

DISEÑO PRELIMINAR DE UN REGULADOR DE PRESIÓN PARA ETAPA SUPERIOR DE UN VEHICULO LANZADOR

SALOMONE, JAVIER E. ^(*), COVA, WALTER J. D. ⁽¹⁾,
JAZNI, JORGE E., SANNA, ALEXIS D., NIETO CANO, MARIA C. ⁽¹⁾

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.

^(*) Tel. 0351-5986010. Int 15 - e-mail: *jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar*

⁽¹⁾ Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional La Rioja.

RESUMEN

El presente trabajo presenta el diseño preliminar de una válvula reguladora de aplicación en vehículos lanzadores y surge como una respuesta ante necesidades detectadas en el desarrollo espacial nacional, integrándose en la línea de acciones emprendidas por diversos entes del quehacer público y privado vinculados a al ámbito aeroespacial. Los reguladores mecánicos de presión de gas son dispositivos ampliamente difundidos y aplicados, especialmente en redes de suministro de combustible (gas natural) y en sistemas de distribución de aire comprimido y gases hospitalarios. 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 de la presurización activa por medio de turbobombas. Partiendo entonces de un volumen de gas contenido en un tanque a alta presión se logra –a través de un regulador (o una cascada de reguladores)– controlar la presión de líquidos en los tanques de combustible y oxidante, para garantizar de tal manera un flujo regular de los propelentes a lo largo de sus correspondientes ductos de alimentación hasta la cámara de combustión del motor. Durante el desarrollo se realiza un análisis de requerimientos, se dimensiona la válvula principal y los elementos de control, se simula numéricamente el comportamiento dinámico del regulador, se efectúa un análisis de la variación de la temperatura durante el funcionamiento y por último detalles del diseño preliminar del regulador.

1.- INTRODUCCIÓN

El presente artículo presenta los avances de una línea de trabajo basada en el desarrollo de componentes utilizados en aplicaciones de rigurosas condiciones de operación y se integra en la línea de acciones emprendidas por las Regionales Córdoba y La Rioja de la Universidad Tecnológica Nacional en sus relaciones con la Comisión Nacional de Actividades Espaciales, el Ministerio de Defensa y la industria aeroespacial argentina.

Este trabajo aborda el diseño de un regulador de presión de gas helio integrado en un sistema de presurización de propelentes líquidos para la etapa superior de un lanzador espacial.

Un regulador de presión es un componente de control diseñado para mantener una presión

constante aguas abajo del mismo, independientemente de las variaciones de presión aguas arriba y de los cambios en el flujo consumido [1]. La mayoría de los reguladores incluyen dos elementos básicos denominados Controlador y Válvula reguladora: el controlador del regulador es esencialmente una unidad de sensado y cómputo, que mide la diferencia entre la presión real y la presión deseada aguas abajo del regulador y la válvula reguladora no es más que una válvula de control de flujo, que cumple la función de variar la sección de pasaje del fluido para adecuar el caudal a la demanda. Ambos, controlador y válvula reguladora se encuentran vinculados mecánicamente entre sí.

El regulador se ubica en la línea de presurizante, aguas abajo de la válvula de apertura (start

valve) como se puede apreciar en la Figura 1, donde se sintetiza gráficamente un posible sistema de presurización.

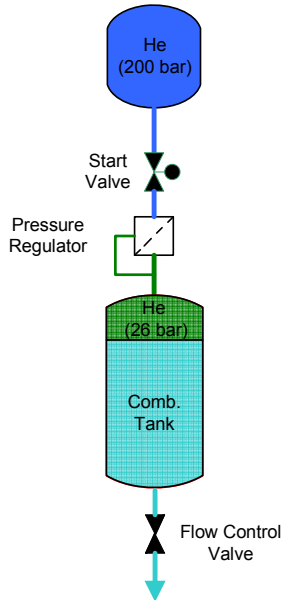


Figura 1 Esquema del sistema de presurización

Partiendo entonces de un volumen de gas contenido en un tanque a alta presión se logra –a través de un regulador (o una cascada de ellos)– controlar la presión de líquidos en los tanques de combustible y oxidante, para garantizar de tal manera un flujo regular de los propelentes a lo largo de los correspondientes ductos de alimentación hasta la cámara de combustión del motor de reacción.

La Sección 2 trata acerca de los principales tipos y modalidades de operación de los reguladores más usuales, mientras que la Sec. 3 sintetiza los requerimientos más significativos para el diseño. En la Sección 4 se trata el diseño de la válvula y el controlador, sintetizándose los detalles de la configuración, materiales y componentes utilizados en la Sección 5.

