

Respuesta en frecuencia de acumuladores antipogo

J. Lavirgen¹ y P. Mantelli²

¹ *Departamento de Aeronautica, Universidad Nacional de La Plata, Buenos Aires, Argentina*

Fecha de recepción del manuscrito: 01/02/2019

Fecha de aceptación del manuscrito: 28/05/2019

Fecha de publicación: 15/07/2019

Resumen— Los estados no estacionarios de flujo en cañerías pueden interactuar con la dinámica estructural de las mismas y producir vibraciones del sistema pudiendo llegar al nivel de daño en algunos de los componentes. Uno de los mecanismos que se practican para evitar esto, es la conexión de un acumulador que contiene un volumen de gas y admite el ingreso de líquido desde la cañería principal. De esa manera, este elemento actúa como un amortiguador evitando las vibraciones de piping causadas por la aceleración del caudal. Esta solución es adoptada en la mitigación del fenómeno de pogo, ocurrente durante el cambio de régimen de motores de lanzadores espaciales. El diseño de esta clase de sistemas requiere la evaluación de la función de transferencia de estos acumuladores, la cual es de segundo orden, de tipo estable y depende de las características geométricas y de precarga del gas utilizado. El Centro Tecnológico Aeroespacial, UNLP presenta a partir de este trabajo, la evaluación experimental del comportamiento en frecuencia de estos acumuladores. A partir de la obtención del pico resonante se evalúa el comportamiento del dispositivo ante diferentes seteos de presurización de acumulador y presión de trabajo de la línea. Los resultados de estos experimentos sugieren criterios para modelizar el sistema experimentado con el sistema masa-resorte-amortiguador.

Palabras clave— espacial, POGO, experimental, dinámica, acumuladores

Abstract— Unsteady flows in piping can interact with structural dynamics and sometimes they are able to oscillate until damage levels. Accumulators are used to avoid the phenomena. This devices contain a volume of gas that permits the movement of fluid between the general pipes and those devices. On rocket propulsion systems this method is applied to mitigate the pogo's phenomena. At designing time, the transfer function assigned to this device is necessary to be analyzed. Since this is a second order dynamic system, characteristic parameters are defined by the pressure levels in the accumulator and in the general pipe. Frequency behaviors on accumulators are presented in this paper by the Aerospace Technology Center, UNLP. After the selection of different pressure levels the resonance is detected by experimental testing. After that, in order to study damping parameters, the step response is studied. According to those results some design criteria are presented.

Keywords— space, POGO, experiments, dynamics, accumulators.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transporte de fluidos en instalaciones a través de cañerías están presentes en la mayoría de las obras ingenieriles actuales. En general, el diseño de éstos está destinado a proveer eficiencia en uno o más regímenes estacionarios. No obstante, es necesario verificar el diseño de los mismos para no sucumbir ante las sollicitaciones dinámicas que se puedan presentar cuando estos sistemas están expuestos a condiciones no estacionarias. En la industria aeroespacial, la necesidad de reducir el peso propio hace que las vi-

braciones estructurales generen apartamientos alrededor del equilibrio de los componentes estructurales e incluso de las conductos de fluidos. Por otro lado, la naturaleza vibratoria de los sistemas de propulsión es el mayor agente de excitación de los distintos componentes. Las máquinas rotantes son capaces de generar vibraciones estructurales de las cañerías y también ondas de presión en el líquido que transportan. La cercanía de las frecuencias naturales de los modos elásticos y de las ondas de presión que viajan por los conductos puede amplificar los apartamientos de los elementos y generar daños en la integridad global del vehículo. En particular el llamado fenómeno de POGO es el efecto dinámico que ocurre cuando en un lanzador satelital se solapa un modo de vibración estructural con un modo de vibrar del fluido alojado en el piping de propulsión. Las oscilaciones de cualquiera de éstos alimenta al motor o a la bomba de manera oscilatoria y alguno de estos últimos realimenta al sistema haciendo

Datos de contacto: Juan D. Lavirgen, Calle 116 e/ 47 y 48 - La Plata (1900), Buenos Aires, Argentina, Tel: +54 (221) 423 6679 int. 293, juan-diego.lavirgen@ing.unlp.edu.ar

resonar al conjunto.

El análisis para evidenciar este fenómeno fue presentado por Rubin y Oppenheim (1993). En el mismo, el autor separa los sistemas estructural y fluidodinámico. El primero se estudia considerando la masa del elemento y la masa del fluido contenido. Luego, el sistema de propulsión se analiza a partir de un modelo de segundo orden en el cual las variables de estado son la presión en puntos discretos y el desplazamiento de un volumen de fluido llamado caudal en peso. Para cada componente del sistema se establece una ecuación de la entrada en función de la salida en la cual se consideran los desplazamientos de las masas representadas en estado sólido y líquido. La finalidad de esta investigación es estudiar el acoplamiento de los modos elásticos y de fluidos en cada componente. En el presente documento se continúa con los trabajos de Logarzo y Scarabino (2012) y Lavirgen y Scarabino (2016), en los cuales se introdujo la problemática y se realizaron algunos ensayos, respectivamente. En particular, a continuación se presentan el análisis teórico, y el método experimental para validar la dinámica del acumulador. Este dispositivo oficia de amortiguador del flujo que lleva combustible de los tanques a la alimentación de las bombas presurizadoras de motores.

