



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI

## MODELADO, SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UN REGULADOR PARA PRESURIZACIÓN DE PROPELENTES EN UN LANZADOR ESPACIAL

Walter J. D. Cova<sup>\*1,2</sup>, Javier E. Salomone<sup>1</sup>, M. Cristina Nieto Cano<sup>2</sup>,  
Luciano Manavella<sup>1</sup>, César C. Holote<sup>2</sup>

<sup>\*1</sup> Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba,  
GIDMA–Grupo de Investigación y Desarrollo en Mecánica Aplicada.  
Maestro Marcelo López y Cruz Roja Argentina – CP(5016) Córdoba – Argentina.  
e-mail: [wcova.utn@gmail.com](mailto:wcova.utn@gmail.com)

<sup>2</sup> Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional La Rioja.  
Departamento Ingeniería Electrónica.  
San Nicolás de Bari (E) 1100 – CP(5300) La Rioja –Argentina

### RESUMEN

Se realiza la modelización físico-matemática y la simulación numérica del funcionamiento de reguladores mecánicos de presión, calibrados mediante resorte o por presión de domo, destinados a controlar la presión de los tanques de propelentes líquidos de un vehículo lanzador espacial, presentándose asimismo los resultados de los ensayos experimentales realizados. Este desarrollo es aplicable a sistemas de presurización de tipo pasivo (mediante gas inerte almacenado a alta presión) y reguladores mecánicos sin aporte de energía auxiliar, utilizables para el sistema propulsivo en la (las) etapa(s) superior(es) de un vehículo lanzador.

En el trabajo se incluye un análisis comparativo del desempeño de tres tipos de reguladores de membrana (con resorte de calibración, con domo presurizado de cámara simple y con domo de doble cámara), cuyos parámetros mecánicos y fluidicos se suponen equivalentes. El objetivo del análisis es exponer el desempeño de cada regulador tanto en condiciones de régimen, como en el transitorio de presurización inicial, para un rango de caudales de propelentes. Se discuten los resultados obtenidos y se formula un índice operativo de desgaste en base al cual se procede a seleccionar el dispositivo más conveniente, el que ha sido construido y ensayado.

En lo metodológico se ha procedido: a) formulando los modelos matemáticos mecánicos y neumáticos y b) llevando a cabo la simulación numérica de funcionamiento con software especializado para los tres modelos de regulador considerados. De la comparación de los resultados surge como conclusión la conveniencia de utilizar un regulador de domo presurizado de doble cámara, el que ha sido construido y ensayado experimentalmente, verificándose las predicciones de las simulaciones.

**Palabras clave:** Sistemas cerrados de presurización, reguladores de presión, comportamiento dinámico, simulación numérica.



## 1. INTRODUCCIÓN

Los reguladores mecánicos de presión de gas son dispositivos ampliamente difundidos y utilizados, especialmente en redes de suministro de gas natural y en sistemas de distribución de aire comprimido y gases hospitalarios. Sus principios operativos y detalles constructivos han sido ampliamente tratados en la literatura [1, 2]. Una importante aplicación en el área espacial, es la utilización de un gas comprimido inerte para la presurización de propelentes líquidos en vehículos lanzadores de satélites, como una alternativa frente a la presurización activa mediante turbobombas. Partiendo de un volumen de gas contenido en un tanque a alta presión se logra –a través de un regulador (o de una cascada de ellos)– controlar la presión de líquidos en los tanques de combustible y oxidante, con el objeto de garantizar un flujo regular de los propelentes hacia la tobera de reacción.

Si bien existen trabajos de modelado y simulación del funcionamiento de reguladores de presión de gas [3-8], en todos ellos el enfoque está orientado a la calidad de su performance ante perturbaciones introducidas aguas abajo del regulador, bajo el supuesto de utilizar una fuente de alimentación de capacidad infinita de suministro de gas a presión constante, condición no válida para un sistema de presurización con fuente finita.

Este trabajo se enfoca al estudio de reguladores de presión para gas helio sin aporte de energía externa, e incluye un análisis comparativo del desempeño de tres tipos de reguladores de membrana (con resorte de calibración, con domo de cámara simple presurizado y con domo de doble cámara), con parámetros mecánicos equivalentes. El objetivo es exponer el desempeño de cada regulador tanto en condiciones de régimen, como en el transitorio de presurización inicial. El regulador opera sobre la presión imperante en un volumen variable generado por el vaciamiento continuo de sendos tanques de almacenamiento (de combustible y oxidante), originado por el flujo –a caudal volumétrico muy aproximadamente constante– de los propelentes líquidos contenidos en los mismos. El sistema es alimentado por un tanque de gas de volumen finito a presión (inicialmente) elevada y se esquematiza en la Figura 1.

Organización del artículo: Sección 2 – condiciones de operación del sistema de presurización; Sección 3 – modelado matemático; Sección 4 – resultados de las simulaciones numéricas; Sección 5 – se discuten las implicaciones derivadas de los resultados obtenidos; Sección 6 – síntesis de conclusiones alcanzadas en la simulación numérica realizada.