En la Sección 6 se resumen algunas consideraciones básicas de carácter termodinámico que deberán ser atendidas en detalle cuando se disponga del layout completo del sistema de presurización. La Sec. 7 presenta los resultados de la

simulación numérica del comportamiento del regulador, extrayéndose algunas conclusiones sobre detalles constructivos que afectan la respuesta dinámica de la válvula. Finalizando la Sección 8 presenta conclusiones y pautas para futuras acciones.

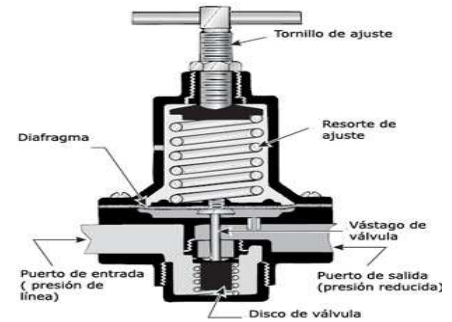


Figura 2. Esquema de un regulador

2.- CLASIFICACIÓN DE LOS REGULADORES DE PRESIÓN

En una primera y muy amplia clasificación, se puede dividir a los reguladores de presión en dos grandes grupos: a) Reguladores moduladores, b) Reguladores no moduladores.

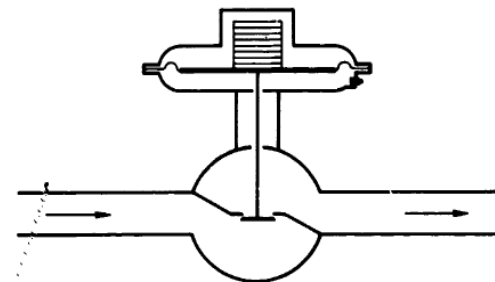


Figura 3

Los reguladores moduladores son aquellos que poseen la capacidad de ajustar su caída interna de presión manteniendo constante la presión regulada de salida dentro un rango de caudal consumido. La mayoría de los reguladores de presión responden a esta característica. Los reguladores no moduladores son simples dispositivos ON-OFF (de apertura total o cierre total, p.ej. mediante un solenoide) que regulan el valor medio de presión

de salida variando su ciclo de trabajo y no son de interés en este caso.

Centrando la atención en los reguladores moduladores, se detallará a continuación una clasificación de los mismos: a) Reguladores de acción directa, b) Reguladores pilotados.

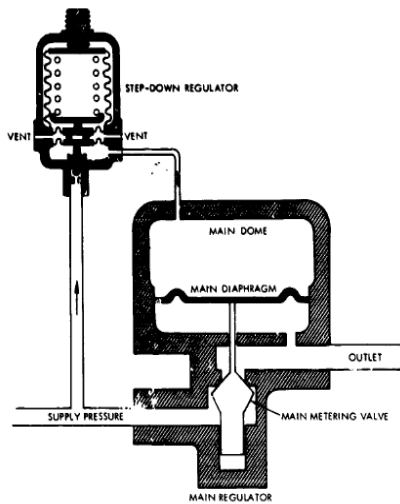


Figura 4

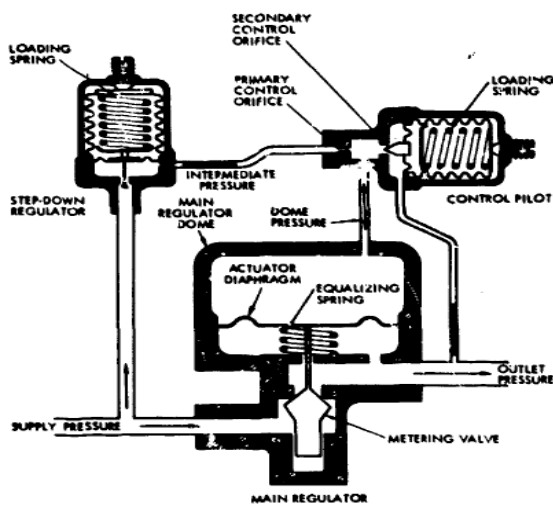


Figura 5

2.1.-Reguladores de acción directa

Los reguladores de acción directa son los más simples y de mayor utilización. Existen diferentes tipos en función de cómo se genera la fuerza de

referencia, también llamada carga, sobre el elemento sensor, para obtener una presión de salida deseada [1]. En función de ello existen reguladores de acción directa de diferentes tipos:

- a) cargados con peso
- b) cargados con peso (Figura 3)
- c) cargados con resorte (Figura 6)

Los reguladores cargados con un peso no se utilizan en esta aplicación porque presentan dos desventajas. Por un lado, deben estar siempre en posición vertical, y por otro, la aceleración que se genera durante el despegue altera la fuerza de referencia, modificando el valor de la presión regulada.

