



UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



FoDAMI

DISEÑO PRELIMINAR DE UN REGULADOR DE PRESIÓN PARA USO AEROESPACIAL

Salomone, Javier E.¹, Cova, Walter J.D.², Jazni, Jorge E.³, Gonzalez, Gustavo J.⁴,
Sanna, Alexis D.⁵, Villarreal, Pablo J.⁶, Manavella, Luciano⁷

^{1A} Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba.-^{1B} IUA-CIA
Chubut 33 - Bº Alberdi - Córdoba - C.P.: X5000LYA
jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar

² Facultad Regional La Rioja. wjd.cova@gmail.com

³ jjazni@scdt.frc.utn.edu.ar

⁴ ggonzalez@scdt.frc.utn.edu.ar

⁵ U.T.N., F.R.C.- adavidsanna@gmail.com

⁶ U.T.N., F.R.C.- pjavierv@gmail.com

⁷ U.T.N., F.R.C.- lmanavella@mecanica.frc.utn.edu.ar

RESUMEN.

El presente trabajo presenta el diseño preliminar de una válvula reguladora de presión para aplicaciones en vehículos lanzadores que surge como una respuesta ante necesidades detectadas en el desarrollo espacial nacional y se integra 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 su correspondientes ductos de alimentación hasta la cámara de combustión del motor. Durante el desarrollo del diseño preliminar se realizó un análisis de requerimientos, se dimensionaron la válvula principal y los elementos de control, se simuló numéricamente el comportamiento dinámico del regulador y se realizó un análisis de la variación de la temperatura durante el funcionamiento. Por último se presentan detalles del diseño preliminar del regulador.

Palabras Claves: Sistema de propulsión, Presurización pasiva, Regulador de presión.



1. INTRODUCCIÓN

Un regulador de presión es un componente de control diseñado para mantener una presión constante aguas debajo 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, la cual cumple la función de variar la sección de pasaje del fluido para variar el caudal según 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.

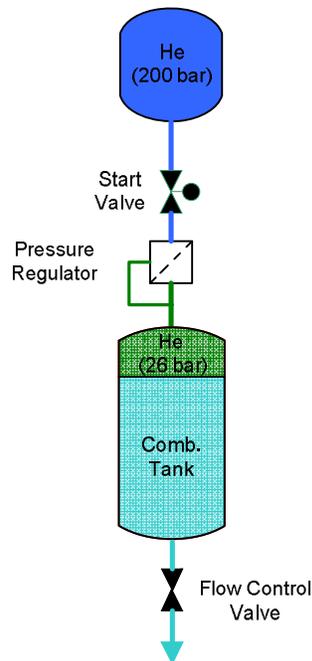


Figura 1 Esquema del sistema de presurización

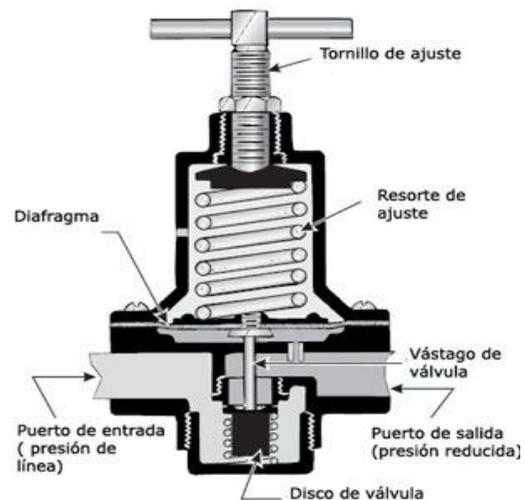


Figura 2. Esquema de un regulador

El controlador del regulador es esencialmente una unidad de sensado. Está formado por un diafragma, el cual mide la diferencia entre la presión deseada y la presión real (la cual varía en función de la demanda) aguas abajo del regulador. La presión deseada se obtiene generando una fuerza sobre una de las caras del diafragma, en el caso particular de la Figura 2, utilizando un resorte. La presión real se genera aguas abajo del regulador y depende de la demanda de flujo. Cuando la demanda varía, aumentando o disminuyendo, las fuerzas actuantes sobre las caras del diafragma se desbalancean, generando que el controlador actúe sobre la válvula reguladora, abriéndola o cerrándola, para mantener constante la presión aguas debajo del regulador.

Es posible modificar la presión de salida (presión deseada aguas debajo del regulador) variando la carga que el resorte genera sobre el diafragma.