## 2. CONDICIONES DE OPERACIÓN

Tal como se mencionara, en la Figura 1 se exhibe el esquema básico de funcionamiento del sistema de presurización de propelentes de un vehículo espacial, en base al cual se planteará el correspondiente modelo. En la aplicación considerada, el propelente fluye del tanque que lo contiene con un caudal volumétrico  $q$  que se supone constante, merced al gas presurizante (helio) que ocupa el volumen libre  $V$  a la presión regulada  $p$ . El volumen  $V$  aumenta a medida que se vacía el tanque de propelente. El gas presurizante se encuentra inicialmente almacenado en un tanque de suministro de volumen  $V_s$  a la presión  $p_s$  y

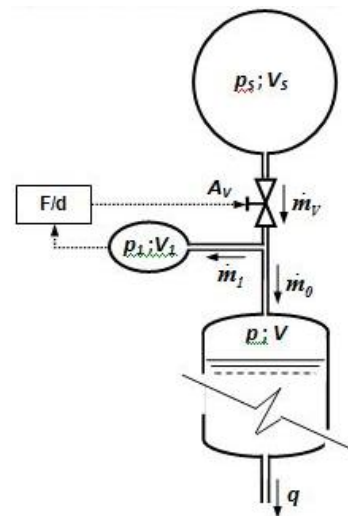


Figura 1. Esquema del sistema.



fluye con un caudal másico  $\dot{m}_v$  a través de la válvula del regulador. El caudal  $\dot{m}_v$  se subdivide en el caudal  $\dot{m}_0$  que llena el espacio libre en el tanque de propelente y el caudal másico  $\dot{m}_1$  que ocupa la cámara de sensado del regulador (cuyo volumen  $V_1$  es en general variable), ejerciendo la presión  $p_1$  sobre el diafragma y provocando el desplazamiento del buzo o poppet. La cámara de sensado y el diafragma, junto con el resorte de calibración (o el domo presurizado, según sea el caso), actúan como un transductor fuerza-desplazamiento, y permiten controlar la apertura  $A_v$  de la válvula a través de la cual fluye el gas. Se realizará un análisis comparativo del desempeño de los tres tipos de regulador pasivo esquematizados en la Figura 2, cuyos parámetros mecánicos se toman como idénticos, adoptándose para el resorte de calibración del caso c) una constante elástica y una condición de carga equivalentes al comportamiento del gas contenido en el domo de los casos a) y b). En la Figura 3 se detalla la nomenclatura empleada.

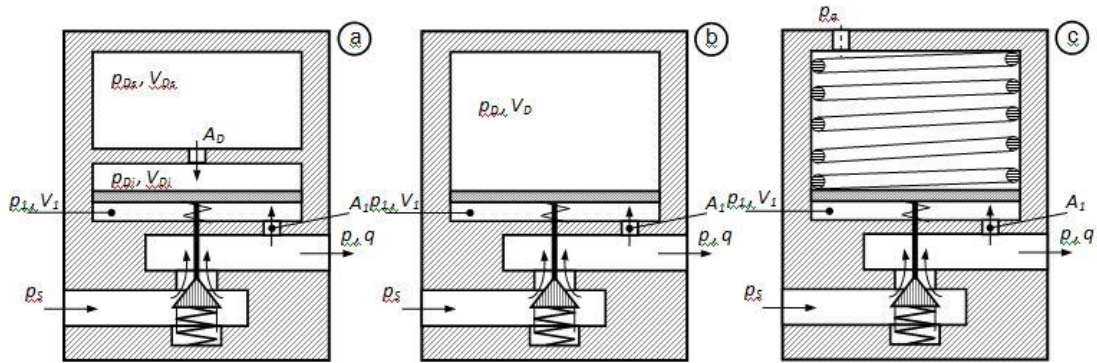


Figura 2. Reguladores pasivos de presión: a) Esquema de doble domo presurizado; b) Domo de cámara simple; c) Regulador con resorte de calibración. El diafragma se ha representado como un pistón.

Para la equivalencia funcional de los esquemas de domo presurizado a) y b), se considera que en las condiciones iniciales:

$$p_{D_s0} = p_{D_i0} = p_{D0} ; \quad V_{D_s} + V_{D_i0} = V_D \quad (1)$$

por lo que, a igualdad de temperaturas, la masa de gas contenida en el domo es la misma en ambos casos. Para la equivalencia de los casos b) y c), la fuerza de precarga  $F_C$  ejercida por el resorte de calibración sobre el diafragma, debe ser igual a la fuerza debida a la presión inicial  $p_{D0}$  actuando sobre el área  $A_{sens}$  del diafragma

$$F_C = p_{D0} A_{sens} \quad (2)$$

A su vez, el desplazamiento del diafragma genera una variación de volumen y por ende una variación de presión en el domo para el esquema b). Esta variación de presión ejercerá una fuerza sobre el diafragma que deberá equivaler a la fuerza elástica originada por la deflexión del resorte de calibración en el caso c).

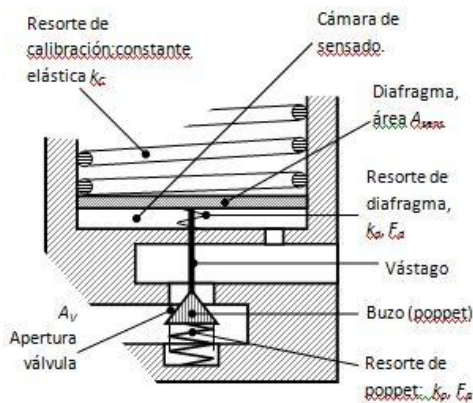


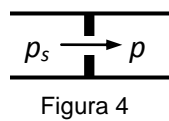
Figura 3. Elementos componentes.

$$k_C = n(p_{D0} A_{sens} / V_{D0}) A_{sens} \quad (3)$$



en este estudio, se tomará para la constante politrópica  $n$  el valor uno en concordancia con el supuesto de operación isotérmica. El gas presurizante es helio, para el cual valen: Masa molar  $M_{mol} = 4.0026 \text{ kg/kmol}$ ; Densidad normal  $\rho_0 = 0.1784 \text{ kg/m}^3$  a la presión  $p_0 = 1 \text{ bar}$  y  $T_0 = 273.15 \text{ K}$ ; Coeficiente adiabático  $\gamma = 1.66$