DESARROLLO

A lo largo del texto se encontrará la formulación teórica de la función de transferencia del acumulador sin entrar en detalle de la demostración de cada parámetro. Para entender el significado físico de los coeficientes temporalmente independientes, se recomienda recurrir a (Rubin y Oppenheim, 1993). Luego se presentará el método experimental utilizado para validar dichos coeficientes y el modelo mecánico análogo que facilita la comprensión del sistema. Por último, se discutirá la comparación de los resultados experimentales con los teóricos.

Elemento acumulador - Modelo numérico

Entre los dispositivos que componen al sistema de propulsión, el acumulador es el encargado de mitigar los cambios bruscos de presión en el mismo, es decir que actúa como un amortiguador de presiones y caudales. En este caso es el único elemento que posee una cantidad de gas definido adrede en conformidad con la dinámica que deba caracterizarlo. Ante la presencia de cambios de presión, este gas se comprime o expande, acumulando o proveyendo el volumen de fluido necesario para igualar la presión en la línea principal. Luego, el amortiguamiento del fenómeno queda definido por las características de la conexión del conducto con la línea principal y sus características de fricción.

En el modelo utilizado las variables de estado son las perturbaciones de presión en la línea principal y en el acumulador, p_i y p_j respectivamente, y el desplazamiento del peso que ingresa o egresa del acumulador $w_{ac}[N]$. El concepto de caudal en peso se introduce para poder establecer la masa desplazada que luego será comparada con la masa del modelo elástico del sistema estructural. La primera derivada de esta variable puede entenderse como la multiplicación del caudal volumétrico por la densidad del fluido y la aceleración de

la gravedad.

$$\dot{w}_{ac}[N] = \text{caudal volumétrico} \times \rho g. \quad (1)$$

De esta manera, el desplazamiento en peso queda definido como un parámetro de desplazamiento de masa. Como tal, es posible también establecer la primera y la segunda derivada del mismo y asociar a ella coeficientes constantes correspondientes con la inercia (oposición al cambio) y a la resistencia (disipación).

$$p_i - p_j = I\dot{w}_{ac} + R\ddot{w}_{ac}. \quad (2)$$

$$\text{Si } p_j = K w_{ac}$$

$$p_i = I\ddot{w}_{ac} + R\dot{w}_{ac} + K w_{ac}. \quad (3)$$

Los términos de inercia y disipación están definidos como Inercia I y Resistencia R , respectivamente. El primero de ellos surge de integrar la inversa de la sección del conducto a lo largo del mismo y dividirlo entre g . El segundo está definido por Rubin y Oppenheim (1993) como los mismos términos de pérdida de carga por accesorios y reducción de áreas que en un estudio convencional de mecánica de fluidos, teniendo en cuenta que en este caso la densidad está multiplicada por la aceleración de la gravedad.

$$I \left[\frac{s^2}{m^2} \right] = \int_0^L \frac{dx}{A(x)g}, \quad (4)$$

$$R \left[\frac{s}{m^2} \right] = \frac{\dot{w}_s^2}{2\rho g} \left(\frac{1}{A_i^2} - \frac{1}{A_j^2} \right) + \Delta p_{\text{fricción}}, \quad (5)$$

$$K \left[\frac{1}{m^2} \right] = \frac{\gamma p_{reg}^2}{\rho g p_{ac} V_{ac}} \frac{T_{ac}}{T_{reg}}. \quad (6)$$

El seteo de éste último parámetro se establece desde el diseño y armado del sistema de presurización. En la ecuación (6) se puede ver que la presión de régimen en la línea p_{reg} , la presurización del acumulador previa a la conexión de éste con la línea principal p_{ac} y el volumen del mismo en esa situación V_{ac} , son los encargados de definir la masa de gas en el recinto. Las temperaturas T_{ac} y T_{reg} corresponden a las del gas almacenado en las condiciones previas a la conexión y durante el régimen, respectivamente. Éstas serán distintas en el caso de utilizar criogénicos, por ejemplo.