La válvula reguladora cumple la función de variar la sección de pasaje del fluido con el propósito de ajustar la caída de presión sobre la válvula adecuando la salida acorde las variaciones de caudal. Ambos, controlador y válvula reguladora se encuentran vinculados mecánicamente entre si por el vástago de válvula, tal como se muestra en la Figura 2.



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. 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.

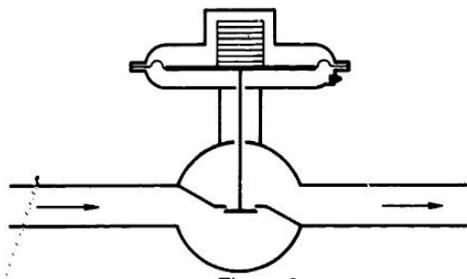


Figura 3

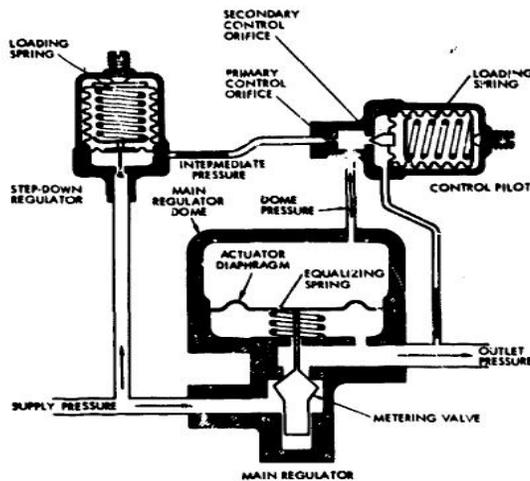


Figura 5

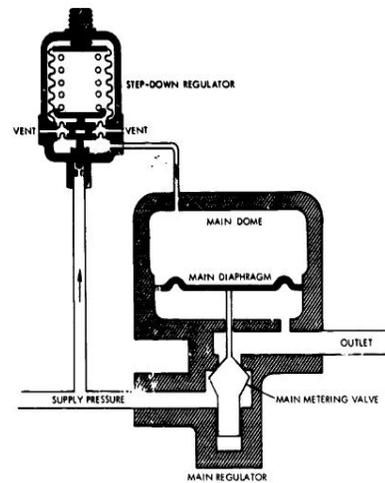


Figura 4

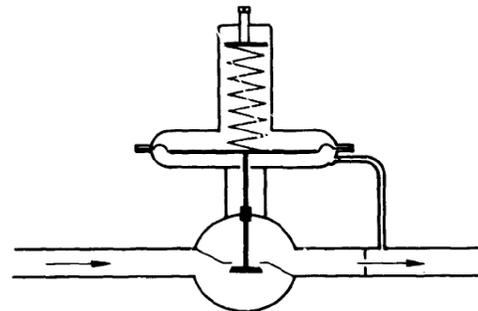


Figura 6

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:

- cargados con peso (Fig. 3)
- cargados con presión gaseosa (Fig. 4)
- cargados con resorte (Fig. 6)

Los reguladores cargados con un peso no se utilizan en esta aplicación porque presentan dos desventajas.



UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO
DOCENTE
DEL ÁREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

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. 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 longitud del resorte durante un ciclo, cambia la fuerza de referencia, y por ende se modifica la presión regulada predefinida. Si bien esto representa una desventaja es sencillo solucionarlo utilizando un resorte de rigidez elevada, que puede emplearse en un pequeño rango de valores de presión regulada de salida.

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 estudiado y evaluado los diferentes tipos de reguladores, se opta por utilizar la filosofía del regulador de “acción directa, de 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 frente a los reguladores cargados por resortes, presentan mejores prestaciones en la 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 bares Entrada 70 bares Mínimo esperado Salida 0-30 bares
4	Presión de prueba	300 bares
5	Presión de rotura	500 bares
6	Temperatura de operación	range -20 °C to 70°C
7	Fugas internas	0,0001 scc/s de Helio @ 200 bares
8	Fugas externas	0,000001 scc/s de Helio @ 200 bares
9	Peso	≤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 debajo 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.