La presión inicial de almacenamiento especificada es  $p_{s0} = 200 \text{ bar}$  y la presión regulada de utilización será de  $30 \text{ bar}$ . Para el helio, la relación crítica de presiones que define la transición entre régimen de flujo sónico a subsónico (Figura 4) está dada por la (4). Se considerará como presión de suministro mínima para evaluar el funcionamiento de los reguladores  $p_{s,min} \approx 50 \text{ bar}$ .



$$r = \frac{p}{p_s} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0.4881 \quad (4)$$

El objetivo del análisis es exponer el desempeño de cada regulador tanto en condiciones de régimen (que en realidad son cuasiestacionarias, pues la presión de suministro va decreciendo en el tiempo), como en el transitorio de presurización inicial, para un caudal nominal de propelentes durante 60 segundos de 20 lts/s (para tanques de 1200 lts de capacidad) y un caudal máximo de 30 lts/s (para tanques de 1800 lts). El exceso de volumen (ullage) en los tanques se considerará  $V_0 = 12$  y 18 litros respectivamente. A falta de especificaciones sobre los detalles constructivos (materiales y geometría) de los tanques, se considerará operación a temperatura constante  $T = 298.15 \text{ K}$  ( $25^\circ\text{C}$ ).

### 3 MODELADO FÍSICO-MATEMÁTICO

#### 3.1 Área de pasaje de la válvula

El área de pasaje de la válvula  $A_v$  es la superficie lateral del cono truncado (con semiángulo al vértice  $\beta$ ) que se forma entre el extremo del asiento y la normal a la superficie del poppet, cuyo radio de asiento es  $R$ , ver Figura 5. Resulta entonces:

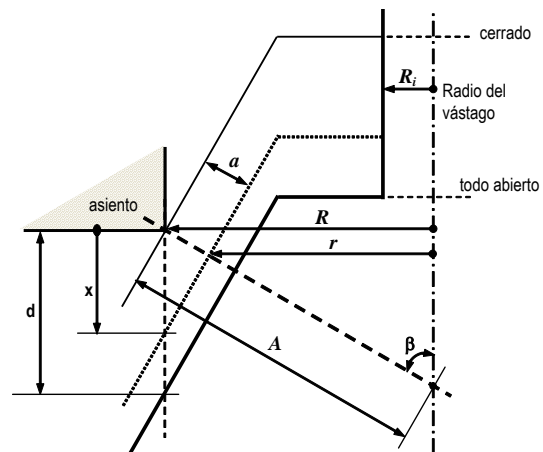


Figura 5. Geometría de la válvula.

$$A_v = \min \left\{ \frac{\pi}{\sin \beta} \left[ R^2 - \left( R - \frac{x}{2} \sin 2\beta \right)^2 \right], \pi [R^2 - R_i^2] \right\}; \text{ para } 0 \leq x \leq d \quad (5)$$

#### 3.2 Movimiento de la válvula

Se consideran ahora las ecuaciones de movimiento de la válvula, partiendo del diagrama de cuerpo libre de la Figura 6, con los símbolos definidos en la misma.

Llamando  $F_i$  a las fuerzas de interacción que los cuerpos de masa  $m$  y  $M$  se ejercen mutuamente al acompañarse en su movimiento, y considerando a los efectos gravitatorios como compensados por las fuerzas estáticas de precarga se puede escribir:



$$\begin{cases} M \ddot{y} + (k_C + k_d) y = (F_C - F_d) - p_1 A_{\text{sens}} - F_i \\ m \ddot{x} + k_p x = -F_p - F_f + F_s \text{sign}(\dot{x}) + F_i \end{cases} \quad (6)$$

Como por hipótesis los cuerpos no se separan, sus aceleraciones son iguales entre sí ( $\ddot{y} = \ddot{x}$ ) y a partir de (6) se deducen los valores de las  $F_i$ . Para las versiones de regulador con domo presurizado –casos a) y b)– la resultante de las fuerzas debidas a la precarga  $F_C$  y a la deflexión  $k_C y$  del resorte de calibración, son sustituidas por una fuerza originada en la presión del domo:

$$F_C - k_C y = p A_{\text{sens}}, \quad (7)$$

donde la presión  $p$  es igual a  $p_i$  en el caso a), o a  $p_D$  para el caso b). Las (6) se convierten en:

$$\begin{cases} M \ddot{y} + k_d y = (p - p_1) A_{\text{sens}} - F_d - F_i \\ m \ddot{x} + k_p x = -F_p - F_f + F_s \text{sign}(\dot{x}) + F_i \end{cases}; \quad p = \{p_i, p_D\} \quad (8)$$

Existen topes mecánicos que limitan el recorrido de las piezas, que no se han representado en la Fig. 6 por razones de simplicidad. Se los supone absolutamente rígidos, con capacidad de absorber instantáneamente y sin rebotes la energía cinética de las piezas en movimiento. La fuerza de fricción seca originada por el o los sellos responde a:

$$x = d \wedge \dot{x} = 0 \rightarrow F_{\text{seca}} = F_S; \quad \text{en otro caso: } \rightarrow F_{\text{seca}} = -F_S \text{sign}(\dot{x}) \quad (9)$$