Una vez definidos los parámetros, podemos ver, con ayuda de la ecuación (3) la relación entre las perturbaciones de presión de entrada p_i y el caudal en peso del acumulador w_{ac} . Aplicando la transformada de Laplace y despejando la relación $\frac{w_{ac}(s)}{p_i(s)}$ obtenemos la función de transferencia de la relación.

$$\frac{w_{ac}(s)}{p_i(s)} = \frac{1}{Is^2 + Rs + K} \quad (7)$$

Ensayo de validación

Las características dinámicas del acumulador están representadas por los parámetros inercia, disipación y rigidez. Como se introdujo previamente cada uno de ellos cuenta con una dependencia directa de los valores de prearmado de la línea. No obstante, existen algunos valores que pueden o no

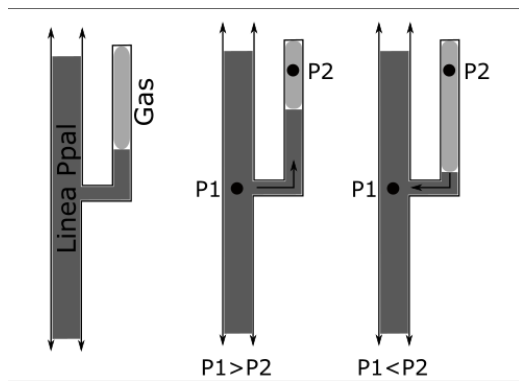


Fig. 1: Esquema del acumulador y las presiones y caudales en peso actuantes.

modificarse según la influencia que tienen los elementos conectados con el acumulador. Con el fin de evaluar la influencia del conducto de conexión Línea-Acumulador, se realizará un ensayo del mismo trabajando en frecuencia y en estados no estacionarios. Los objetivos de estos ensayos son, en particular:

1. Validar la frecuencia natural del sistema acumulador.
2. Determinar los conductos que más influencia tienen en la dinámica del acumulador.
3. Formalizar la secuencia de armado del sistema para setear la frecuencia natural.
4. Estudiar el comportamiento del término difusor en estados no estacionarios.

Arreglo experimental

Se procedió a la construcción de un modelo experimental que permita variar en frecuencia la presión seteada en la entrada del sistema y de esta manera excitar la columna de agua confinada en el acumulador con el fin de caracterizar la dinámica de la misma. El esquema general del arreglo experimental se muestra en la Figura 1. En la Figura 2 se identifica todo el instrumental utilizado para la ejecución de los ensayos. En la Figura 3 se muestra una fotografía de la instalación.

1. Regulador de presión: Limita la máxima presión de aire que ingresa al reservorio 6.
2. Electroválvula On/Off: habilita los orificios de carga y descarga del reservorio para conducir los tiempos de inflado y desinflado. La frecuencia de apertura y cierre de los mismos será dada por la generación de una señal digital asociada a una electrónica.
3. Transmisor de presión piezo-resistivo.
4. Regulador de presión: Limita la presión de descarga del reservorio.
5. Regulador de presión: Regula la presión del gas confinado en el acumulador.
6. Electroválvula On/Off.
7. Transmisor de presión piezo-resistivo.

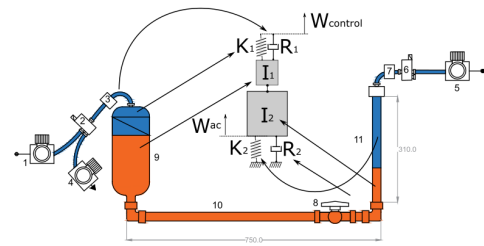


Fig. 2: Modelo mecánico y arreglo experimental.

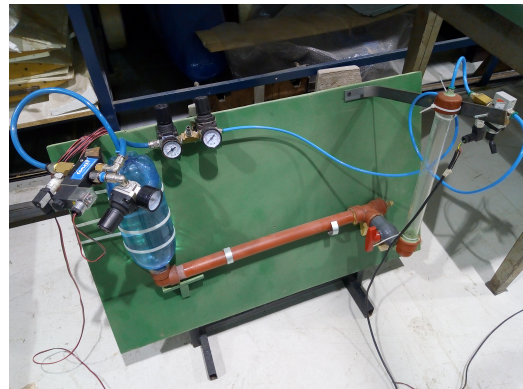


Fig. 3: Banco de ensayos.

8. Válvula manual On/Off.
9. Reservorio: capacidad 2,25 lts.
10. Conducto principal.
11. Acumulador.

El software *LabView* fue utilizado durante la generación de señales y adquisición de datos. El dispositivo *USB – 6009* de *NATIONAL INSTRUMENTS* actuó como interfaz entre el software y los elementos de medición. El *USB – 6009* brinda funcionalidades básicas para aplicaciones como registro de datos y experimentos de laboratorio. A continuación se especifican los datos técnicos de los dispositivos:

Reguladores de presión: Rango de regulación: 0,5 a 8,5 bar, presión máxima: 10 bar, temperatura: 5 a 60C.

Transmisor de presión piezo-resistivo 2 hilos: Rango de presión: 2 a 10 bar, señal de salida 4 a 20 mA, alimentación 8 a 32 V d.c., velocidad de muestreo 2 kHz.

Electro válvula On/Off: 3 vías 2 posiciones, 12 v d.c.

USB 6009: 8 Analog Input (14 Bit, 48 kS/s), 2 Analog Output (150 Hz), 13 DIO USB Multifunction I/O Device.

