

CAPITULO V - MODELIZACION DE LA VALVULA DIVISORA PROTOTIPO.

5.1 Características de los elementos básicos.

De acuerdo con lo indicado en el capítulo III, la configuración utilizada para elaborar el modelo de simulación de la válvula divisora de caudal es la esquematizada en la figura 5-1, y que se caracteriza por los siguientes detalles:

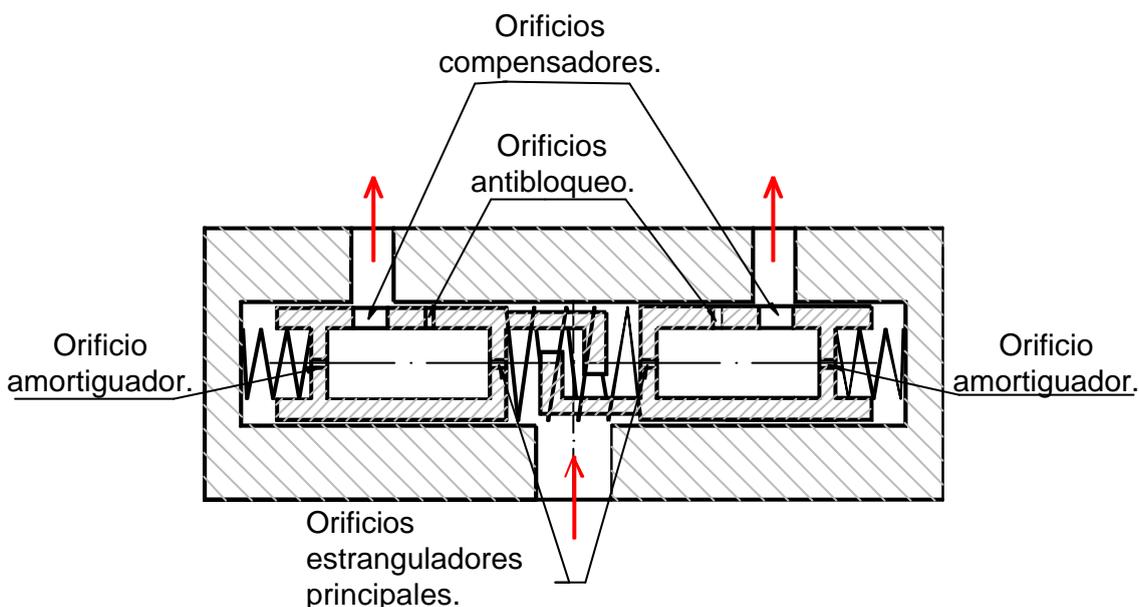


Figura 5-1. Esquema de la válvula divisora/integradora de caudal a modelizar.

a).- Configuración geométrica.

La válvula está configurada por una carcasa cilíndrica en cuyo interior se desplazan dos piezas, tipo corredera, vinculadas mecánicamente mediante muelles y topes mecánicos.

b).- Elementos de control de caudal.

Desde el punto de vista fluidodinámico los elementos de control de caudal desempeñan varias funciones, a saber.

b.1).- Función estranguladora principal.

De acuerdo con las ecuaciones presentadas en los Anexos I, esta función viene encomendada a orificios de sección circular constante y pared delgada, caracterizada por su relación d/L y por su correspondiente coeficiente de derrame (C_d) (véase figura 5-2).

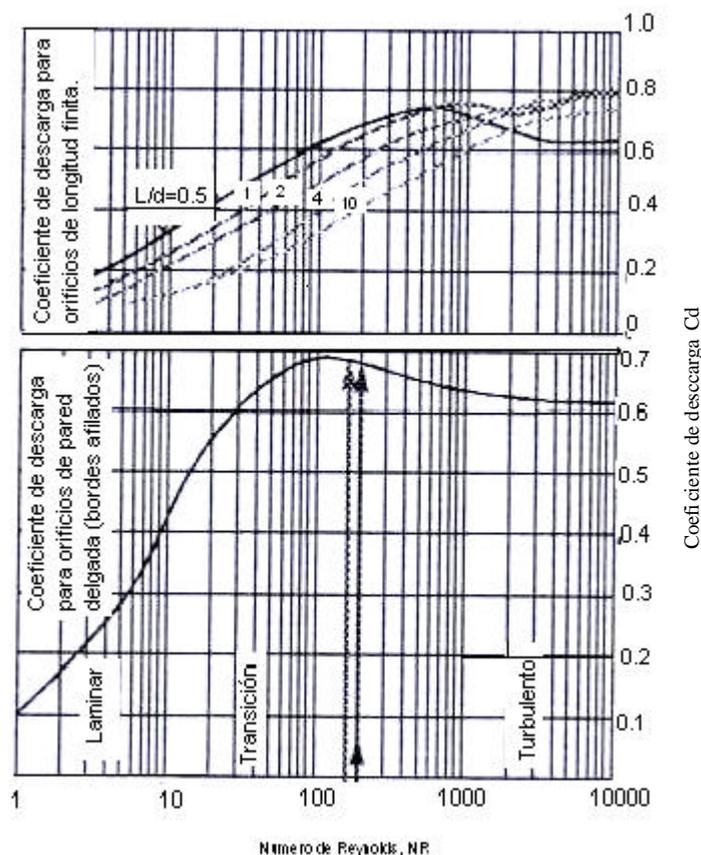


Figura 5-2. Grafico del coeficiente de descarga (C_d)¹.

b.2).- Función antibloqueo.

De acuerdo con los apartados 3.1.1.5 del capítulo III y en la ampliación de las funcionalidades de la válvula del capítulo IV, esta función está previsto implementarla mediante la mecanización de un orificio de sección circular constante y adyacente a los orificios compensadores. Tal como se muestra en la figura 5-1.

b.3).- Función compensadora.

En este caso, esta función es el resultado del comportamiento de un estrangulador variable consecuencia de un movimiento relativo entre la corredera y la carcasa. La evolución de la sección de paso en función del movimiento relativo depende de la forma geométrica del propio orificio y sigue una determinada función matemática (lineal, cuadrática, cúbica, exponencial, etc.).

En la tabla 5-1 se han resumido los elementos principales de la válvula a estudio. Con relación a las restricciones mecánicas y basadas en la geometría de la válvula mostrada en la figura 5-3, se tiene que:

¹ Fundamental Fluid Power Engineering by Bryan, Inc. 1998.

$$L' = L + [(-x_1 + x_2)] \tag{5.1}$$

y que también,

$$L' = 2 \cdot b - e \tag{5.2}$$

igualando las ecuaciones [5.1] y [5.2], se obtiene que,

$$e = [2 \cdot b - L] - [x_2 - x_1] \tag{5.3}$$

y, derivando podemos determinar la relación matemática entre las velocidades de las dos correderas (\dot{x}_1, \dot{x}_2) y su velocidad relativa \dot{e}

$$\dot{e} = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 \tag{5.4}$$

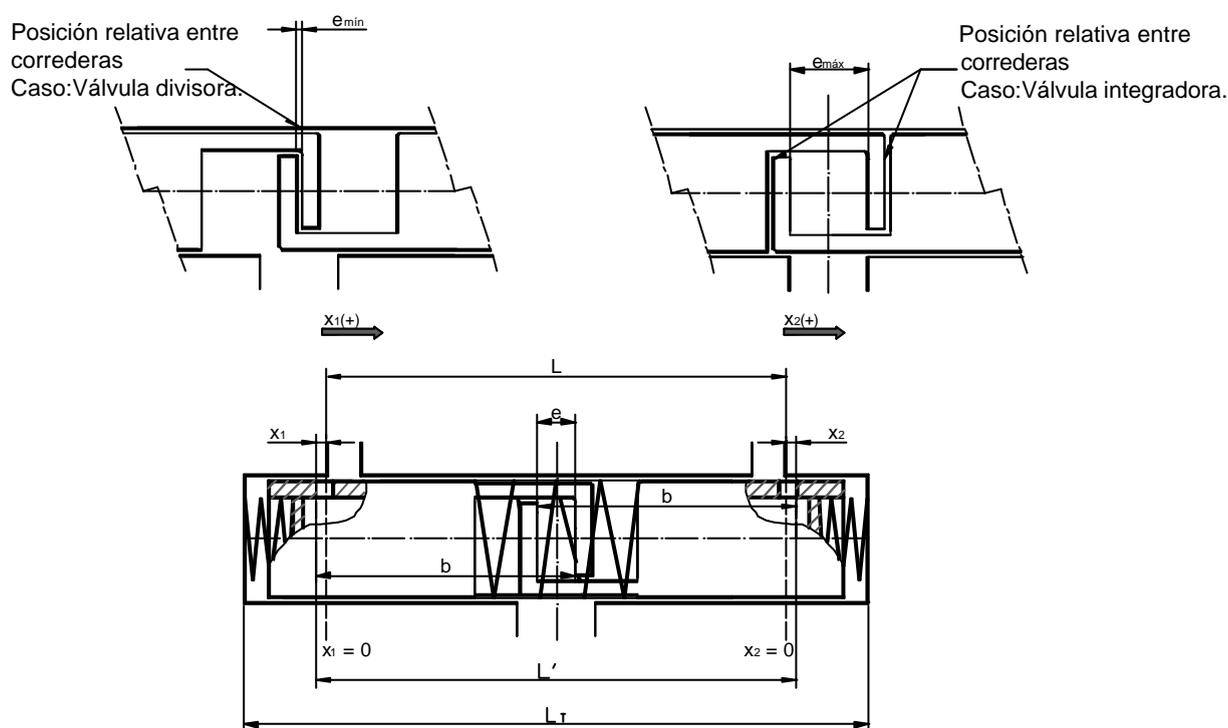


Figura 5-3. Disposición de los topos modos divisor/integrador.

Entre las correderas se ubica un muelle central separador que impone una fuerza igual a:

$$F_{muelle_M \rightarrow i} = -[k \cdot e + F_o]$$

$i = 1, 2$

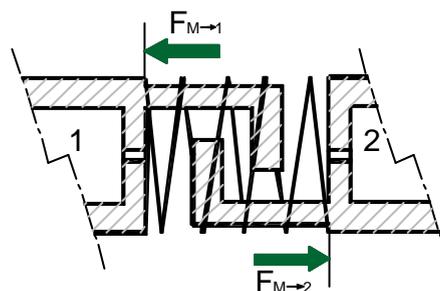


Figura 5-4. Posiciones extremas de los topos de las correderas y detalle del muelle central.

Por otra parte, las fuerzas que interaccionan entre los dos topes de las correderas cuando estos se ponen en contacto (hipótesis: choque elástico-amortiguado) se pueden evaluar mediante las siguientes expresiones.

Caso A: Válvula en función divisora.

$$F_{1 \rightarrow 2} = F_{2 \rightarrow 1}$$

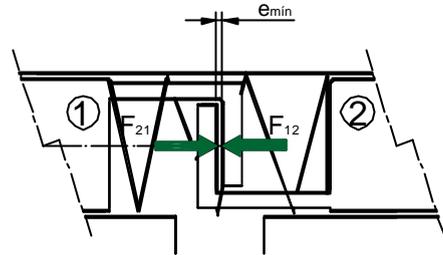


Figura 5-5. Topes en posición divisor.

$$F_{1 \rightarrow 2} = -k_1 \left[\left\{ (2 \cdot b - L) - (x_2 - x_1) \right\} - e_{\min} \right] + k_2 \cdot \left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)$$

Caso B: Válvula función integradora.

$$F_{2 \rightarrow 1} = F_{1 \rightarrow 2}$$

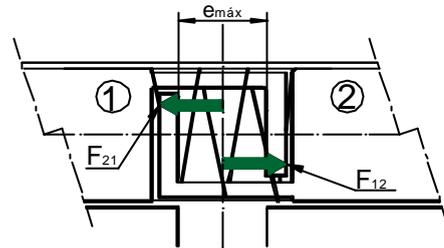


Figura 5-6. Topes en posición integrador.

$$F_{1 \rightarrow 2} = -k_1 \left[\left\{ (2 \cdot b - L) - (x_2 - x_1) \right\} - e_{\max} \right] + k_2 \cdot \left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)$$

Las correderas ven limitado su movimiento axial con relación a la carcasa por la presencia de dos tapas situadas en los laterales. La fuerza correspondiente al choque corredera/tapa lateral se puede modelar mediante la expresión

$$F_{c \rightarrow i} = k_{elastica_c} \cdot e_i + k_{v_c} \cdot \dot{x}_i$$

$$i = 1, 2$$

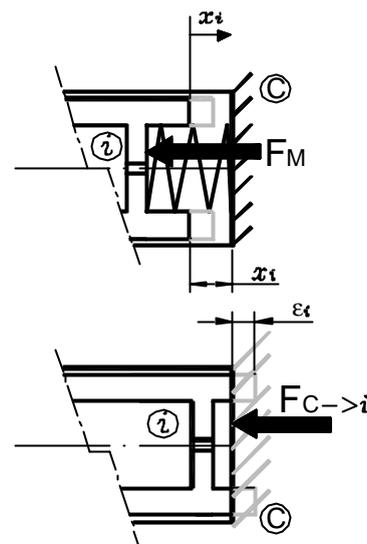


Figura 5-7. Choque Carcasa-Corredera.

A su vez, los muelles centradores ejercen contra la corredera una fuerza igual a:

$$F_{M \rightarrow i} = -k \cdot x_i - F_o$$

$$i = 1, 2$$

Otro bloque funcionalmente importante de la válvula divisora lo configuran los elementos de estrangulación del compensador de carga.

Debido al movimiento relativo de las piezas correderas respecto a la carcasa resulta posible conseguir compensar el efecto de carga diferencial entre las vías de salida de la válvula, tanto cuando la válvula actúa en modo divisor, como cuando actúa en modo integrador, tal como se esquematiza en la figura 5-8.

La bondad de la compensación depende, en buena medida, de la función matemática que define la evolución de la sección de paso en función del desplazamiento.

Desde un punto de vista teórico parece lógico pensar que las funciones mas adecuadas deben ser, la lineal y la isoporcentual.

También cabe pensar en funciones más complejas, que obedecen a orificios de sección geométrica más simple, tales como series de orificios de sección circular, y diámetros distintos.

Como punto de partida, se han considerado las siguientes geometrías y/o funciones:

- .- rectangular
- .- circular
- .- rómbico
- .- exponencial.

Desde el punto de vista de fabricación, cabe decir, que estas secciones de paso de geometría compleja, se pueden considerar como el comportamiento conjunto de una serie de orificios distribuidos a lo largo del perímetro del cuerpo de la corredera, de tal forma, que la sección efectiva de estos a medida que son abiertos por la lumbrera, equivaldría a la función matemática definida.

El desarrollo analítico completo de las ecuaciones mostradas en la tabla 5-2, se encuentran en el anexo II.

La regulación establecida por los orificios de sección de paso variable, se verá afectada, en mayor o menor grado, por las fugas que se presentan entre la corredera y la carcasa como consecuencia de las tolerancias y desviaciones geométricas.

La modelización de estas fugas se fundamenta en las formulas expuestas en el anexo II, bajo la hipótesis de flujo laminar.

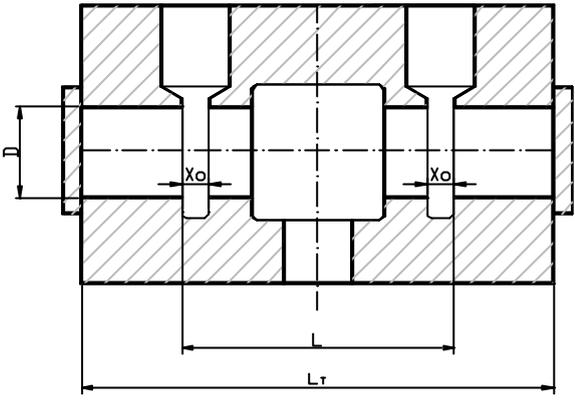
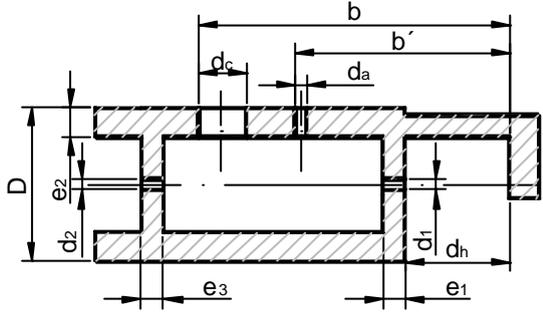
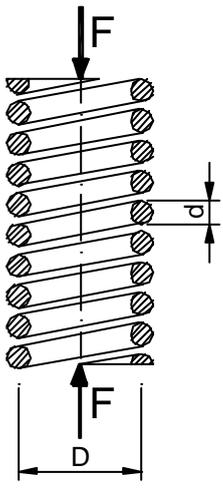
 <p style="text-align: center;">Carcasa.</p>	<p>L – Distancia entre las dos aristas reguladoras de caudal. D – diámetro de la corredera. X₀ – ancho de ranura reguladora. L_T – longitud total de la válvula.</p>
 <p style="text-align: center;">Corredera.</p>	<p>D – Diámetro de la corredera. d_c – diámetro del orificio compensador. d₁ – diámetro del orificio fijo. d₂ – diámetro de orificio de amortiguación. e₁ – espesor de pared del diámetro 1. e₂ – espesor de pared del diámetro 2. e₃ – espesor de pared del diámetro del orificio compensador. b - distancia entre la arista del orificio compensador a la pared interna del tope. b' - distancia entre la arista del diámetro antibloqueo al extremo del tope.</p>
 <p style="text-align: center;">Muelles.</p>	<p>Constante del muelle (teorema de Castigliano):</p> $k = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$ <p>D – Diámetro medio del muelle. d – diámetro del alambre. F – fuerza aplicada al muelle. N – numero de espiras activas. k – constante del muelle.</p>

Tabla 5-1. Elementos principales de la válvula.

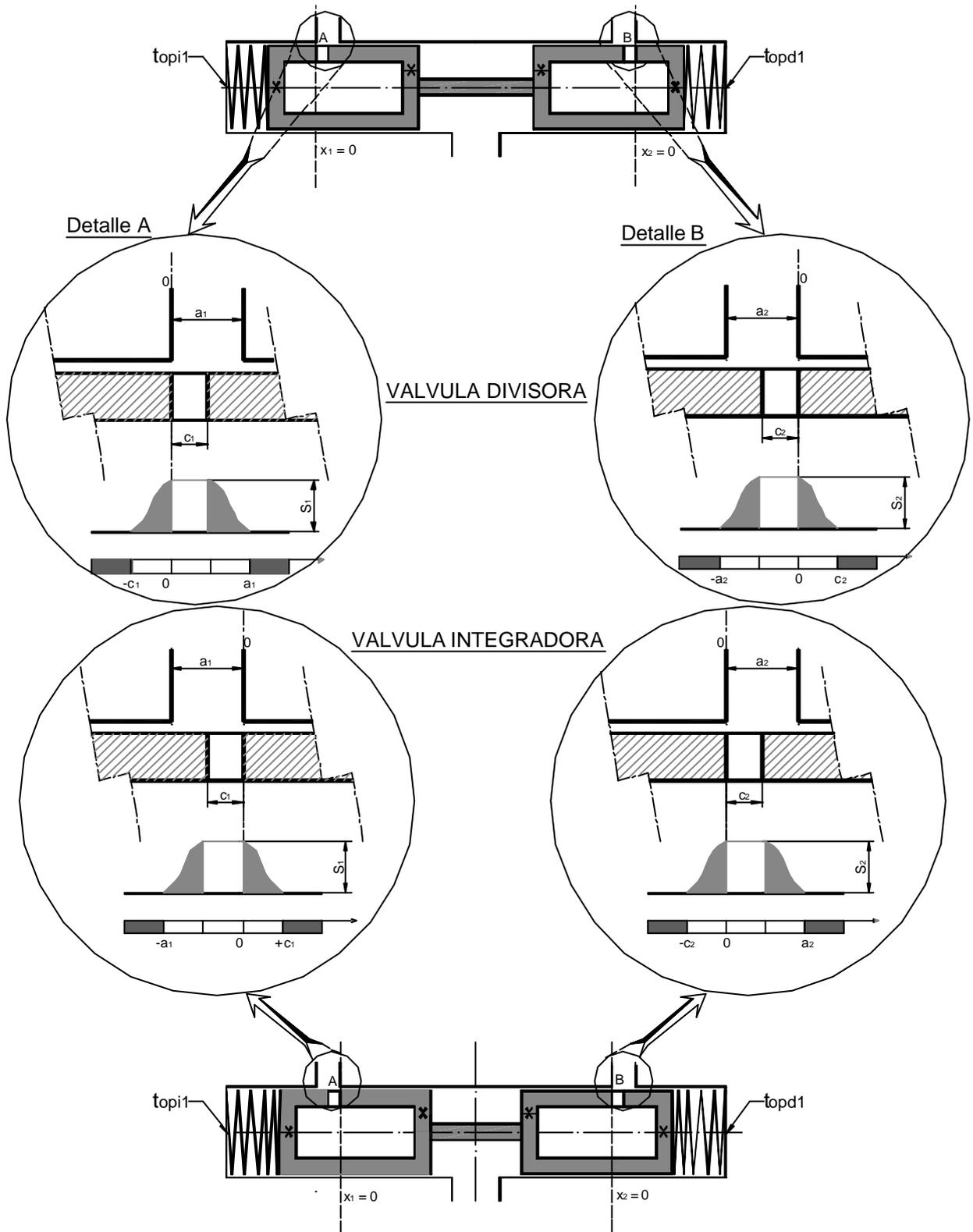
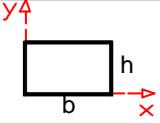
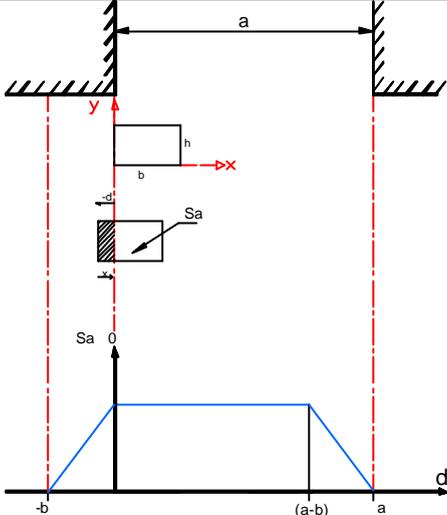
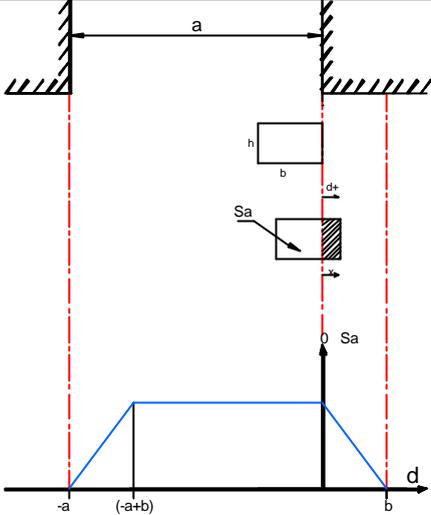
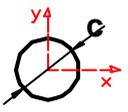
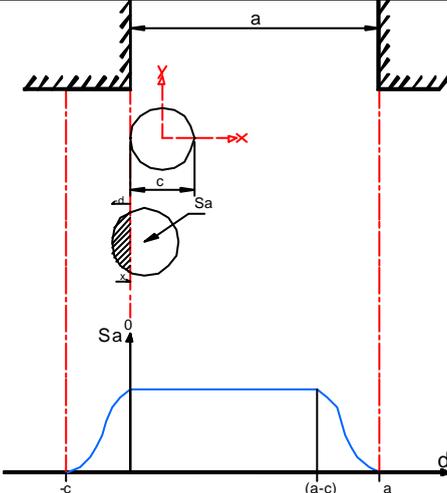
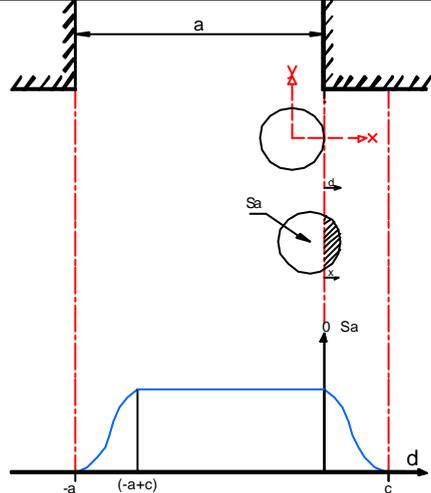
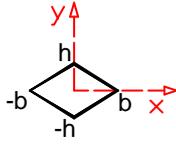
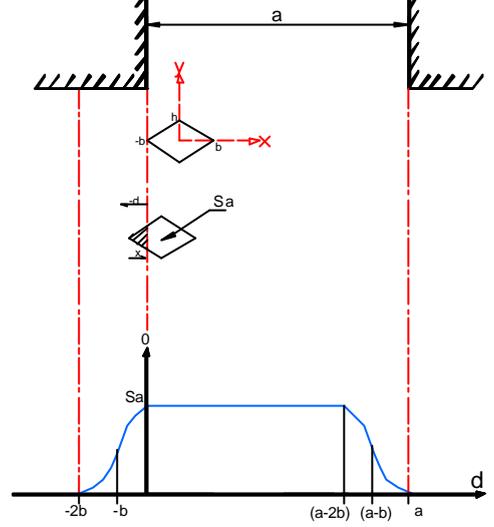
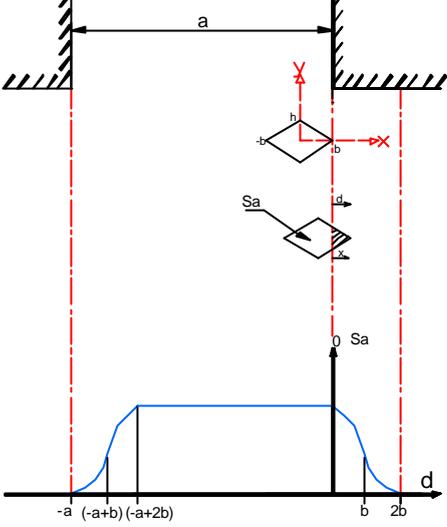


Figura 5-8. Desplazamiento de la corredera vs. Área de Sección Variable.