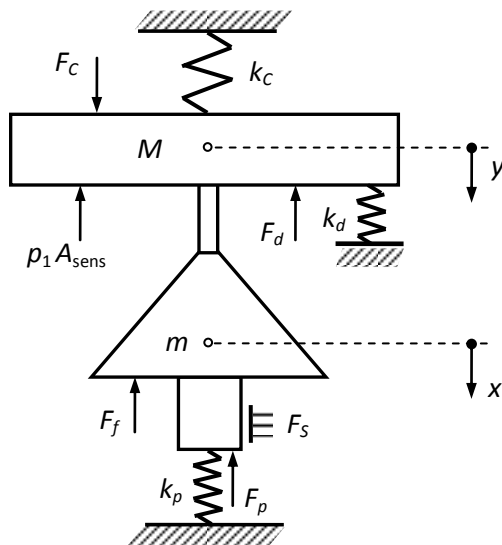


Figura 6. Esquema de cuerpo libre.

$M$	Masa de diafragma y soporte de resorte + $\frac{1}{2}$ masa del resorte de calibración + $\frac{1}{2}$ masa del resorte de diafragma.
$m$	Masa del poppet + $\frac{1}{2}$ de la masa del resorte de restitución de poppet.
$y$	Desplazamiento del diafragma.
$x$	Desplazamiento del poppet.
$k_C$	Constante elástica del resorte de calibración.
$k_d$	Constante elástica del resorte de diafragma.
$k_p$	Constante elástica del resorte de restitución de poppet.
$F_C$	Precarga del resorte de calibración.
$F_d$	Precarga del resorte de diafragma.
$F_p$	Precarga del resorte de restitución de poppet.
$A_{\text{sens}}$	Área de sensado del diafragma.
$p_1$	Fuerza debida a la presión en la cámara de sensado.
$A_{\text{sens}}$	Fuerza debida a la circulación del fluido a través de la válvula.
$F_f$	Fuerza de fricción seca en el sello (si existe).
$F_S$	

Por lo que respecta a la fuerza  $F_f$  debida al paso del fluido por la válvula vale, según [1]:

$$F_f = (p_s - p) A_{\text{ref}} \left( 1 - \frac{A_v}{\sqrt{2} A_{\text{ref}}} \right) \quad (10)$$

donde el área de referencia  $A_{\text{ref}} = \pi R^2$  corresponde al radio  $R$  del asiento de la válvula.



### 3.3 Dinámica de gases

Con referencia a la Fig. 1 y de acuerdo al funcionamiento esquematizado, se pueden formular las siguientes ecuaciones de continuidad:

$$C \frac{dp}{dt} = \dot{m}_v - \dot{m}_0 - \dot{m}_1 ; \quad C_1 \frac{dp_1}{dt} = \dot{m}_1 \quad (11)$$

donde  $p$  es la presión del gas que presuriza el tanque de propelente y  $p_1$  es la presión que actúa sobre el diafragma del regulador. Siguiendo a [3] y [8], la capacitancia neumática puede expresarse como función de las características del gas (He), del volumen que ocupa y de su temperatura  $C = V/(\gamma R_{He} T)$ , siendo a su vez  $R_{He} = R_U/M_{mol}$  para  $R_U = \text{const. univ. de los gases}$  y  $M_{mol}$  masa molar de He. De esta manera la primera de las (11) se convierte en:

$$\left[ \frac{V_0 + \int_0^t q d\tau}{\gamma R_{He} T} \right] \frac{dp}{dt} = \dot{m}_v - \dot{m}_0 - \dot{m}_1 \quad (12)$$

El término integral del numerador es el volumen que deja libre el propelente fluyendo con caudal  $q$ , mientras que  $V_0$  es el volumen libre inicial.

Por su parte, en la segunda de las (11) interviene el volumen  $V_1$  de la cámara de sentido:

$$\left[ \frac{V_{10} - A_{sens} y}{\gamma R_{He} T} \right] \frac{dp_1}{dt} = \dot{m}_1 \quad (13)$$

Caudal másico a través de la válvula ( $\dot{m}_v$ ). Se tendrá según la condición de flujo:

$$p_s < p/r, \quad \dot{m}_v = A_v C_{fv} p_s \sqrt{\left[ \frac{\rho_s}{p_s} \cdot \frac{2\gamma}{(\gamma-1)} \right] \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_s} \right)^{2/\gamma} - \left( \frac{p}{p_s} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}; \quad (14)$$

$$p_s \geq p/r, \quad \dot{m}_v = A_v C_{fv} p_s \sqrt{\frac{\rho_s}{p_s} \cdot \gamma \cdot \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}. \quad (15)$$

donde  $C_{fv}$  es el coeficiente de descarga a través de la válvula y  $\rho_s$  la densidad en el tanque de suministro de He.

Caudal másico hacia la cámara de sentido ( $\dot{m}_1$ ). Flujo entrante a la cámara positivo

$$\dot{m}_1 = |\dot{m}_1| \cdot \text{sign}(p - p_1) \quad (16)$$

definiendo

$$\begin{aligned} p_A = p, \quad p_B = p_1, \quad \text{si } p \geq p_1; \\ p_B = p, \quad p_A = p_1, \quad \text{si } p < p_1. \end{aligned} \quad (17)$$

y de acuerdo a la condición de flujo será:

$$p_A < p_B / r, \quad |\dot{m}_1| = A_1 C_{f1} p_A \sqrt{\left[ \frac{\rho_A}{p_A} \cdot \frac{2\gamma}{(\gamma-1)} \right] \cdot \left[ \left( \frac{p_B}{p_A} \right)^{2/\gamma} - \left( \frac{p_B}{p_A} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}; \quad (18)$$

$$p_A \geq p_B / r, \quad \text{es decir } p_A \geq 2.05 p_B ; \quad |\dot{m}_1| = A_1 C_{f1} p_A \sqrt{\frac{\rho_A}{p_A} \cdot \gamma \cdot \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}. \quad (19)$$



$C_{f1}$  es el coeficiente de descarga del orificio.