Modelo mecánico

El arreglo experimental da a la columna principal de agua la libertad de desplazarse comprimiendo el gas alojado en el acumulador. Si una de las variables de estado es el caudal en peso, podemos suponer al mismo como el desplazamiento del extremo de un elemento elástico. Este resorte, *K2*, de la Figura 2 representa al volumen de gas alojado (compresible)

y tendrá uno de sus extremos unido a la columna de agua y el otro al extremo cerrado del acumulador, es decir que no podrá desplazarse. El resorte K_1 representa al gas alojado en el reservorio y tiene uno de sus extremos en contacto con la columna de agua y el otro asociado al caudal de gas que ingresa por las válvulas de control. La compresión de este resorte es análoga a la medición de presión en ese lugar. Dicho parámetro genera el desplazamiento de la inercia I_1 e I_2 ya que no existe ningún elemento compresible entre la salida del tanque y el grupo conducto principal-acumulador. Luego, el desplazamiento del conjunto de inercias comprime el resorte inferior representando al caudal en el acumulador.

Durante los ensayos, se modificarán los parámetros K_2 e I_2 buscando setear el dispositivo en distintas frecuencias naturales de trabajo. Las ecuaciones del sistema análogo se formulan a partir de la segunda ley de Newton:

$$\begin{aligned} \frac{1}{I_1 + I_2} (K_1(w_{cont} - w_{ac}) - K_2(w_{ac}) + \\ R_1(\dot{w}_{cont} - \dot{w}_{ac}) - R_2(\dot{w}_{ac})) = \ddot{w}_{ac}. \\ \frac{K_1 + K_2}{I_1 + I_2} w_{ac} + \frac{R_1 + R_2}{I_1 + I_2} \dot{w}_{ac} + \ddot{w}_{ac} = \\ \frac{K_1 w_{cont} + R_1 \dot{w}_{cont}}{I_1 + I_2}. \end{aligned} \quad (8)$$

El procedimiento de armado del sistema permite controlar la masa de gas inicial presente en el acumulador, dado que el volumen del mismo es fijo y se define el nivel de pre-presurización para cada caso particular.

$$\frac{p_{atm} V_{ac}}{p_{ac}} = Vol_{pre}.$$

Definiendo el volumen de gas encerrado inicialmente en el acumulador, cuando se abre la válvula de puerto 8, el sistema evoluciona hasta que las presiones en el acumulador y en la línea p_{reg} sean iguales. Para permitir esto, la masa de gas almacenada se comprime reduciendo su volumen. Al mismo tiempo, la masa de gas almacenada en el reservorio 9 debe aumentar. No obstante, dado que la relación de áreas entre este contenedor y el acumulador es suficientemente grande, el aumento de volumen de gas en el tanque mayor es despreciable con respecto a la reducción del volumen de gas en el acumulador. Gracias a esto podemos decir que el término inercial I_1 y el de rigidez K_1 permanecerán constantes para los diversos seteos de presiones. Como consecuencia de esto, la sintonización del sistema dependerá particularmente del seteo de columna de agua y de presiones dentro del acumulador.

El parámetro difusivo R_1 está definido por la fricción entre el caudal de las válvulas de control y los conductos de ingreso y egreso de gas. Éste será el responsable de generar una señal de presión de entrada caracterizada en una dinámica de primer orden. El valor de R_2 queda definido por el Δp de fricción del caño y de los accesorios que llevan al acumulador. La definición de este coeficiente representa uno de los objetivos de los ensayos a realizar, ya que los métodos conocidos para definir el Δp en general son dependientes del caudal neto. En los casos de flujo no estacionario, el caudal neto está cerca de la nulidad por ser la dinámica general de segundo orden oscilatoria. Se utilizarán los datos de los ensayos para estudiar el comportamiento de éste parámetro.

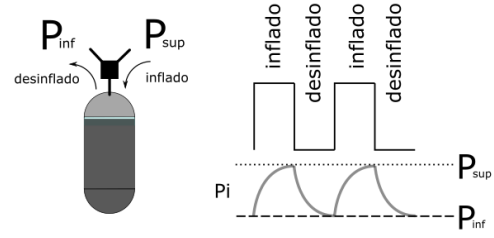


Fig. 4: Generación de señal de entrada por conmutación de válvula entre dos presiones.

Metodología

La secuencia de armado del sistema consiste en la sintonización del acumulador y la corrida en frecuencia. Para sintonizar el acumulador se debe aislar el mismo a una presión determinada, usualmente la atmosférica. En esta situación la masa de gas alojado es igual a $m_{gas} = p_{ac} V_{ac}$. Luego, se aísla el acumulador de la fuente de presión de manera que la masa de gas permanezca constante. Posteriormente se presuriza el conducto principal hasta una presión p_{sup} . Cuando se abre la válvula de puerto 8, las presiones se igualan y el volumen de gas alojado en el acumulador es $V_1 = p_{ac} V_{ac} / p_{sup}$ y la columna de agua que ingresa es igual a $Long_1 = (V_{ac} - V_1) / A_{ac}$. El ensayo consiste en realizar un barrido en frecuencia del aumento y disminución de la presión de entrada. Esto se logra conmutando el conducto del reservorio entre presiones mayores y menores con el accionamiento de la electroválvula 2. De esa forma, si la diferencia de presión es positiva, el tanque se infla y cuando cambia al conducto de menor presión, se desinfla, admitiendo la reducción de presión como se muestra en la Figura 4.