<u>Sección de paso variable.</u>	<u>Modo Divisor</u>	<u>Modo Integrador</u>
 <p><u>Rectangular</u></p>	 <p>Para $-b = d = 0$</p> $Sa = h(b + d)$ <p>Para $0 = d = a - b$</p> $Sa = bh$ <p>Para $a - b = d = a$</p> $Sa = h(a - d)$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>	 <p>Para $-a = d = -a + b$</p> $Sa = h(a + d)$ <p>Para $-a + b = d = 0$</p> $Sa = hb$ <p>Para $0 = d = b$</p> $Sa = h(b - d)$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>
 <p><u>Circular</u></p>	 <p>Para $-c = d = 0$</p> $Sa = \frac{1}{8}pc^2 + \frac{\alpha}{\xi}d + \frac{c}{2\theta} \sqrt{\frac{c^2}{4} - \frac{\alpha}{\xi}d + \frac{c}{2\theta}d^2} + \frac{c^2}{4} \arcsen \frac{\alpha 2d + c}{c} \frac{\theta}{\xi}$	 <p>Para $-a = d = -a + c$</p> $Sa = \frac{1}{8}pc^2 + \frac{\alpha}{\xi}a - \frac{c}{2} + d \frac{\theta}{\xi} \sqrt{\frac{c^2}{4} - \frac{\alpha}{\xi}a - \frac{c}{2} + d \frac{\theta}{\xi}} + \frac{c^2}{4} \arcsen \frac{\alpha 2a - c + 2d}{c} \frac{\theta}{\xi}$

	<p>Para $0 = d = a - c$</p> $Sa = p \frac{c^2}{4}$ <p>Para $a - c = d = a$</p> $Sa = \frac{1}{8} p c^2 + \frac{\pi}{\epsilon} a - \frac{c}{2} - d \frac{\ddot{o}}{\theta} \sqrt{\frac{c^2}{4} - \frac{\pi}{\epsilon} d + \frac{c}{2} \frac{\ddot{o}}{\theta}}$ $+ \frac{c^2}{4} \arcsen \frac{\pi}{\epsilon} \frac{2d + c}{c} \frac{\ddot{o}}{\theta}$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>	<p>Para $-a + c = d = 0$</p> $Sa = p \frac{c^2}{4}$ <p>Para $0 = d = c$</p> $Sa = \frac{1}{8} p c^2 + \frac{\pi c}{\epsilon} - d \frac{\ddot{o}}{\theta} \sqrt{\frac{c^2}{4} - \frac{\pi c}{\epsilon} - d \frac{\ddot{o}}{\theta}}$ $+ \frac{c^2}{4} \arcsen \frac{\pi c - 2d}{c} \frac{\ddot{o}}{\theta}$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>
 <p><u>Rómbicos</u></p>	 <p>Para $-2b = d = -b$</p> $Sa = (2b + d) \frac{\pi}{\epsilon} \frac{2}{\theta} + \frac{d}{b} \frac{\ddot{o}}{\theta} h$ <p>Para $-b = d = 0$</p> $Sa = 2bh - \frac{h}{b} d^2$ <p>Para $0 = d = a - 2b$</p> $Sa = bh$ <p>Para $a - 2b = d = a - b$</p> $Sa = 2bh - \frac{h}{b} (d - a + 2b)^2$ <p>Para $a - b = d = a$</p> $Sa = (a - d) h \frac{\pi}{\epsilon} \frac{2}{\theta} - \frac{d - a + 2b}{b} \frac{\ddot{o}}{\theta} h$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>	 <p>Para $-a = d = -a + b$</p> $Sa = (d + a) \frac{\pi}{\epsilon} \frac{2}{\theta} + \frac{d + a - 2b}{b} \frac{\ddot{o}}{\theta} h$ <p>Para $-a = d = -a + b$</p> $Sa = 2bh - \frac{h}{b} (d + a - 2b)^2$ <p>Para $-a + b = d = 0$</p> $Sa = 2bh$ <p>Para $0 = d = b$</p> $Sa = 2bh - \frac{d^2}{b} h$ <p>Para $b = d = 2b$</p> $Sa = 2bh - \frac{d^2}{b} h$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>

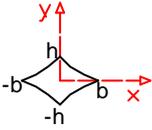
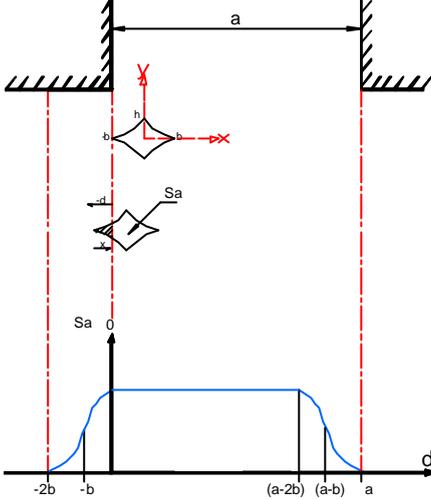
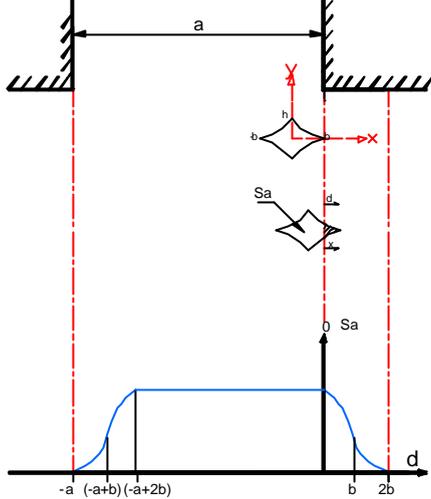
 <p><u>Exponencial</u></p>	 <p>Para $-2b = d = -b$</p> $Sa = -2 \frac{h}{b} \left[e^{-b^2} - e^{b(b+d)} \right]$ <p>Para $-b = d = 0$</p> $Sa = 4 \frac{h}{b} - \frac{2h}{b} e^{-b^2} \left[e^{-bd} + 1 \right]$ <p>Para $0 = d = a - 2b$</p> $Sa = 4 \frac{h}{b} \left(1 - e^{-b^2} \right)$ <p>Para $a - 2b = d = a - b$</p> $Sa = 4 \frac{h}{b} - \frac{2h}{b} \left[e^{-b(a-b-d)} + e^{-b^2} \right]$ <p>Para $a - b = d = a$</p> $Sa = \frac{2h}{b} \left[e^{b(-d+a-b)} - e^{-b^2} \right]$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>	 <p>$-a \leq d \leq -a + b$</p> $Sa = -\frac{2h}{b} \left[e^{-b^2} - e^{b(d+a-b)} \right]$ <p>$(-a + b) \leq d \leq (-a + 2b)$</p> $Sa = 4 \frac{h}{b} - 2 \frac{h}{b} e^{-b^2} \left[e^{-b(d+a-2b)} + 1 \right]$ <p>$-a + 2b \leq d \leq 0$</p> $Sa = \frac{4h}{b} \left(1 - e^{-b^2} \right)$ <p>$0 \leq d \leq b$</p> $Sa = \frac{4h}{b} - \frac{2h}{b} \left[e^{-b(b-d)} + e^{-b^2} \right]$ <p>$b \leq d \leq 2b$</p> $Sa = \frac{2h}{b} \left[e^{b(b-d)} - e^{-b^2} \right]$ <p>Sa: Superficie abierta del orificio. d: desplazamiento corredera.</p>
---	---	---

Tabla 5-2. Configuraciones del orificio compensador de paso variable.

5.1.1 Modelo de la válvula.

En la figura 5-10, se muestra el esquema del diagrama de enlaces para la válvula actuando como divisora o integradora. Para interpretar el diagrama conviene también ver el esquema de la figura 5-9 para su mejor comprensión.

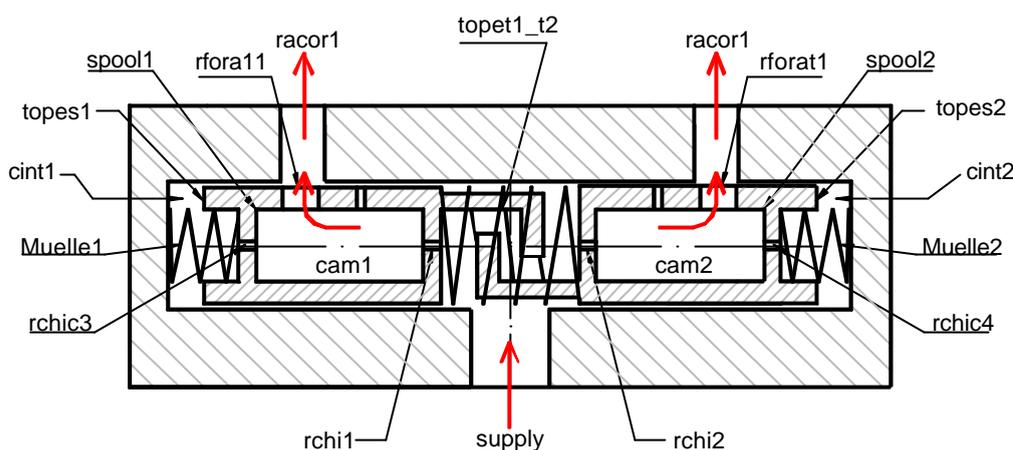


Figura 5-9. Modelo físico para el Bondgraph.

A continuación se describe el diagrama de enlaces de la válvula divisora de caudal. Debido a su configuración simétrica, esta descripción se limita a explicar la parte izquierda.

De el esquema presentado en la figura 5-9, el nodo [0:alim] representa la conexión con el equipo de presión de aceite [Se:supply] a la válvula divisora. Simultáneamente, y desde el mismo nodo, egresan dos enlaces de energías hacia los nodos [1:chic1] por el lado izquierdo, y [1:chic2] por el lado derecho de la válvula.

El nodo [1:chic1] tiene dos enlaces de salida, uno hacia un elemento resistivo [R:chic1] y que físicamente representa el orificio fijo de estrangulación de la corredera izquierda de la válvula, y la otra salida es conectada con el nodo [0:0j_3]. Desde este nodo el flujo de energía es conducido hacia tres elementos, uno hacia un elemento capacitivo [C:cam1] el cual representa la cámara interna de la corredera izquierda de la válvula, y los otros dos enlaces conducen la energía hacia los nodos [1:via1] y [1:1j_2]. El nodo [1:via1] está conectado hacia un elemento resistivo variable [R:rfora11] que representa el orificio de estrangulación de paso variable de la válvula, y otro enlace que conecta la energía con el nodo [0:racor1] y de éste fluye hacia los cilindros actuadores.

La energía conducida desde el nodo [0:0j_3] ingresa mediante un enlace en el nodo [1:1j_2] y del mismo egresan dos enlaces que fluyen uno en dirección del elemento resistivo [R:rchic3], que físicamente representa el orificio de amortiguación de la corredera izquierda de la válvula, y el otro enlace se conecta al nodo [0:ext1] y éste, a su vez, al elemento capacitivo [0:cint1] el cual representa la cámara interior del lado izquierdo que está formada por la pared final de la carcasa y la superficie exterior del extremo final de la corredera (ver figura 5-10). El flujo de energía proveniente del nodo [0:cint1] es conducido hacia el elemento transformativo de energía [TF:pis1] y que representa el área de la sección transversal de la corredera de la válvula. Este último elemento es enlazado con el nodo [1:spool1] del cual egresan flujos de energía hacia los elementos resistivos [R:topes1] que representan el choque mecánico entre el tope final de la corredera contra la pared de la carcasa. [R:roz1] es el rozamiento viscoso generado entre las superficies exterior de la corredera y la interior de la carcasa, entre las cuales hay una lamina de fluido. Los otros tres enlaces de energía están conectados uno hacia un elemento de inercia [I:corred1] y que representa la masa de la corredera, otro hacia un elemento capacitivo [C:muelle1] y que representa el muelle centrador izquierdo y el tercero hacia el elemento transformativo de energía [TF:pisvas1] originado en el área de la corredera de la válvula, el cual es finalmente enlazado hacia el nodo [0:alim1]. Desde el nodo [0:0j_2] la energía es conducida hacia el nodo [1:spool1] y éste, a su vez, la reenvía hacia un elemento resistivo [R:topest1_t2] que permite que las correderas de la válvula funcionen en modos divisor o integrador. Es de hacer notar que el nodo [0:0j_2] es realimentado con energía proveniente de los nodos [1:spool1] y [1:spool2] de ambas correderas.

Para describir el lado derecho del esquema, puede procederse a interpretar de forma análoga que la descrita en el lado izquierdo, ya que posee los mismos nodos, elementos y enlaces explicados anteriormente.

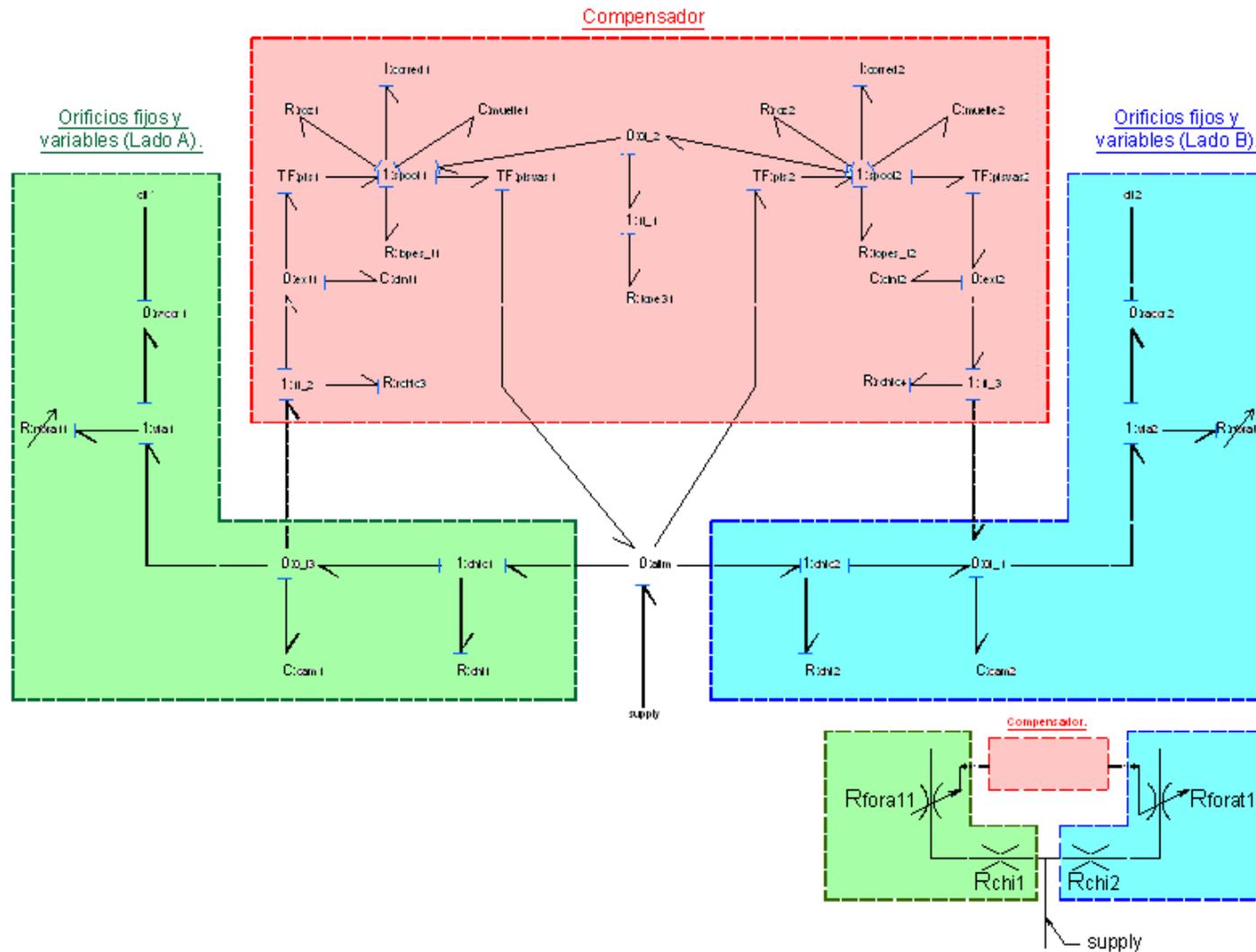


Figura 5-10. Diagrama de enlaces de la válvula Divisora/integradora de caudal.

Para poder comparar los resultados de la modelización de la válvula divisora con los resultados experimentales, la modelización reproduce las partes básicas del equipo descrito en el capítulo VII.

En la figura 5-11 se muestra el esquema del circuito utilizado y en la figura 5-12 se muestra el correspondiente diagrama de enlaces.

El grupo de presión viene representado por el símbolo [Se:grupopresion], tal como se muestra en la figura 5-12.

1).- El modelo de enlaces de la válvula de control direccional, mostrado en la figura 5-13, incorpora los componentes considerados relevantes para el modelizado de la misma. Esta válvula permite controlar y dirigir el sentido del caudal desde el grupo de presión hacia los cilindros pasando por la válvula divisora/integradora de caudal, y viceversa, mediante la conducción del caudal desde los puertos (P) y (T) hacia los puertos (A) y (B) (vías paralelas o vías cruzadas). Esto último es logrado con el movimiento de la corredera interna de la VCD, comandada por una bobina de pilotaje externo.

La configuración del modelo de la VCD está compuesto por el nodo [0:P] y representa el balance de energía que se produce en el puerto de entrada P de la VCD. Este nodo registra una entrada de energía desde la fuente de esfuerzo [Se:grupopresion] y de la cual salen dos enlaces que conectan a los nodos [1:PA] por el lado izquierdo y [1:PB] por el lado derecho. En cada uno de los nodos está conectado un elemento resistivo [1:AT] y [1:BT], que representan las lumbreras de regulación existentes entre las vías PA y PB de la VCD. Los nodos [1:PA] y [1:PB] están enlazados, respectivamente, con los nodos [0:A] por el lado izquierdo y [0:B] por el lado derecho. Desde estos nodos salen tres enlaces de energía:

- Un enlace de salida hacia los elementos capacitivos [C:viaA] y [C:viaB].
- Otro enlace hacia la entrada del modelo de la válvula divisora (caso nodo [0:A]), y el otro enlace que entra en el nodo [0:B] procedente del enlace [0:viaCILB].
- Un enlace que sale hacia los nodos [1:AT] y [1:BT].

Los nodos [1:AT] y [1:BT] están conectados a dos elementos resistivos [R:viaAT] y [R:viaBT]. que representan los orificios de estrangulación existentes entre las vías AT y BT respectivamente. En la tabla 5-3, se resumen las ecuaciones intrínsecas que definen los parámetros básicos de funcionamiento de estos orificios de

estrangulación/regulación. Finalmente, desde estos nodos, salen enlaces de energía que convergen de forma común en el nodo [0:A] y al cual ingresa una fuente de presión [Se:tanque].

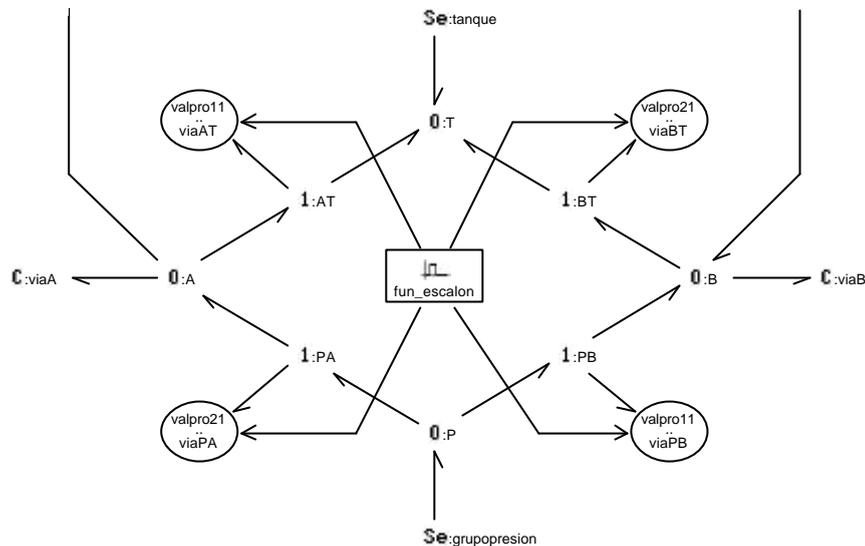


Figura 5-13. Diagrama de enlaces de la VCD.

2).- Tal como y se aprecia en la figura 5-11, los cilindros actuadores son los encargados de convertir la energía oleohidráulica en energía mecánica.