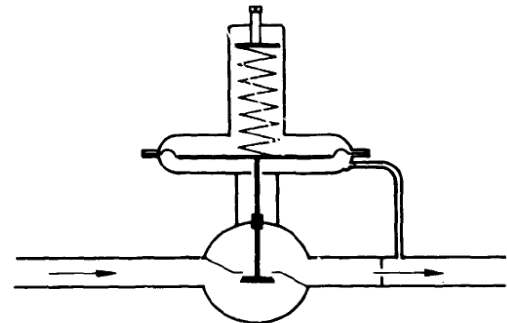


Figura 6

Los reguladores cargados con presión, también llamados de "domo cargado", sufren la desventaja de que la fuerza de referencia cambia termodinámicamente al variar la temperatura. El regulador cargado con resorte supera a los dos anteriores debido a que puede funcionar en cualquier posición, además, la fuerza de referencia es mucho menos sensible a los cambios de temperatura. La principal desventaja de este regulador es que al cambiar la elongación del resorte durante un ciclo, cambia la fuerza de referencia, y por ende se modifica la presión regulada predefinida.

2.2.-Reguladores pilotados

Los reguladores de presión pilotados son utilizados cuando se requiere una estrecha tolerancia en el valor de la presión de salida deseada. Estos reguladores controlan la presión de salida de manera neumática, generando la fuerza de referencia

por acción del gas comprimido, utilizando dos pequeños reguladores de presión de acción directa cargados con resorte (Fig.5). La ventaja de utilizar este principio es mantener la presión de referencia dentro del domo del regulador principal muy próxima al valor deseado, para evitar fluctuaciones en la presión de salida. Al ser más complejos, los reguladores pilotados presentan una mayor probabilidad de falla.

2.3.-Regulación de presión en dos etapas

Cuando se habla de regulación de presión en dos etapas, se hace referencia al montaje de dos reguladores en serie, los cuales pueden estar integrados en un solo cuerpo (Fig. 7), o pueden ser dos reguladores individuales unidos entre sí (Fig. 8). Este tipo de regulación se emplea para minimizar la variación en la presión de salida, por ejemplo ante una presión de entrada fluctuante.



Figura 7



Figura 8

Después de haber evaluado los diferentes tipos de reguladores, se opta por utilizar la filosofía del regulador de “**acción directa, domo presurizado**”. Las ventajas sobresalientes de estos reguladores son: sencillez, tanto operativa como constructiva, variación de la fuerza de referencia necesaria para lograr la presión de salida deseada. Si bien este tipo de regulador es más sensible a los cambios de temperatura que los reguladores cargados por resortes, presentan mejores prestaciones de performance. Se deberá poner especial cuidado en el diseño a fin de minimizar la sensibilidad del regulador ante los cambios térmicos.

3.- RESUMEN DE REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

A continuación se detallan los requerimientos necesarios para realizar el diseño preliminar del regulador de presión.

Tabla 1

Nº	Características	Valor
1	Fluido de trabajo	Helio
2	Caudal	0,9 m ³ /seg standard - 900 l/s @ 1bar
3	Presión de operación	<ul style="list-style-type: none"> • Entrada 200 bar • Entrada 70 bar Mínimo esperado • Salida 0-30 bar
4	Presión de prueba	300 bar
5	Presión de rotura	500 bar
6	Temperatura de operación	rango -20 °C a +70°C
7	Fugas internas	0,0001 scc/s de Helio @ 200 bar
8	Fugas externas	0,000001 scc/s de Helio @ 200 bar
9	Masa	≤5 kg
10	Puertos	Entrada: Ø1/2" (12,7 mm) rosca 9/16"-18 UNJF-3B Salida: Ø1" (25,4 mm) rosca 1 5/16"-12 UNJ-3B

4.- DISEÑO DE LA VÁLVULA REGULADORA

La válvula reguladora cumplirá la función de dosificar el caudal del fluido en función de la presión deseada aguas abajo del regulador. Para lograr esto, se procede a variar la sección de pasaje del fluido.

La válvula reguladora de asiento cónico permite variar la sección de pasaje de manera proporcional al desplazamiento del vástago, teniendo a su vez la ventaja de no generar un cambio brusco en la dirección del flujo. Por lo tanto se utilizará esta filosofía para diseñarla. La Fig. 9 es un ejemplo.

