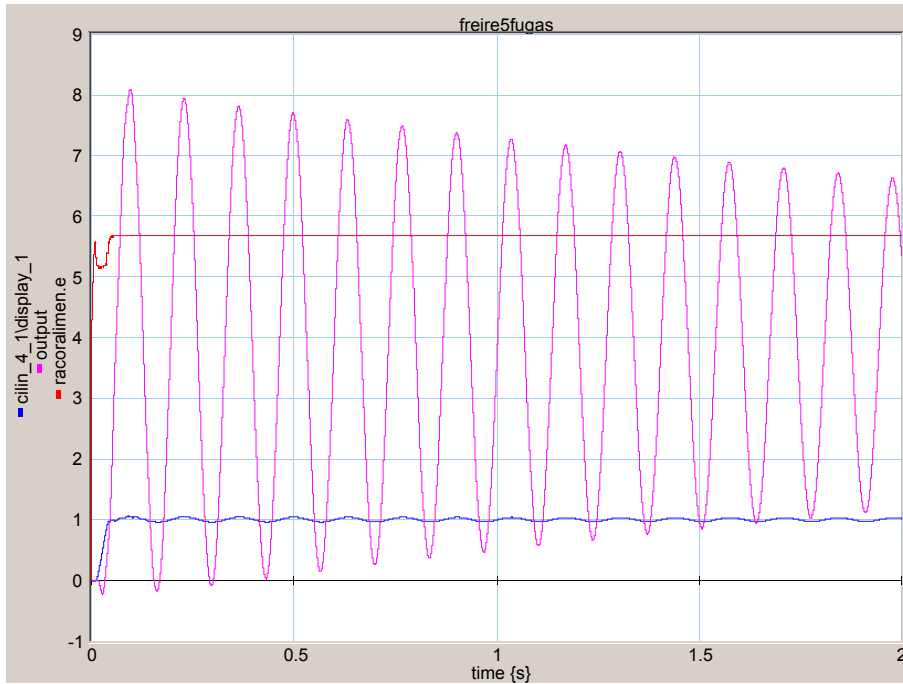
Gráfica 4.65 Respuesta temporal con $R_{fugas}=30$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.66 Respuesta frecuencial con $R_{fugas}=30$

Azul posición cilindro $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga $(\overline{W} / \overline{f})$ $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



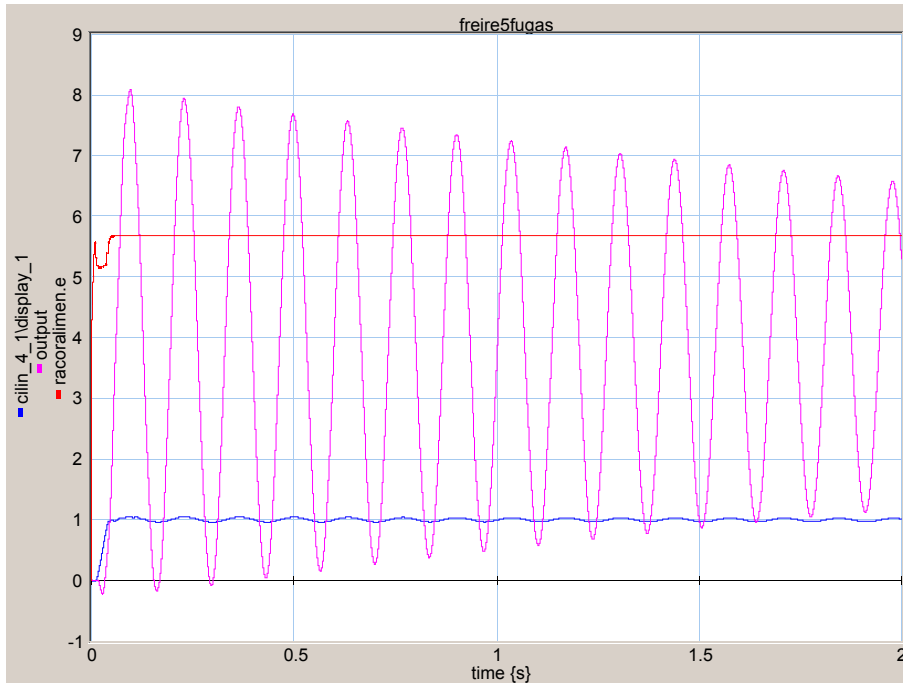
Gráfica 4.67 Respuesta temporal con $R_{fugas}=10$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.68 Respuesta frecuencial con $R_{fugas}=10$

Azul posición cilindro (\overline{W}/f) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga (\overline{W}/f) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