Con relación a la figura 5-14, el diagrama de enlaces del cilindro No. 1 vemos que, el nodo [1:j_1] está compuesto por tres enlaces, uno proveniente del nodo [0:viaA], otro es enlazado con un elemento resistivo [R:rchicle_2_1] y que representa el orificio de entrada al cilindro, (racor conexión), el otro enlace es conectado con el nodo [0:cA1] y, desde éste, sale un enlace hacia un elemento capacitivo [C:camA1] que representa la capacitancia de la cámara anterior del cilindro (ver figura 5-11), el otro enlace que sale del nodo [0:cA1] es conectado con un elemento transformativo [TF:pisvas1A] y que es el área de sección del pistón del cilindro (transforma flujo de caudal en velocidad del pistón y presión del aceite en fuerza), y que conecta este flujo de energía transformado al nodo [1:uni1] del cual entran y salen, mediante enlaces, los siguientes elementos:

Entradas al nodo [1:uni1]:

- [Se:peso1]: representa la carga exterior (peso colgado del vástago).

Salidas del nodo [1:uni1]:

- [I:masa1]: representa la masa total vinculada al pistón.
- [R:roz1]: representa las pérdidas por rozamiento de los elementos de estanqueidad del cilindro.

P=>A	Intervalo	Caudal nominal (Q_N)	Q_{viaPA}
I	0<V<0.625	Q _N =Q ₀	$\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
II	0.625<V<2.125	Q _N = Q ₀ -m[V-0.625]	$\left[\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} + \frac{69.45}{\sqrt{\Delta P_N}} - \frac{111.113 \cdot V}{\sqrt{\Delta P_N}} \right] \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
III	2.125<V<2.875	Q _N =0	0
IV	2.875<V<4.375	Q _N =0	0
V	4.375<V<5	Q _N =0	0
P=>B	Intervalo	Caudal nominal (Q_N)	Q_{viaPB}
I	0<V<0.625	Q _N =0	0
II	0.625<V<2.125	Q _N =0	0
III	2.125<V<2.875	Q _N =0	0
IV	2.875<V<4.375	Q _N = m[V-2.875]	$\left[\frac{111.113 \cdot V}{\sqrt{\Delta P_N}} - \frac{319.45}{\sqrt{\Delta P_N}} \right] \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
V	4.375<V<5	Q _N =Q ₀	$\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
B=>T	Intervalo	Caudal nominal (Q_N)	Q_{viaBT}
I	0<V<0.625	Q _N =Q ₀	$\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
II	0.625<V<2.125	Q _N = Q ₀ -m[V-0.625]	$\left[\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} + \frac{69.45}{\sqrt{\Delta P_N}} - \frac{111.113 \cdot V}{\sqrt{\Delta P_N}} \right] \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
III	2.125<V<2.875	Q _N = 0	0
IV	2.875<V<4.375	Q _N = 0	0
V	4.375<V<5	Q _N = 0	0
A=>T	Intervalo	Caudal nominal (Q_N)	Q_{viaAT}
I	0<V<0.625	Q _N =0	0
II	0.625<V<2.125	Q _N =0	0
III	2.125<V<2.875	Q _N =0	0
IV	2.875<V<4.375	Q _N =m[V-2.875]	$\left[\frac{111.113 \cdot V}{\sqrt{\Delta P_N}} - \frac{319.45}{\sqrt{\Delta P_N}} \right] \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$
V	4.375<V<5	Q _N = Q ₀	$\frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P_N}} \cdot (\Delta P)^{1/2} \text{sign}\Delta P$

Tabla 5-3. Ecuaciones de la VCD.

5.3 Explotación numérica del modelo.

Una vez planteados en el modelo Bond graph los requerimientos y fundamentos teóricos y, materializadas las hipótesis para el modelo de válvula desarrollada, se procede a explotar numéricamente el modelo con el objetivo de obtener un juicio de calidad de la respuesta predictiva del sistema.

La resolución de las ecuaciones de estado implícitas en los diagramas de enlace explicitados se ha realizado con la ayuda del software 20Sim versiones 2.3 y 3.1.

Los parámetros que caracterizan los elementos de los diagramas de enlaces desarrollados se han resumido en los anexos I.

Para alcanzar este objetivo se diseñaron los siguientes ensayos de simulación en el ordenador

- Ensayos variando el diámetro del orificio fijo principal.
- Ensayos variando la forma del orificio compensador de paso variable.
- Ensayos variando el diámetro de la corredera.
- Ensayos variando el diámetro del orificio de amortiguación.
- Ensayos para valorar la importancia de las fugas en la válvula divisor.

Los estados de carga normalizados y utilizados en estos ensayos se muestran en la tabla 5-14.

Estados de carga normalizados			
Estado de carga	Se: Peso1 sobre cilindro 1 [hN]	Se: Peso2 sobre cilindro 2 [hN]	Carga diferencial entre cilindros [hN]
A	1	0	1
B	2	0	2
C	3	0	3
D	4	0	4
E	5	0	5
F	3	1	2
G	4	2	2
H	5	3	2
I	6	4	2
J	7	5	2

Tabla 5-4. Estados de carga normalizados.

Los parámetros geométricos que han sido modificados para estudiar su influencia en el comportamiento de la válvula son:

Parámetros	Intervalo de valores		Unidades
	Mínimo	Máximo	
Diametro de la corredera	10	40	mm
Diametro del orificio fijo principal	1	2	mm
Diametro del orificio de amortiguación	1	10	mm
Sección orificio compensador de paso variable	0	30	mm ²
Tolerancias corredera/camisa.	0	20	μm

Tabla 5-5. Ensayos realizados con el programa 20Sim.

5.3.1.1 Valoración de prestaciones de una válvula Divisora/integradora de caudal.

Obviamente, el objetivo final de una válvula divisora de caudal es suministrar dos caudales iguales a los correspondientes actuadores. Las cargas que actúan sobre ambos actuadores perturban la partición de caudal. Su influencia se puede cuantificar mediante los dos tipos errores definidos en el apartado [3.3.2] del capítulo del estado del arte.

Antes de exponer los ensayos numéricos de simulación descritos y, como una fase preliminar a la explotación numérica del modelo, es de mucha importancia describir el comportamiento dinámico de la válvula y valorar el potencial del modelo de simulación propuesto para la válvula Divisora/integradora de caudal.

A lo largo de este apartado, se ha supuesto que las fugas a través del conducto anular camisa/corredera son nulas.

A continuación se describe el funcionamiento en base a los gráficos obtenidos con este modelo cuando el sistema está sometido al siguiente estado de cargas:

- El actuador 1, está sometido a una fuerza de tipo resistivo, definida mediante una función escalón durante un tiempo de 2 segundos (Pulsgen: $t_0 = 1$ s; $t_1 = 3$ s; ampl. = 5 hN).
- El actuador 2, está sometido a una fuerza constante de valor nulo durante todo el ensayo.

Para una mayor facilidad en la descripción, los gráficos han sido divididos en varias etapas:

Etapas I (Duración: 1s ($t_0 = 0$ a $t_1 = 1$ s); Diferencial de carga entre cilindros: 0 hN)

1. El error entre los desplazamientos de los actuadores es nulo, $x_a = 0$, (ver figura 5-15). Ello es debido a:
 - Un diferencial de presiones $P_c = 0$ entre ambas cámaras de la válvula divisora (figura 5-19). Es obvio que, el desplazamiento de la corredera

(x_c) es igual a cero (ver figura 4-18) y, consecuentemente, las secciones de paso de los estranguladores de sección variable (compensadores) permanecen iguales (ver figura 5-20).

Etapla II (Duración: 2s ($t_2 = 1$ a $t_3 = 3s$); Diferencial de carga entre cilindros: 5 hN).

Si no hubiera las correderas compensadoras, el diferencial de carga provocaría un desequilibrio en el sentido de que $Q_1 < Q_2$ ya que,

$$P_1 = \frac{F_1}{S} \quad P_2 = 0$$

$$P_1 = P_o - P_1 \quad \Delta P_2 = P_o - P_2$$

$$\Delta P_1 < \Delta P_2 \text{ (diferencial de carga)}$$

y en consecuencia

$$Q_1 = Cd \cdot S_1 \sqrt{\frac{2}{r} \Delta P_1} < Q_2 = Cd \cdot S_2 \sqrt{\frac{2}{r} \Delta P_2}$$

admitiendo

$S_1 = S_2$, (secciones de paso idénticas, para una partición de caudal 50:50).

Como consecuencia de la presencia del compensador de carga:

- El diferencial de carga da lugar a un desequilibrio de fuerzas, el cual provoca el desplazamiento de las correderas hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio (ver figura 5-18), para la cual se cumple:

$$Q_1 < Q_1^*, \quad Q_2 > Q_2^* \quad \text{y} \quad Q_1^* \cong Q_2^*$$

$$Q_1^* = Q_1 = Cd \cdot S_1^* \sqrt{\frac{2}{r} \Delta P_1} \cong Q_2^* = Cd \cdot S_2^* \sqrt{\frac{2}{r} \Delta P_2}$$

- Se observa que, S_1 aumenta hasta alcanzar un valor S_1^* ; lo cual implica un incremento de caudal, es decir, Q_1 tiende a Q_1^* , y S_2 disminuye (ver figura 5-20) hasta alcanzar un valor S_2^* que reduce el caudal debido al diferencial de carga. Con la nueva posición de equilibrio las presiones en las cámaras se igualan $P_c = 0$, (figura 5-19) y los caudales tienden a igualarse $Q_1^* = Q_2^*$ (figura 5-17).

A pesar de ello, se observa que con la nueva posición:

El error absoluto entre los desplazamientos de ambos actuadores (ver figura 5-15), es $x_a > 0$ (trayectoria ascendente). Ello es debido, al

comportamiento dinámico del sistema, ya que los cilindros actúan como integradores de los errores de caudal que se producen durante el periodo en el que la corredera se mueve hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio. En las figuras 5-17 y 5-19, se observa que en este ejemplo, este tiempo es aproximadamente de 0.5 segundos.

En este punto cabe resaltar que a pesar de transcurrido este tiempo, se alcanza una partición de caudal con un nivel de precisión muy alto (vease figura 5-17).

A pesar de ello no es posible, evitar el error de desplazamiento entre los cilindros (vease figura 5-15).

Etapas III (Duración: 1.86 s, ($t_3 = 3$ a $t_4 = 4.87$ s); Diferencial de carga entre cilindros: 0 hN).

2. El error absoluto entre los desplazamientos de ambos actuadores es numéricamente, $x_a > 0$ (trayectoria descendente).
 - El nuevo estado del diferencial de presiones entre las cámaras de los cilindros $P_a > 0$, y, temporalmente alcanza el valor $P_a = 0$, (ver figura 5-16).
 - El nuevo balance de fuerzas induce un movimiento en la corredera en sentido opuesto al del estado II. Sin embargo, la respuesta del sistema es mucho más lenta, habida cuenta que el único potencial de fuerzas son los muelles de centrado y en muchos casos son insuficientes para una rígida restitución de la corredera a su posición inicial (ver figura 5-18).
 - Debido a lo anterior y, en teoría, al desaparecer el diferencial de carga, el sistema debería volver a su posición inicial, es decir $Q_1 = Q_2$, pero los gráficos nos permiten observar que, s_1 sigue siendo mayor que s_2 (ver figura 5-20), y que el error relativo disminuye pero sin llegar a cero (ver figura 5-15).

Etapa IV (Duración: 1.13 s, (t4 = 4.87 a t5 = 6 s); Diferencial de carga entre cilindros: 0 hN).

4. El error absoluto entre los desplazamientos de ambos actuadores es numéricamente $x_a = 0$. Ello es debido a que ambos actuadores alcanzan su final de carrera, (compensado del error por final de carrera).

A continuación y de forma análoga como se ha planteado la descripción del funcionamiento dinámico de la válvula divisora/integradora en su función divisora, en las figuras 5-21 a 5-26 se muestra la evolución temporal de los parámetros y variables que describen el funcionamiento dinámico de la válvula divisora/integradora en su función integradora.

Ambas series de gráficos ponen en evidencia la bondad de los modelos desarrollados así como, los algoritmos de integración numérica utilizados.

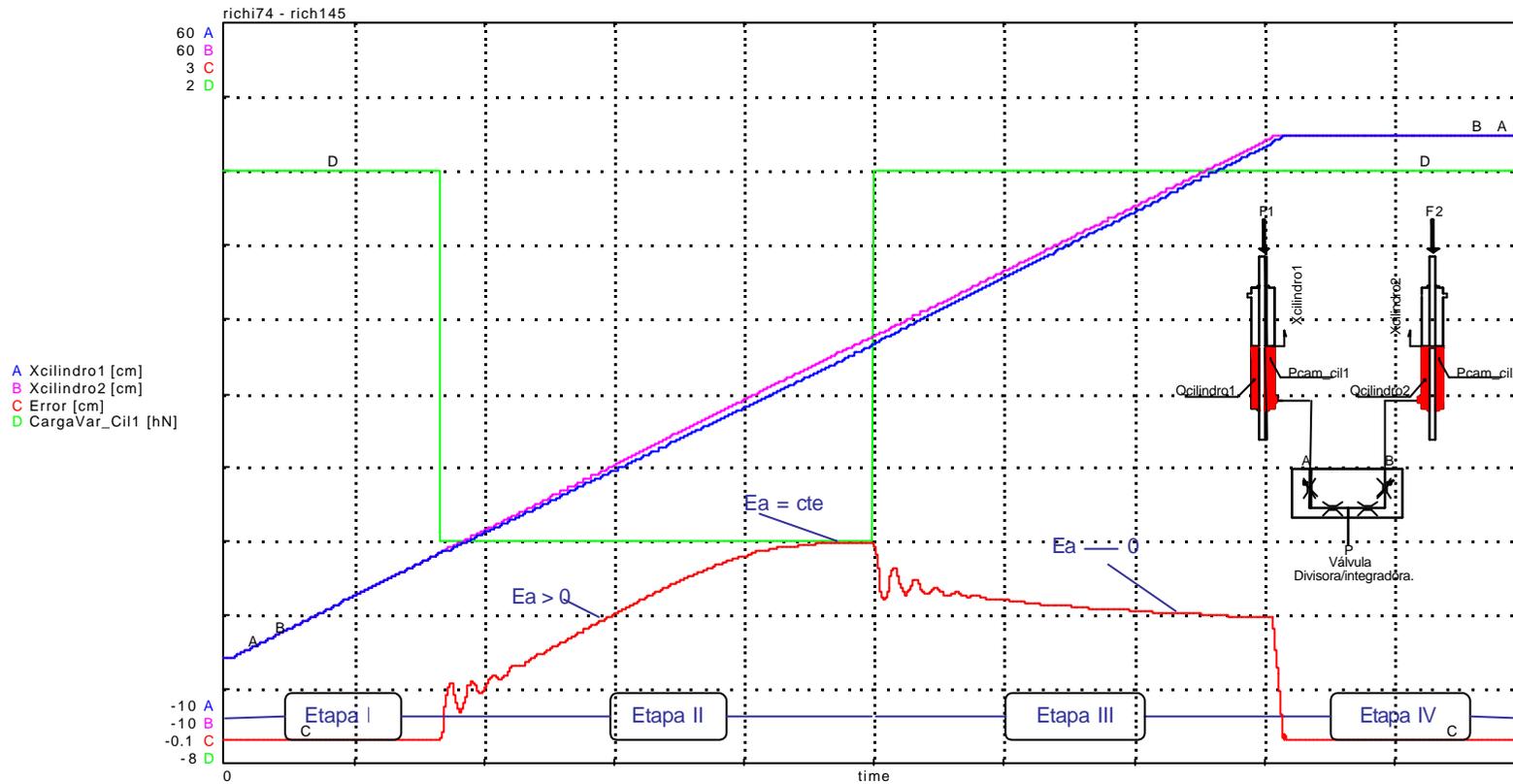


Figura 5-15. Desplazamiento actuadores, error y carga aplicada vs tiempo.

A [Desplazamiento del actuador 1: (-10) a 60 cm]

B [Desplazamiento del actuador 2: (-10) a 60 cm]

C [Error de posición entre los desplazamientos de los actuadores 1 y 2: (-0.1) a 3 cm]

D [Carga variable aplicada al cilindro (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 6 segundos]

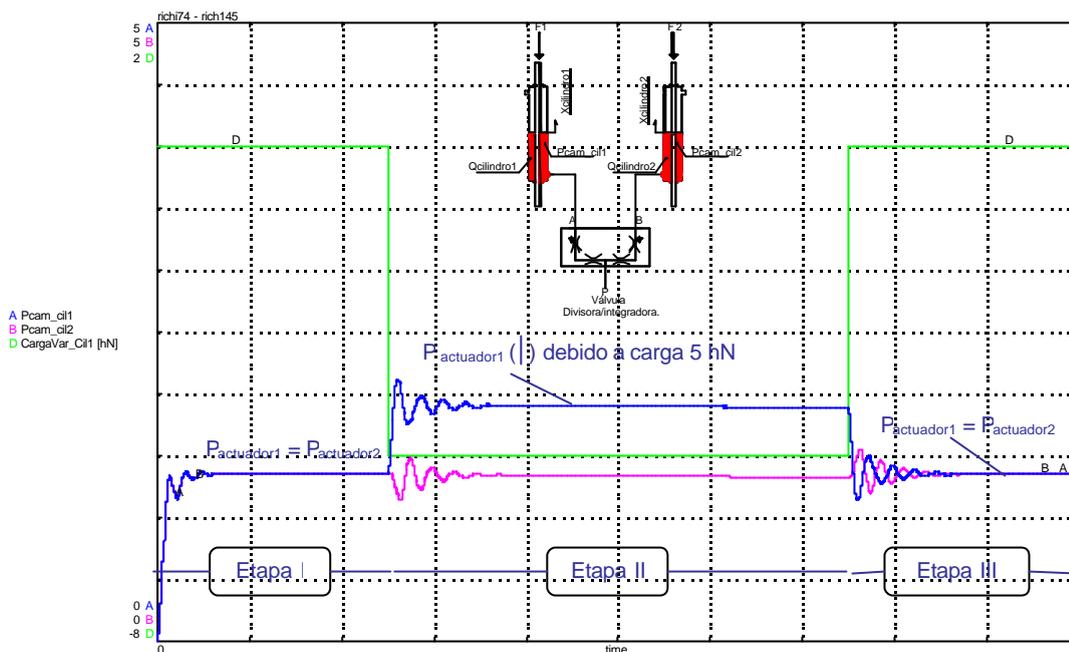


Figura 5-16. Presión en la cámara de entrada de los actuadores vs tiempo.

A [Presión en la cámara de entrada al actuador 1: 0 a 5 MPa]

B [Presión en la cámara de entrada al actuador 2: 0 a 5 MPa]

D [Carga variable aplicada al cilindro1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

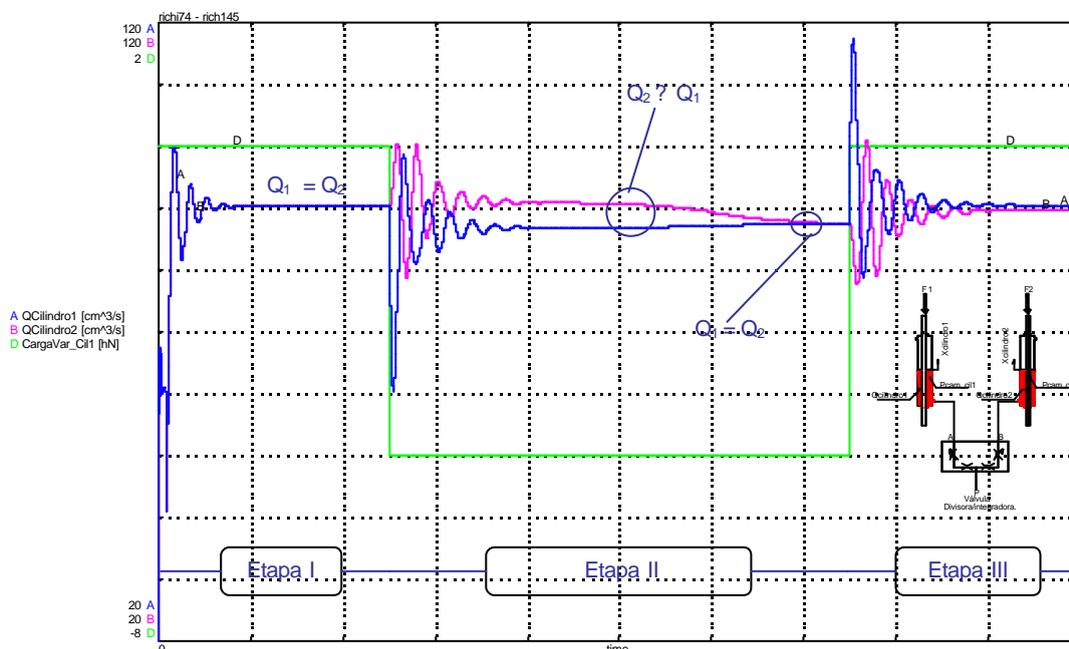


Figura 5-17. Caudal suministrado en los actuadores vs tiempo.

A [Caudal suministrado al actuador 1: 20 a 120 cm³/s]

B [Caudal suministrado al actuador 2: 20 a 120 cm³/s]

D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

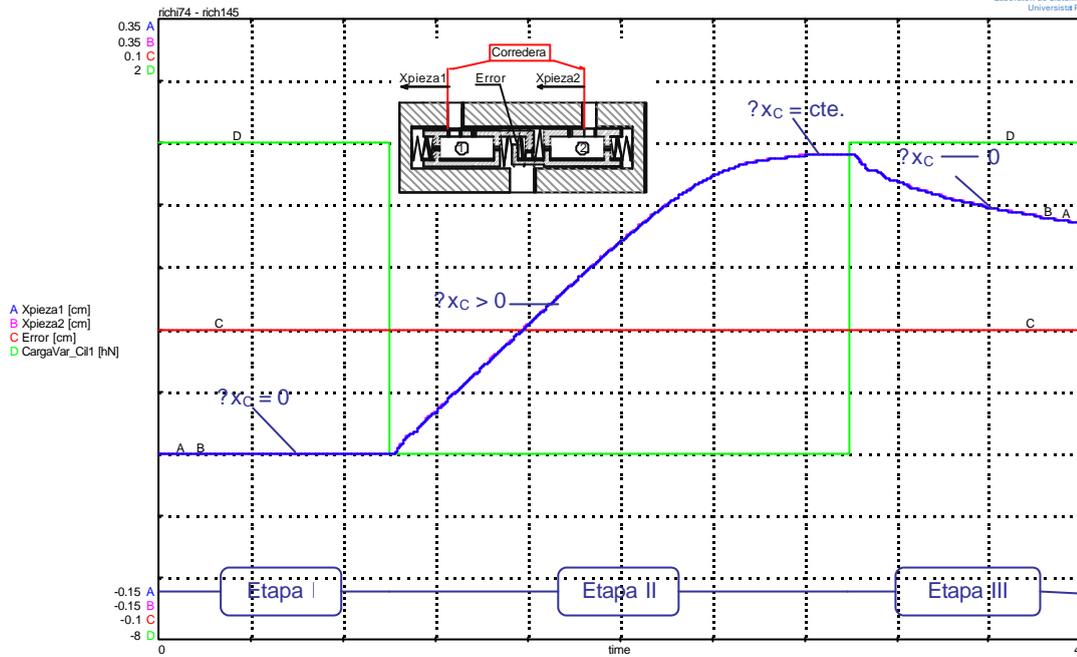


Figura 5-18. Evaluación temporal de los desplazamientos de las correderas.