4.1.- Cálculo de la sección de pasaje del fluido

Como en este caso existe un fluido compresivo

ble que circula a través de la válvula, la formulación que permite determinar el caudal másico, es:

$$W_{1-2} = \frac{K \times P_1 \times C \times A_{1-2} \times N_{1-2}}{\sqrt{T_1}} \quad (1)$$

$$\therefore A_{1-2} = \frac{W_{1-2} \times \sqrt{T_1}}{K \times P_1 \times C \times N_{1-2}}$$

Donde el producto $C \times A_{1-2}$ es el área efectiva, debida a la contracción de la vena de fluido al pasar por la garganta del orificio. Por su parte A_{1-2} es el área de la sección de pasaje de fluido de la válvula.

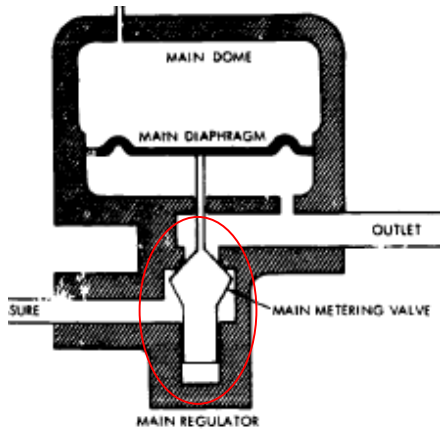


Figura 9

El factor K está dado por:

$$K = \left[\frac{\gamma \times g}{R} \times \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \right]^{1/2} \quad (2)$$

N_{1-2} se obtiene de la relación entre el caudal másico y el caudal crítico:

$$N_{1-2} = \frac{W_{1-2}}{W_{\text{critico}}} = \left[\frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}}}{\frac{\gamma-1}{2} \times \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \right]^{1/2} \quad (3)$$

Siendo: W_{1-2} : Caudal másico (lb/s), W_{critico} : Caudal crítico (sónico) (lbm/s), K: Factor ($^{\circ}\text{R}^{1/2}/\text{s}$), C: coef. de descarga, A_{1-2} : Área de pasaje (in^2), $C \times A_{1-2}$: área efectiva (in^2), P_1 : Presión

absoluta a la entrada (Psia), P_2 : Presión absoluta a la salida (Psia), T_1 : Temperatura absoluta a la entrada ($^{\circ}\text{R}$), γ : Relación de los calores específicos del gas, g: Aceleración de la gravedad (in/s^2), R: Cte. del gas ($\text{in}/^{\circ}\text{R}$). Los datos necesarios para llevar a cabo los cálculos se detallan a continuación.

Fluido: Helio, $W_{1-2}=0,333$ lb/s, $T_1=20$ $^{\circ}\text{C}=527,7$ $^{\circ}\text{R}$, $P_1=200$ bares =2915 Psia, $P_1'=70$ bares Mínimo esperado =1050 Psia, $P_2=30$ bares =450 Psia, $\gamma_{\text{helio}}=1,66$, $\delta_{\text{helio}}=0,168$ kg/m^3 , $g=9,81$ $\text{m}/\text{s}^2=386,2$ in/s^2 , $R=4636$ $\text{in}/^{\circ}\text{R}$

De acuerdo a la referencia [2, pág. 35] se observa que el coef. de descarga C para una válvula con asiento cónico a 90° , depende de la relación P_2/P_1 . En este caso dicha relación es 0,428 por lo que C es prácticamente igual a 0,86. Reemplazando los datos en las expresiones anteriores, se procede con el cálculo para determinar el diámetro de pasaje de fluido de la válvula:

$$N_{1-2} = 0,9712$$

$$K = 0,001919 \sqrt{^{\circ}\text{R}} / \text{s}^2$$

con lo que resulta:

$$A_{1-2} = 0,0422 \text{ in}^2 = 27,23 \text{ mm}^2; \text{ se adopta}$$

$$A_{1-2} = 47,12 \text{ mm}^2$$

El diámetro correspondiente a dicha área de paso será:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times A_{1-2}}{\pi}}; D_s = 7,745 \text{ mm}$$

El vínculo material entre el poppet y el diafragma, está constituido por un vástago de $\text{Ø}3,5 \text{ mm}$, lo que conduce a recalcular el diámetro del asiento para mantener el área de paso requerida.

$$A_{1-2} = \frac{\pi \times (D_{\text{se}}^2 - D_{\text{si}}^2)}{4} \quad \text{con lo que } D_{\text{se}} = 8,5 \text{ mm}$$

La expresión matemática para determinar la sección de pasaje un asiento cónico es:

$$A_{1-2} = \pi \times S \times \sin \theta \times (D_{\text{se}} - S \times \sin \theta \times \cos \theta) \quad (4)$$

siendo:

A_{1-2} : Área de pasaje de flujo
 S : Desplazamiento del vástago
 θ : Ángulo del asiento cónico
 D_{se} : Diámetro del asiento.