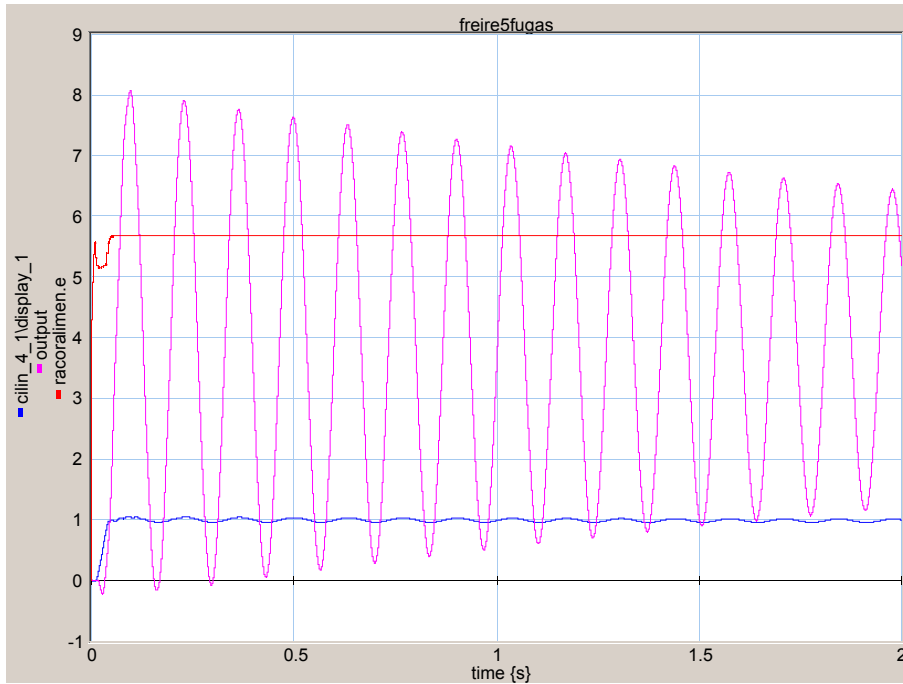
Gráfica 4.69 Respuesta temporal con $R_{fugas}=3$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-1 \div +9 \text{ cm})$
 Rojo presión entrada servoválvula (P_p) $(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.70 Respuesta frecuencial con $R_{fugas}=3$

Azul posición cilindro (\overline{W} / f) $(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2/\text{Hz})$
 Magenta posición extremo viga (\overline{W} / f) $(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2/\text{Hz})$



Gráfica 4.71 Respuesta temporal con $R_{fugas}=1$

Azul	posición cilindro (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(-1 \div +9 \text{ cm})$
Rojo	presión entrada servoválvula (P_p)	$(-1 \div +9 \text{ MPa})$



Gráfica 4.72 Respuesta frecuencial con $R_{fugas}=1$

Azul	posición cilindro ($W \overline{W} / f$)	$(10^{-7} \div 10^3 \text{ cm}^2)$
Magenta	posición extremo viga ($W \overline{W} / f$)	$(10^{-10} \div 10^{10} \text{ cm}^2)$

Las frecuencias propias encontradas son las siguientes:

R_fugas (hN · s / cm)	1ª frecuencia (Hz)	2ª frecuencia (Hz)
100	7.5	47.5
30	7.5	47.5
10	7.5	47.5
3	7.5	47.5
1	7.5	47.5