Para altos rangos de frecuencia, el Δt de cierre y apertura no es suficiente para que las secuencias de inflado y desinflado alcancen los niveles de p_{sup} y p_{inf} , en cambio la presión reinante, denominada presión de régimen p_{reg} se mantiene en un nivel cercano al promedio entre ambas. Este valor depende de la resistencia por fricción que posean los conductos de inflado y desinflado ya que la misma condiciona la forma de las señales de presión. Para esta situación, el volumen de gas del acumulador será:

$$V_{reg} = \frac{p_{ac} V_{ac}}{p_{reg}}, \quad (9)$$

y la longitud de columna de agua:

$$L_{reg} = \frac{V_{ac} - V_{reg}}{A_{ac}}. \quad (10)$$

Por otro lado, la presión del gas en el acumulador seguirá la dinámica del mismo y es el dato que nos interesará obtener para validar el modelo. La analogía mecánica planteada propone que la dinámica del sistema será de segundo orden oscilatorio si R_2 es lo suficientemente pequeña. En el caso de que la misma aumente, ésta será de primer orden. El proceso de validación del modelo consiste en configurar el sistema definiéndole una frecuencia natural a partir de

$$w_n^2 = \frac{K_1 + K_2}{I_1 + I_2}, \quad (11)$$

en donde cada parámetro surge de las ecuaciones (4), (5) y (6) aplicadas a las condiciones particulares:

$$I_1 = \frac{L_{rec}}{A_{rec}g},$$

$$I_2 = \frac{L_{reg}}{A_{ac}g},$$

$$K_1 = \frac{\gamma p_{reg}^2}{\rho g p_{sup} V_{sup}},$$

$$K_2 = \frac{\gamma p_{reg}^2}{\rho g p_{ac} V_{ac}},$$

para las cuales, L_{rec} y A_{rec} son la columna de agua y el área transversal del recipiente mayor y V_{sup} es el volumen de gas presente en la parte superior de este reservorio cuando reina la presión de armado p_{sup} . Luego, cuando el sistema responde a diferentes frecuencias, la mayor amplificación de la relación entre la presión de acumulador y la presión de entrada, delatará al punto de pulsación natural. Para realizar esta verificación, se realizan varias corridas en las que se aumenta la frecuencia de entrada a razón de 0,01 Hz por segundo y se adquieren las señales de presión de las cuales se evaluará el espectro. Por otro lado, se analizará en detalle la respuesta del sistema en bajas frecuencias. Cuando el semiperiodo de la función de entrada es suficientemente largo como para que la dinámica de segundo orden se desarrolle completamente, es decir, hasta que se disipe por completo, es posible determinar a partir del decremento logarítmico cuál es el término disipativo R_2 .

El procedimiento para determinar el valor de R_2 se lleva a cabo de forma separada buscando generar funciones escalón en la presión de entrada y estudiando la respuesta en la presión del acumulador. Restando ambas señales y aplicando el método del decremento logarítmico presentado por Thomson (1982), es posible encontrar el coeficiente de amortiguamiento R .

Dado el denominador de la función de transferencia:

$$s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m}, \tag{12}$$

las raíces del polinomio en s son quienes definen a los polos de la función de transferencia (7) y quienes poseen la información de frecuencia y amortiguamiento en cada caso. A partir de ellos la solución general de la ecuación diferencial está dada por:

$$p(t) = \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \left[A \exp\left(\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}t\right) + B \exp\left(-\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}t\right) \right]. \tag{13}$$

El primer factor, $\exp(-(c/2m)t)$, es el responsable de atenuar la señal. El amortiguamiento crítico $c = c_c$ es aquel valor que define el límite entre el comportamiento oscilatorio y el no oscilatorio del fenómeno. El mismo se encuentra buscando que el radical de los exponentes del segundo factor se anule, es decir, igualando los términos dentro de la raíz y despojando c .

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n. \tag{14}$$

Si definimos la relación entre cualquier amortiguamiento y el crítico como ζ , entonces podemos decir que $c/2m = \zeta c_c/2m = \zeta \omega_n$. Entonces, el primer factor de la ecuación (13) se convierte en

$$\exp(-\zeta \omega_n t). \tag{15}$$

La respuesta oscilatoria decreciente tendrá sus máximos, de cada ciclo, en la envolvente determinada por la ecuación (15). A partir del logaritmo de la relación de las señales separadas temporalmente por el periodo amortiguado $\tau_d = 2\pi/\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$ es posible obtener:

$$\ln \frac{X_1}{X_2} = \ln \frac{\exp(-\zeta \omega_n t_1)}{\exp(-\zeta \omega_n t_1 + \tau_d)} = \zeta \omega_n \tau_d = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}. \tag{16}$$