A [Desplazamiento de corredera 1: (-0.15) a 0.35 cm]

B [Desplazamiento de corredera 2: (-0.15) a 0.35 cm]

C [Diferencial de posición entre los topes de las correderas: (-0.1 - 0.1 cm)]

D [Carga variable aplicada al actuador 1 (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

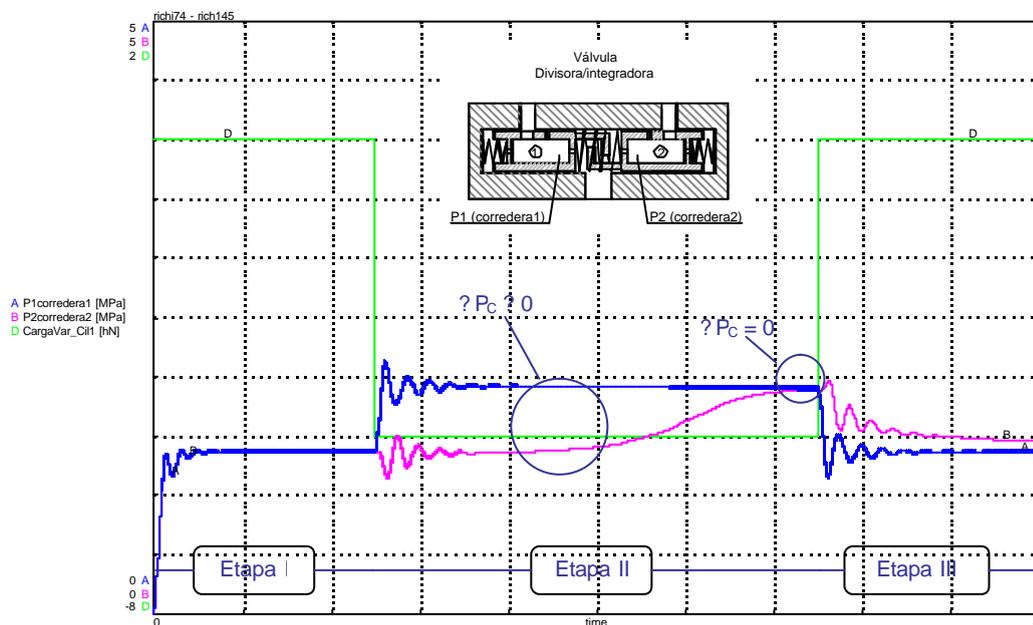


Figura 5-19. Evaluación temporal de las presiones en el interior de la válvula.

A [Presión en la corredera 1: 0 a 5 MPa]

B [Presión en la corredera 2: 0 a 5 MPa]

D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

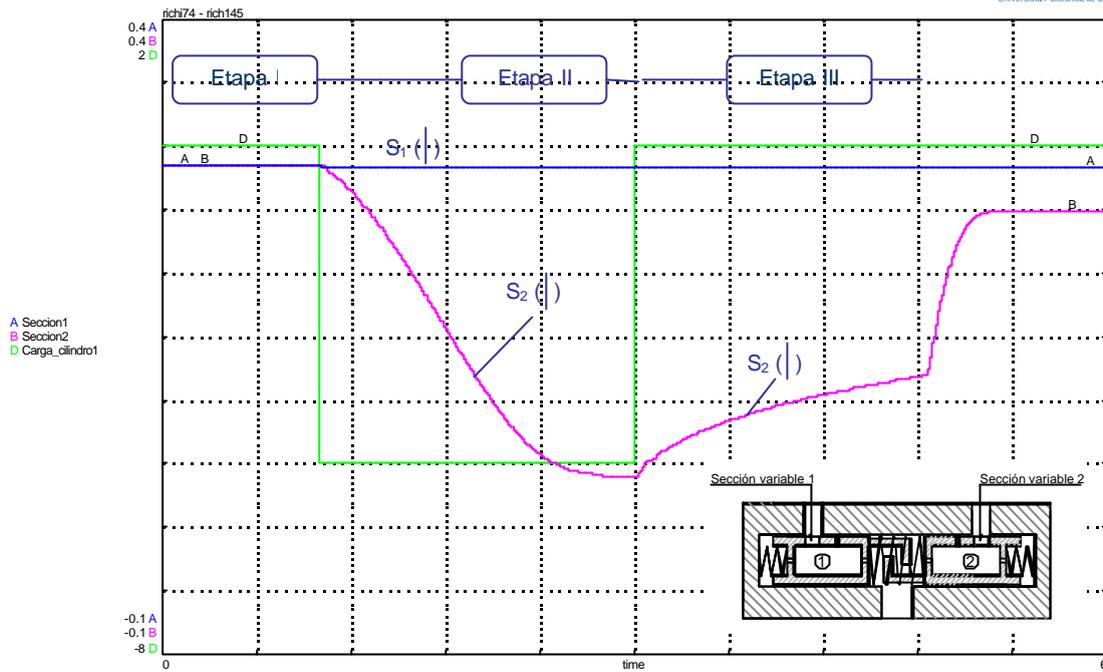


Figura 5-20. Evaluación temporal de las secciones de los orificios compensadores.

A [Sección 1 del orificio de paso variable 1: -0.1 a 0.4 cm²]

B [Sección 2 del orificio de paso variable 2: -0.1 a 0.4 cm²]

D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 6 segundos.]

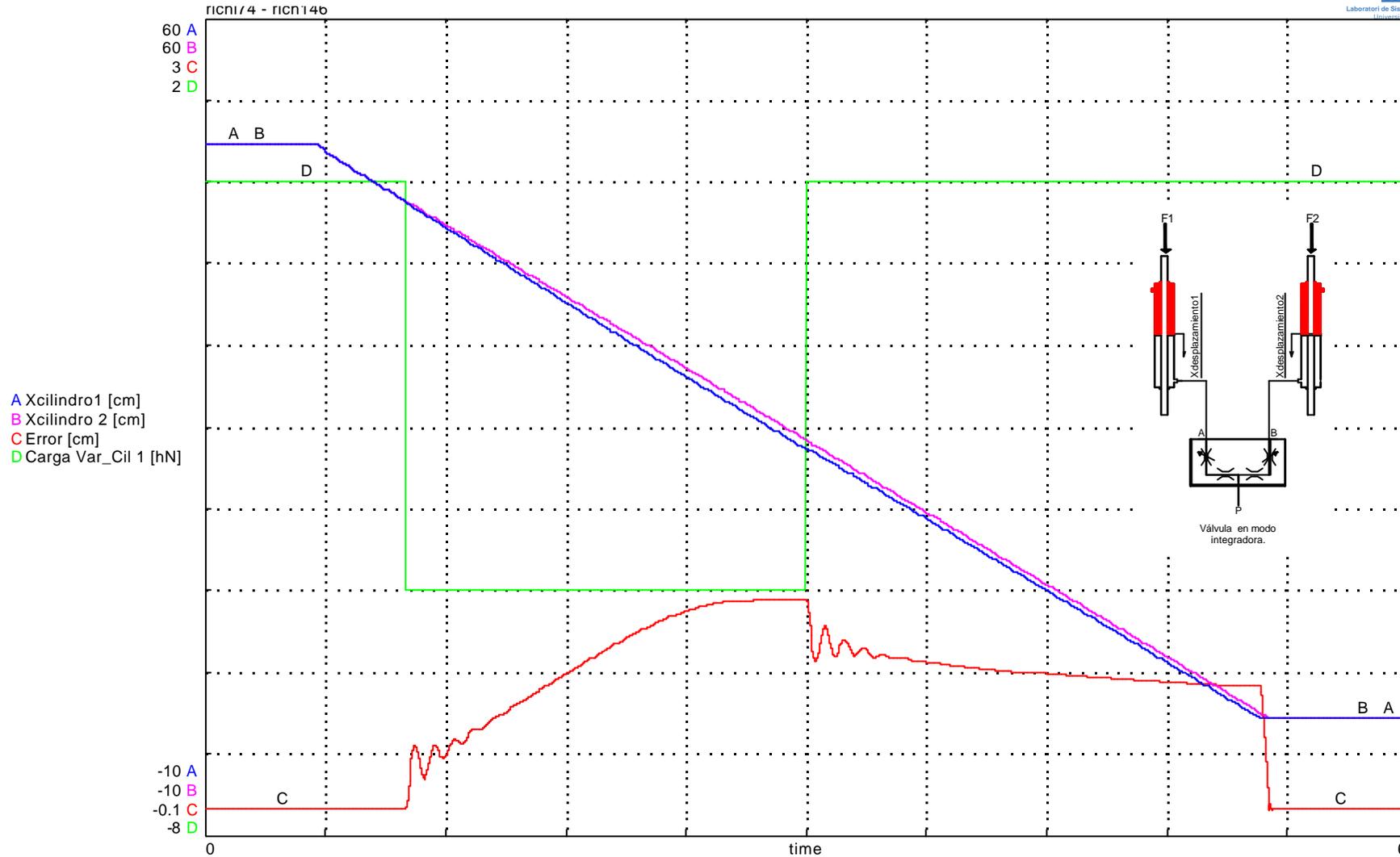


Figura 5-21. Desplazamiento actuadores (modo integradora), error y carga aplicada vs tiempo.

A [Desplazamiento del actuador 1: (-10) a 60 cm]

B [Desplazamiento del actuador 2: (-10) a 60 cm]

C [Error de posición entre los desplazamientos de los actuadores 1 y 2: (-0.1) a 3 cm]

D [Carga variable aplicada al cilindro (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 6 segundos]

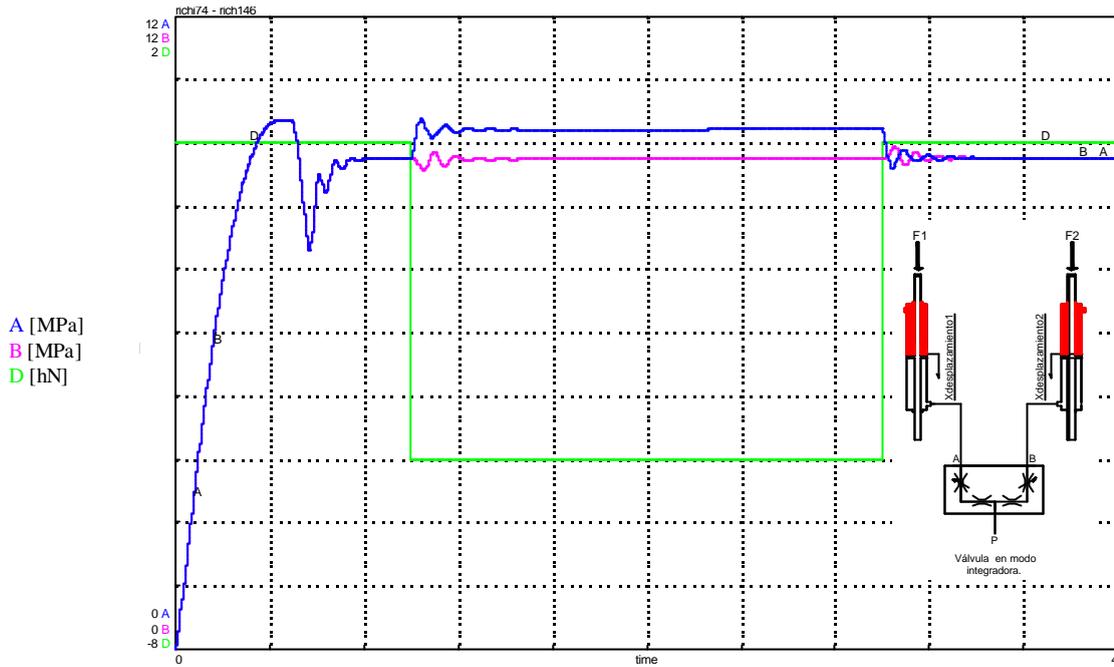


Figura 5-22. Presión en la cámara de entrada de los actuadores vs tiempo.

A [Presión en la cámara de entrada al actuador 1: 0 a 12 MPa]
 B [Presión en la cámara de entrada al actuador 2: 0 a 12 MPa]
 D [Carga variable aplicada al cilindro1: (-8) a 2 hN]
 Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

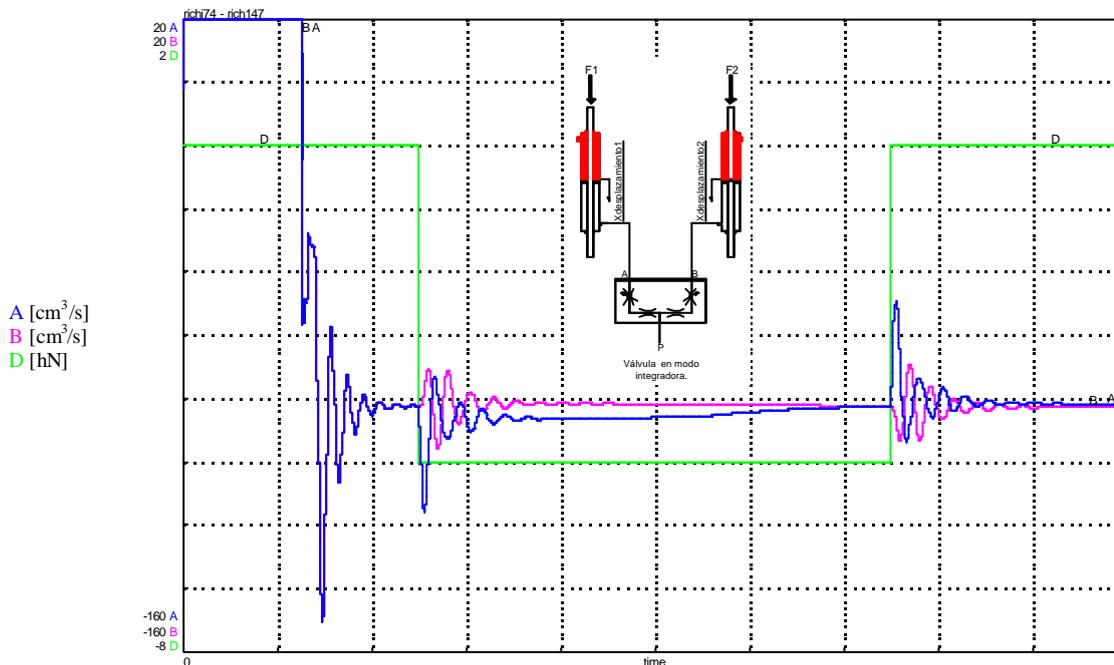


Figura 5-23. Caudal suministrado en los actuadores vs tiempo.

A [Caudal suministrado al actuador 1: -160 a 20 cm³/s]
 B [Caudal suministrado al actuador 2: -160 a 20 cm³/s]
 D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]
 Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

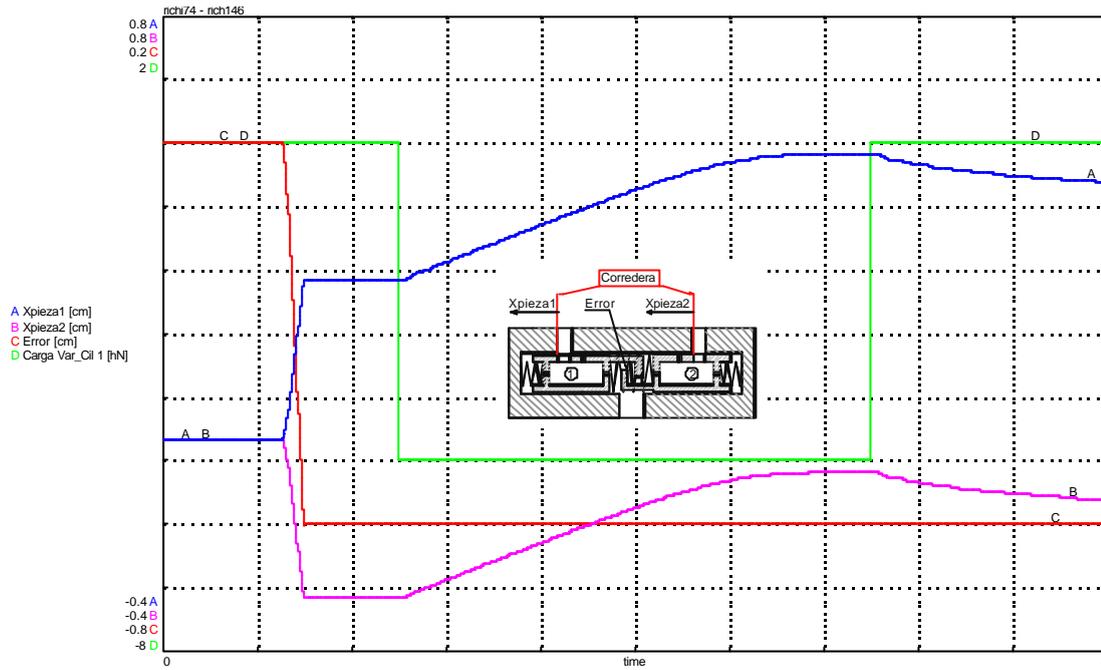


Figura 5-24. Evaluación temporal de los desplazamientos de las correderas.

A [Desplazamiento de corredera 1: (-0.4) a 0.8 cm]

B [Desplazamiento de corredera 2: (-0.4) a 0.8 cm]

C [Diferencial de posición entre los topes de las correderas: (-0.8) - 0.2 cm]

D [Carga variable aplicada al actuador 1 (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

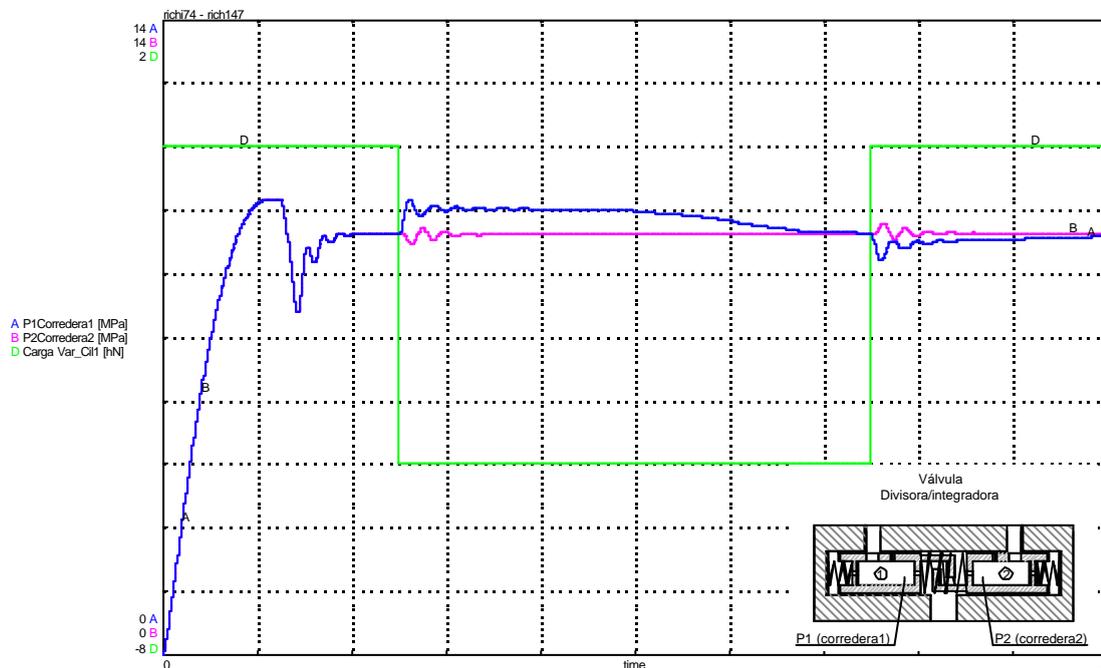


Figura 5-25. Evaluación temporal de las presiones en el interior de la válvula.

A [Presión en la corredera 1: 0 a 14 MPa]

B [Presión en la corredera 2: 0 a 14 MPa]

D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 4 segundos.]

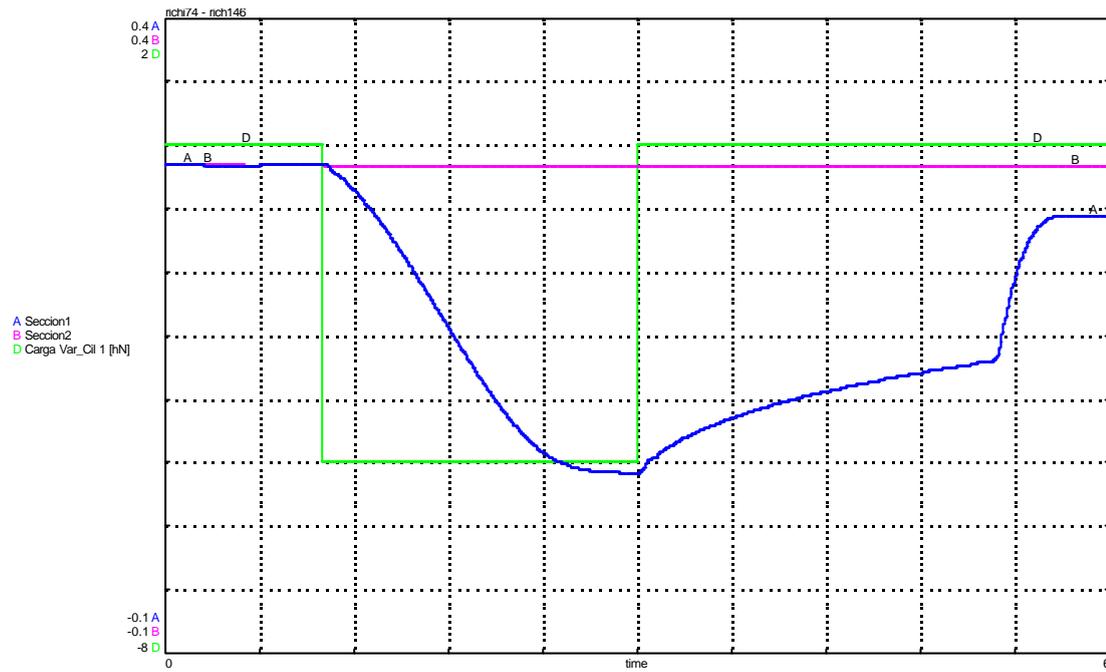


Figura 5-26. Evaluación temporal de las secciones de los orificios compensadores.

A [Sección 1 del orificio de paso variable 1: -0.1 a 0.4 cm²]

B [Sección 2 del orificio de paso variable 2: -0.1 a 0.4 cm²]

D [Carga variable aplicada al actuador 1: (-8) a 2 hN]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 6 segundos.]

5.4 Influencia de los parámetros básicos de diseño.

Una vez descrito y analizado el comportamiento dinámico de la válvula divisora/integradora de caudal, se procede a estudiar la influencia de algunos de los parámetros de diseño. Para estos ensayos las condiciones de carga utilizadas son:

- Actuador 1, fuerza permanente de 5 hN.
- Actuador 2, fuerza permanente de 3 hN.
- Duración de los ensayos de 5 s.

1) Evaluación de la influencia del diámetro del orificio fijo principal.

El parámetro fundamental de diseño de una válvula divisora es el diámetro de los chicles u orificios principales (sección constante).

El dimensionado de estos orificios define por si mismo la capacidad de la válvula (rango de caudales nominales), y la relación entre las secciones efectivas de los orificios de partición del caudal.

El tamaño de la válvula divisora objeto de este estudio, se ha situado en el intervalo de los 5 a 10 l/min.

