

## CAPITULO III - ESTADO DEL ARTE.

En este capítulo se resume aquella documentación técnica, (patentes, artículos técnicos, documentos técnicos comerciales, planos, etc.) a la cual hemos tenido acceso y que está relacionada con los divisores de caudal en sus dos tipologías, es decir: Válvula divisora de caudal y divisor rotativo.

Para una mejor exposición, este capítulo se ha desglosado de la siguiente manera:

- a) diseños.
  - Válvulas divisoras de caudal.
  - Divisores rotativos.
- b) estudios teóricos y experimentales.
- c) Otras.

### 3.1 Unidades divisoras lineales.

Las válvulas de sincronización, comúnmente conocidas como válvulas divisoras e integradoras de caudal, son dispositivos oleohidráulicos utilizados para dividir de forma proporcional un caudal procedente de una fuente de alimentación hacia dos o más circuitos de trabajo. Durante las décadas pasadas, muchos investigadores y fabricantes han estado continuamente desarrollando prototipos de válvulas divisoras/integradoras de caudal con la finalidad de mejorar sus prestaciones industriales. En la actualidad, estas válvulas tienen la particular característica de que pueden mantener constante sus caudales de salida, independientemente de la presión de trabajo a que son sometidos sus componentes, con un mínimo error de división, incluso, cuando trabajaban a diferentes rangos de caudal y bajo diversas condiciones y ciclos de trabajo. A continuación se presenta un análisis crítico de aquellas válvulas divisoras desarrolladas hasta hoy y que por sus prestaciones, diseños y aplicaciones comerciales se consideran de mayor importancia e interés para este estudio.

En la tabla 3-1 se muestran los registros y procedencia de la documentación encontrada para la realización de este análisis, en particular, patentes. Análogamente en la tabla 3-2, se incluyen los registros técnicos con que algunas empresas fabricantes identifican este tipo de válvulas.

Dispositivo Divisor	Año	Referencia	Nombre descriptivo de la Invención
1	1966	US 3,437,103	Flow control valve
2	1968	US 3,370,213	Automatic flow diverter valve.
3	1971	US 3,554,213	Flow control valve.
4	1971	US 3,590,844	Device for dividing.
5	1972	US 3,674,047	Device for dividing the flow of liquid into two parts.
6	1973	BP 1,320,812	
7	1975	US 3,924,650	Fluid flow divider valve.
8	1976	US 3,955,473	Power steering with proportional flow divider.
9	1978	US 4,121,601	Flow compensated divider valve.
10	1983		Sinchronization valve
11	1984	US 4,465,089	Flow divider and combiner for traction valve.
12	1985	US 4,531,536	Flow divider combiner valve.
13	2001	US 6,289,917	Proportional flow divider valve.

Tabla 3-1. Algunas patentes de válvulas divisoras analizadas.

Dispositivo divisor	Referencia	Nombre descriptivo de la invención
1	Pedro Roquet,S.A.	Divisor de caudal
2	Mannesmann Rexroth	Flow divider type MH2FA
3	Command controls corp.	Flow divider/combiner valve, type spool.
4	Buscher Hydraulics	Flow dividers type MTDA.

Tabla 3-2. Algunas empresas fabricantes de válvulas divisoras estudiadas.

### 3.1.1 Válvulas divisoras de caudal.

#### 3.1.1.1 Dispositivo divisor No. 1

Desde las décadas pasadas muchos autores han estado investigando y diseñando dispositivos divisores de caudal con diversos grados de aceptación. Los primeros divisores construidos fueron aplicados exclusivamente en la industria automotriz y estaban destinados a:

- Controlar manualmente diferentes caudales demandados por dos o más circuitos de trabajo (no necesariamente funcionando de manera simultánea) desde una misma fuente de alimentación.
- Dividir automáticamente un caudal suministrado desde una misma fuente de alimentación en dos o más caudales que, a su vez, se conectan a diferentes circuitos de trabajo que funcionan de manera no simultánea.
- Recibir un caudal desde una misma fuente de alimentación y dividirlo de forma regulada hacia dos circuitos de trabajo (funcionando al mismo tiempo) con prioridad. Es decir, que la válvula divisora, de ser necesario, está programada para suministrar todo el caudal que recibe desde el puerto de alimentación y priorizarlo hacia el circuito que requiere de mayor caudal en detrimento del circuito de menor caudal.
- Dividir un caudal de forma proporcional hacia dos circuitos que trabajan de forma simultánea, tal como se muestra en la figura 3-1.

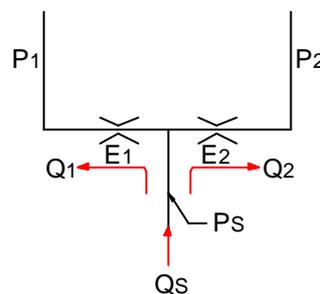


Figura 3-1. Esquema oleohidráulico del dispositivo divisor No. 1.