Caudal hacia los tanques presurizados ( $\dot{m}_0$ ). En este caso el gas ocupa el espacio que van dejando libre los propelentes. Se tiene así:

$$\dot{m}_0 = \rho q; \quad \rho = \rho_0 (pT_0/p_0T). \quad (20)$$

Presión de suministro de Helio ( $p_s$ ). De acuerdo al caudal  $q$  de los fluidos presurizados y el tiempo de vaciado de tanques previsto, se calculan a la presión máxima (200 bar), la masa y el volumen iniciales ( $M_{He}$ ,  $V_{He}$ ) del helio a 25°C. El consumo de gas, se refleja como:

$$m_{He} = M_{He} - \int_0^t \dot{m}_v d\tau; \quad \rho_s = \frac{m_{He}}{V_{He}}; \quad p_s = \frac{\left(M_{He} - \int_0^t \dot{m}_v d\tau\right) p_0 T}{V_{He} T_0 \rho_0} \quad (21)$$

Presión de domo en la configuración monocámara –Fig. 2 caso b)–. El domo se presuriza inicialmente a la presión  $p_{D0}$  y el cambio de volumen debido al desplazamiento del diafragma la modifica de acuerdo con

$$p_D = p_{D0} \left( \frac{V_{D0}}{V_{D0} + A_{sens} x} \right)^n \quad (22)$$

en la (22)  $n$  representa el exponente politrópico del gas, supuesto unitario por hipótesis.

Presión de domo en la configuración bicámara –Figura 2 caso a)–. El orificio intercámaras posee sección  $A_D$  y, en todo momento, la masa total de gas es constante ( $m_{D0}$ ). Vale así:

$$p_{Ds0} = p_{Di0} = p_{D0}; \quad m_{Ds}(t) + m_{Di}(t) = m_{D0}; \quad \forall t \geq 0; \quad (23)$$
$$m_{Ds0} = m_{Ds}(0) = m_{D0} \left[ V_{Ds} / (V_{Ds} + V_{Di}) \right]; \quad m_{Di0} = m_{Di}(0) = m_{D0} \left[ V_{Di} / (V_{Ds} + V_{Di}) \right].$$

resultando:

$$m_{Ds}(t) = m_{Ds0} + \int_0^t \dot{m}_D d\tau; \quad m_{Di}(t) = m_{D0} - m_{Ds}(t); \quad (24)$$

$$\dot{m}_D = |\dot{m}_D| \cdot \text{sign}(p_{Ds} - p_{Di}) \quad (25)$$

$$p_A = p_{Ds}, \quad p_B = p_{Di}, \quad \text{si } p_{Ds} \geq p_{Di}; \quad (26)$$

$$p_B = p_{Ds}, \quad p_A = p_{Di}, \quad \text{si } p_{Ds} < p_{Di}.$$

Se tendrán, según la condición de flujo, expresiones homólogas a las (18) y (19). Bajo la hipótesis de temperatura constante, las presiones en las cámaras siguen la evolución temporal de la densidad del gas en ellas, definiéndose el volumen de la cámara inferior en función del desplazamiento del diafragma (Fig. 3):

$$V_{Di} = V_{Di0} + A_{sens} x. \quad (27)$$

#### 4. SIMULACIONES NUMÉRICAS

El modelo físico-matemático fue simulado numéricamente en entorno Matlab® Simulink®,[9]. La buena práctica del cálculo numérico sugiere emplear unidades y factores de escala tales que las magnitudes de las variables calculadas estén centradas en el rango numérico representable por el dispositivo digital. Por esta razón, no se ha empleado el Sistema Internacional, sino un conjunto *ad-hoc* de unidades. Los valores de parámetros empleados en los cálculos se consignan en la Tabla 1.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI

Tabla 1. Valores de parámetros empleados en las simulaciones.