Tabla 4.7 Frecuencias propias en función de las fugas en el actuador

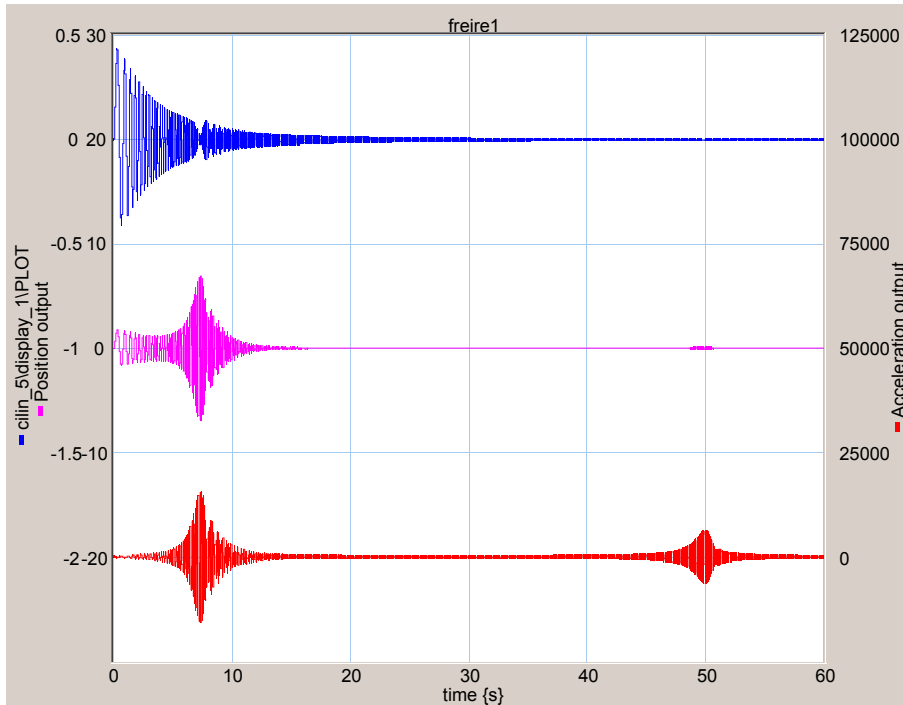
Se puede observar que las frecuencias propias permanecen constantes en 7.5 Hz y 47.5 Hz, independientemente de las fugas en el actuador. Observese que al reducir R aumentan las fugas en el actuador y se incrementa la amortiguación de las vibraciones.

4.5.2 Caracterización del sistema con el servoamplificador hidráulico

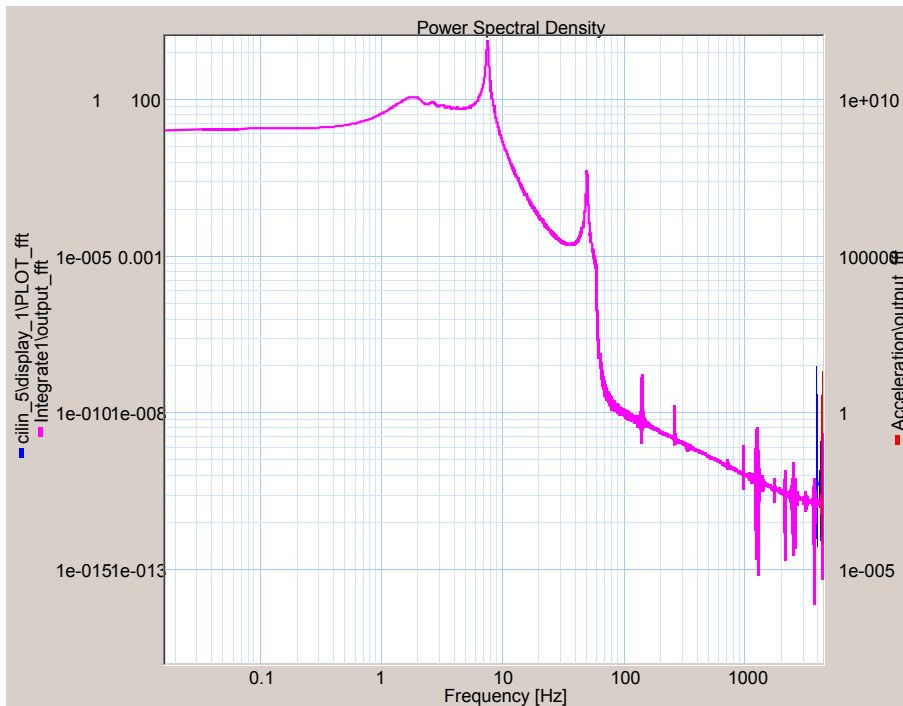
En este apartado se intenta simular el sistema sin el controlador de las aceleraciones. Para ello se ha desactivado la realimentación de la aceleración haciendo $K_{realimentación} = 0$. En este ensayo, la entrada es una señal senoidal cuya frecuencia va variando suavemente. La K del servoamplificador es 5, las fugas y el rozamiento en el actuador son respectivamente ($R=10 \text{ hN} \cdot \text{s} / \text{cm}$) y ($R= 1 \text{ hN} \cdot \text{s} / \text{cm}$).

Esta simulación tiene un punto muy delicado en el cálculo de la aceleración. El programa recomienda utilizar un método aproximado para derivar (filtro de variable de estado). El usuario ha de definir un parámetro de este filtro y el valor recomendado en el manual en línea (10) conduce a errores muy graves en esta simulación. Utilizando un valor de 250 se ha conseguido una respuesta prácticamente idéntica a la que se obtiene derivando mediante diferencias finitas.

La presente simulación es muy similar al ensayo experimental realizado para determinar las frecuencias propias del sistema.