Si se toma D_{se} : 8,5mm, despejando de (4):
 $S=2,36$ mm y se adopta $S=3$ mm

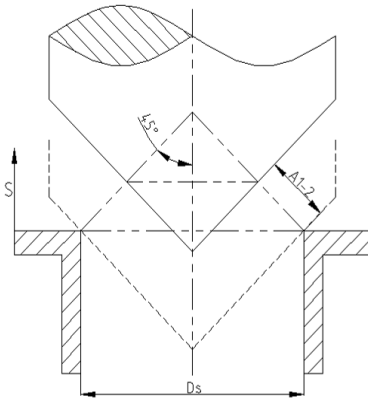


Figura 10

4.2.-Cálculo de la fuerza aerodinámica

La fuerza aerodinámica producida sobre el poppet tiende a cerrar la válvula, disminuyendo la sección de pasaje. La expresión de dicha fuerza correspondiente a una válvula con asiento cónico es [2]:

$$F_A = \left[1 - \left(\frac{A_{1-2}}{A_s} \times \cos \theta \right) \right] \times (P_1 - P_2) \times A_s \quad (5)$$

Donde

$$A_s = \frac{\pi \times 8,5^2}{4} = 47,12 \text{ mm}^2$$

Considerando apertura completa de la válvula, se cumple que:

$$A_{1-2} = A_s$$

Por lo tanto la fuerza aerodinámica analizada en esta condición es:

$$F_A = 61,66 \text{ lb}; \quad F_A = 27,43 \text{ N}$$

Mientras que para la situación de equilibrio

$$F_A = 168,79 \text{ lb}; \quad F_A = 37,94 \text{ N}$$

4.3.-Diseño del controlador

El controlador cumplirá la función de sensar la presión de salida real evitando que ésta varíe al variar la demanda de flujo o la presión de entrada. Está básicamente integrado por un diafragma que actúa como sensor. Sobre una de las caras del diafragma actúa una fuerza que define la presión de salida del regulador. Dicha fuerza se genera mediante la presión del gas almacenado en el domo. Sobre la otra cara del diafragma actúa una fuerza generada por la presión de salida a través de un orificio, el que a su vez cumple la función de generar un amortiguamiento para reducir las fluctuaciones en la presión de salida al variar el consumo de fluido.

El diafragma y la válvula reguladora están vinculados mediante el vástago, lo que permite que al variar el caudal consumido o la presión de entrada, el diafragma actúe sobre la válvula en el sentido de evitar que se modifique la presión de salida.

4.4.-Cálculo del diámetro del diafragma

La relación existente entre la variación de la presión de ingreso y la presión de salida está dada por la relación entre el área del diafragma sensor y el área del pasaje de fluido a través de la válvula del regulador. A los fines de minimizar la influencia de las variaciones de la presión de entrada sobre la regulada consideraremos una relación de áreas de 100:1 con lo que dichas variaciones oscilarán en torno a un 1 %. Por lo tanto, siendo el área de pasaje del orificio de la válvula de $47,12 \text{ mm}^2$, el diámetro del diafragma es de:

$$\frac{A_{\text{diafragma}}}{A_{\text{orificio}}} = 100 \therefore A_{\text{diafragma}} = 100 \times A_{\text{orificio}} \quad (6)$$

$$D_{\text{Diafragma}} = d_{\text{orificio}} \times \sqrt{100} = 7,74 \times \sqrt{100} = 77,4 \text{ mm}$$

4.5.-Determinación de la presión de domo

El resorte de regulación (para este caso es un resorte equivalente constituido por un gas presurizado en un recinto de volumen cuasi constante)

cumple la función de abrir la válvula del regulador para permitir el paso de caudal de fluido en función de la presión de salida (presión regulada) deseada. Planteando un diagrama de cuerpo libre en estado de régimen (Figura 11), el equilibrio de fuerzas se define de la siguiente manera:

$$P_{PD} = \frac{F_{Ae} + F_{RRn} + F_{ms} + F_{Resortes} + P_b A_d}{A_d}$$

$$P_{PD} = 31,25\text{bar} \quad (7)$$

Siendo

P_{PD} : Presión en el domo.