Finalmente, a partir de las mediciones de X_1 y X_2 y la ecuación de ζ es posible reconstruir el valor de c , o R en este caso.

$$c = \ln \frac{X_1}{X_2} \frac{c_c}{\omega_n \tau_d} = \ln \frac{X_1}{X_2} \frac{2m}{\tau_d}. \tag{17}$$

Análisis de resultados

En el gráfico de la Figura 5 se presenta la adquisición de presión de entrada y del acumulador para una corrida desde 0,5 Hz a 10 Hz aumentando la frecuencia a una tasa de 0,01 Hz por segundo. En bajas frecuencias, ambas señales tienen un mayor valor pico-pico dado que el tiempo de conmutación de la válvula de control es menor y los niveles de presión se acercan más a p_{inf} y p_{sup} . Al aumentar la frecuencia el valor de la presión de entrada oscila alrededor de p_{reg} seteando al acumulador en niveles de I_2 y K_2 particulares. Nuestra primera conclusión, entonces, será que el sistema no está sintonizado de la misma manera según la frecuencia sea alta o baja. Existe de cierto modo, una amplificación de la relación de señales en baja frecuencia, durante el segundo minuto de ensayo y antes del tercero, que sugiere la aparición de un modo natural para esta configuración. La verificación del mismo no fue posible, quizás por el elevado nivel de amortiguamiento que presenta el caso durante éste régimen.

La presión de régimen de alta frecuencia se consideró en este caso de 3,8 bar siendo la p_{sup} de 4,5 bar y la p_{inf} de 2 bar. En este caso, el análisis de amplificación de señales y de espectro de su relación evidenció una frecuencia de resonancia de 9,33 Hz mientras que el cálculo teórico por la ecuación (11) resultó en un valor de 9,05 Hz. A posteriori del pico resonante, la amplitud de la presión en el acumulador disminuye muy por debajo de la amplitud de la señal de entrada, verificando que ya no es posible acompañar esos niveles de cambio y la actuación del acumulador como filtro pasa bajos.

Para verificar la repetitividad de la coincidencia entre frecuencias teóricas y experimentales se realizaron un total de seis corridas en diferentes configuraciones. La Tabla 1 presenta las presiones utilizadas en cada una de ellas. Con éste análisis se evidenció que la longitud de fluido utilizada para determinar I_2 en la ecuación (11) debe incluir la longitud del conducto 10 de la Figura 2, ya que su sección es igual a la del acumulador y no se podría definir un comienzo y un final, matemáticamente hablando, de este elemento. Es evidente entonces que en este caso la longitud de éste conducto fijará el orden de magnitud de la inercia del sistema ya que

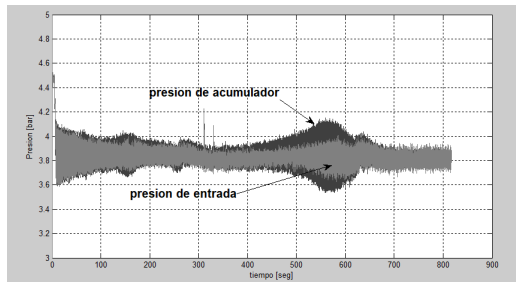


Fig. 5: Señales adquiridas para $p_{ac} = 3$ bar y $p_{reg} = 3,8$ bar.

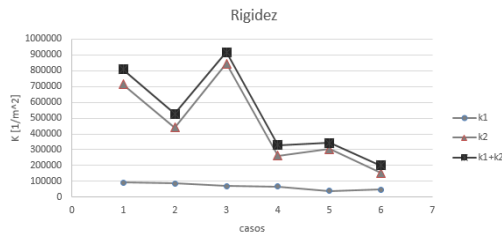


Fig. 6: Valores de rigidez para los casos de la Tabla 1.

por sí solo, aporta una inercia de $150 \text{ s}^2/\text{m}^2$ mientras que el acumulador no sumará más de $35 \text{ s}^2/\text{m}^2$. Por otro lado, los valores de inercia I_1 son constantes debido a que el área del reservorio 9 es mucho mayor que el área del acumulador.

Los valores de K e I del arreglo se muestran en las Figuras 6 y 7. En estas gráficas es evidente que el reservorio no aporta valores de inercia considerables a la hora de realizar una primera estimación del primer modo del sistema. No obstante, los valores de rigidez, si bien se diferencian de los del acumulador, están en el mismo orden de magnitud si la relación p_{ac}/p_{sup} es mayor al 60%. Observar que estas dos magnitudes son las que definen las elasticidades K_1 y K_2 junto con la misma presión de régimen p_{reg} en la ecuación (6). La Figura 8 presenta los valores de frecuencia medidos experimentalmente y sus pares teóricos. A excepción de los casos 3 y 6, todos los pares guardan una coincidencia con error menor al 10%, mientras que el universo presenta la misma tendencia general: las frecuencias tienden a bajar con la disminución de la rigidez. Este hecho está íntimamente conectado con el aumento de relación p_{ac}/p_{reg} , puesto que se permite menor columna de agua en acumulador, y más volumen de gas.