Parámetro	Símbolo	Valores			Unidad
		Bicámara	Monocám.	Resorte	
Carrera de la válvula	$d$	3			Mm
Semiángulo cono válvula	$\beta$	45°			Grado
Radio asiento válvula	$R$	4.25			Mm
Radio de vástago válvula	$R_i$	1.75			Mm
Masa asociada al diafragma	$M$	35	35	935	G
Masa asociada al poppet	$m$	30			G
Const. elástica resorte calibración	$k_C$	-	-	809240	N/m
Precarga resorte calibración	$F_C$	-	-	15310	N
Const. elástica resorte diafragma	$k_d$	1500			N/m
Precarga resorte diafragma	$F_d$	4.5			N
Const. elástica resorte poppet	$k_p$	15000			N/m
Precarga resorte poppet	$F_p$	45			N
Fuerza fricción sello poppet	$F_s$	0			N
Área de sensado diafragma	$A_{sens}$	4712			mm <sup>2</sup>
Coeficiente de flujo de la válvula	$C_f$	0.86			
Constante universal de los gases	$R_U$	8314.472			Nm/kmol.K
Gas presurizante (tanques y domo)	He	Helio			
Coeficiente adiabático	$\gamma, \gamma_{Gas}$	1.66			
Masa molar	$M_{mol}$	4.0026			kg/kmol
Densidad normal a 1 bar y 273.15 K	$\rho_0$	0.1784			g/litro
Presión de referencia	$p_0$	1			Bar
Temperatura de referencia	$T_0$	273.15 K (0°C)			
Temperatura de operación	$T$	298.15 K (25°C)			
Presión inicial tanque presurización	$p_{He0}$	200			Bar
Caudal de propelentes	$q$	20; 30			litro/s
Volumen tanques propelentes	$V$	1200; 1800			Litro
Volumen libre inicial (ullage)	$V_0$	0.1 V = 12; 18			Litro
Área orificio cámara de sensado	$A_1$	9.62			mm <sup>2</sup>
Coef. de flujo orificio cám. sensado	$C_{f1}$	0.9			
Volumen cámara sensado ( $y=0$ )	$V_{10}$	16507			mm <sup>3</sup>
Área orificio entre cámaras domo	$A_D$	2.4053	-	-	mm <sup>2</sup>
Coef. flujo orificio entre cáms. domo	$C_{fD}$	0.65	-	-	
Volumen domo superior	$V_{Ds}$	75000	-	-	mm <sup>3</sup>
Volumen inicial domo inferior	$V_{Di0}$	252	-	-	mm <sup>3</sup>
Volumen inicial domo monocámara	$V_{D0}$	-	89388	-	mm <sup>3</sup>
Volumen inicial de Helio p/presurizar	$V_{He}$	250; 375			Litro

Un elemento que debe ser dimensionado en la configuración bicámara es el diámetro del orificio que comunica las cámaras superior e inferior del domo, para buena respuesta dinámica de la presión de salida. Para el regulador esquematizado en la Figura 2a, se ha determinado que el orificio intercámaras ha de tener un diámetro de 1.75 mm para una respuesta temporal de máxima planitud, supuesto un caudal de salida de 20 litros/seg a 30 bar. Se verificó además que el orificio  $\phi 1.75\text{mm}$  brinda respuestas dinámicas comprendidas dentro del 1% del valor nominal, para caudales entre 10 y 50 litros/seg a 30 bar.

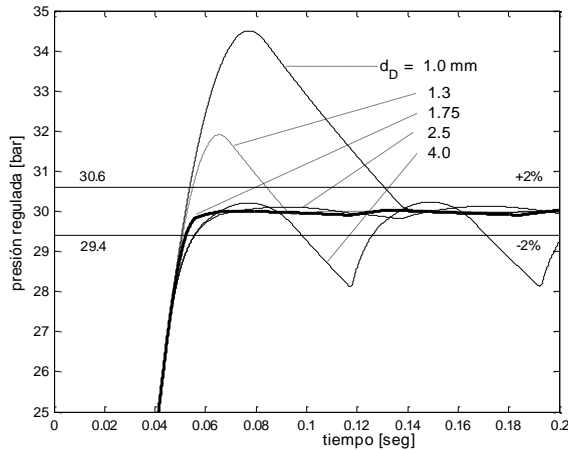


Figura 8. Respuesta a un escalón de 200 bar en función del diámetro del orificio intercámaras.

En las Figuras 9, 10 y 11 se muestran las respuestas temporales de presión regulada y apertura de la válvula de regulación de los reguladores considerados para una presión inicial del tanque de helio  $p_{He0} = 200$  bar, y un caudal de descarga de los tanques de propelentes  $q = 20$  l/s (volumen de tanques 1200 lts). En cada caso, el sistema se ha simulado con un paso de integración constante de  $5 \times 10^{-5}$  seg aplicando un método de Runge-Kutta de cuarto orden. La Tabla 2 sintetiza los resultados obtenidos para caudales de 20 y 30 lts/seg y volúmenes de tanques de propulsores de 1200 y 1800 lts.

De las figuras de página siguiente se deduce –desde el punto de vista de la regulación de presión de salida– que los tres dispositivos considerados poseen performances igualmente buenas, permaneciendo en todos los casos la presión regulada dentro de la banda de  $\pm 2\%$  del valor nominal deseado durante todo el período de operación considerado, en el que la presión de suministro se reduce prácticamente a una cuarta parte de su valor inicial (de 200 bar a aproximadamente 50 bar).

Una primera ventaja a favor de los reguladores de domo presurizado está dada por la reducción de peso y volumen que significa no utilizar un resorte de calibración y su correspondiente alojamiento. Podrá argumentarse contra esta ventaja que la presión en el/los domo/s es dependiente de la temperatura del gas durante la operación, lo que podría afectar la presión de salida; sin embargo, la presencia de dispositivos de regulación del caudal de propelentes aguas abajo de los tanques –que controlan la relación de mezcla combustible/oxidante– disminuyen la importancia del efecto apuntado.

La ventaja fundamental a favor del regulador bicámara, está dada por el movimiento prácticamente aperiódico de la válvula reguladora durante la operación. Obsérvese en las Tablas 4, 5 y 6 que –a igualdad de caudales de operación– el rango de apertura media de la válvula es prácticamente el mismo para los tres dispositivos analizados. Pero, para la configuración bicámara tanto la frecuencia como la amplitud de las oscilaciones son muy sensiblemente más reducidas.