P_b : Presión sobre la cara inferior del diafragma

F_{Ae} : Fuerza aerodinámica

F_{RRn} : Fuerza de Inercia del poppet

F_{ms} : Fuerza de Inercia del masa suspendida

$F_{resortes}$: Fuerzas Resorte

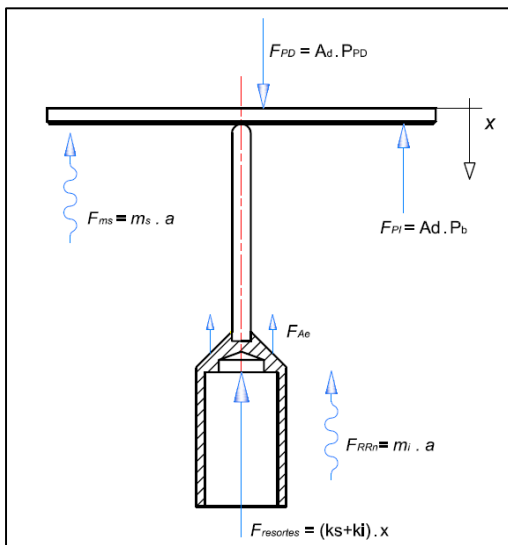


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre

Nótese que la presión de domo calculada según (7) resulta mayor que la correspondiente a la presión de carga inicial P_{D0} (27.5 bar), para la cual el poppet se encuentra contra su tope inferior.

5.-DETALLES DEL DISEÑO PRELIMINAR

5.1.-Esquema constructivo

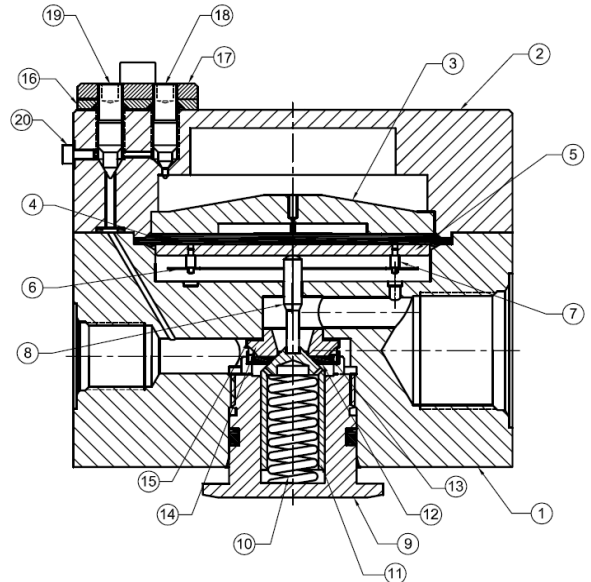


Figura 12. Regulador: vista en corte.

Tabla 2. Designaciones

ITEM	COMPONENTE	ITEM	COMPONENTE
1	Base	10	Porta Buzo
2	Domo	11	Buzo
3	Tapa Domo	12	Arandela de Cierre
4	Diafragma	13	Arandela Cónica
5	Disco	14	Tope Buzo
6	Resorte Plano	15	Arandela Plana
7	Guía Resorte	16	Guía Agujas
8	Columna de Empuje	17	Tapa Guía
9	Resorte Buzo	18	Aguja Domo

La Figura 12 muestra un corte del diseño preliminar del regulador de presión donde se visualizan las partes del dispositivo que se identifican en la Tabla 2. Se pueden observar como puntos destacados los puertos de entrada (izquierda) y salida (derecha) del fluido, como así también, el vástago deslizante cuyo asiento cónico apoya sobre un sello de material blando (teflón).

5.2.- Materiales

A continuación se detallan los materiales que se utilizarán para construir los componentes que constituyen el regulador de presión. Uno de los factores importantes a tener en cuenta para la selección de los materiales es el fluido de trabajo, siendo para este caso Helio. Si bien es un gas, y es prácticamente compatible con todos los metales y no metales, hay que considerar que posee una molécula muy pequeña lo que lo hace un fluido muy difuso. El material de fabricación del diafragma es Nitrilo D60. Para el cuerpo principal y la cápsula porta resorte se optó por utilizar Aluminio 2024 T4. Este material posee las siguientes ventajas: menor peso específico que el acero, resistencia mecánica elevada comparable con el acero muy buena maquinabilidad. Para el vástago se utilizará acero inoxidable AISI 304. Se optó por este material porque el componente pertenece a la válvula dosificadora del regulador y, por estar en contacto con el asiento, debe minimizarse el desgaste. El material elegido para el asiento es Kel-F ya que material presenta buena resistencia mecánica y al desgaste.