Gráfica 4.73 Respuesta del sistema con el servoamplificado oleohidráulico
 Azul posición cilindro (w) $(-2.5 \div +0.5 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-30 \div +30 \text{ cm})$
 Rojo aceleración extremo viga (w) $(-25000 \div +125000 \text{ cm/s}^2)$



Gráfica 4.74 Respuesta del sistema con el servoamplificado oleohidráulico
 Magenta posición extremo viga ($\frac{W}{f}$) $(10^{-15} \div 1 \text{ cm}^2/\text{Hz})$

La respuesta frecuencial se puede observar en la Gráfica 4.74. En ella aparecen las frecuencias propias 7.50 Hz y 49.66 Hz. Ha aparecido un pequeño problema en la gráfica anterior: existen una enorme cantidad de máximos locales que no aparecen en los ensayos experimentales, ni en los cálculos teóricos. En consecuencia se consideran irrelevantes y producto del programa de simulación. Se ha conseguido reproducir este problema en el modelo de un sistema masa muelle sometido a una fuerza senoidal de frecuencia creciente. En este modelo se observó que aumentando la amortiguación se reducía mucho el fenómeno.

4.5.3 Respuesta del sistema en lazo cerrado

Antes de describir las simulaciones realizadas se comentará la lógica utilizada para controlar las vibraciones del extremo de la viga flexible. Debido a que el estudio experimental se realizó en paralelo con el estudio teórico, al llegar a este punto ya existe un cierto conocimiento experimental del sistema. Por ejemplo, experimentalmente se ha comprobado que el transductor de aceleraciones envía una señal con bastante ruido (incluso después de filtrarla). Esto implica que no se deben emplear controladores con término derivativo.

Al mover el servocilindro desde una posición estacionaria a otra se producen vibraciones en la viga flexible. Una explicación sencilla es la siguiente: la fuerza aplicada por el actuador lineal se emplea en acelerar la viga y en deformarla elásticamente. Cuando llega el momento del frenado, la fuerza aplicada por el actuador se opone al movimiento de la viga y además la deforma elásticamente. La deformación elástica del arranque induce una vibración en la viga. La deformación elástica del frenado debería producir una vibración en la viga igual y de fase contraria para anular la primera perturbación. En la práctica es imposible que ambos fenómenos se cancelen exactamente y al finalizar el posicionamiento la viga sigue vibrando.

La estrategia de control adoptada intenta anular la aceleración antes de llegar al punto de destino. La etapa Logica_realimentación detecta la proximidad al punto de destino y activa el bucle de control. Este envía una consigna de posición al servocilindro para producir una aceleración contraria en el lugar en el que se encuentra el acelerómetro.

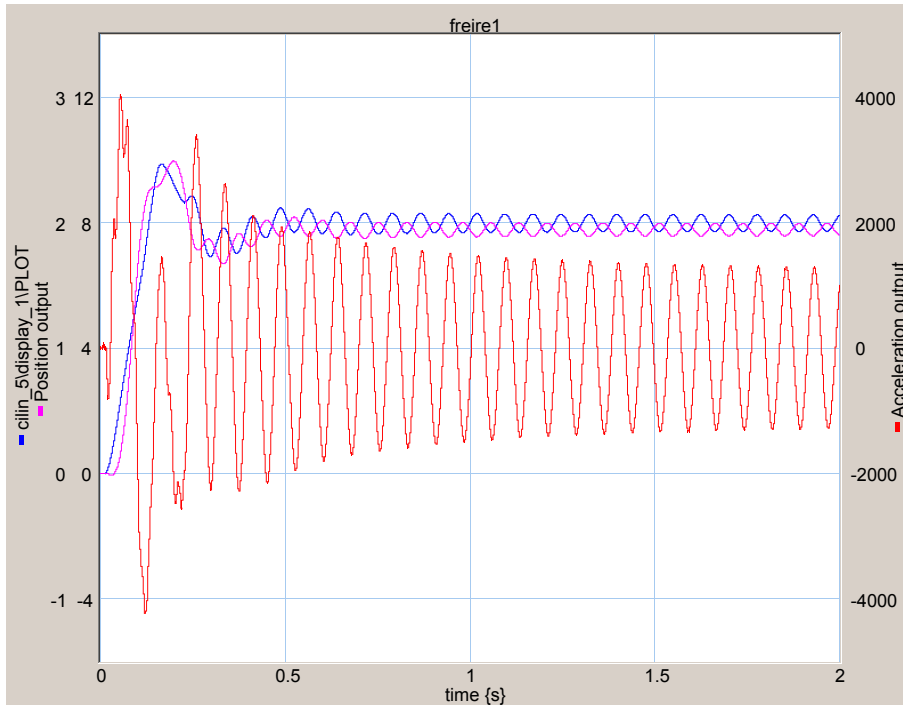
Puede extrañar que en este proceso (bucle de realimentación) se considere la aceleración independiente de la posición. La posición del extremo libre, que es observada