Para valorar su posible influencia en la precisión de la válvula, se evaluaron rangos de diámetros de orificios fijos principales que van desde 1 a 2 mm. Para una mejor comprensión de los resultados, y, utilizando la configuración C-1, (vease tabla 5-6) en la figura 5-27 se comparan los siguientes casos:

- a) una configuración con un diámetro de orificio, $d_o = 1$ mm.
- b) una configuración con un diámetro de orificio, $d_o = 2$ mm.

De los resultados de los ensayos se puede colegir que:

Atendiendo a la definición de error absoluto de desplazamiento,

$$E = Z_1 - Z_2$$

se deduce que:

$$E = Z_1 - Z_2 = \int \frac{Q_1}{S_1} dt - \int \frac{Q_2}{S_2} dt = \frac{1}{S_{pistón}} \int (Q_1 - Q_2) dt$$

en donde

$$Q_1 = C_d \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{r} (P_0 - P_1)}$$

$$Q_2 = C_d \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{r} (P_0 - P_2)}$$

en consecuencia,

$$E = \frac{1}{S_{pistón}} \cdot \int C_d \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{r} [(P_0 - P_1) - (P_0 - P_1)]} dt$$

$$E = C_d \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2}{r}} \cdot \int_0^t \frac{P_2 - P_1}{S_{pistón}} dt$$

En el caso ideal, en el cual consideramos que las perturbaciones debidas a fugas, fuerzas de flujo y rozamiento son mínimas o despreciables, queda patente que el error absoluto de desplazamiento de los actuadores, una vez alcanzado el régimen permanente, es proporcional a las secciones efectivas de los orificios fijos o chicles.

Lo anterior está gráficamente demostrado en la figura 5-27, si se observan las evoluciones comparativas entre los errores absolutos de desplazamiento ($E_{a(d_o = 2 \text{ mm})} \gg E_{a(d_o = 1 \text{ mm})}$).

Es importante resaltar, que el aumento en los diámetros de los orificios fijos principales, conlleva un aumento en los caudales conducidos hacia los puertos de salida de la válvula.

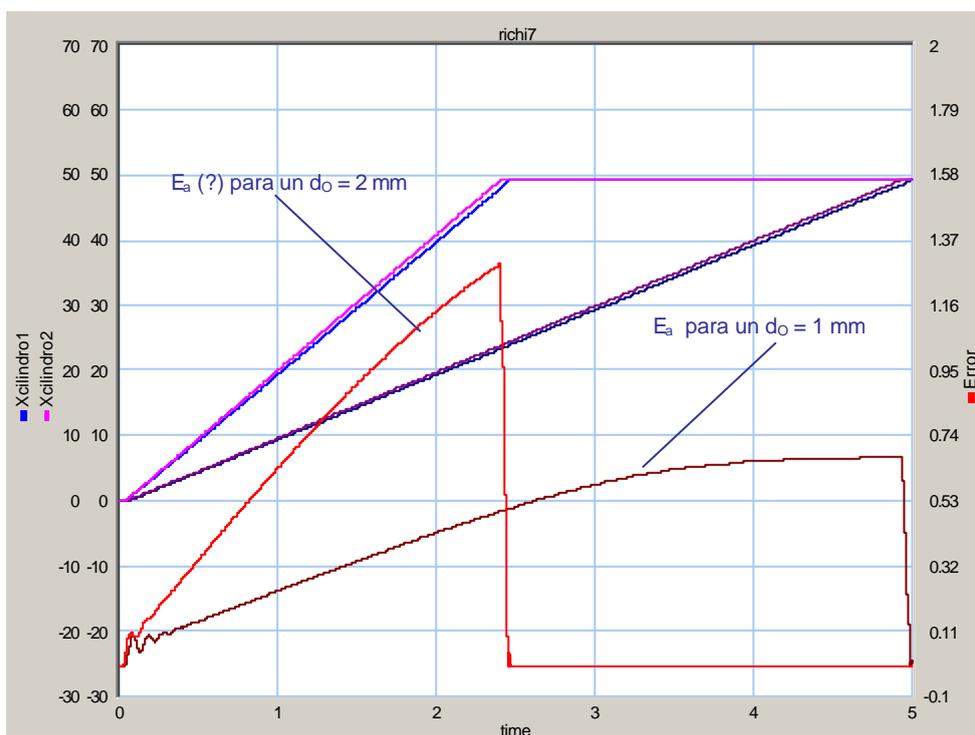


Figura 5-27. Comparación entre el error relativo de desplazamiento para dos diámetros del orificio fijo principal.

2) Evaluación de la influencia de la forma geométrica de la sección de paso variable del compensador de carga.

Tal y como se explica en el apartado [5.1], y, en base a las ecuaciones resumidas en la tabla 5-2, a continuación se propone analizar la influencia de la forma geométrica de los orificios de sección de paso variable ubicados en la corredera del compensador de la válvula, con el objetivo de mejorar la precisión en la partición de los caudales cuando la válvula está sometida a un diferencial de carga. Las configuraciones analizadas se indican en la tabla 5-6:

Configuraciones	Función del orificio compensador
C-1	Circular 4 orificios
C-2	Parábola 4 orificios
C-3	Exponencial 4 orificios.
C-4	Exponencial 2 orificios.

Tabla 5-6. Configuraciones geométricas del orificio compensador de paso variable.

En las figuras 5-28 a 5-30 se grafican los resultados mas significativos.

De estas graficas se constata que:

Modificando la forma geométrica de la sección de paso variable, se puede reducir, de forma significativa, el error absoluto del desplazamiento entre cilindros. Este resultado se puede constatar en la figura 5-29 (a y b).

La forma geométrica exponencial, presenta una mayor sensibilidad a las perturbaciones debidas al diferencial de carga y que se manifiesta en que la configuración C-3 en comparación con la C-1 alcanza mas rápido la nueva posición de equilibrio, definida por $P_C = 0$.

Por el contrario, la configuración C-3 conlleva como desventaja la complejidad de fabricación.

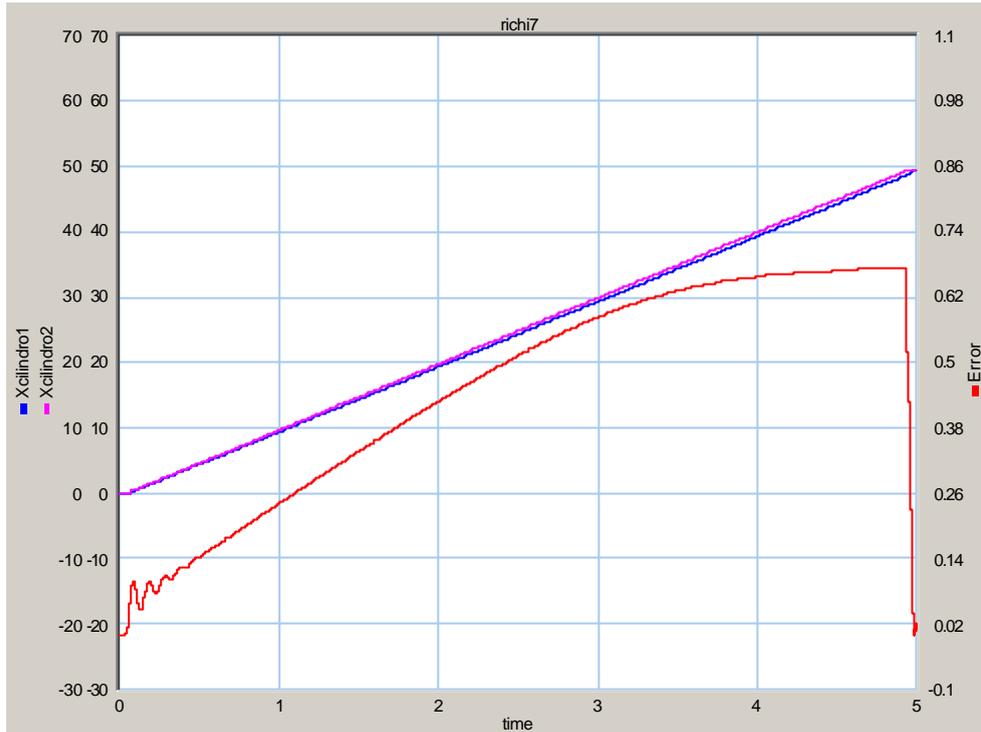


Figura 5-28a. Evaluación de la forma geométrica del orificio compensador de sección variable, para una configuración de orificio circular (C-1).

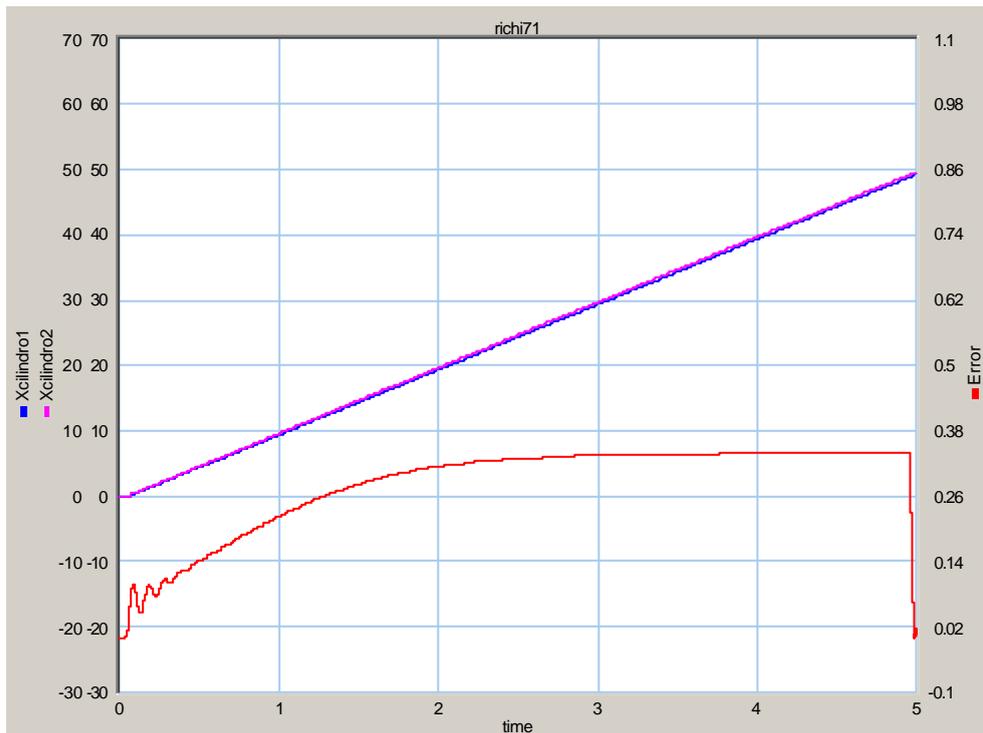


Figura 5-28b. Evolución temporal del error absoluto del desplazamiento entre cilindros para orificio exponencial (C-3).

Leyendas figuras 4-28 (a y b)

Xcilindro1 [Desplazamiento del actuador 1: (-30) a 70 cm]

Xcilindro2 [Desplazamiento del actuador 2: (-30) a 70 cm]

Error [Error absoluto entre los desplazamientos de los actuadores 1 y 2: (-0.1) a 1.1 cm]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 5 segundos]

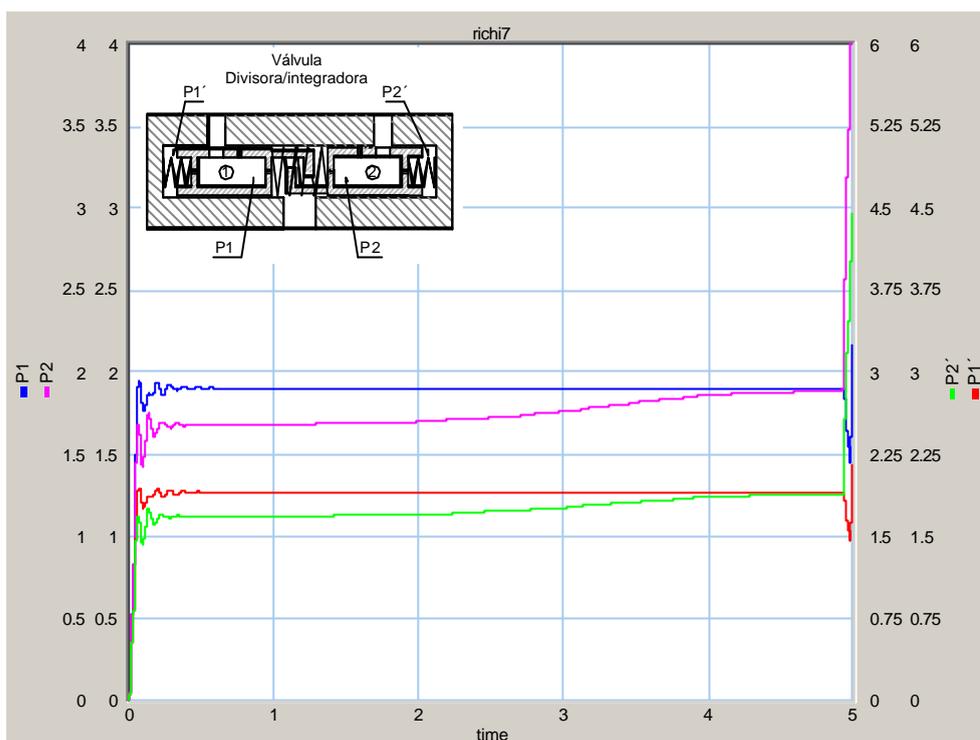


Figura 5-29a. Evolución temporal de las presiones en el interior de la válvula, con una configuración C-1.

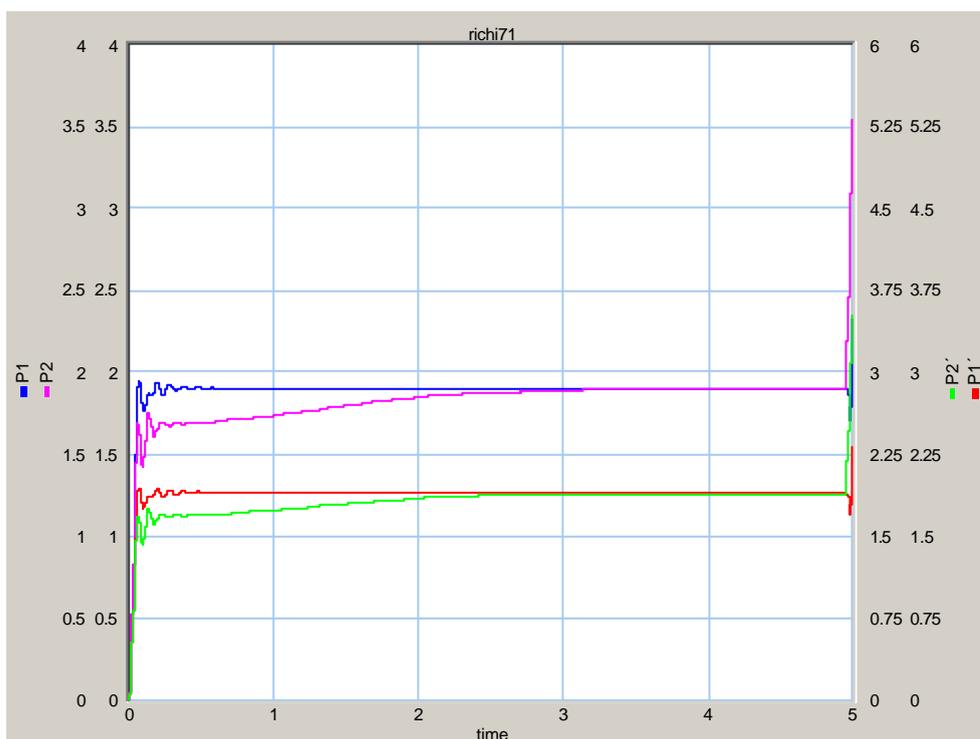


Figura 5-29b. Evolución temporal de las presiones en el interior de la válvula, para una configuración exponencial (C-3).

P1 [Presión en la cámara interior de la corredera 1: 0 a 4 MPa]

P2 [Presión en la cámara interior de la corredera 2: 0 a 4 MPa]

P1' [Presión en la cámara exterior de la corredera 1: 0 a 6 MPa]

P2' [Presión en la cámara exterior de la corredera 2: 0 a 6 MPa]

Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 5 segundos.]

3) Evaluación de la influencia del diámetro de la corredera.

Atendiendo a una de las definiciones propuestas para el error de caudal,

$$E_{caudal} = \frac{Q_1^2 - Q_2^2}{Q_T^2}$$

y conociendo que

$$Q_1 = C_d \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{\mathbf{r}}} \cdot \sqrt{(P_0 - P_1)}$$

$$Q_2 = C_d \cdot S_o \sqrt{\frac{2}{\mathbf{r}}} \cdot \sqrt{(P_0 - P_2)}$$

resulta

$$E_{caudal} = \frac{(C_d \cdot S_o)^2 \frac{2}{\mathbf{r}} (P_2 - P_1)}{Q_T^2}$$

De la ecuación del movimiento de la corredera del compensador de carga, se deduce que

$$(P_2 - P_1) \cdot S_{corredera} = \Sigma F$$

en donde

$$\Sigma F = k_1 x + k_2 \dot{x} + M \ddot{x} + F_{fuerzas_flujo}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior, se deduce

$$E_{caudal} = \frac{(C_d \cdot S_o)^2 \frac{2}{\mathbf{r}} \Sigma F}{Q_T^2 \cdot S_{corredera}}$$

o bien

$$E_{caudal} \approx \frac{\Sigma F}{d_{corredera}^2}$$

Lo que significa, que entre otras de las estrategias de diseño que permiten minimizar el error de caudal, están las que tienen como objetivo reducir el término ΣF , o alternativamente, aumentar la sección de la corredera.

Esta solución se ve limitada por el aumento del rozamiento viscoso, que es proporcional al área lateral de la corredera y por la influencia de las fugas, habida cuenta que a mayores diámetros de las correderas, las fugas aumentan y afectan significativamente el error de división de caudal, tal como se manifiesta a lo largo de esta tesis.

Por contra, si analizamos el comportamiento de la válvula divisora de caudal desde el punto de vista de la calidad de sincronizado de los cilindros, suponiendo que no hay fugas, debemos considerar que los cilindros actúan como integradores y por lo tanto, el error absoluto de desplazamientos de los cilindros es proporcional a:

$$\int_0^{t_i} (Q_1 - Q_2) dt,$$

siendo t_i el tiempo necesario para alcanzar la nueva condición de equilibrio, $P_1 = P_2$, condición que para fugas nulas equivale a $Q_1 = Q_2$.

En la figura 5-30, se muestra el área equivalente al valor de la integral anterior.

En la grafica 5-31, se ha calculado el valor de la integral $\int_0^{t_i} (Q_1 - Q_2) dt$ para una serie de válvulas divisoras, que se diferencian en el diámetro de la corredera. En consecuencia, se colige que el error de posición es proporcional al diámetro de la corredera al cuadrado.

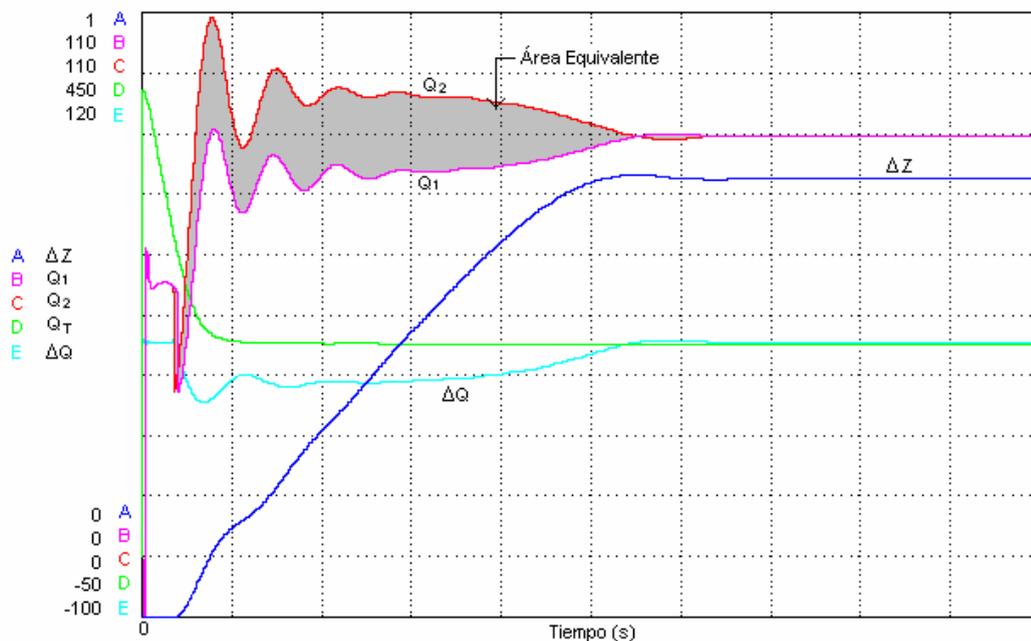


Figura 5-30. Variación temporal del error de desplazamiento y el error de caudal.

Donde:

ΔZ es el error temporal de desplazamiento en cm.

Q_1 es el caudal que ingresa al actuador 1 en cm^3/s .

Q_2 es el caudal que ingresa al actuador 2 en cm^3/s .

QT es la suma de los caudales Q1 y Q2 en cm^3/s .

?Q es el error temporal entre Q1 y Q2 cm^3/s .

Tiempo en segundos.

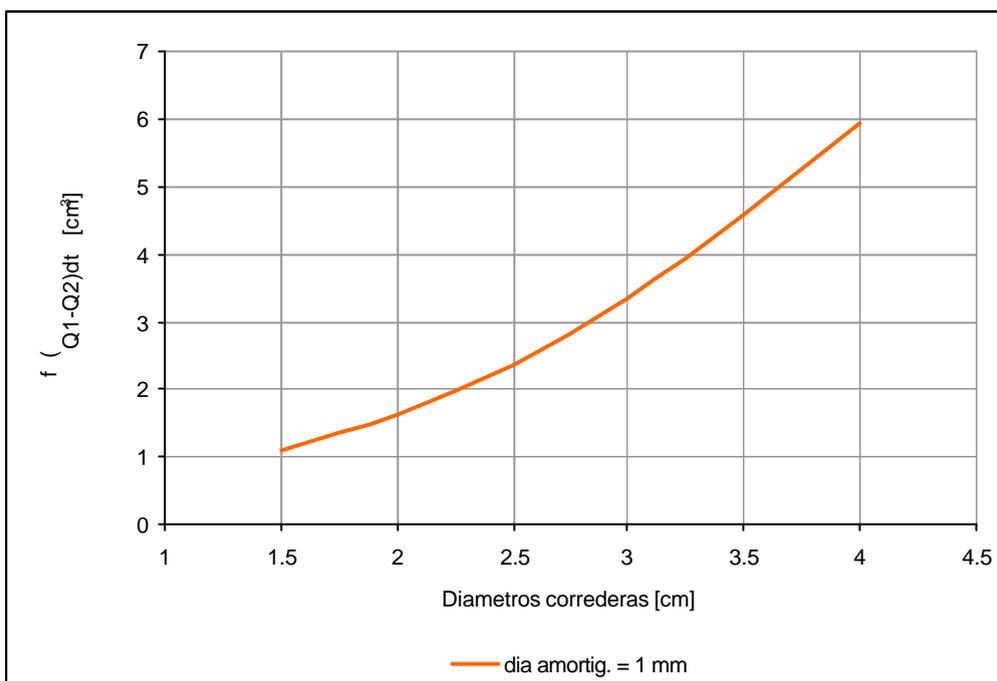


Figura 5-31. Valor de la $f(Q1-Q2)/dt$ vs diámetro de la corredera.