Este primer prototipo de válvula divisora, presenta un elevado error de división. El error originado durante la división del caudal, es atribuido principalmente a:

- Los diferenciales de presión a través de sus orificios fijos. Estos diferenciales de presión se originan por las cargas aplicadas entre los puertos de salida del divisor.
- La Influencia de la temperatura de trabajo y por ende en la viscosidad del aceite.

### 3.1.1.2 Dispositivo divisor No. 2.

V. A. Nelson (1968) propone una válvula divisora de caudal automática que está conformada, básicamente, por dos estranguladores fijos  $E_1$ ,  $E_2$  y dos estranguladores variables  $Z_1$  y  $Z_2$  conectados en paralelo, tal como se muestra en los esquemas de la figura 3-2. Los estranguladores variables son ajustados de forma automática como consecuencia del movimiento axial de una corredera  $C$ . La corredera es pilotada por el diferencial de presión provocado por las cargas existentes entre los circuitos de trabajo conectados a los puertos de salidas 2 y 3 del divisor. Cuando  $P_1$  es mayor que  $P_2$ , el diferencial de presión ( $\Delta P = P_1 - P_2$ ) desplaza axialmente la corredera  $C$  hacia el lado derecho, en dirección de la cámara sometida a menor presión,  $P_2$ . Este movimiento permite, variar la sección de paso de los orificios  $Z_1$  (abre) y  $Z_2$  (cierra), compensando en caudal el lado cargado con mayor presión y estrangulando, simultáneamente, el orificio variable con menor presión. La dinámica del sistema nos lleva a la condición asintótica  $Q_1 = Q_2$ .

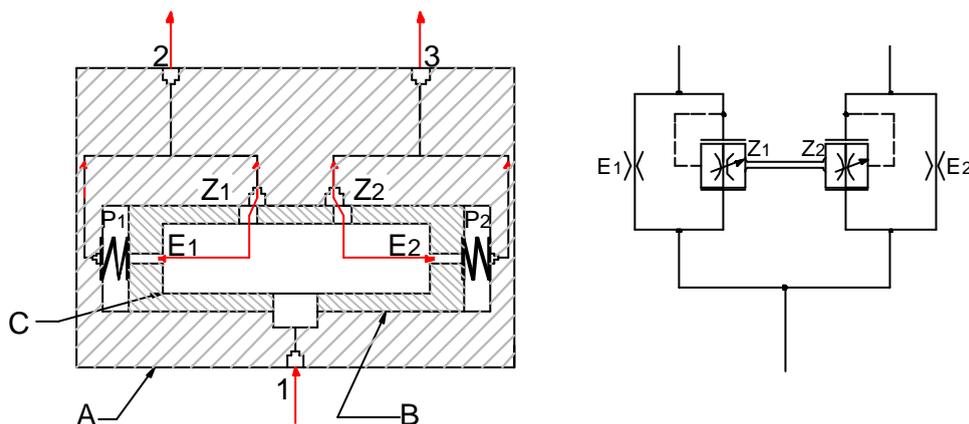


Figura 3-2. Esquemas del dispositivo No. 2.

#### Ventajas:

- El dispositivo aprovecha el desequilibrio provocado por el diferencial de presión entre  $P_1$  y  $P_2$  para entregar un caudal dividido de forma automática y proporcional.
- Sintetiza uno de los primeros esfuerzos desarrollados para reducir los costes de los equipos oleohidráulicos, utilizando una misma fuente de alimentación para accionar dos circuitos de trabajo.

#### Desventajas:

- Fugas internas
- El dispositivo funciona solamente como divisor de caudal.
- Influencia de las fuerzas fluidodinámicas internas.
- Bloqueo diferencial (Differential lock). El bloqueo diferencial aparece cuando se origina un excesivo aumento del diferencial de presión entre las cámaras finales  $P_1$  y  $P_2$  de la corredera. El dispositivo estrangula completamente el conducto de salida hacia el puerto conectado al circuito con menor presión. Este fenómeno hidráulico se produce con frecuencia, por ejemplo, cuando uno de los cilindros conectados a los puertos de salida del divisor alcanza su máxima carrera de trabajo mucho antes que el otro cilindro. Técnicamente se genera con ello un “error de final de carrera”.

#### Aplicaciones:

- Este divisor fue ideado con el objetivo de suministrar caudal, de forma simultánea, a mecanismos de elevación en vehículos pesados y para su aplicación en trenes diferenciales de vehículos accionados por motores oleohidráulicos.

### 3.1.1.3 Dispositivo divisor No. 3.

G. T. Presley (1978), introduce una válvula divisora de caudal compensada (figura 3-3), en la cual, el caudal es admitido por el puerto de entrada 1 y sale de forma dividida por los puertos de salida paralelos 2 y 3. A diferencia de su antecesor, este dispositivo está conectado hidráulicamente en serie, (ver fundamentos teóricos en el capítulo IV) y su funcionamiento es similar al dispositivo descrito en el apartado anterior.