mediante el sensor de posición en el servocilindro, es la posición de una viga rígida. La posición real del extremo libre es la suma de las posiciones debidas a todos los modos de vibración (incluido el modo correspondiente al sólido rígido) y la aceleración del extremo libre es la suma de las aceleraciones debidas a todos los modos. La contribución total del modo correspondiente al sólido rígido es muy baja, en regimen transitorio, y por eso es razonable considerar la aceleración del extremo libre una perturbación exterior (debida a los modos propios) y e intentar corregirla.

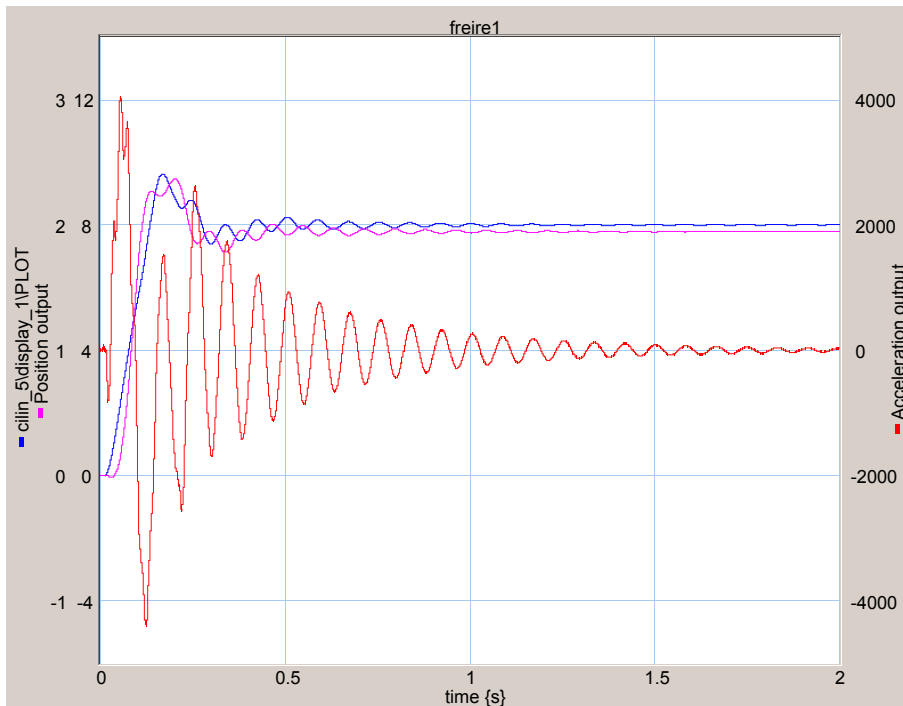
Una reflexión final. La estrategia de control adoptada es fuertemente dependiente del hecho de que se quiere controlar la posición de un punto situado en el extremo de la viga, midiendo la posición del actuador y la aceleración del punto controlado. Si se midiese la posición del punto controlado, las estrategias de control podrían ser muy diferentes.

En este ciclo de simulaciones se ordena al actuador que se desplace a una posición concreta, y se intentan anular las vibraciones del extremo de la viga. Una de las operaciones que se pueden realizar con el modelo es ajustar la K de la realimentación en aceleraciones. Para ello se utilizará el método de Ziegler-Nichols, en el que se busca la K que vuelve inestable el sistema. En las figuras siguientes se muestran las respuestas temporales con diferentes K.