4) Evaluación de la influencia del diámetro del orificio de amortiguación.

Cabe indicar que la influencia del diámetro del orificio de amortiguación va íntimamente relacionada con el volumen de la cámara exterior de la corredera y, en consecuencia, con el diámetro de la sección transversal de la corredera, habida cuenta que el conjunto orificio amortiguado / volumen cámara constituye un elemento RC (filtro).

De toda la serie de ensayos numéricos realizados hemos seleccionado los que permite visualizar con más claridad este fenómeno (ver figuras 5-32 y 5-33).

En base a este tipo de ensayos, en las figuras 5-34 y 5-35 se pone en evidencia la incidencia del diámetro del orificio de amortiguación en combinación con el diámetro de la corredera.

Dentro del margen de variación de los parámetros analizados cabe colegir que los valores mas adecuados son:

- Diámetro de corredera = 20 mm.
- Diámetro del orificio de amortiguación = 1 mm.

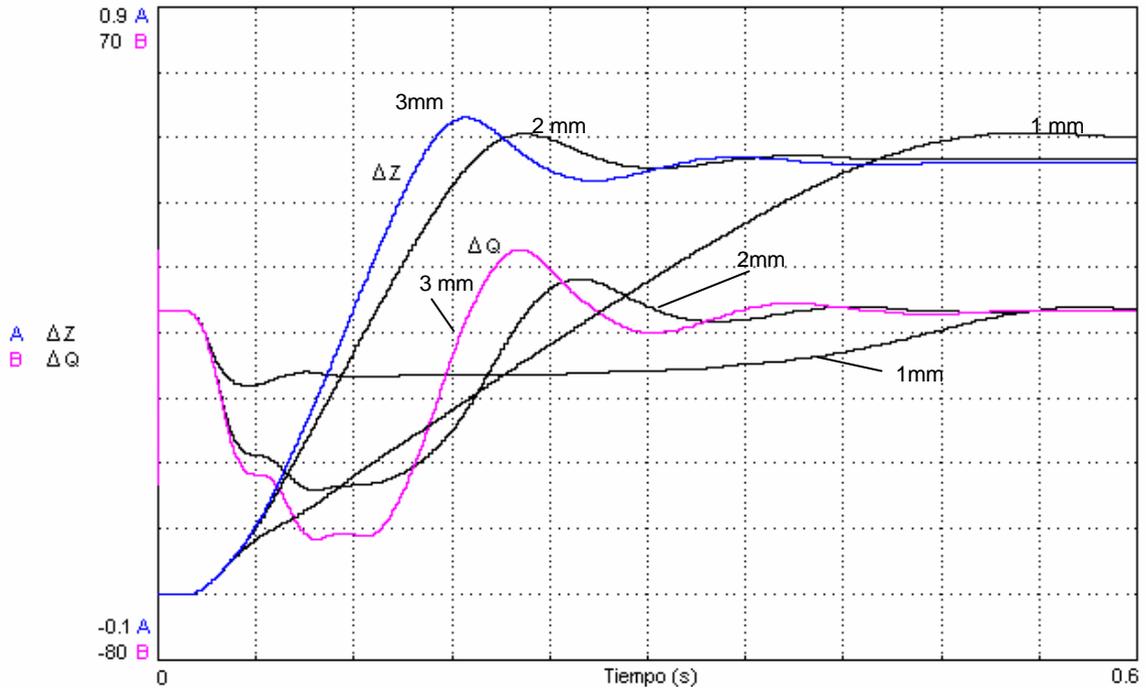


Figura 5-32. Evolución temporal del error de desplazamientos ΔZ , y del error de división del caudal ΔQ de la válvula para una corredera de diámetro de 4 cm y tres valores distintos del diámetro del orificio de amortiguación (1, 2 y 3 mm).

Donde,

ΔZ es el error entre el desplazamiento de ambos actuadores en cm.

ΔQ es el error de división de la válvula en cm^3/s .

Tiempo en segundos.

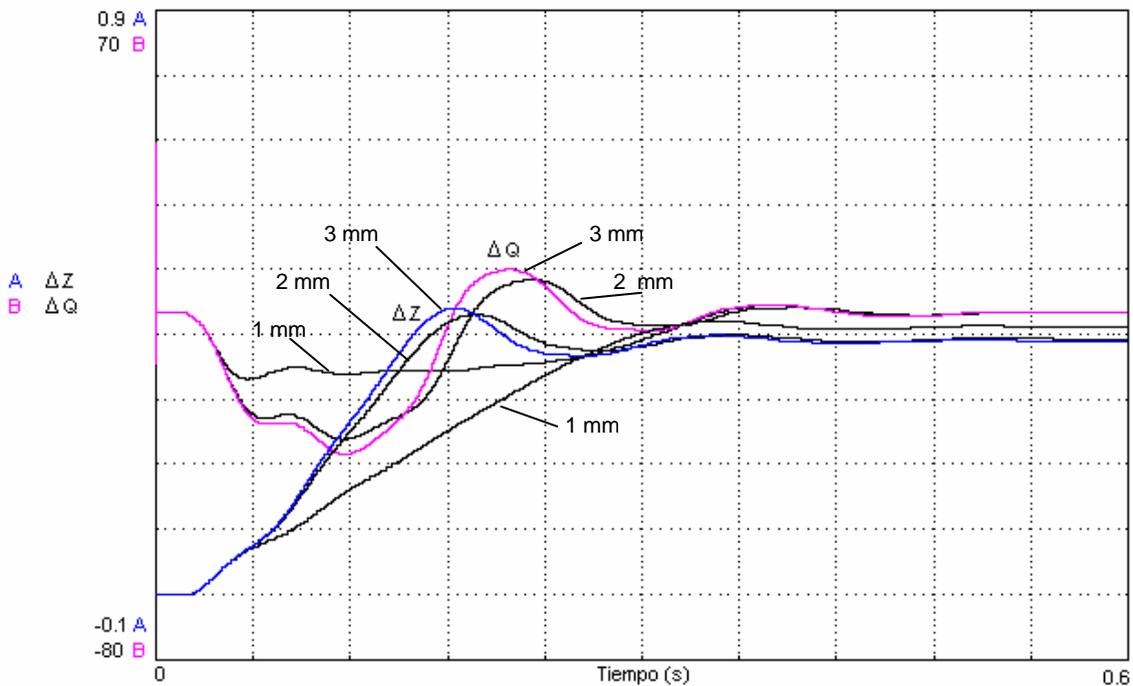


Figura 5-33. Evolución temporal del error de desplazamientos ΔZ , y del error de división del caudal ΔQ la válvula para una corredera de diámetro de 3 cm.

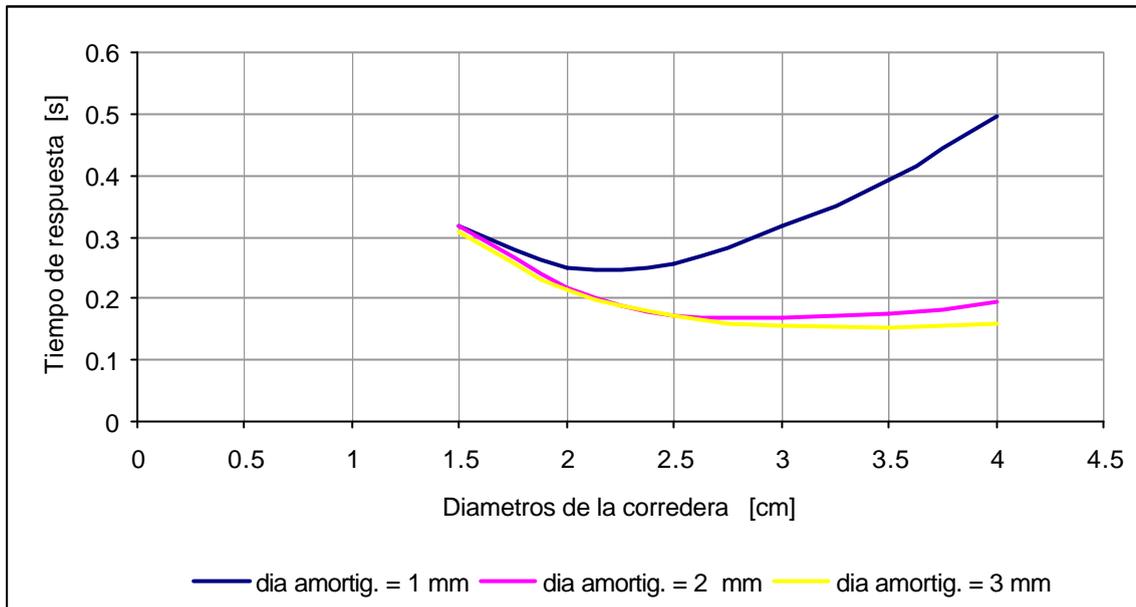


Figura 5-34. Tiempo de respuestas [s] vs diámetro de la corredera [cm].

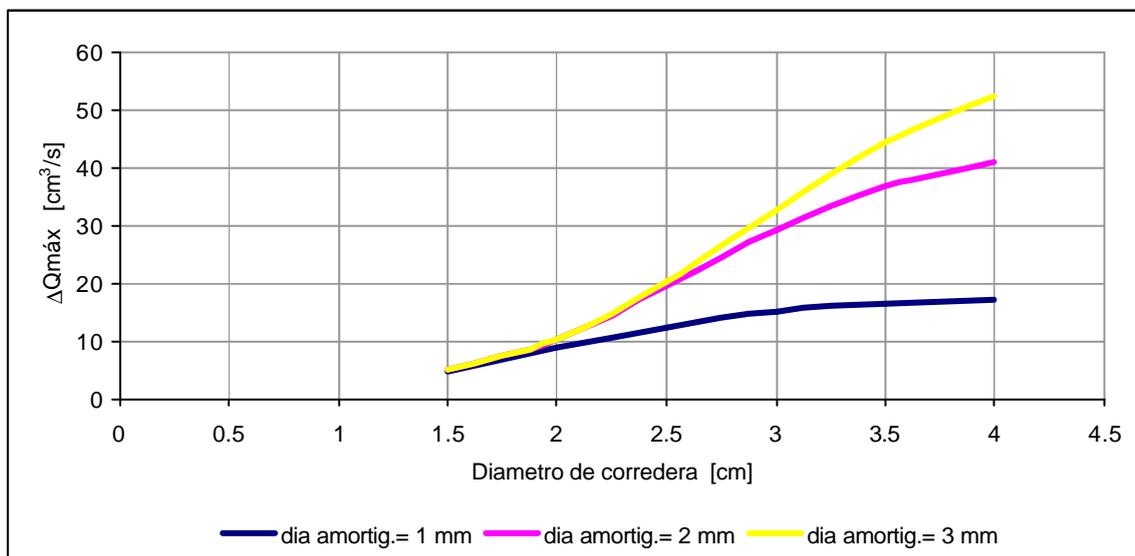


Figura 5-35. $\Delta Q_{m\acute{a}x}$ [cm³/s] vs diámetro de la corredera. [cm].

5) Evaluación de la influencia de las tolerancias entre camisa/corredera.

Hasta este punto los modelos desarrollados y analizados han considerado un diseño de válvula divisora ideal, es decir, sin tolerancias (huelgos) entre las piezas que tienen un movimiento relativo entre si (por ejemplo: camisa/corredera del compensador de carga).

Para evaluar su influencia en el comportamiento de la válvula divisora, el diagrama de Bond graph de la figura 5-10 se ha completado incluyendo elementos resistivos, R , que pueden modelar las fugas a través de conductos anulares entre camisa/corredera consecuencia de las tolerancias de mecanizado.

El parámetro característico de estos elementos R se ha estimado mediante la expresión:

$$R = \frac{24 \cdot \nu \cdot \rho \cdot L}{p \cdot d \left[D_b + D_k \left(1 + \frac{3 \cdot e^2}{2 \cdot d^2} \right) \right]}$$

en donde:

ν , es la viscosidad cinemática del fluido.

ρ , es la densidad del fluido.

L , es la longitud de flujo considerado.

d , es el juego (holguras) entre los diámetros.

e , es la excentricidad entre las piezas (camisa/corredera).

D_b , es el diámetro exterior de la pieza interna (corredera)

D_k , es el diámetro interior de la pieza externa (camisa).

En la figura 5-36 se muestra el diagrama de enlaces completo.

La explotación numérica de este modelo nos permite estimar el orden de las fugas que tienen lugar entre la vía de entrada y las vías de salida, denominadas “fugas internas” y las que tienen lugar entre las cámaras laterales del compensador y la vía de salida, denominadas “fugas secundarias”. En las figuras 5-37 y 5-38, se han cuantificado estas fugas en función de la impedancia equivalente, y su huelgo correspondiente.

Estos gráficos se corresponden a un conducto anular excéntrico (excentricidad = huelgo) y una longitud equivalente de 6 mm. Cabe destacar que las denominadas fugas secundarias son insignificantes si las comparamos con las denominadas fugas internas.

A partir de aquí, las fugas internas las haremos referenciar simplemente, como fugas.

En las figuras 5-39 y 5-40 se muestran las evoluciones temporales de las presiones en las cámaras interior y exterior de las correderas utilizando una configuración C-1 (configuración con orificios de paso circular), y para dos casos extremos:

- a) una configuración con $d = 0 \text{ mm}$ (Sin fugas).
- b) una configuración con $d = 20 \text{ mm}$ (Con fugas).

De ellas se puede observar que solamente cuando no hay fugas (huelgo carcasa/corredera teóricamente nulo), la condición final de equilibrio " $P_1 = P_2$ ", se cumple completamente.

A la vista del grupo de graficas que se muestran a continuación (ver figuras 5-41 a 5-47) podemos deducir que:

a) Para cargas simétricas:

- Si el nivel de fugas es idéntico en ambas ramas, se produce un error de división de caudal nulo. Y el error absoluto entre desplazamientos de los cilindros, también, es nulo (ver figuras 5-41 y 5-42).
- Si los niveles de fugas son significativos y diferentes en ambas ramas, el error de división de caudal es apreciable y en consecuencia, el error absoluto entre desplazamientos de los actuadores aumenta con el tiempo (ver figuras 5-43).

b) Para cargas asimétricas:

- Si el nivel de fugas es idéntico en ambas ramas el error de división de caudal se compensa al cabo de un tiempo, y el error absoluto entre desplazamientos de los cilindros se mantiene constante, una vez compensado el error de división de caudal.

Sin embargo, la magnitud de error absoluto entre desplazamientos es proporcional al nivel de las fugas (ver figuras 5-44 y 5-45).

- Si el nivel de fugas es diferente en ambas ramas, el error de división de caudal tiende a compensarse, pero la influencia de la magnitud de las fugas en combinación con el estado de las cargas puede favorecer o desfavorecer el error absoluto de desplazamientos de los cilindros, tal como se muestra en las figuras 5-46 (combinación favorable) y figura 5-47 (combinación desfavorable).

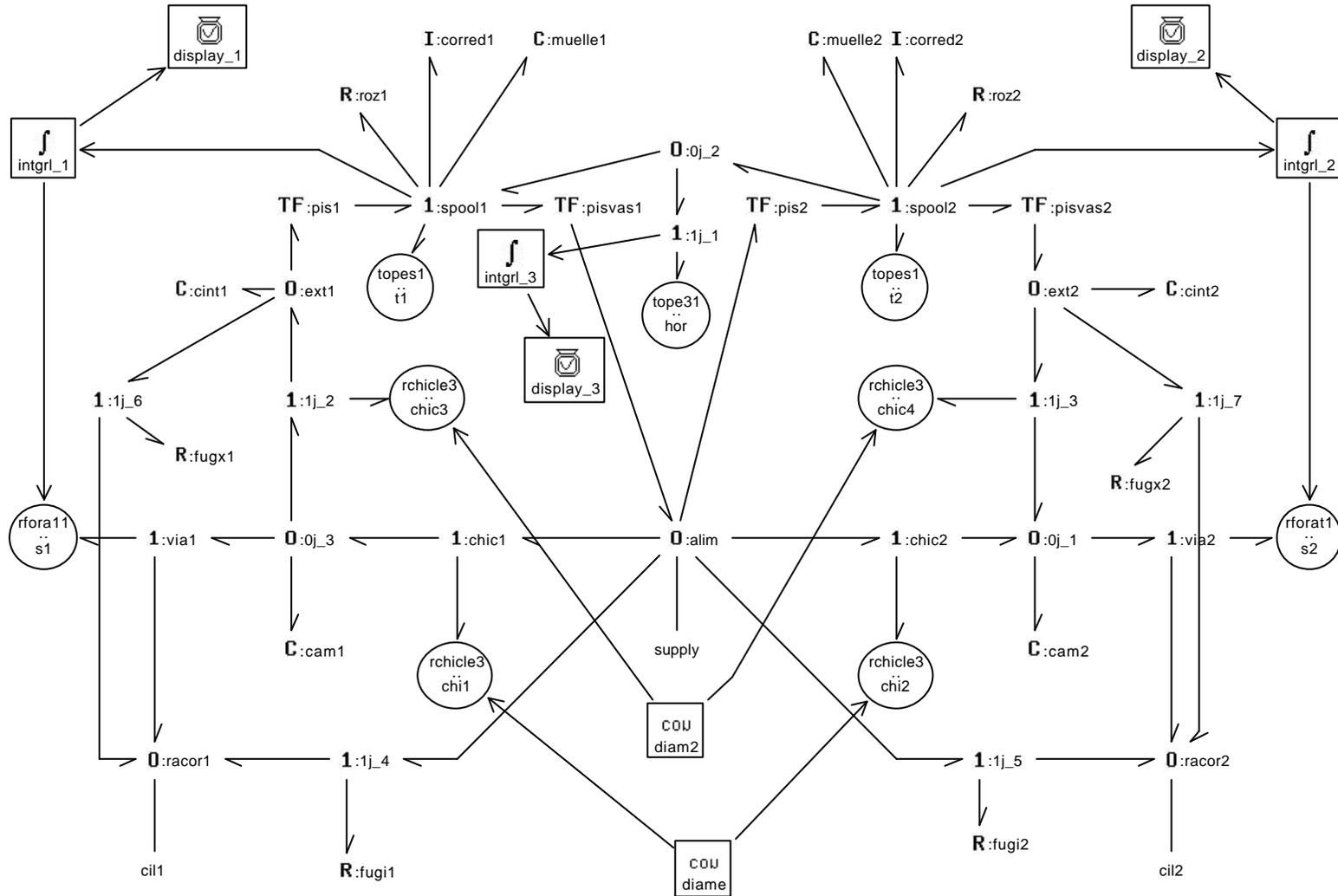


Figura 5-36. Diagrama de enlaces de la válvula divisora con fugas integradas.

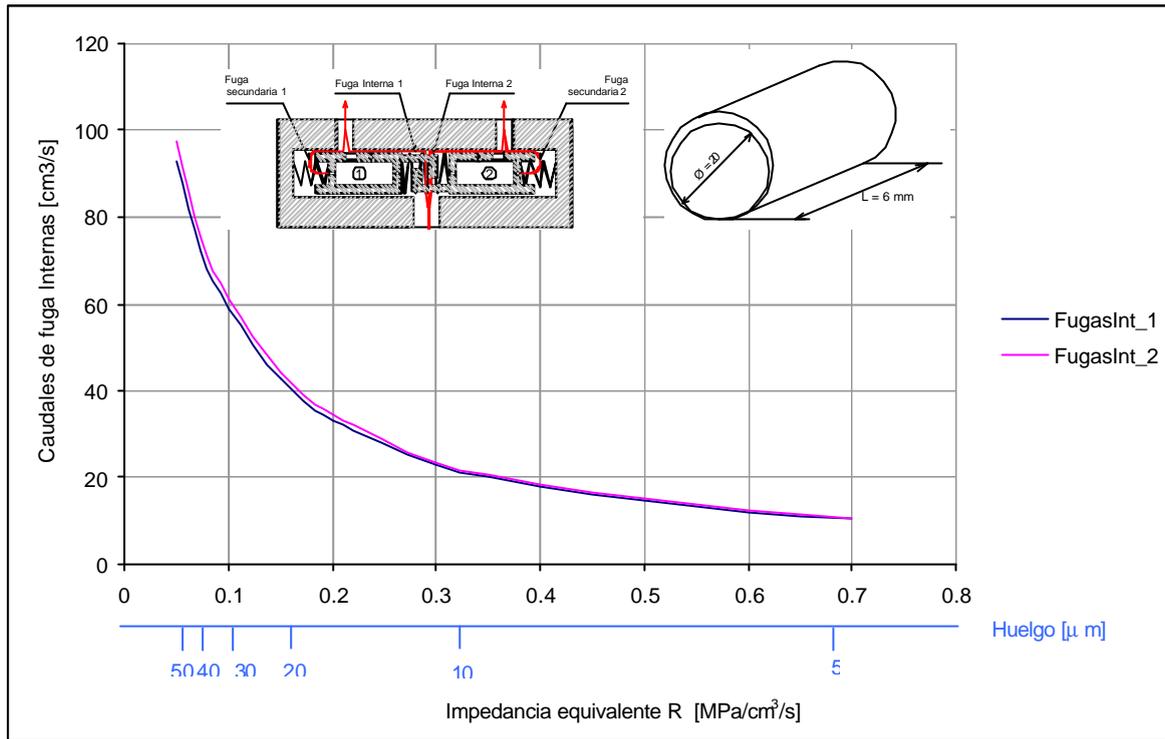


Figura 5-37. Caudales de fugas internas [cm³/s] vs Impedancia equivalente [MPa/cm³/s]; y huelgos [μm].

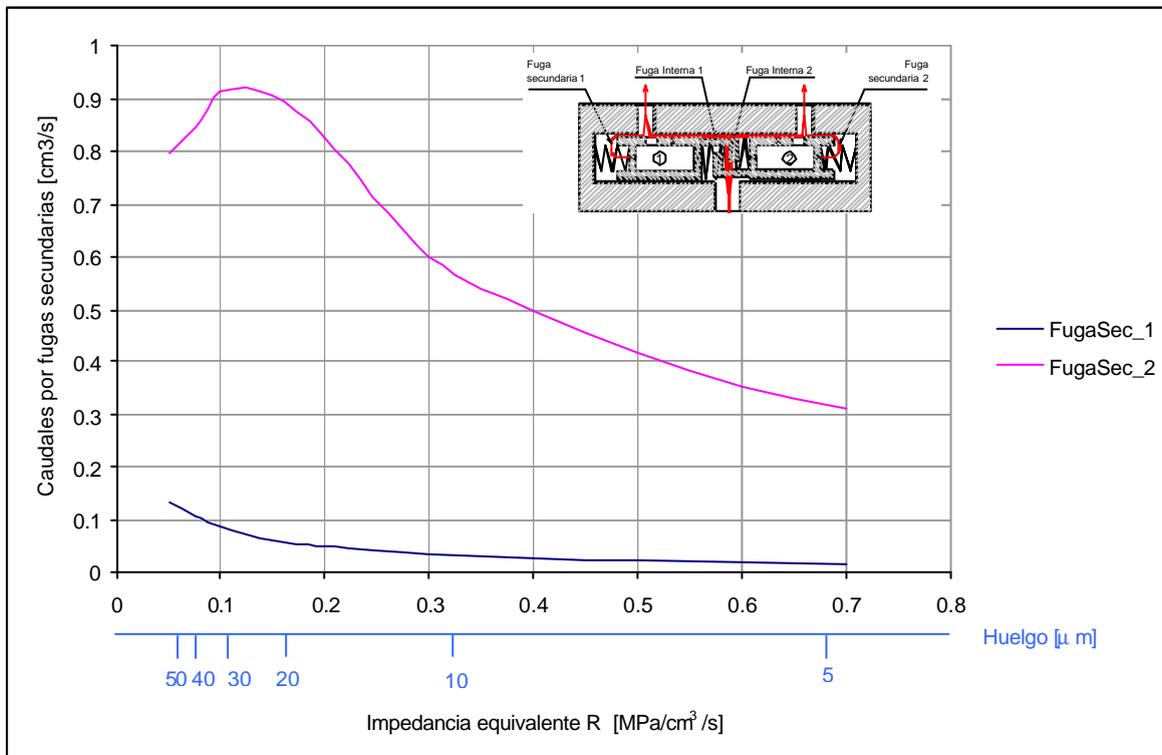


Figura 5-38. Caudales de fugas secundarias [cm³/s] vs Impedancia equivalente [MPa/cm³/s].