Teniendo en cuenta que el régimen oscilatorio provoca efectos de desgaste y fatiga de los componentes móviles del regulador (válvula, vástagos, resortes, membrana), los que resultan aproximadamente proporcionales al desplazamiento total registrado durante el período de operación, resulta de interés evaluar el orden de magnitud del factor de desgaste en base a los valores frecuencia y amplitud. Se propone a tal fin un indicador ( $L_d$ ) que se calcula empleando el promedio:

$$L_d = \frac{1}{2} (2\Delta_{x \text{ inicial}} f_{\text{inicial}} + 2\Delta_{x \text{ final}} f_{\text{final}}) \cdot 60 \quad (28)$$

que resulta representativo del camino recorrido durante los 60 segundos de operación. Evaluando el indicador se obtiene la Tabla 3, la que muestra que el desgaste para la configuración bicámara es 1000 veces menor con respecto de las restantes configuraciones, lo que justifica su elección a pesar de su mayor complejidad constructiva.

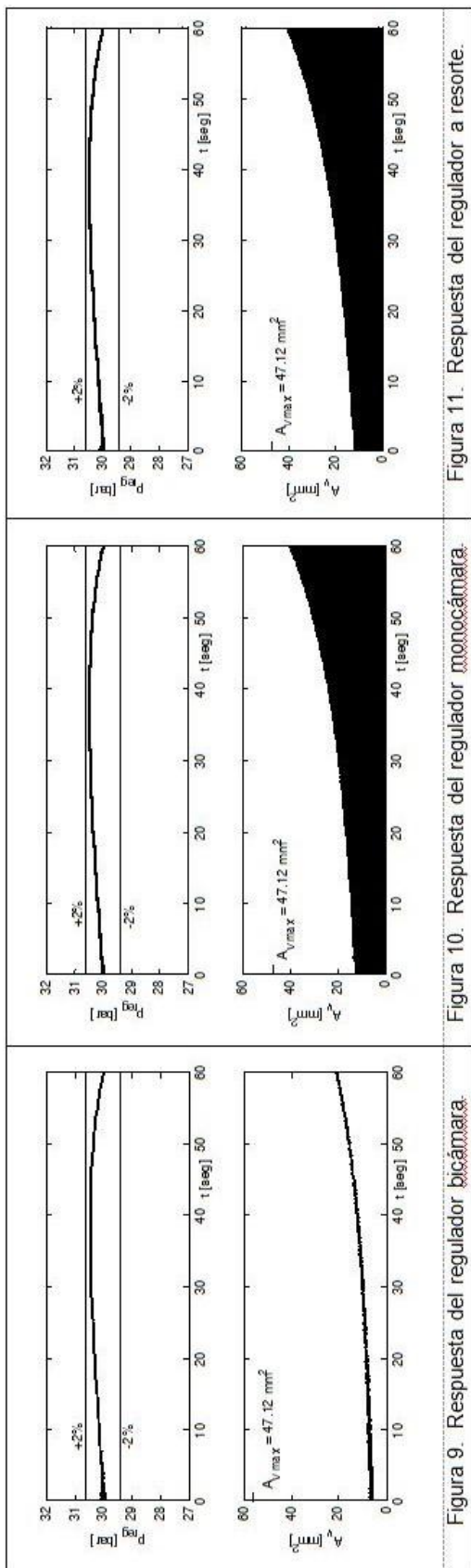


Figura 9. Respuesta del regulador bicámara.

Figura 10. Respuesta del regulador monocámara.

Figura 11. Respuesta del regulador a resorte.

Tabla 2

		Tipo de regulador →		BICÁMARA		MONOCÁMARA		A RESORTE	
Caudal de propélgentes q [l/s]		20	30	20	30	20	30	20	30
Volumen de tanque de propélgentes V [litro]		1200	1800	1200	1800	1200	1800	1200	1800
Presión inicial de domo p <sub>co</sub> [bar]		27.5	27.7	27.5	27.5	27.75	27.75	15315	15430
Tiempo de respuesta de la presión regulada al 2% del valor nominal t <sub>2%</sub> [ms]		52.5	88.5	56.4	88.7	54.3	87.8	54.3	87.8
Presión regulada final (60 segundos de operación) [bar]		30.0	29.332	30.0	29.38	29.98	29.34	29.98	29.34
Presión regulada máxima durante la operación [bar]		30.458	30.458	30.483	30.275	30.462	30.229	30.462	30.229
Rango variación de presión porcentual máxima durante la operación [%]		1.79	2.72	1.64	2.98	1.87	2.98	1.87	2.98
Válvula reguladora	Rango de apertura media de la válvula [mm <sup>2</sup> ]	6 a 21	9 a 29	6.1 a 20	9.2 a 27.8	5.85 a 20.2	8.8 a 28.1	5.85 a 20.2	8.8 a 28.1
	Oscilación Inicial	0.080	0.125	0.067	1.1	0.065	1.0	0.065	1.0
	Oscilación Final	4.5	3.2	540	525	142	140	142	140
Tanque de Helio	Volumen V <sub>gas</sub> [litro]	0.020	0.046	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
	Consumo de gas [gramo]	6.4	3.9	567	550	144	145	144	145
	Presión final de suministro p <sub>gas</sub> [bar]	250	375	250	375	250	375	250	375
		54.64	57.17	54.6	56.82	54.71	57.04	54.71	57.04
		5939	8754	5941	8776	5936	8762	5936	8762



Tabla 3. Valores del indicador de desgaste  $L_d$ .

Configuración	Caudal q [l/s]	
	20	30
Bicámara	29.3 mm	34.8 mm
Monocámara	$8.7 \times 10^4$ mm	$11.7 \times 10^4$ mm
A resorte	$2.2 \times 10^4$ mm	$3.0 \times 10^4$ mm

## 5. VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL

El regulador de presión ha sido construido y se han llevado a cabo ensayos preliminares con resultados satisfactorios empleando gas nitrógeno a 130 bar. Las imágenes de la Fig. 12 muestran el montaje experimental y las mediciones de presión de suministro y presión de salida regulada a 30 bar.