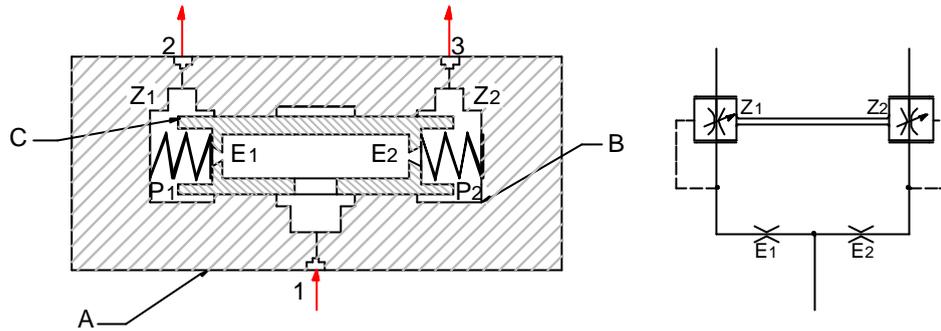


Figura 3-3. Esquema del dispositivo No. 3.

#### Ventajas:

- Introduce una geometría especial en los orificios fijos  $E_1$  y  $E_2$ , y prevé futuras prestaciones como válvula integradora de caudal.
- Presenta ventajas significativas al conectar sus orificios en serie con respecto al conexionado en paralelo. (Estudio realizado en el capítulo IV).

#### Desventajas:

- Fugas internas, que requieren de un mecanizado con alto grado de acabado para minimizar estas fugas.
- Influencia de las fuerzas fluidodinámicas internas.
- Influencia de la temperatura.

#### Aplicaciones:

- El dispositivo es utilizado para el accionamiento de los sistemas de rodamientos diferenciales de las ruedas traseras de vehículos accionados oleohidráulicamente.

### 3.1.1.4 Dispositivo divisor No. 4.

M. B. Tauger (1972), patentó el dispositivo divisor de caudal que se aprecia en la figura 3-4. La válvula presenta un funcionamiento similar al del dispositivo No. 3, es decir, orificios conectados en serie. No obstante, Tauger elimina el bloqueo diferencial que el divisor de Presley presenta. Para esto, incorpora un estrangulador hidráulico X (by-pass), que conecta, permanentemente, los conductos que conducen hacia los puertos de salida 2 y 3.

#### Ventajas:

- El dispositivo divisor incorpora un novedoso by-pass permanente X, el cual compensa considerablemente el error de división de caudal producido en la válvula divisora. Un estrangulador hidráulico, conectado entre los puertos de salida del divisor, permite que parte del caudal que entra a la válvula por el circuito de mayor presión, fluya libremente hacia el circuito de menor presión, compensando en caudal de forma instantánea el error producido en la división.

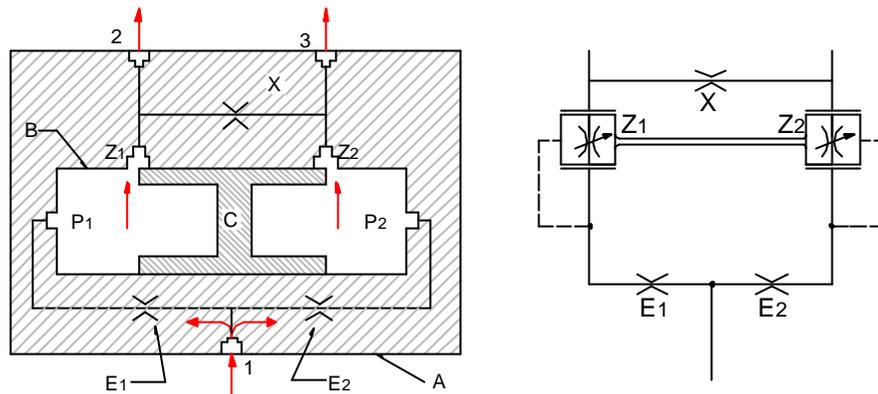


Figura 3-4. Esquema del dispositivo divisor No. 4.