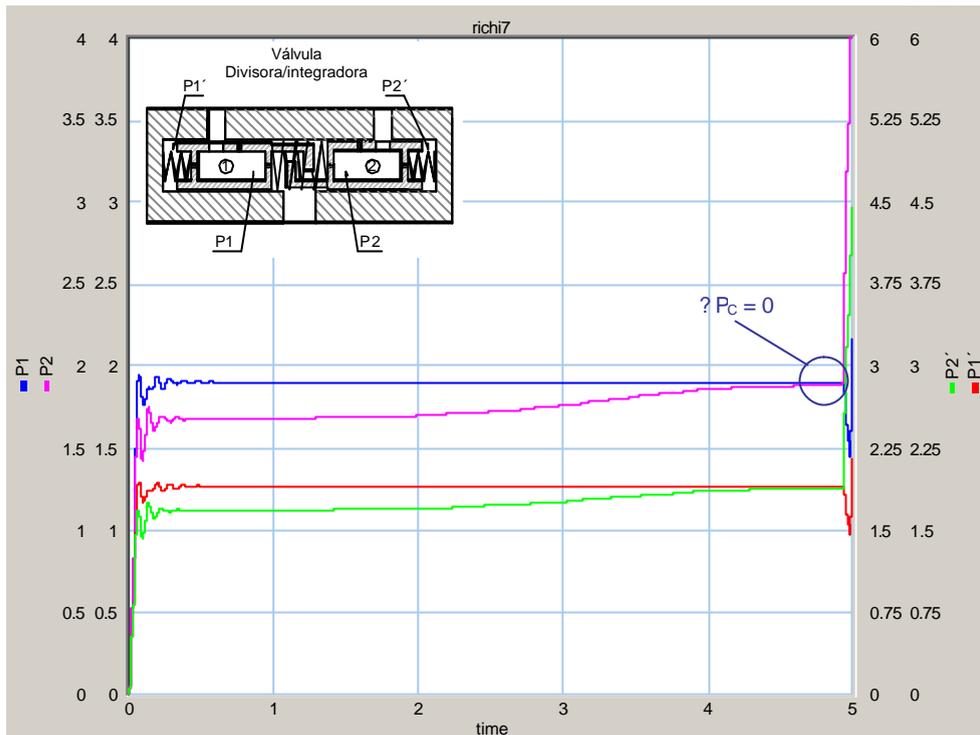


Figura 5-39. Evolución temporal de las presiones. (Sin fugas en el interior de la válvula divisora.).

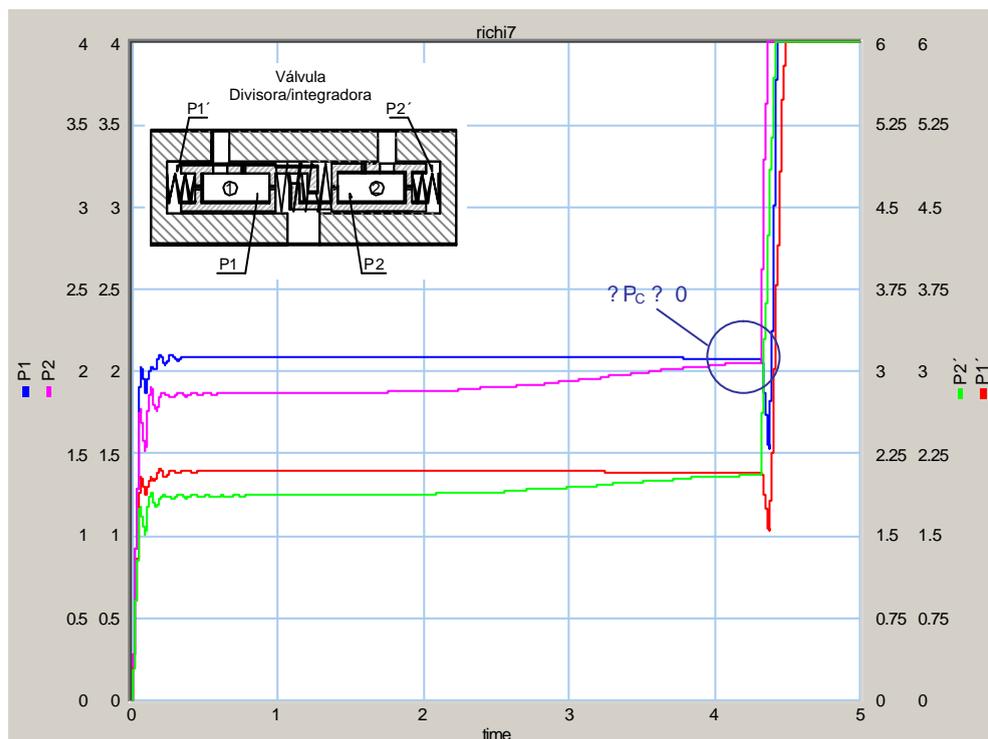


Figura 5-40. Evolución temporal de las presiones. (Con fugas en el interior de la válvula divisora).

Leyendas utilizadas en figuras 5-39 y 5-40.

- P1 [Presión en la cámara interior de la corredera 1: 0 a 4 MPa]
- P2 [Presión en la cámara interior de la corredera 2: 0 a 4 MPa]
- P1' [Presión en la cámara exterior de la corredera 1: 0 a 6 MPa]
- P2' [Presión en la cámara exterior de la corredera 2: 0 a 6 MPa]
- Time [Tiempo de duración del ensayo: 0 a 5 segundos.]

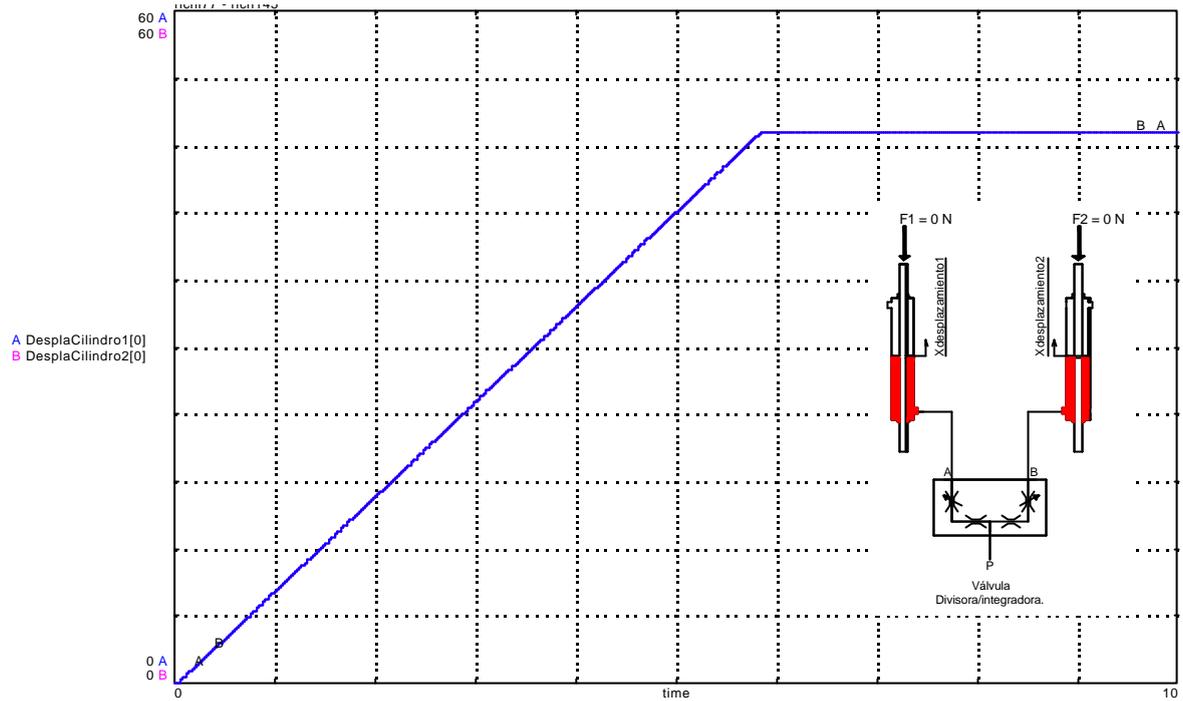


Figura 5-41. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = R_{2B} = 1\text{ MPa/cm}^3/\text{s}$, cargas simétricas 0 N.

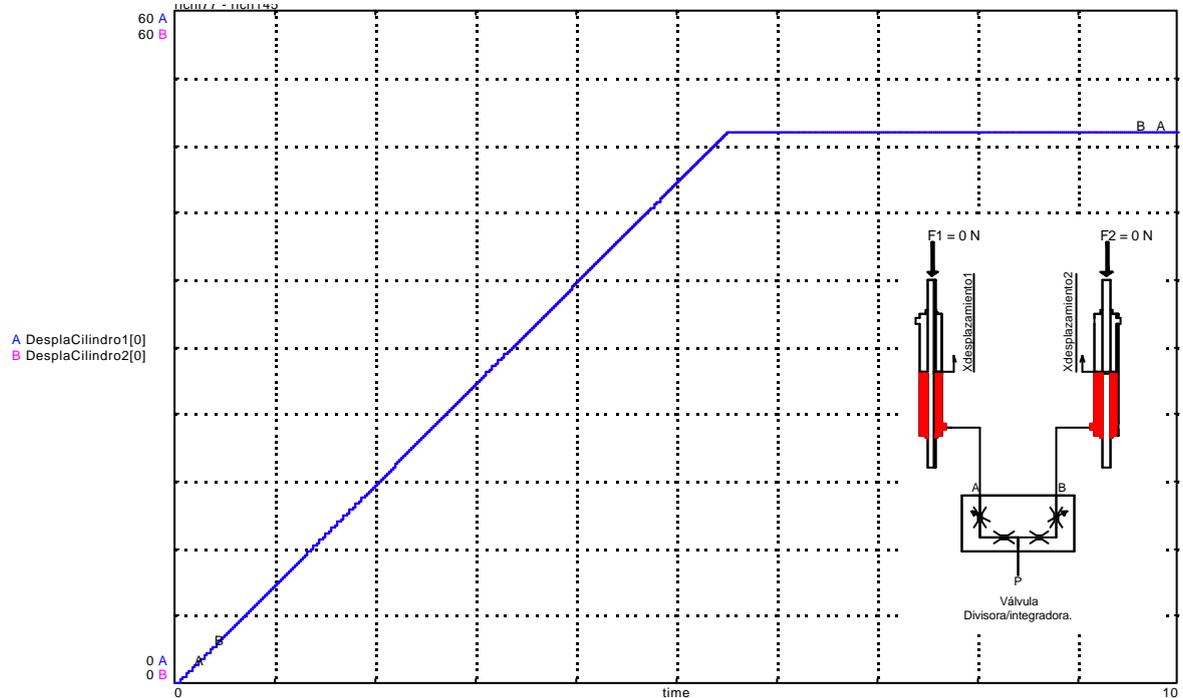


Figura 5-42. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = R_{2B} = 0.2\text{ MPa/cm}^3/\text{s}$, cargas simétricas 0 N.

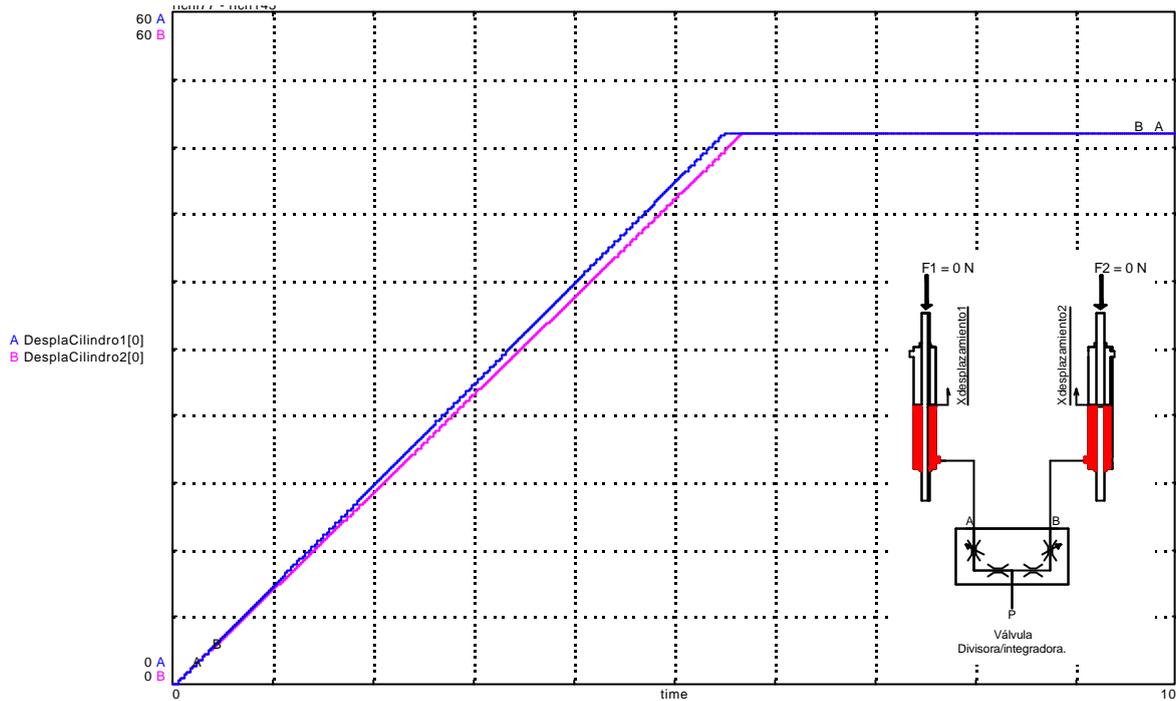


Figura 5-43. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = 0.1$, $R_{1B} = 0.2$ MPa/cm³/s, cargas simétricas 0 N.

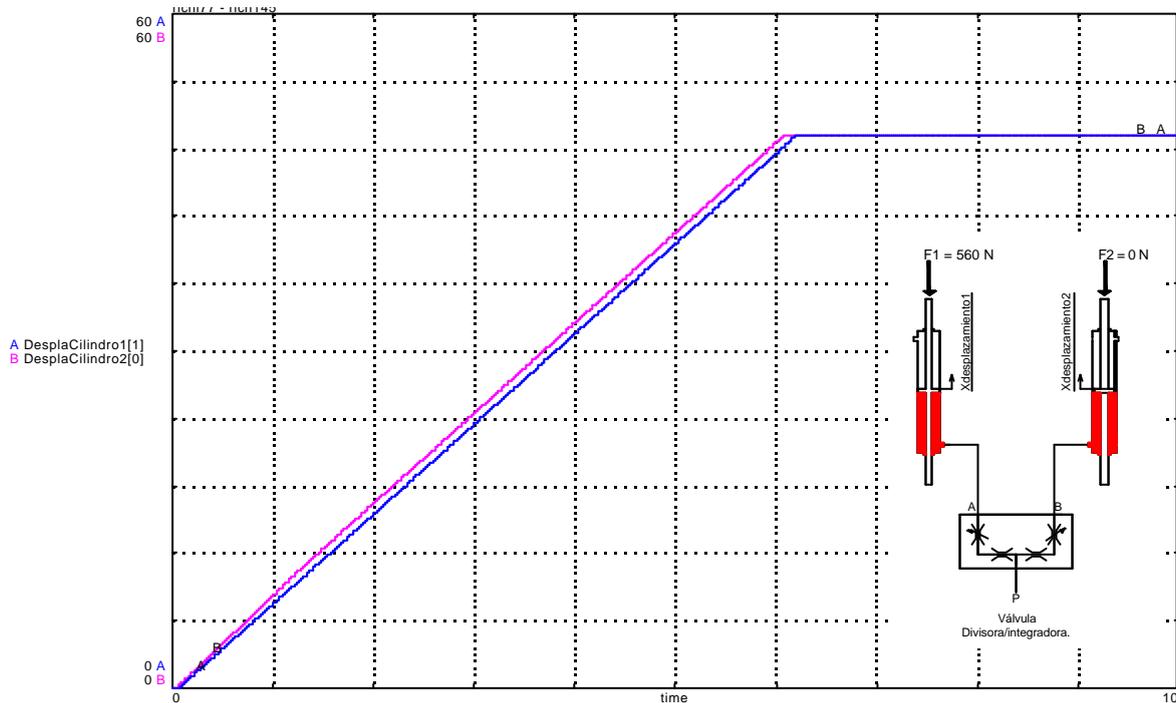


Figura 5-44. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = 0.2$, $R_{1B} = 1$ MPa/cm³/s, cargas asimétricas actuador 1 = 560 N, actuador 2 = 0 N.

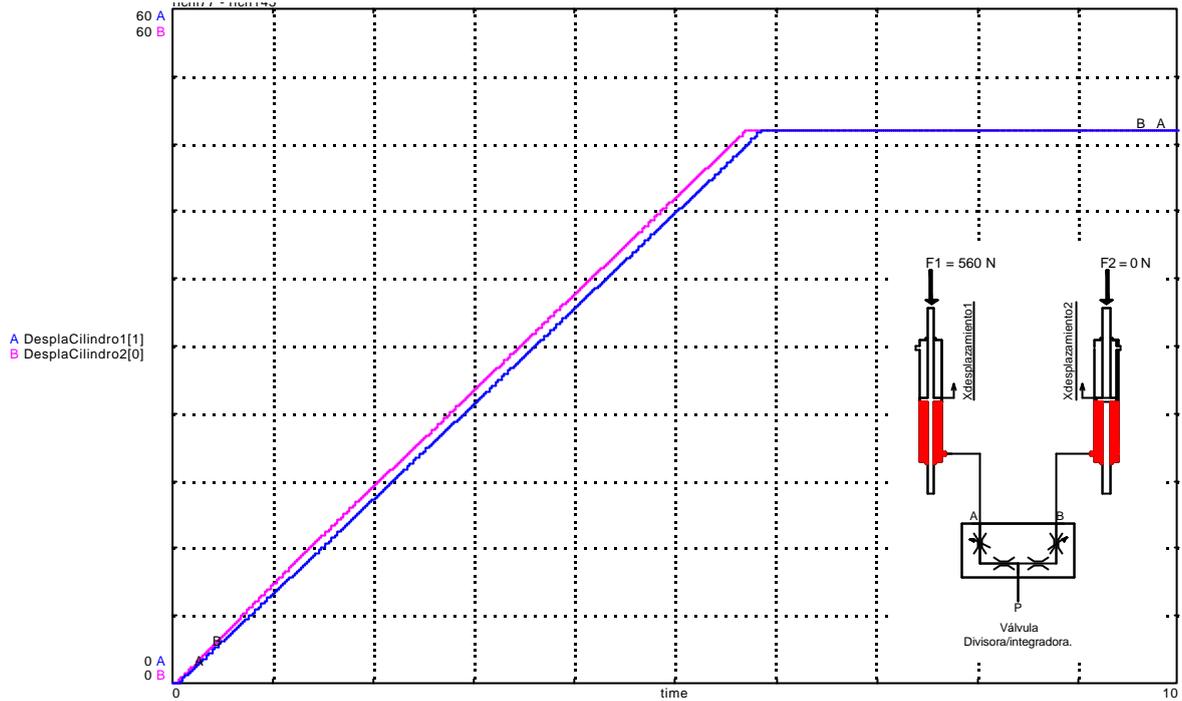


Figura 5-45. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = R_{2A} = 0.2 \text{ MPa/cm}^3/\text{s}$, cargas asimétricas actuador1 = 560 N y actuador2 = 0 N.

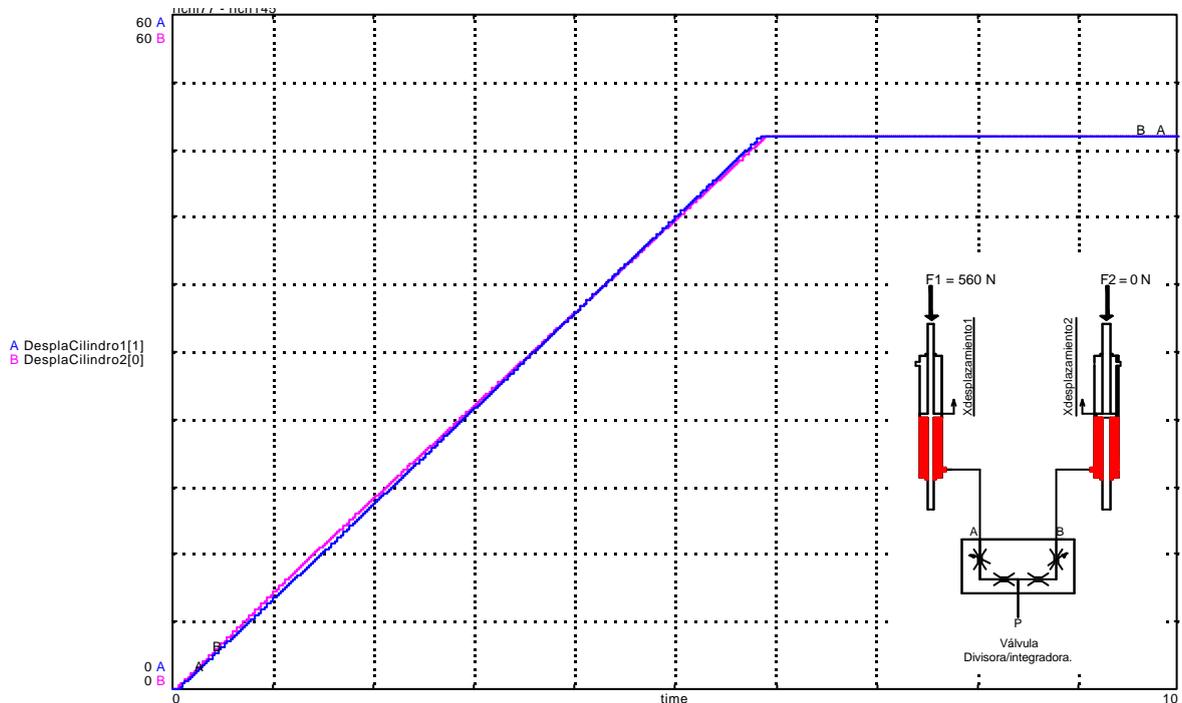


Figura 5-46. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{1A} = 0.2$, $R_{1B} = 0.1 \text{ MPa/cm}^3/\text{s}$, cargas asimétricas actuador 1 = 560 N y actuador 2 = 0 N.