A partir de estos ensayos se logró verificar, en primera instancia, que los métodos de cálculo de inercia y rigidez propuestos por Rubin y Oppenheim (1993) son válidos en geometrías simples y en frecuencias de hasta 14 Hz .

TABLA 1: CONFIGURACIONES DE PRESION UTILIZADAS EN LA VALIDACION DEL MODELO ANALITICO (TODAS LAS PRESIONES EN BAR).

caso	P_{sup}	P_{inf}	P_{ac}	P_{reg}
1	4,5	2,0	2,0	3,9
2	4,5	2,0	3,0	3,75
3	3,5	1,0	1,0	3,00
4	3,5	1,0	3,0	2,90
5	2,5	1,0	1,0	1,80
6	2,5	1,0	2,0	1,80

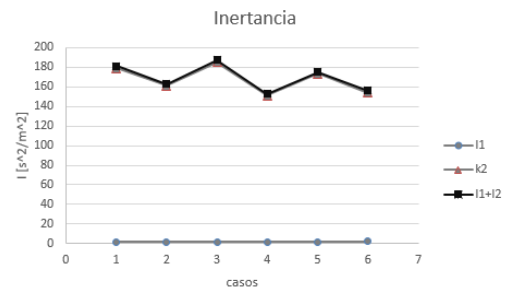


Fig. 7: Valores de inercia para los casos de la Tabla 1.

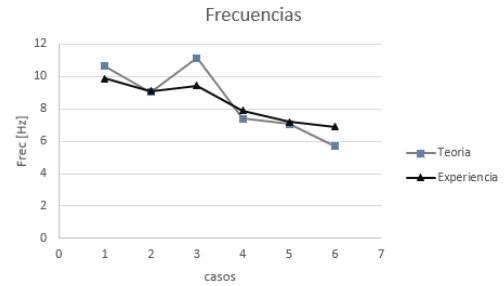


Fig. 8: Comparacion de frecuencias adquiridas y calculadas para los casos de la Tabla 1.

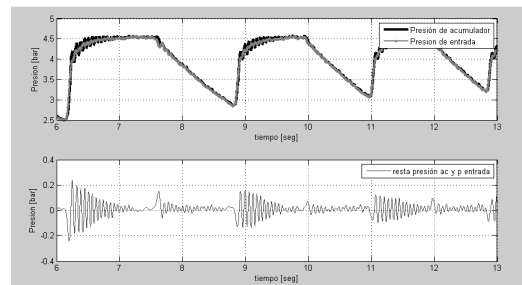


Fig. 9: Respuesta del sistema frente a cambios bruscos de presión (función escalón). $p_{sup} = 4,5$ bar, $p_{inf} = 2$ bar, $p_{ac} = 2$ bar, $p_{reg} = 4,44$ bar

En otra serie de ensayos realizados en baja frecuencia, se obtuvieron señales como las mostradas en la Figura 9 equivalentes con la respuesta a una señal escalón. El objetivo de estos ensayos es dar un valor al parámetro resistivo R_2 y poder compararlo con el cálculo propuesto por el autor. En el gráfico inferior se muestra la sustracción de la señal del acumulador y la señal de entrada y se utiliza para determinar los valores de X_1 y X_2 de la ecuación (16).

Luego de los ensayos se confeccionó la Tabla 2 en la cual se muestran los valores obtenidos asociados a la resistencia. Estos resultados no pueden conectarse directamente con los resultados de respuesta en frecuencia antes mostrados, porque la columna de agua que caracteriza a I_2 no permanece constante como en el caso anterior, sino que al depender de la presión de línea, cambia desde p_{inf} a p_{sup} , la misma varía instante a instante. No obstante, para darle un valor representativo se calculó a partir de la presión de régimen calculada con el valor RMS de la señal perturbada. Esto fija un valor de inercia y rigidez admitiendo un cálculo aproximado de la frecuencia natural. La respuesta temporal de cada uno de

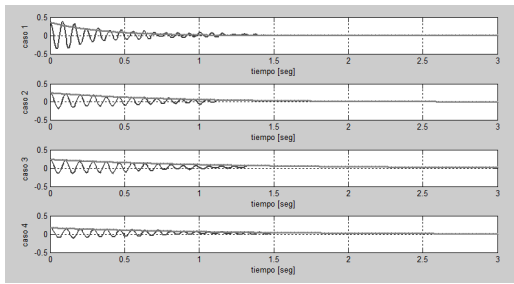


Fig. 10: Respuestas de impulsos en los casos presentados en la tabla 2. En ordenadas la resta de presiones de acumulador y entrada [bar].

estos casos se presenta en la Figura 10 junto a la exponencial determinada por la ecuación (15).