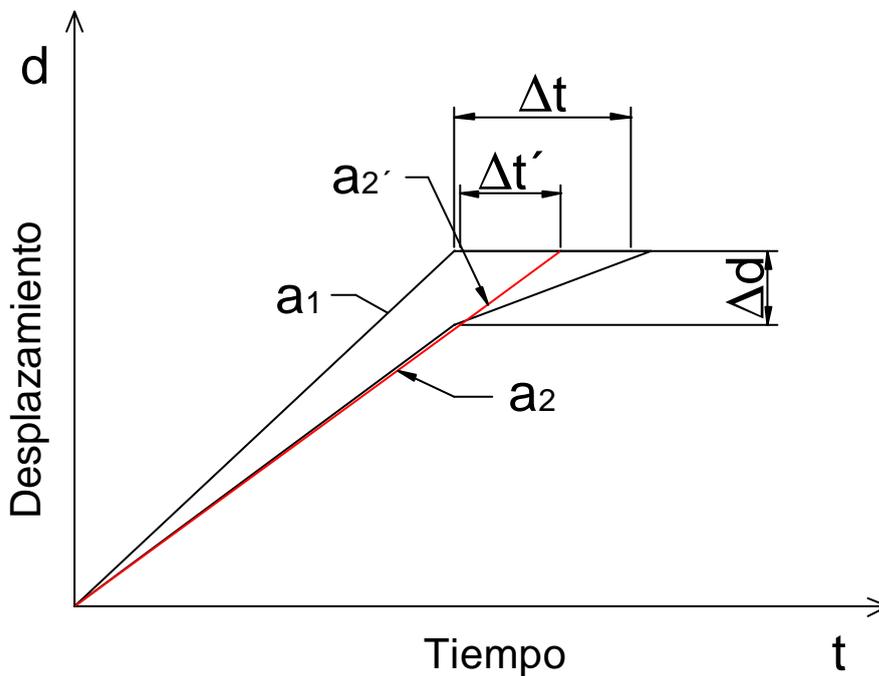


Figura 3-5. Desplazamiento vástago ambos cilindros en función del tiempo.

- Elimina el error de final de carrera. Este error se produce frecuentemente en el caso del sincronizado de dos cilindros  $a_1$  y  $a_2$  (ver

grafico de la figura 3-5). Por ejemplo, si el actuador  $a_1$  alcanza su final de carrera antes que el actuador  $a_2$ , se produce un aumento excesivo e instantáneo en la presión de la cámara  $P_1$  del interior del divisor, esta presión ocasionará un brusco desplazamiento de la corredera  $C$  hacia el lado derecho de la válvula, provocando el bloqueo del caudal que pasa por el orificio de estrangulación variable  $Z_2$  que, a su vez, alimenta al cilindro actuador  $a_2$  por medio del puerto de salida 3. Este bloqueo produce la caída de la pendiente en la curva de velocidad de  $a_2$ , tal como se aprecia en el grafico  $d - t$  de la figura 2-5. Tauger, con la incorporación de su estrangulador hidráulico permanente  $X$ , permite que dicho caudal bloqueado en  $Z_2$ , sea compensado con el paso del caudal desde  $Z_1$  (completamente abierto) hacia el puerto 3 por medio del estrangulador  $X$ , permitiendo que el cilindro  $a_2$  complete su recorrido.

Desventajas:

- Fugas internas.
- Requiere de un buen acabado superficial.

Aplicaciones:

- El sistema fue utilizado inicialmente en el sincronizado en velocidad de motores oleohidráulicos utilizados en los mandos y accionamientos oleohidráulicos de aviones.

### 3.1.1.5 Dispositivo divisor No. 5.

D. J. Parquet (1975), introduce un sistema antibloqueo en una válvula divisora de caudal. El dispositivo divisor recibe el caudal de entrada por medio del puerto 1 y fluye en dos direcciones (tal como se indica con las flechas en el esquema de la figura 3-6) hacia los puertos de salidas 2 y 3, ubicados en el lado opuesto del cuerpo del divisor A. Esta válvula es similar a los dispositivos divisores predecesores, los cuales, disponen de dos pares de orificios fijos y variables conectados en serie y, además, incorpora una modificación que impide el bloqueo diferencial. Es evidente que durante ese bloqueo, los elementos de trabajo (actuadores o motores rotativos), no recibirán ningún caudal para su funcionamiento. Experimentalmente se ha comprobado que, aparte de generar errores en la división del caudal, este brusco

bloqueo diferencial puede llegar a causar cavitación en los elementos actuadores o daños irreversibles en la bomba o en los elementos conectores del sistema. En previsión de evitar este fenómeno oleohidráulico, Parquet practica adicionalmente un par de orificios variables  $Z'$ , que garantizan, en caso de producirse este fenómeno, que una cantidad suficiente de caudal continúe fluyendo libremente hacia el puerto de salida bloqueado.

Ventajas:

- El divisor permite eliminar el bloqueo diferencial producido en el interior del divisor cuando se produce, por ejemplo, el error de final de carrera.

Desventajas:

- Fugas internas.
- Influencia de las fuerzas fluidodinámicas en la válvula.
- Influencia de la temperatura.

Aplicaciones: Equipos pesados de carga, plataformas y transportadores.