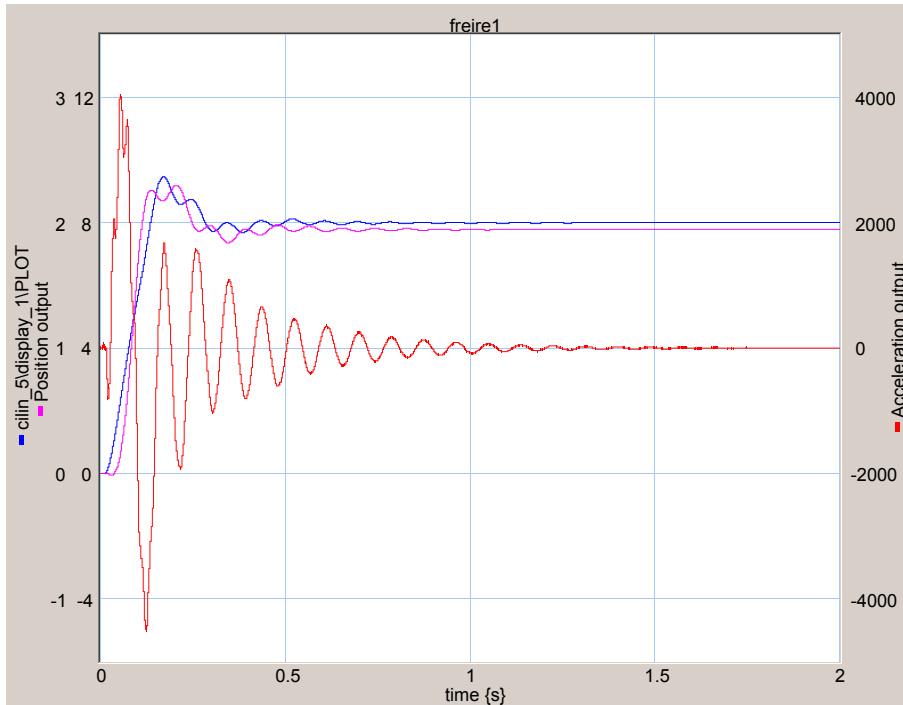
La primera prueba se ha realizado con $K=0.00040$. Se observa que esta K es prácticamente la K crítica que hace inestable al sistema. De esto se deduce que la K ajustada debe ser 0.00020.



Gráfica 4.75 Respuesta del sistema con $K=0.00040$
 Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +3 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-4 \div +12 \text{ cm})$
 Rojo aceleración extremo viga (w) $(-4000 \div +4000 \text{ cm/s}^2)$

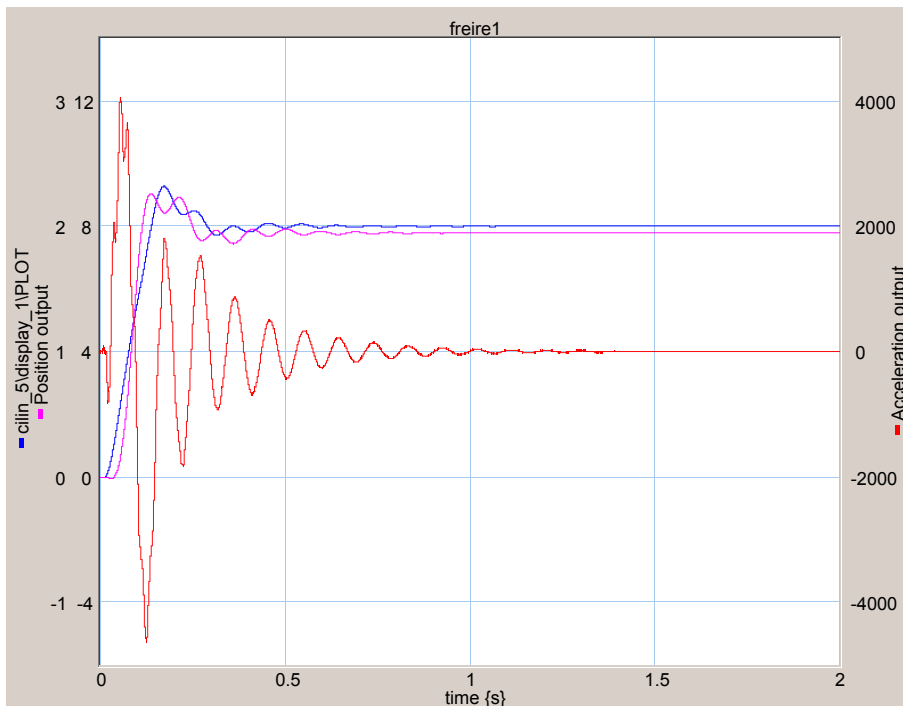


Gráfica 4.76 Respuesta del sistema con $K=0.00030$
 Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +3 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-4 \div +12 \text{ cm})$
 Rojo aceleración extremo viga (w) $(-4000 \div +4000 \text{ cm/s}^2)$