6.- CONSIDERACIONES TERMODINÁMICAS BÁSICAS

En un sistema cerrado de presurización como se muestra en la Fig. 1, la presión de alimentación a la entrada del regulador depende no solo de la presión inicial de almacenamiento (para el caso 200 bar), sino de la temperatura que va adquiriendo el gas en su tanque debido a la expansión producida por el consumo.

En líneas generales, la expansión en el tanque de almacenamiento es un proceso isoentrópico con disminución de temperatura. La circulación por el ducto de alimentación hasta la entrada del regulador es un flujo subsónico con pérdida de presión por fricción en las paredes del tubo (proceso de Fanno).

En el regulador, el régimen de flujo es sónico,

ya que la relación de presiones de entrada-salida supera la relación crítica (0.4881 para el He). El proceso de expansión hasta la presión regulada de salida es asimilable a una expansión a entalpía constante, apareciendo aquí el fenómeno de Joule-Thompson que, en el caso de los gases monoatómicos como el helio, se refleja en un aumento de la temperatura del gas.

Entre el regulador y el tanque de propelente, el gas circula por otro tubo con fricción, sufriendo también aquí un proceso de Fanno. En el tanque de propelente el gas sufre una transformación con intercambio de calor con el recipiente y el líquido presurizado.

Resulta evidente que al no contarse con el diseño del sistema de alimentación completo, el análisis térmico detallado queda diferido.

Sin embargo es fácil estimar la sobreelevación de temperatura que se produce en la válvula calculando el coeficiente de Joule-Thompson μ_{JT} correspondiente al helio mediante la expresión (8), indicando el subíndice H una transformación a entalpía constante

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H = \frac{2a}{RT} - b \quad (8)$$

donde a y b son las constantes de Van der Waals, R la constante universal de los gases, T la temperatura del gas a alta presión y C_p el calor específico a presión constante.

Empleando los valores correspondientes al helio

$$\begin{aligned} a &= 0.003457 \quad \text{J m}^3 / \text{mol} \\ b &= 0.0237 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}^3 / \text{mol} \\ R &= 8.314472 \quad \text{J K}^{-1} / \text{mol} \\ C_p &= 20.78 \quad \text{J K}^{-1} / \text{mol} \end{aligned}$$

y tomando $T = 293$ K, se calcula

$$\mu_{JT} = -0.1004 \quad \text{K/bar}$$

Esto significaría que la variación de temperatura producida por una caída de presión de 170 bares, llegaría como máximo a unos 17°C por sobre la temperatura del gas a alta presión.

7.- SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FUNCIONAMIENTO DEL REGULADOR

Se condujeron simulaciones para evaluar la influencia de diversos elementos sobre la respuesta dinámica del regulador. Para ello se elaboró un modelo físico-matemático, implementándolo mediante la herramienta Simulink® de Matlab® [4].

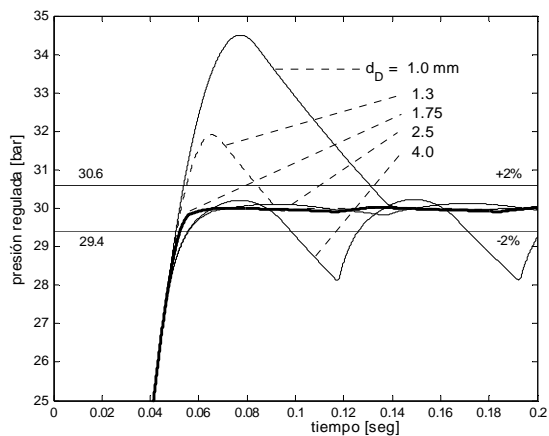
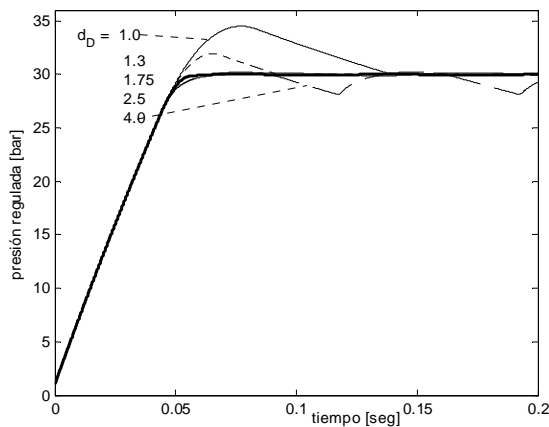


Figura 13. Respuesta a un escalón de 200 bar.

Un elemento que debe ser dimensionado teniendo en cuenta la respuesta dinámica de la presión de salida es el diámetro del orificio que comunica las cámaras superior e inferior del domo. La Fig. 13 muestra que pueden evitarse sobrepasamientos en el transitorio inicial de presurización empleando una sección de pasaje adecuada.