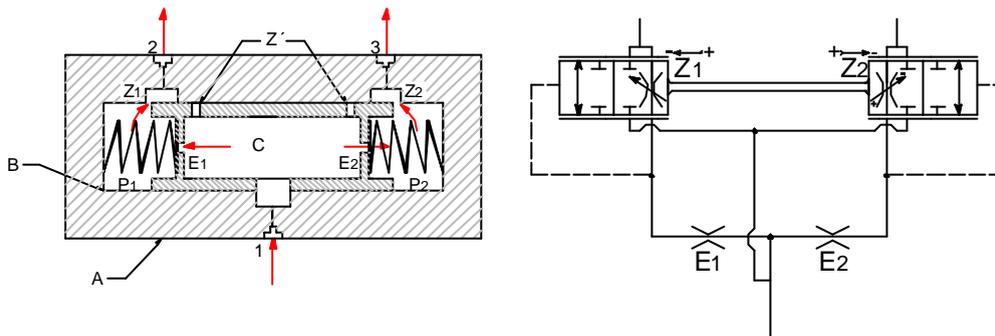


Figura 3-6. Esquema del dispositivo divisor No. 5

### 3.1.1.6 Dispositivo divisor No. 6 de alta precisión.

Lumitomo B.P.S. (1973), presenta un divisor con realimentación mecánica. Este diseño (figura 3-7), propone un incremento complementario en el área de la corredera que provoca una disminución en el error de división. Este incremento de área resulta de aumentar el área efectiva mediante la introducción de una “segunda corredera de compensación”, la cual detecta las diferencias de presión entre  $P1'$  -  $P2'$ . Esta presión es transferida a la válvula principal C mediante una barra rígida M de realimentación que, a su vez, permite amplificar la fuerza produciendo con ello una reducción de la fuerza de flujo. De esta manera, el error de división producido por efecto directo de las fuerzas hidrodinámicas en la corredera principal

C es minimizado. Este diseño incorpora un dispositivo que permite amplificar la fuerza necesaria para mover la corredera de compensación.

A diferencia de los otros diseños, donde la corredera se mueve por la acción de la presión diferencial, aquí la presión entra por una segunda corredera y su fuerza es realimentada a la primera corredera mediante una barra rígida M.

Ventajas:

- La introducción de una segunda etapa o una corredera adicional, permite disminuir el error en la división de caudal originadas por el diferencial de presión debido a las cargas. Al aumentar la fuerza total sobre las correderas, los esfuerzos de rozamiento y las reacciones fluidodinámicas quedan minimizadas.

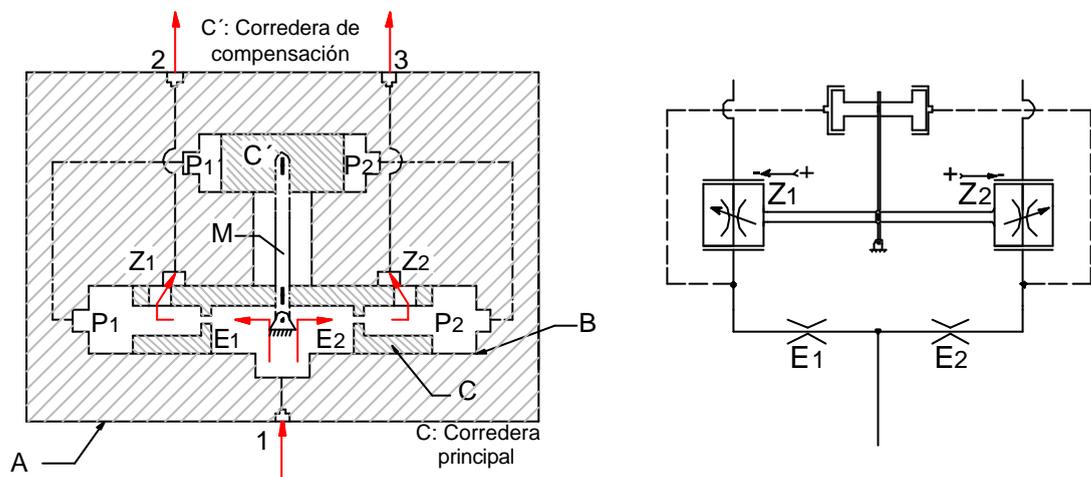


Figura 3-7. Dispositivo divisor No. 6.

- Reduce la influencia de las fugas internas, de forma que reduce la necesidad de un mecanizado de alta precisión de sus componentes durante su fabricación.

Desventajas:

- Incrementa el coste de fabricación al utilizar dos correderas y una barra de enlace para realizar el control.

Aplicaciones:

- Por su pequeño error de división, queda limitada su utilidad a aplicaciones de sincronizado de alto grado de precisión y exactitud, tales como equipos militares o de la industria aeronáutica.