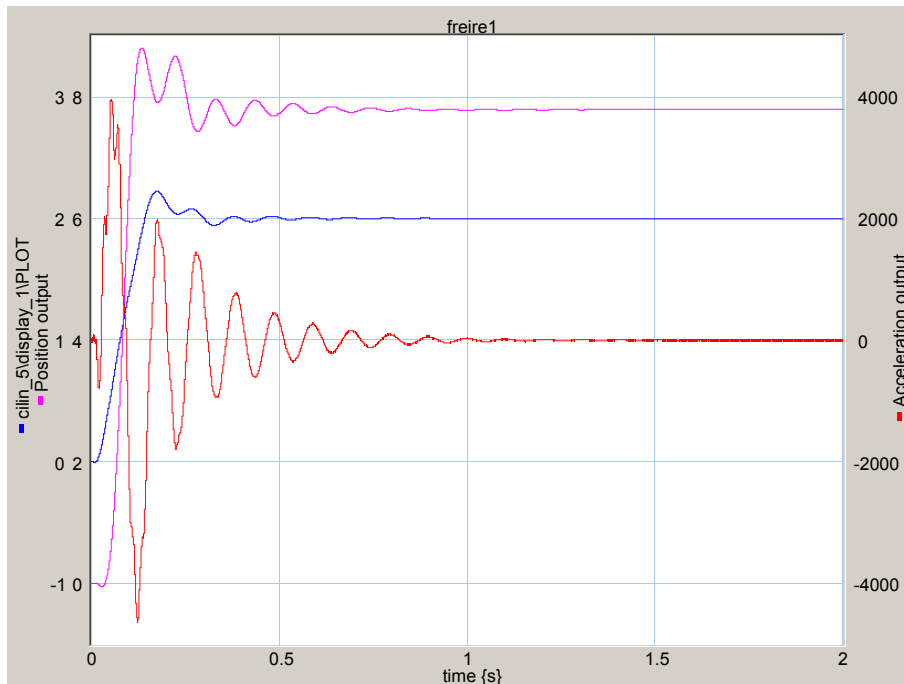
Gráfica 4.77 Respuesta del sistema con $K=0.00025$

Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +3 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-4 ÷ +12 cm)
 Rojo aceleración extremo viga (w) (-4000 ÷ +4000 cm/s^2)



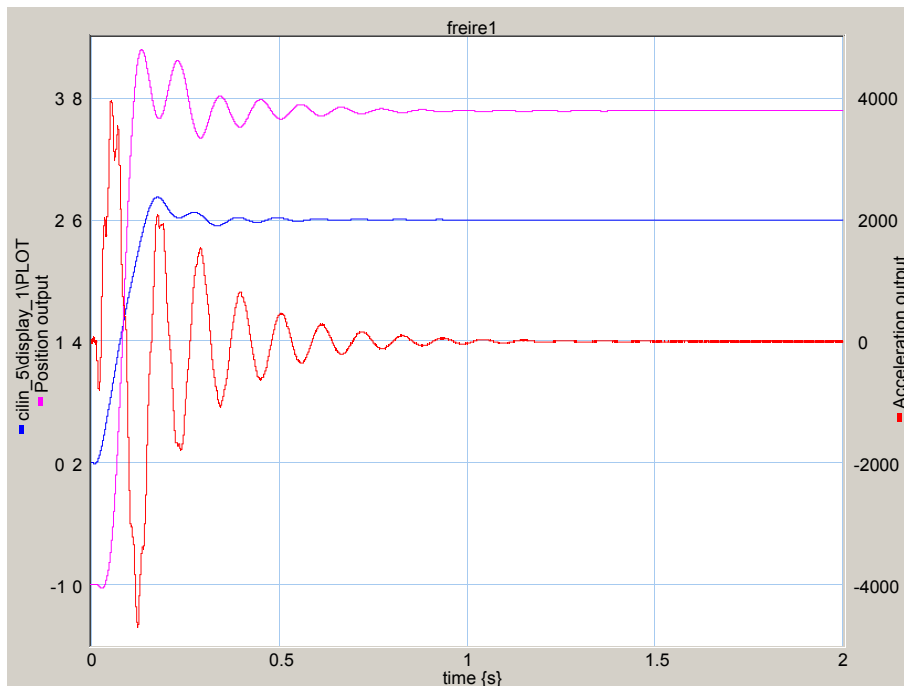
Gráfica 4.78 Respuesta del sistema con $K=0.00020$

Azul posición cilindro (w) (-1 ÷ +3 cm)
 Magenta posición extremo viga (w) (-4 ÷ +12 cm)
 Rojo aceleración extremo viga (w) (-4000 ÷ +4000 cm/s^2)



Gráfica 4.79 Respuesta del sistema con $K=0.00015$

Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +3 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(-4 \div +12 \text{ cm})$
 Rojo aceleración extremo viga (w) $(-4000 \div +4000 \text{ cm/s}^2)$