Para el regulador esquematizado en la Fig. 12,

se ha podido determinar que el orificio intercámaras ha de tener un diámetro de 1.75 mm para obtener una respuesta temporal de máxima planitud, supuesto un caudal de salida de 20 litros/seg a 30 bar.

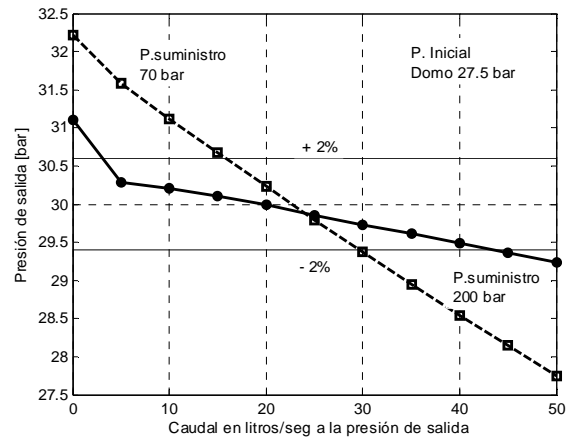


Figura 14. Características de regulación.

Empleando el modelo desarrollado, se determinaron las curvas de regulación de la presión de salida en estado de régimen en función del caudal erogado, para presiones de suministro de 200 bar y 75 bar es decir, las presiones extremas de diseño. En todos los casos se mantuvo el valor de la presurización inicial del domo en 27.5 bar.

En la Fig. 14 se comprueba que la presión de salida se mantiene dentro de la banda de $\pm 2\%$ del valor nominal (30 bar) para caudales comprendidos entre 15 y 30 litros/seg para el rango considerado de presiones de suministro (70 a 200 bar).

En la misma figura se comprueba que la operación dentro de la banda de $\pm 5\%$ (es decir entre 28.5 y 31.5 bar) está asegurado para caudales volumétricos comprendidos entre 5 y 40 l/s.

Contrastando las simulaciones realizadas para diversas configuraciones equivalentes, se ha podido comprobar que la configuración de domo bicámara asegura un importante amortiguamiento en el movimiento de la válvula de control, en comparación con un regulador monocámara dimensionalmente equivalente. La operación ape-

riódica de la válvula en la configuración bicámara representa una notable ventaja desde el punto de vista de su vida útil.

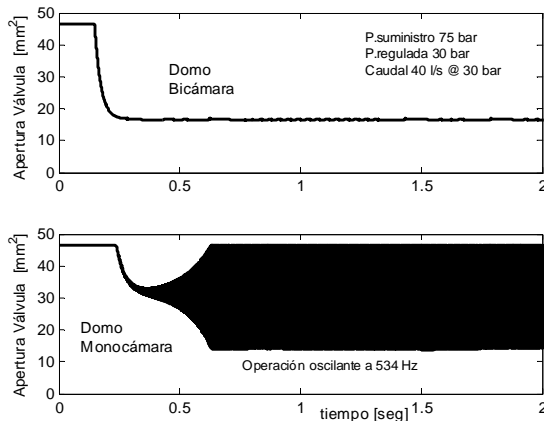


Figura 15. Respuesta transitoria de la sección de pasaje de la válvula de control para reguladores mono- y bicámara.

Corroborando lo dicho, en la Fig. 15 se comparan las respuestas temporales de la sección de apertura de la válvula para las configuraciones mono- y bicámara ante una variación en escalón de la presión de suministro.

9.- CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

Se ha realizado el diseño preliminar de un regulador de presión para aplicaciones espaciales. Antes de proceder al diseño definitivo y la construcción del instrumento, deberán estudiarse particularmente los problemas asociados con la termodinámica del Helio en su expansión desde una condición inicial de alta presión, con la consiguiente disminución de temperatura tanto del gas como de los elementos de conducción por los que el mismo circula, incluyendo el mismo regulador. Para ello será necesario contar con un predimensionamiento de los componentes de almacenamiento y conducción.

RECONOCIMIENTOS

El presente trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto Interfacultades código IFN-1534, financiado por la Universidad Tecnológica Nacional, en el que intervienen las Facultades Regionales Córdoba y La Rioja.

REFERENCIAS

- [1] Glen W. Howell, Terry M. Weathers: Aerospace Fluid Components - Designers Handbook, Volume I, revision D.
- [2] Andersen, Blaine 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.
- [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] Matlab y Simulink son marcas registradas de The MathWorks Inc., Natick, Mass., U.S.A.