### 3.1.1.7 Dispositivo No. 7 (divisor de dos etapas y alta precisión).

B. Y. Ladenzon (1971), propone un dispositivo divisor de caudal compuesto de dos etapas. Este divisor (figura 3-8) es otro intento de controlar la condición de equilibrio de la corredera principal como consecuencia de las fuerzas de flujo que se originan cuando el caudal fluye a través de los restrictores de sección variable (experimentalmente esto se produce a caudales mayores de 30 l/min). El dispositivo está compuesto de una corredera principal C, colocada hidráulicamente en serie con una corredera complementaria C' que reciben el caudal por el puerto de entrada 1 y lo entregan, proporcionalmente dividido, por los puertos de salidas 2 y 3. En su primera etapa, el divisor funciona con el diferencial de presión de la misma forma que los divisores descritos en los anteriores apartados, de forma que coloca en serie un orificio estrangulador de sección fija con otro estrangulador de sección variable. En una segunda etapa, se ubica una corredera C' que está conectada con los puertos de salidas 2, 3. Ambas etapas están interconectadas por dos conductos internos. Si la presión en los canales externos conectados a los puertos de salida es desigual, producirá un diferencial de presión entre las cámaras  $P_1'$ ,  $P_2'$  que originarán un movimiento axial de ambas correderas en dirección de las cámaras de menor presión. Pero la corredera C' en su movimiento estrangulará y abrirá, simultáneamente, los orificios estranguladores de sección variable  $Z_1'$ ,  $Z_2'$ , y éstas, a su vez,  $Z_1$ ,  $Z_2$  hasta que la presión en las cámaras  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_1'$ ,  $P_2'$  sea igual.

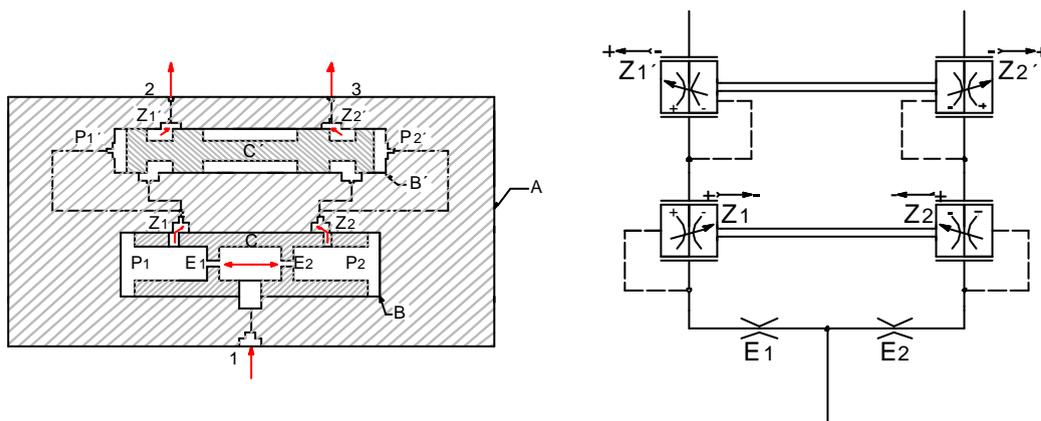


Figura 3-8. Esquema del dispositivo divisor de alta precisión No. 7.

Ventajas:

- Reduce la influencia de las fugas internas en su funcionamiento.
- Poca influencia de la temperatura en la división.

Desventajas:

- Posee un alto coste de fabricación. Un peso y tamaño que limitan su aplicación.

Aplicaciones:

Es utilizado en maquinas y sistemas oleohidráulicos, principalmente, con propósito de sincronizado de elementos (motores, cilindros de potencia) con independencia del valor de las cargas externas aplicadas a dichos elementos.

### 3.1.2 Válvulas divisoras/integradoras de caudal.

#### 3.1.2.1 Dispositivo divisor/integrador No. 1.

M. Yoshino (1969), mediante su propuesta de válvula de control de caudal, replantea el concepto de válvulas divisoras por el de válvulas divisoras/integradoras de caudal. Básicamente, su válvula funciona con una corredera que es pilotada por el diferencial de presión entre las cámaras  $P_1$  y  $P_2$ , de forma similar que sus predecesores. Para lograr su objetivo de servir alternativamente, como divisor/integrador, el dispositivo (figura 3-9) incorpora dos sistemas de válvulas antiretorno  $V_1$  y  $V_2$  colocadas inmediatamente después de los orificios variables de estrangulación  $Z_1$  y  $Z_2$ . Las válvulas antiretorno son pilotadas por el caudal entrante/saliente del dispositivo desde y hacia los puertos de salidas, según sea el sentido en que fluya el caudal a su paso por la válvula.

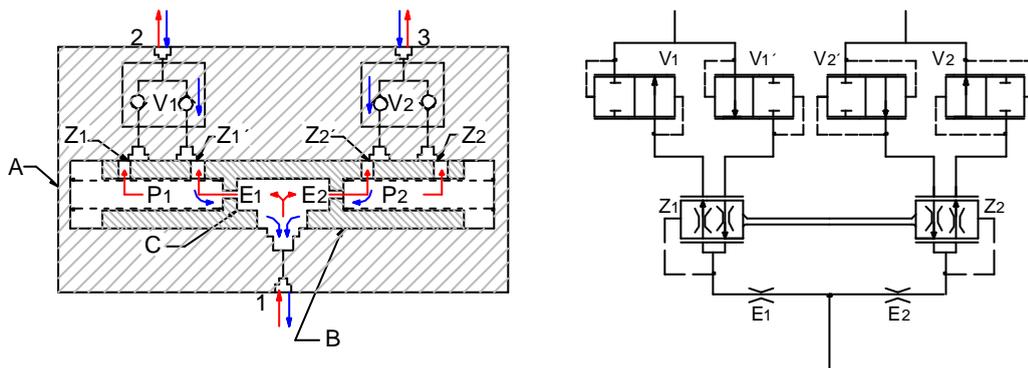


Figura 3-9. Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 1.