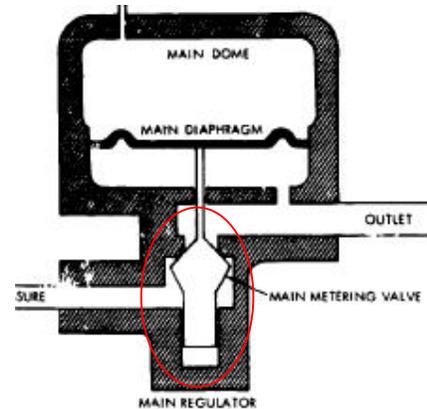


Figura 9

4.1 Cálculo de la sección de pasaje del fluido

Como en este caso existe un fluido compresible que circula a través de la válvula, la formulación que permite determinar el caudal másico, es:

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

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. Por su parte, el factor K esta dado por:

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

Por otro lado 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 ($^{\circ}R^{1/2}/s$), 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



UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



FoDAMI

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

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

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 el presente caso dicha relación es igual a 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:

$$N_{1-2} = \left[\frac{\left(\frac{450}{1050} \right)^{\frac{2}{1,66}} - \left(\frac{450}{1050} \right)^{\frac{(1,66+1)}{1,66}}}{\frac{1,66-1}{2} \times \left(\frac{2}{1,66+1} \right)^{\frac{1}{(1,66-1)}}} \right]^{1/2} ; N_{1-2} = 0,9712$$

$$K = \left[\frac{1,66 \times 386,2}{4636} \times \left(\frac{2}{1,66+1} \right)^{\frac{(1,66+1)}{(1,66-1)}} \right]^{1/2} ; K = 0,001919 \sqrt{^{\circ}R/s^2}$$

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:

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

Pero deberá existir un vínculo material entre el poppet y el diafragma, el cual está constituido por una columna de $\varnothing 3,5 \text{ mm}$, esto conduce a recalcular el diámetro del asiento para mantener el área de paso.

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

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

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

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

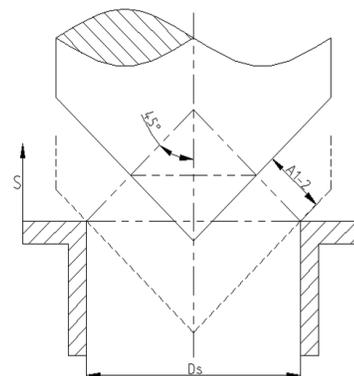


Figura 10



4.2 Cálculo de la fuerza aerodinámica

La fuerza aerodinámica producida sobre el asiento de la válvula ocasiona una pérdida de carga. Esta fuerza tiende a cerrar la válvula, disminuyendo la sección de pasaje. La expresión correspondiente para una válvula con asiento cónico es:

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

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 la peor condición es:

$$F_A = [1 - (1 \times \cos 45^\circ)] \times [(2900 - 14,50) \times 0,0149] = 61,66 \text{ lb}; \quad F_A = 27,43 \text{ N}$$

Mientras que para la situación de equilibrio

$$F_A = [1 - (0,313 \times \cos 45^\circ)] \times [(2900 - 435) \times 0,0879] = 168,79 \text{ lb}; \quad F_A = 37,94 \text{ N}$$

4.3 Diseño del controlador

El controlador cumplirá la función de sensar la presión de salida real evitando que esta varíe al variar la demanda de flujo o la presión de entrada. Está formado básicamente por un diafragma quien 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. Para lograrlo es necesario vincular el puerto de salida de la válvula con la cara del diafragma, lo cual se realiza a través de un orificio, 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 un 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 orificio de pasaje de fluido a través de la válvula del regulador. Si existe entonces una relación entre el área del diafragma y el área del orificio de 100:1, y la presión de ingreso tiene una variación de 100 bar, la presión de salida varía 1 bar. Por lo tanto, siendo el área de pasaje del orificio de la válvula de 47,12 mm², 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 (fig. 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

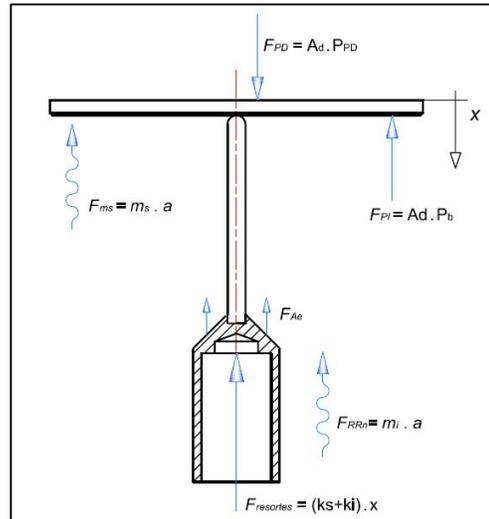


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre

5. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO DEL REGULADOR

El objetivo de esta simulación es evaluar el funcionamiento del regulador. Esto permite observar el comportamiento durante el funcionamiento del componente, pudiendo realizar modificaciones en el diseño antes de fabricarlo.