Gráfica 4.80 Respuesta del sistema con $K=0.00012$

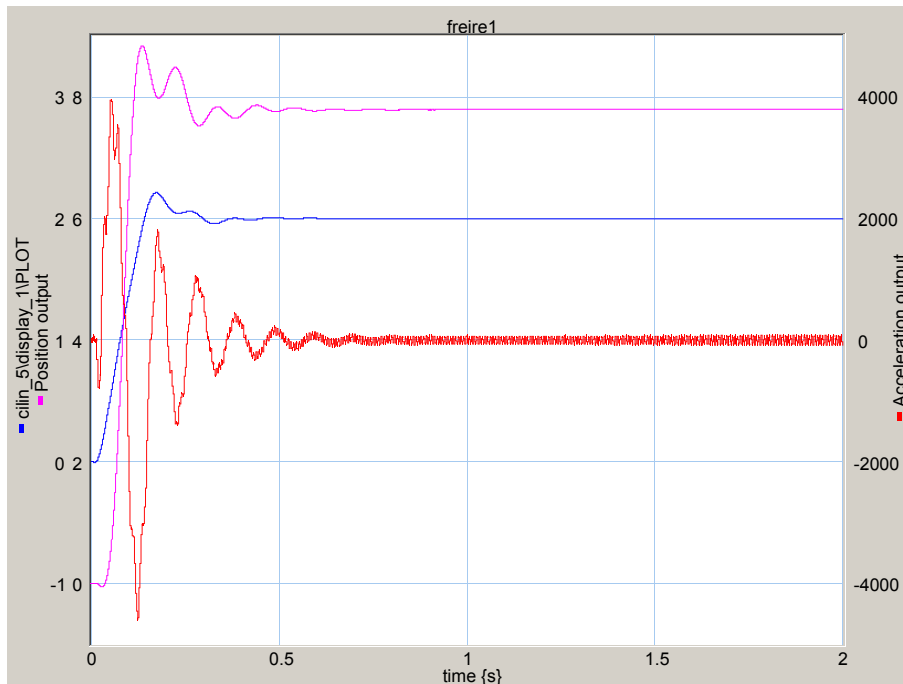
Azul posición cilindro (w) $(-1 \div +3 \text{ cm})$
 Magenta posición extremo viga (w) $(0 \div +8 \text{ cm})$
 Rojo aceleración extremo viga (w) $(-4000 \div +4000 \text{ cm/s}^2)$

De la observación de las figuras anteriores se puede deducir que todo alejamiento de la K ajustada según Ziegler-Nichols empeora la respuesta del sistema.

Como detalle curioso se presenta en la Gráfica 4.81 La respuesta temporal del sistema sin filtro en la entrada del sistema de captura de datos. Se observa que el sistema tiende a reducir la aceleración mas rápidamente, pero cuando la aceleración casi se ha anulado el sistema se vuelve inestable.

Hay varios puntos importantes a comentar sobre los resultados obtenidos al simular la viga con el lazo de control:

- 1) La viga simulada se comporta de una manera muy similar a la viga real. De todas maneras, en los ensayos experimentales, el segundo pico de la Figura 4.92 tenía mas amplitud respecto al primero, lo cual hace suponer que los parámetros correspondientes a la amortiguación hidráulica y a los rozamientos se han estimado por exceso.
- 2) La simulación predice que el sistema de control necesita casi 1.0 s para anular las vibraciones y la observación experimental, como se verá mas adelante, muestra que se consigue en 0.5 s.



Gráfica 4.81 Respuesta del sistema con $K=0.00015$ SIN FILTRO

Azul	posición cilindro (w)	$(-1 \div +3 \text{ cm})$
Magenta	posición extremo viga (w)	$(0 \div +8 \text{ cm})$
Rojo	aceleración extremo viga (w)	$(-4000 \div +4000 \text{ cm/s}^2)$

El apartado 2 muestra que en el sistema real actúa algo que amortigua las vibraciones y que no ha sido incluido en el modelo. Hay varias posibilidades:

- 1) La amortiguación estructural: al deformar repetidamente la barra se produce una cierta histéresis que permite disipar energía. Este fenómeno es francamente no lineal y crece con la deformación. Los programas de análisis modal actuales lo pueden determinar experimentalmente pero no teóricamente.
- 2) Las articulaciones tienen pérdidas por rozamiento que no han sido valoradas.
- 3) Así mismo el sistema produce ruido. Al acercarse a la frecuencia del primer modo (7.5 Hz) el ruido es inaudible, pero al aproximarse a la del segundo, el ruido es perfectamente audible, y se transmite por el aire y por la estructura, disipando energía.

De todas estas posibilidades, la primera es probablemente la más importante.