Ventajas:

- El dispositivo es el primero en su género que incorpora el modo integrador a la válvula divisora. Cuando la válvula funciona como integrador, el caudal ingresa por los puertos de entrada 2, 3 y sale como un caudal unificado por el puerto de salida 1.

Desventajas:

- El autor recurre al empleo de válvulas antiretorno para cumplir su objetivo de dividir e integrar, aumentando la complejidad de su construcción, la eficiencia y sus costes de fabricación

Aplicaciones:

- Este dispositivo está destinado a ser utilizado en el sincronismo en ambas direcciones tanto de actuadores como de motores oleohidráulicos.

### 3.1.2.2 Dispositivo divisor/integrador No. 2.

M. Yoshino (1971), basado en su anterior invención, replantea su diseño del año 1969 por el de una válvula de control de caudal técnicamente mejorada. El dispositivo divisor/integrador de caudal, prescinde de las válvulas antiretorno  $V_1$  y  $V_2$  (figura 3-10) y las sustituye por dos correderas complementarias  $C_1$ ,  $C_2$  localizadas, de forma concéntrica, en el interior de la corredera principal  $C$ . Cuando el dispositivo está en el modo divisor, las correderas complementarias son desplazadas hacia sus posiciones extremas opuestas de forma que conectan directamente el caudal entrante desde el puerto 1 hacia los estranguladores variables  $Z_1$  y  $Z_2$  de la corredera principal y éste, a su vez, conduce el caudal dividido proporcionalmente hacia los puertos de salida 2 y 3. De manera análoga, en el modo integrador de caudal, las correderas complementarias son obligadas a aproximarse una hacia la otra pilotadas por el efecto de las presiones de los caudales que ingresan a la válvula por los puertos de entrada 2, 3 y, saliendo, de forma integral, por el puerto de salida 1.

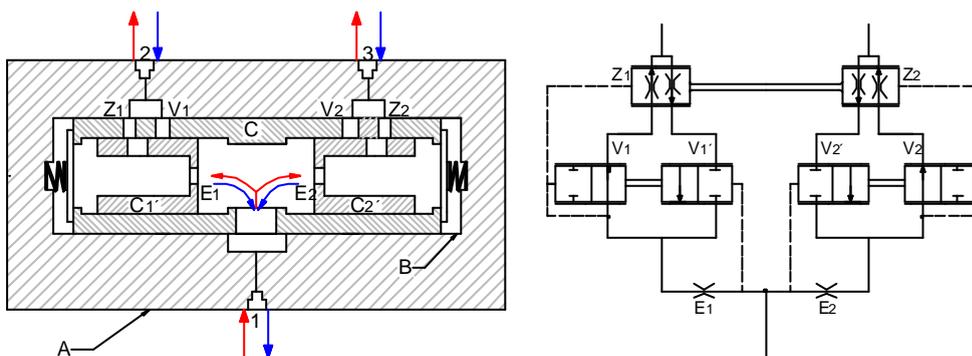


Figura 3-10, Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 2.

Ventajas:

- Yoshino sustituye las válvulas antiretorno propiamente dichas ubicadas exteriormente a la cámara divisora en su invención anterior, por un ingenioso sistema de correderas desplazables ubicadas interiormente a la cámara divisora/integradora, que sustituyen dichas funciones.

- El dispositivo incluye un tipo de orificios de sección fija ( $E_1$  y  $E_2$ ), de perfil recto afilado, que minimiza el efecto que la temperatura puede tener en el valor del diferencial de presión.

#### Desventajas

- Depende de muchos elementos internos de alta precisión en su fabricación para evitar fugas internas.

#### Aplicaciones:

- Es utilizado en las operaciones de división e integración de caudal en dispositivos oleohidráulicos que requieren igualar caudales de aceite en motores y actuadores de forma sincronizada.

### 3.1.2.3 Dispositivo divisor/integrador No. 3.

Zhang Yunqi (1983) diseña y construye un dispositivo divisor/integrador de caudal incorporando válvulas shuttle (selectoras)  $V_1$ ,  $V_2$  que permite conectar, alternativamente, en modo divisor y en modo integrador, según sea éste el sentido del caudal a su paso por la válvula. La entrada del caudal es por dos orificios fijos  $E_1$  y  $E_2$  que penetran en la cámara B del cuerpo de la válvula y sale hacia los puertos de salida por los orificios variables  $Z_1$  y  $Z_2$ . En la figura 3-11, se puede apreciar la configuración de la válvula diseñada por Yunqi.