Bajo la suposición de fuente de capacidad infinita se analiza la dependencia de la presión estacionaria para diferentes valores de caudal.

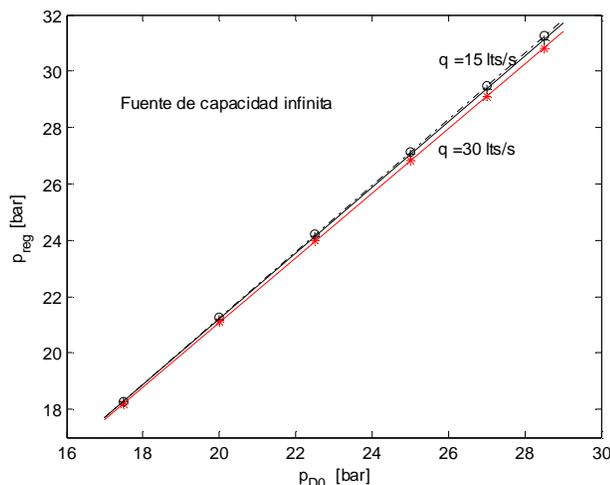


Figura 12. Dependencia de la presión regulada respecto de la presión de domo para caudales de 15 y 30 l/s.

Tanto la presión inicial sin consumo, como la presión regulada de régimen son funciones lineales de la presión precargada en el domo p_{Do} . Para las siguientes simulaciones, la presión regulada nominal p_{RN} se tomó igual a la presión de tanques de propelentes al cabo de 10 segundos de consumo a caudal nominal. El tiempo de descarga de propelentes se consideró constante e igual a 60 segundos. A fin de obtener resultados comparables, para cada par de valores de presión regulada y caudal, se calcula el volumen del tanque de alimentación de helio de alta presión, de modo tal que el valor inicial de la presión quede fijado en 200 bar, mientras que en todos los casos la presión final se consideró



igual al 75% de la presión crítica, para la cual el régimen de flujo sufre la transición de sónico a subsónico.

Volumen conjunto de tanques de propelentes $V_T = q \cdot t_N$; $t_N = 60s$

Volumen vacío (ullage) 1% del anterior $V_U = 0.01 q \cdot t_N$

Presión de alimentación crítica $p_{Ac} = p_{rN} / r_c$; $r_c = 0.4881$ Helio

Volumen tanque de Helio $V_{He} = 1.01 q \cdot t_N \frac{p_{rN}}{p_A - 1.7866 p_{rN}}$

Comportamiento a 30 bar de presión regulada nominal.

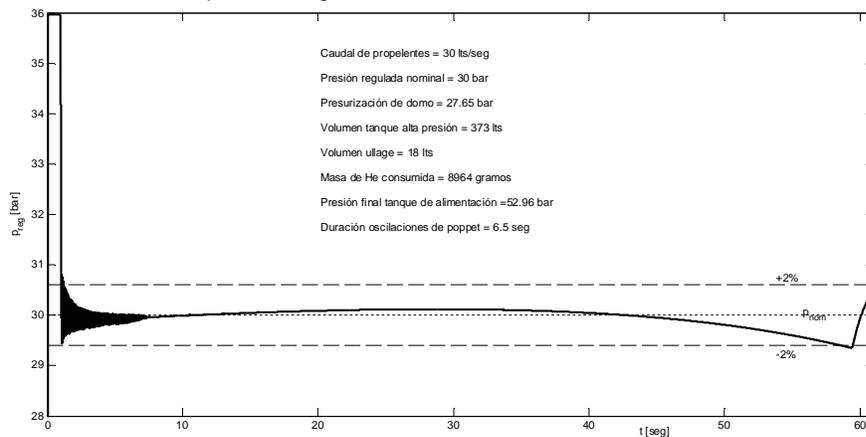


Figura 13

Comportamiento a 20 bar de presión regulada nominal.