Desde el punto de vista teórico, el coeficiente de amortiguamiento R tiene una relación con el caudal en peso en estado estacionario. Partiendo de una expresión para la pérdida de presión por fricción en estado estacionario $\Delta p = R_s \dot{w}_s^2$ en donde R_s está determinado por la ecuación (18) alcanzamos la expresión 19 que surge de la linealización entorno a la condición de equilibrio Vel_s .

$$R_s = \frac{(k + fL/d)}{2A^2 \rho g^2}, \tag{18}$$

$$R = \frac{(k + fL/d)}{A_{ac} g} Vel_s. \tag{19}$$

En las condiciones de los ensayos llevados a cabo, la velocidad en régimen Vel_s es netamente nula. No obstante, podríamos decir que la fricción actúa ciclo a ciclo disminuyendo la energía que posee el circuito, hasta alcanzar un nuevo estado de equilibrio. Para verificar entonces que la expresión puede estimar el valor de R deberíamos poder determinar la velocidad instantánea a instante y obtener su valor eficaz en cada ciclo. Las mediciones de velocidad en esta oportunidad no se realizaron, pero podemos analizar si los valores de la misma son acordes al sistema compuesto. Reemplazando los valores de R de la Tabla 2 en la ecuación (19) y asumiendo una pérdida por fricción en el orden de la decena (mayormente dada por los accesorios en cañería) es posible ver que la velocidad despejada está en el rango de 0,15 a 0,5 m/s, los cuales no exceden a los valores esperados para el caso.

CONCLUSIONES

La dinámica del elemento acumulador puede linealizarse en un sistema de segundo orden. Los parámetros de la ecuación característica de éste son dependientes del estado de régimen del sistema en general. Durante el régimen estacio-

nario del sistema, se logró validar el cálculo de inercia y rigidez propuesto por Rubin y Oppenheim (1993). Además se identificó que las longitudes a tenerse en cuenta en estos cálculos están definidas por los cambios de área de la sección, ya que éste parámetro juega un rol importante en los coeficientes. En segundo lugar, hemos verificado que el orden de magnitud de la rigidez está definido por la presión de régimen p_{reg} y que los valores de p_{ac} y V_{ac} ajustan el valor fino de la misma. Las últimas dos conclusiones intuyen que la sintonización del acumulador está más ligada a los niveles de presión que se utilicen en el sistema y a la diferencia de áreas entre acumulador y conducto principal.

A partir de los ensayos realizados se entiende que la secuencia de armado y sintonización del acumulador puede llevarse a cabo en dos etapas: pre-presurización del acumulador p_{ac} , obtenido a partir de los cálculos de frecuencia y apertura de la válvula de puerto 8 de la Figura 2. La seguridad del elemento depende de las variaciones de presión que se presenten en la línea principal. Por lo general, no se espera que existan sobresaltos de presión descendentes en la misma, que lleven a la condición $p_j > p_i$ con el posterior traspaso de gas a la línea principal. Durante los ensayos, se pudo observar que durante la resonancia, el batido del fluido dentro del acumulador genera pequeñas nucleaciones de gas en el fluido. No se detectó que estas pequeñas burbujas alcancen al conducto principal. De ser esto factible, se recomienda utilizar una membrana que aisle el gas del fluido. En caso de utilizar esta solución, será necesario tener en cuenta la masa, rigidez y amortiguamiento de la misma en los cálculos de frecuencia.

En lo que respecta al parámetro de amortiguamiento, se pudo determinar el orden de magnitud del mismo en los ensayos realizados. El parámetro de amortiguamiento tiene una dependencia directa con el caudal de perturbación, visto que los valores de ζ crecen con el $p_{reg} - p_{ac}$. Esta etapa de la investigación abre una serie de trabajos a realizar en los cuales se buscará determinar los caudales de perturbación para diseñar métodos de cálculo de amortiguamiento en estados no estacionarios.

REFERENCIAS

- [1] Lavirgen y Scarabino (2016). "Estudio experimental de sistemas acumuladores antipogo". *4to Congreso de Ingeniería Aeronáutica*.
- [2] Logarzo y Scarabino (2012). "Análisis de Pogo en un cohete de combustible líquido". *2do Congreso de Ingeniería Aeronáutica*.
- [3] Rubin, S. y Oppenheim, B. (1993). "Advanced Pogo Stability Analysis of Liquid Rockets". *Journal of Spacecraft and Rockets*.
- [4] Thomson, W. (1982). *Teoría de Vibraciones, Aplicaciones*. Prentice Hall, California.

TABLA 2: VALORES DE R OBTENIDOS A PARTIR DEL DECREMENTO LOGARÍTMICO EN FUNCIONES ESCALÓN.

$$p_{sup} = 4,5 \text{ BAR}$$

caso	p_{inf}	p_{ac}	p_{reg}	$R[s/m^2]$	ζ
1	2,0	2,0	4,44	1076	0,0411
2	2,0	3,0	4,2	441	0,022
3	2,0	4,0	4,32	270	0,0163
4	3,0	3,3	4,25	303	0,0158