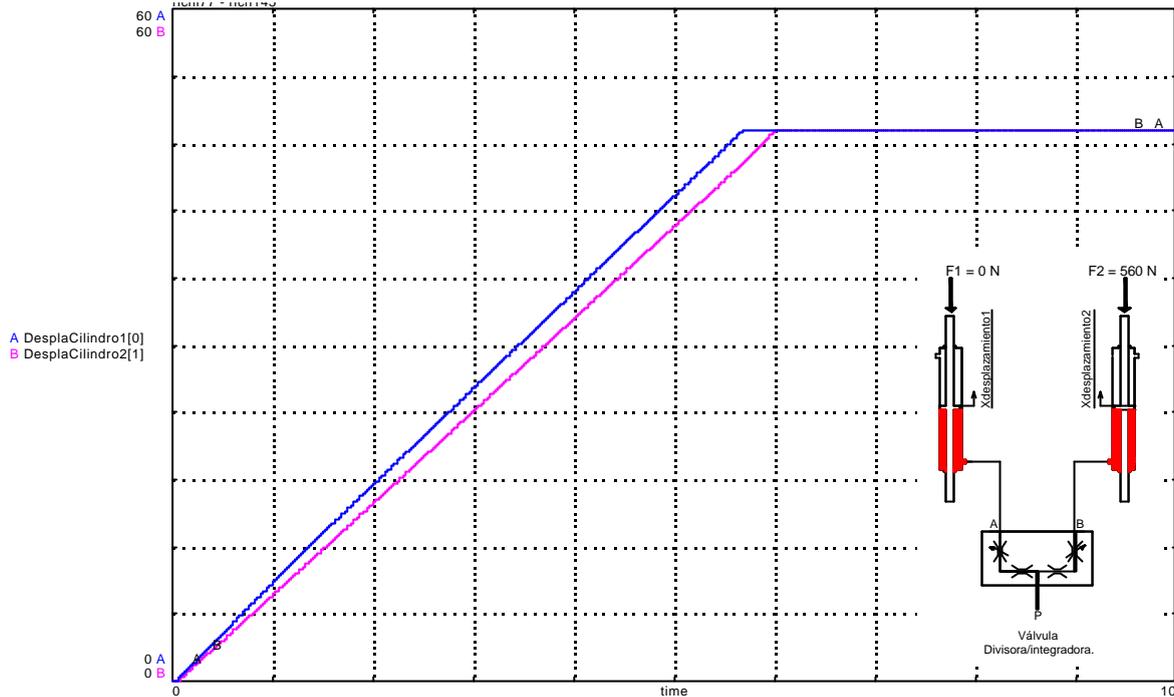


Figura 5-47. Desplazamientos de los cilindros. Impedancia equivalente fugas $R_{fA} = 0.2$, $R_{fB} = 0.1$ MPa/cm³/s, cargas asimétricas actuador 1 = 0 N y actuador 2 = 560 N.

Como resumen global del análisis presentado en este apartado, cabe concluir que la precisión de la válvula divisora depende de dos fenómenos relevantes:

a) Del comportamiento dinámico de carga.

El error de posición, como consecuencia de la respuesta dinámica del compensador a un diferencial de carga es, proporcional al valor de la

$$\text{integral} \int_0^t (Q_1 - Q_2) dt$$

b) De las fugas, consecuencia de las tolerancias de mecanización de las piezas con movimiento relativo (camisa/corredera), se ha constatado que el error de caudal depende en mayor grado del valor relativo de las fugas, que de la propia magnitud de estas.

A título de ejemplo en las figuras 5-48, 5-49 y 5-50 se muestran los resultados de una serie de ensayos numéricos en los que se ponen en relieve la importancia de ambos fenómenos, así como el peso específico de las fugas.

En las figuras 4-51 y 4-52 se muestran unos esquemas en los que se pretende exponer de forma didáctica estos conceptos.

En estos esquemas cabe destacar dos zonas:

- La zona muerta, o zona en donde se desarrolla el comportamiento dinámico del compensador.
- La zona activa o zona donde el compensador tiende a alcanzar prácticamente la nueva posición de equilibrio.

Mientras en la zona muerta, la magnitud del error de posición depende del valor de la integral $\int(Q_1 - Q_2)dt$, en la zona activa, las fugas y su asimetría son factores críticos.

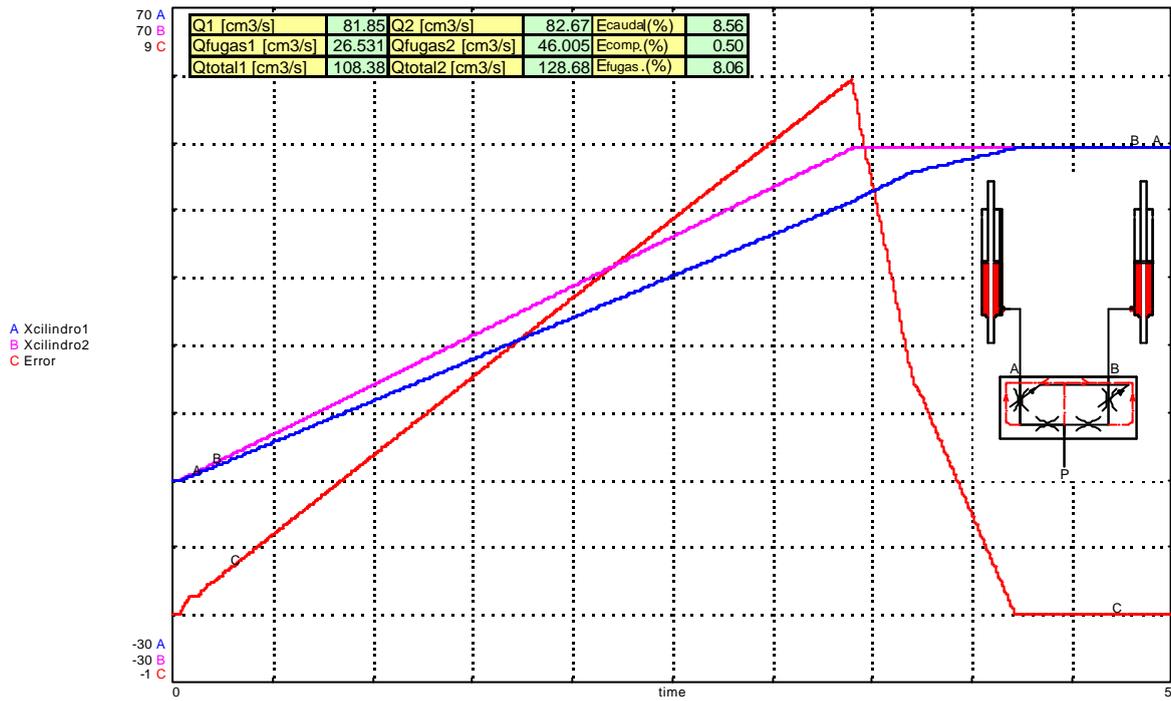


Figura 5-48a. Desplazamiento cilindros para $Fint1 = 0.25$, $Fsec1 = 0.25$ y $Fint2 = 0.15$, $Fsec2 = 0.15$.

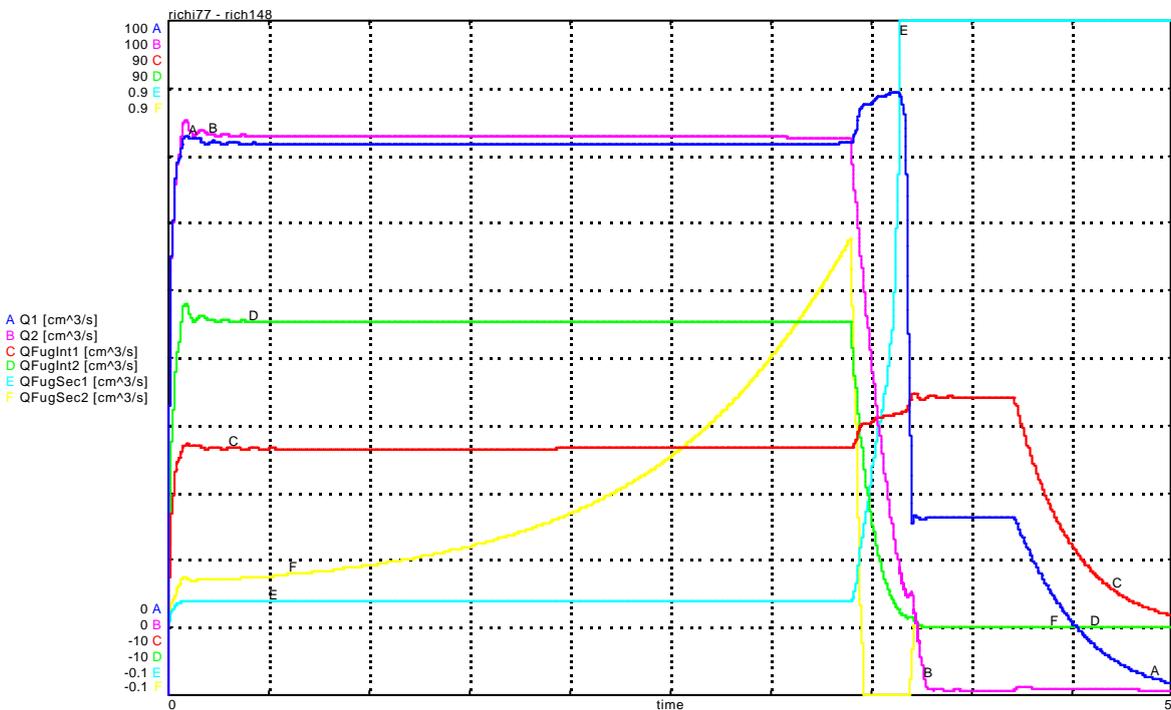


Figura 5-48b. Caudales Q1, Q2 y caudales de fugas.

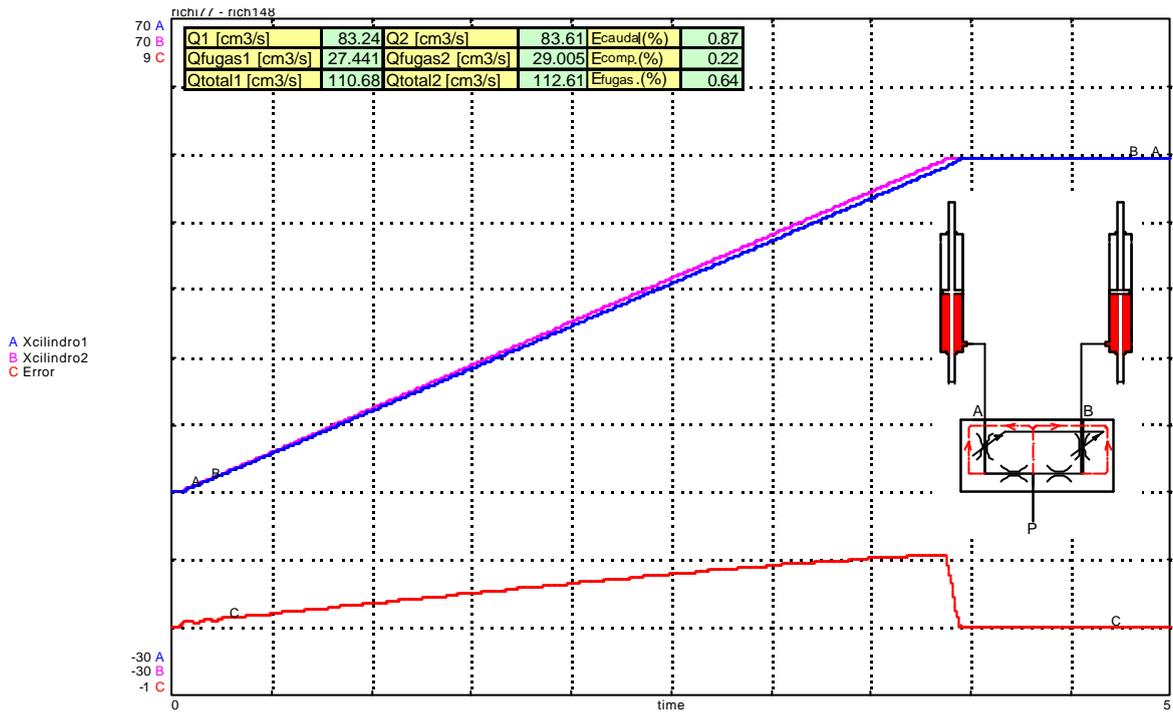


Figura 5-49a. Desplazamiento cilindros para $Fint1 = 0.25$, $Fsec1 = 0.25$ y $Fint2 = 0.25$, $Fsec2 = 0.25$

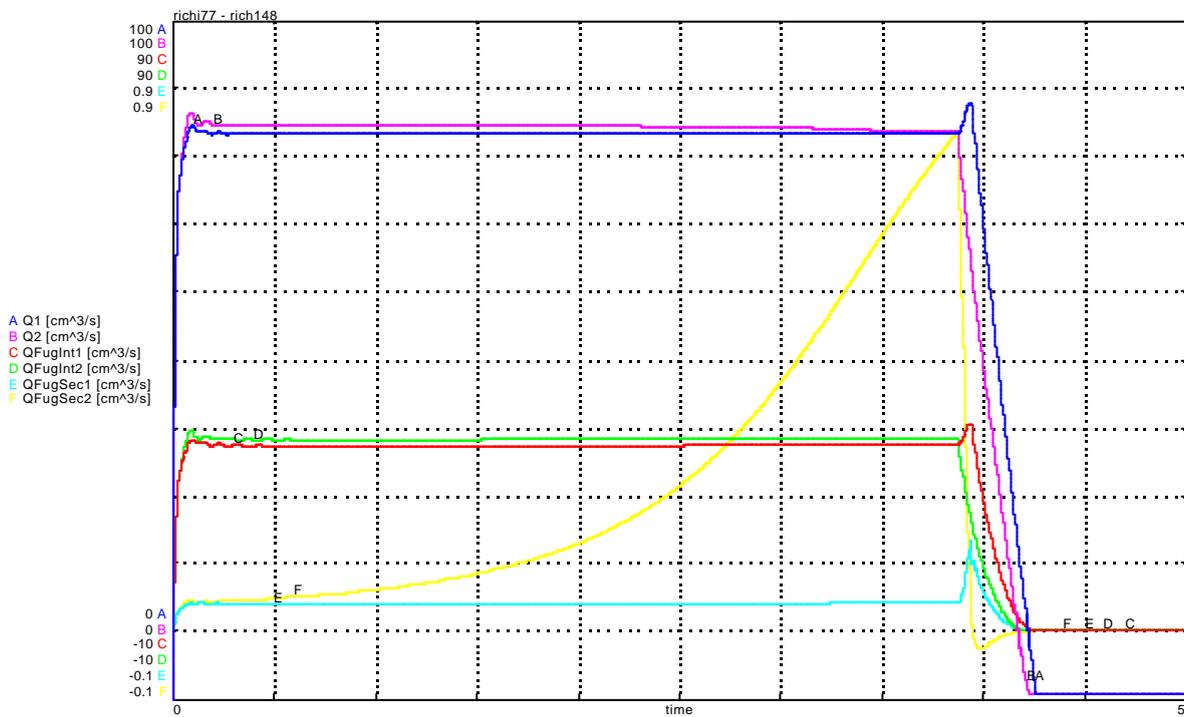


Figura 5-49b. Caudales Q1, Q2 y caudales de fugas

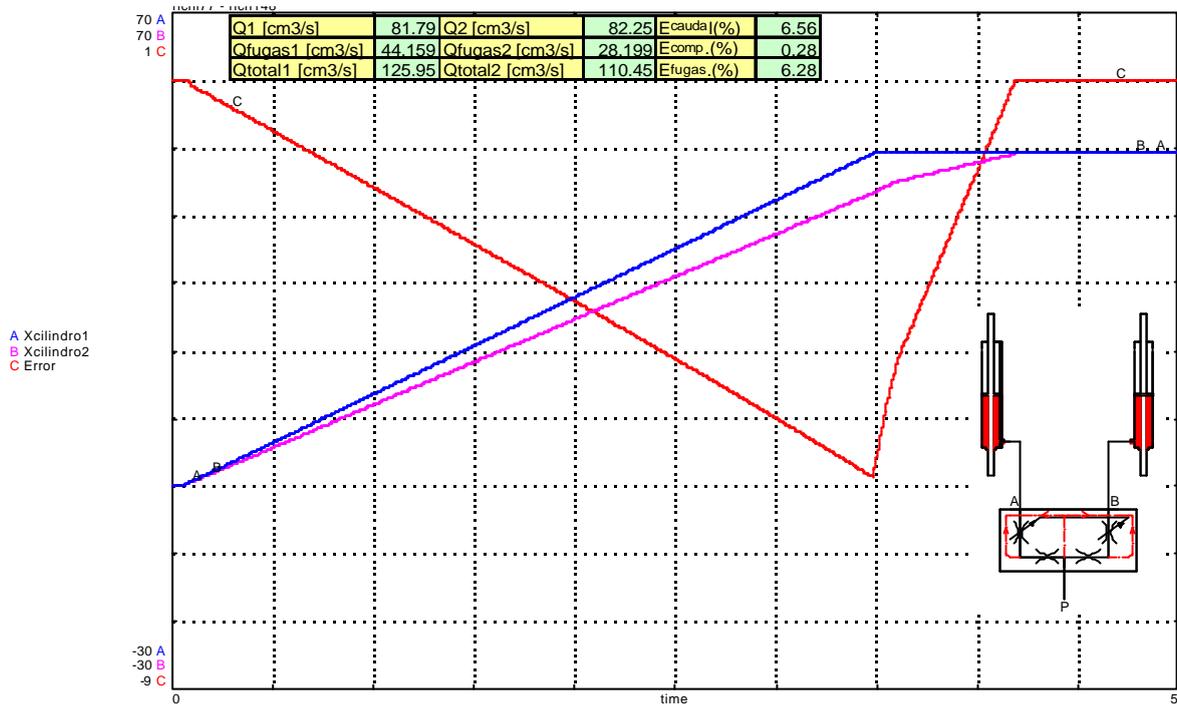


Figura 5-50a. Desplazamiento cilindros para $F_{int1} = 0.15$, $F_{sec1} = 0.15$ y $F_{int2} = 0.25$, $F_{sec2} = 0.25$



Figura 5-50b. Caudales Q1, Q2 y caudales de fugas

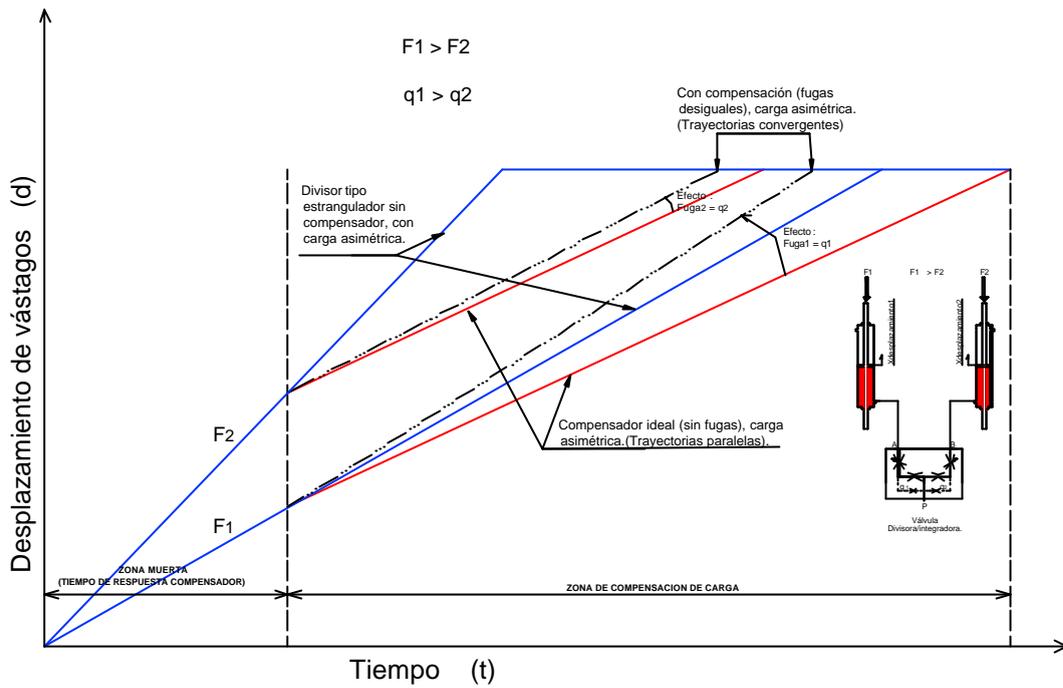


Figura 5-51. Grafico del desplazamiento de los actuadores vs tiempo.

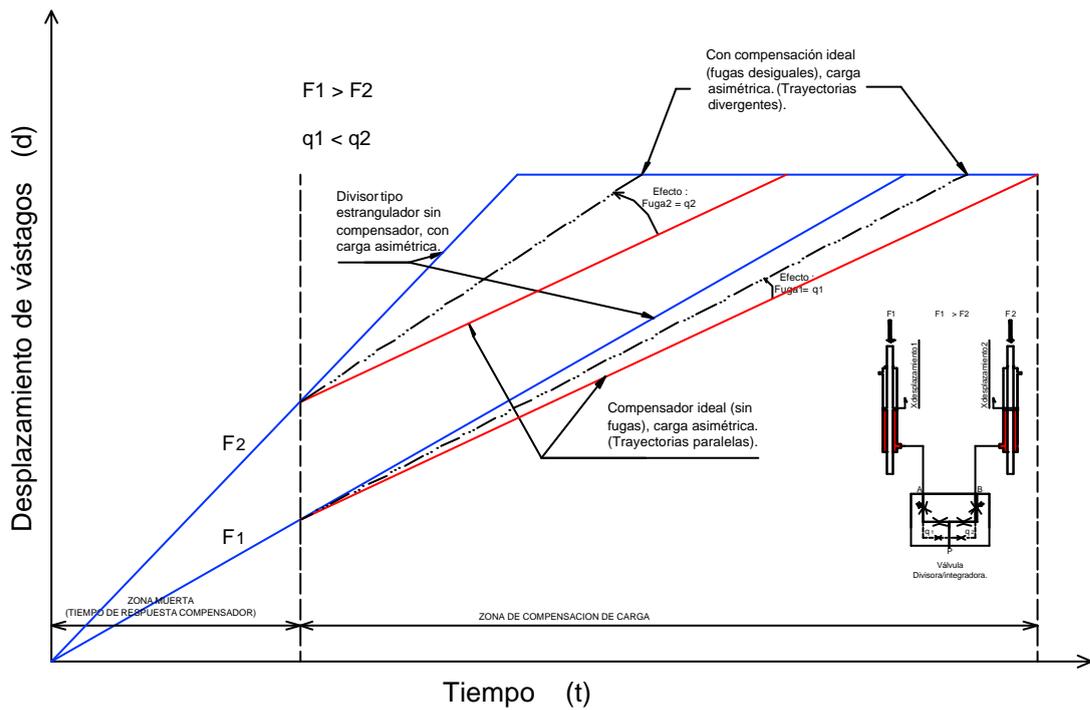


Figura 5-52. Grafico del desplazamiento de los actuadores vs tiempo.

Donde:

q_1 es la cantidad de caudal de fugas del lado A de la válvula que ingresa al actuador 1.

q_2 es la cantidad de caudal de fugas del lado B de la válvula que ingresa al actuador 2.

F_1 es la carga que actúa sobre el actuador 1.

F_2 es la carga que actúa sobre el actuador 2.

d es el desplazamiento de los vástagos de los actuadores.

t es el tiempo.