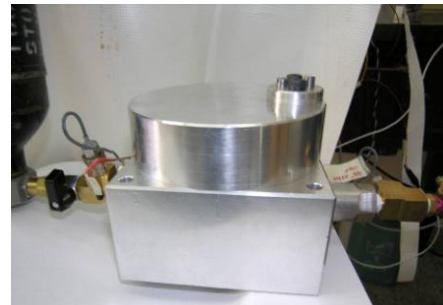
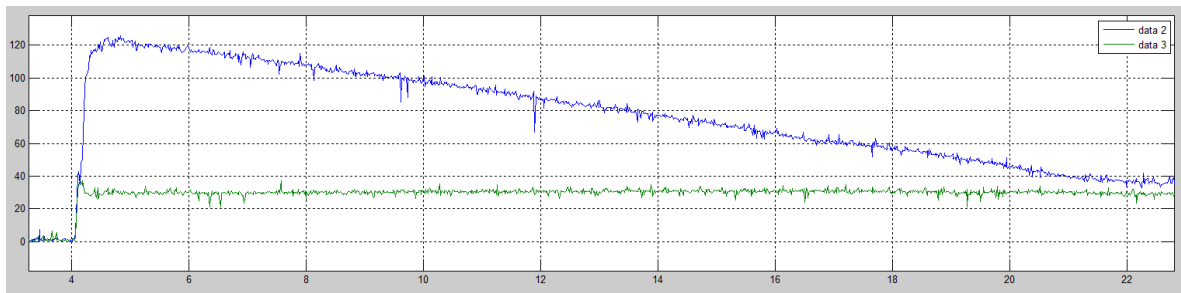


Figura 12

## 6. CONCLUSIONES

Se ha desarrollado e implementado un modelo matemático del funcionamiento de reguladores de presión pasivos que permite estudiar en forma comparativa el comportamiento de reguladores de diversos tipos.

Se ha formulado un índice operativo para seleccionar el regulador más conveniente. Nótese que este índice ha sido evidenciado por la simulación numérica de los dispositivos, ya que no es inmediatamente evidente a partir del modelo físico-matemático planteado.

Las verificaciones experimentales de la operación individual del regulador han arrojado resultados altamente satisfactorios.

Al carecerse de información de materiales y dimensiones de los tanques y las conducciones, el análisis se ha limitado al caso isotérmico. En el futuro el modelo deberá extenderse para contemplar la termodinámica del sistema completo y se deberá realizar un estudio paramétrico de la influencia del dimensionamiento relativo de los diferentes elementos componentes.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## 7. REFERENCIAS

- [1] Andersen B. W., 1976: *The Analysis and Design of Pneumatic Systems*. Robert E. Krieger Publishing Co., Huntington, NY, USA. Reprint 1976 w/ corrections. ISBN 0-88275-435-1.
- [2] Huang D. H., Huzel D. K., 1992: *Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines*. Series Progress in Astronautics and Aeronautics, Published by the American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN: 978-1-60086-619-7.
- [3] Dustin, Miles O., 1971: *Analog Computer Study of Design Parameter Effects on the Stability of a Direct-Acting Gas Pressure Regulator*. NASA Technical Note TN D-6267, National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC, USA.
- [4] Fletcher I., Cox C. S., Arden W. J. B. y Doonan A., 1996: *Modelling of a two-stage high-pressure gas reduction station*. Applied Mathematical Modelling, 1996, Vol. 20, October 741-749.
- [5] Vujčić D., Radojković S., 2001: *Dynamic Model of Gas Pressure Regulator*. FACTA UNIVERSITATIS, Series: Mechanics, Automatic Control and Robotics Vol.3, No 11, 2001, pp. 269 – 276. Beograd, Serbia.
- [6] Gato L.M.C., Henriques J.C.C., 2005: *Dynamic behaviour of high-pressure natural-gas flow in pipelines*. International Journal of Heat and Fluid Flow 26 (2005) 817–825.
- [7] El Golli R., Bezian J. J., Grenouilleau P., Menu F., 2005: *Stability study and modelling of a pressure regulating station*. International Journal of Pressure Vessels and Piping 82 (2005) 51–60.
- [8] El Golli R., Bezian J. J., Delenne B., Menu F., 2007: *Modelling of a pressure regulator*. International Journal of Pressure Vessels and Piping 84 (2007) 234–243.
- [8] Zafer N., Luecke G. R., 2008: *Stability of gas pressure regulators*. Applied Mathematical Modelling 32 (2008) 61–82.
- [9] Matlab y Simulink son marcas registradas de *The MathWorks Inc.*, Natick, Mass., U.S.A.
- [10] Salomone J. E., Cova W. J. D., Jazni J. E., Sanna A. D., Nieto Cano M. C., 2013: *Diseño Preliminar de un Regulador de Presión para Etapa Superior de un Vehículo Lanzador*. Anales VII Congreso Argentino de Tecnología Espacial, Mendoza, Argentina, 15 al 17 de Mayo de 2013.

## Reconocimientos

El presente trabajo se integra en la línea de acciones emprendidas por las Facultades Regionales Córdoba y La Rioja de la Universidad Tecnológica Nacional en sus relaciones con la Comisión Nacional de Actividades Espaciales y la industria aeroespacial argentina y se ha desarrollado en el marco del Proyecto de I+D Interfacultades código IFN-1534, financiado por la Universidad Tecnológica Nacional, en el que participan las Facultades Regionales La Rioja y Córdoba.