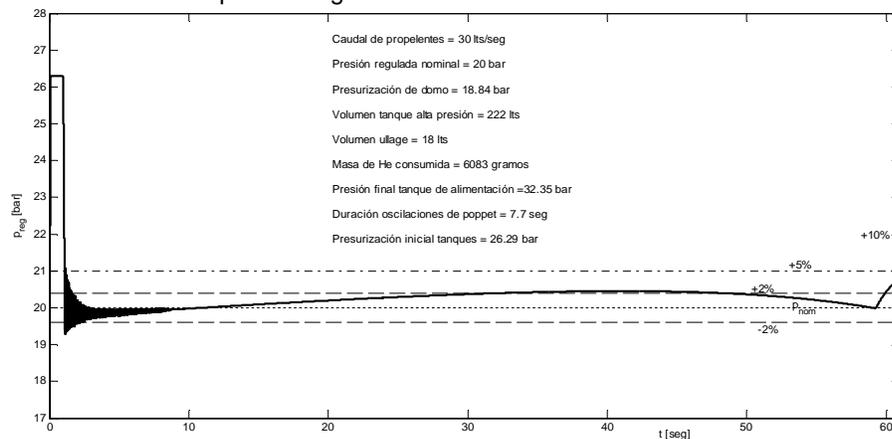


Figura 14

Se debe observar que la presión inicial (para caudal $q=0$) resulta tanto menor cuanto mayor sea el ullage que debe llenarse de gas. Para mantener la regulación dentro del 2%, sería conveniente que la presión del tanque de alta presión al concluir el vaciado de tanques de propelentes, fuera mayor o a lo sumo igual que la presión crítica, para que el régimen de flujo a través del regulador resultara siempre sónico.



6. ANALISIS DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DURANTE EL FUNCIONAMIENTO DEL REGULADOR

El Helio al igual que el Hidrógeno son gases monoatómicos que –a temperatura y presión normales– al expandirse se calientan (al contrario de lo que ocurre con el aire, nitrógeno, oxígeno y demás gases “normales”). El coeficiente de Joule -Thompson μ_{JT} se calcula a entalpía constante como

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

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 $T = 293 \text{ K}$, se calcula $\mu_{JT} = -0.1004 \text{ K/bar}$

Esto significaría que el calentamiento producido por una caída de presión de 170 bares, llegaría como máximo a unos 17°C por sobre la temperatura del gas a alta presión. Al no contarse con el diseño del sistema de alimentación de He a alta presión, el análisis térmico completo queda en suspenso.

7. DETALLES DEL DISEÑO PRELIMINAR DEL REGULADOR

La Figura 5 muestra el corte de una vista del diseño preliminar del regulador de presión. En este corte se visualizan todos los elementos que forman parte de dicho regulador. La Tabla 2 detalla los nombres de los elementos enumerados en el corte.

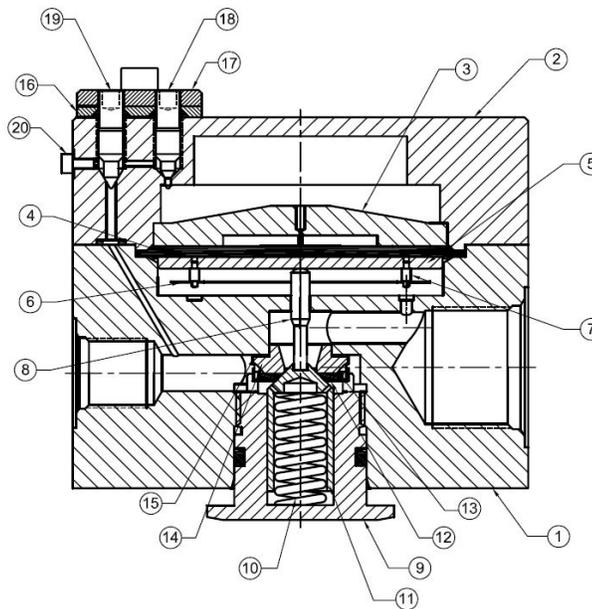


Figura 15. Regulador: vista en corte.



UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



FoDAMI

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 15 es un corte esquemático que detalla la válvula del regulador. En dicho corte 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 descansa sobre un sello de material blando (teflón).

8. 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 capsula 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, etc. En el vástago se utilizará acero inoxidable AISI 304. Se optó por este material porque este componente pertenece a la válvula dosificadora del regulador, estando en contacto con el asiento, debiéndose por lo tanto evitar que sufra desgaste. El material elegido para el asiento es Kel-F. Este material presenta buena resistencia mecánica y buena resistencia al desgaste.

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.

10. BIBLIOGRAFÍA

- [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.

10. Reconocimiento

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.