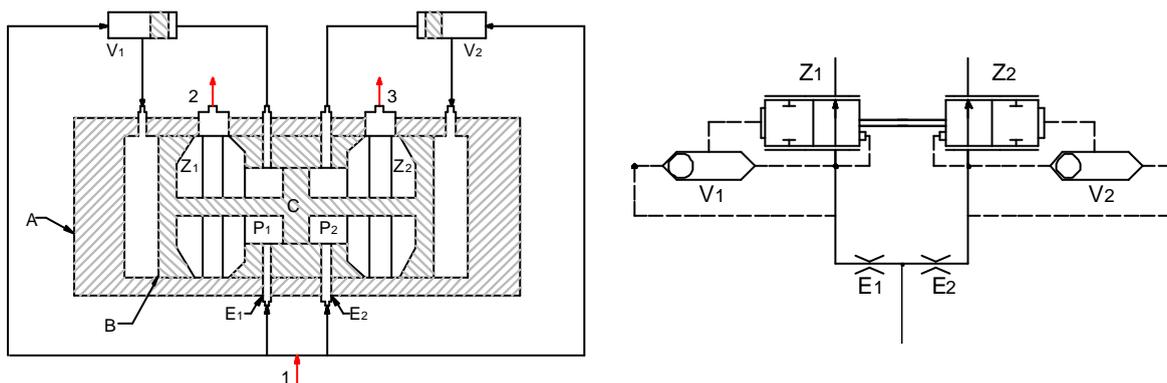


Figura 3-11. Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 3.

#### Ventajas:

- Los cambios en la forma geométrica de la corredera reducen la acción de las fuerzas fluidodinámicas.
- Reduce el error de división hasta un valor de 1.5%.

Desventajas:

- El uso de válvulas shuttle, requerido para funcionar como divisor e integrador de caudal, eleva el coste de fabricación.

### 3.1.2.4 Dispositivo divisor/integrador No. 4.

G. K. Oxley (1976), propone una válvula divisora/integradora de caudal proporcional para el accionamiento de una dirección asistida, del tipo engranajes, en vehículos automotores. El dispositivo está montado sobre el sistema de dirección asistida e incluye dos correderas separadas  $C_1$ ,  $C_2$  que se unen, por sus extremos opuestos, mediante una configuración en forma de “T” similar al del dispositivo fabricado por la firma comercial Rexroth, tal como se aprecia en el esquema de la figura 3-12. De forma adicional, el dispositivo incorpora dos válvulas de presión  $S_1$ ,  $S_2$  (válvulas de seguimiento) que evitan el “bloqueo diferencial” (differential lock) que pueda producirse por los picos elevados de presión en los elementos actuadores.

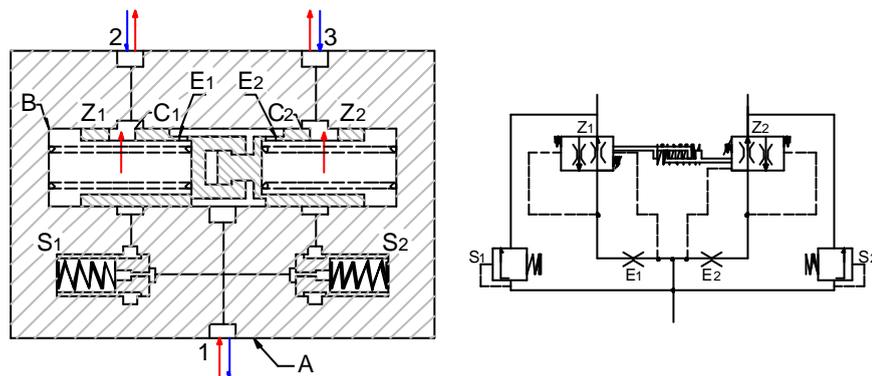


Figura 3-12. Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 4.

Ventajas:

- Evita los problemas de cavitación.

Desventajas:

- Necesita de un buen mecanizado de sus componentes móviles para evitar las fugas internas que influyen en el error de división.

Aplicaciones:

- Se aplica en los mecanismos de dirección asistida en la industria automotriz.

### 3.1.2.5 Dispositivo divisor/integrador No. 5.

C. Koszarzecki (1985), Incorpora una válvula divisora/integradora de caudal con una corredera del tipo biaxial, con mucha similitud a la introducida por Oxley en el año 1976. Dicha válvula presenta como novedad un particular diseño geométrico consistente en dos correderas con extremos en forma de "L". Este diseño (figura 3-13) ha sido adoptado hasta ahora por algunos conocidos fabricantes comerciales de válvulas divisoras/integradoras de caudal tales como Fluid Controls Corp. y Bucher Hydraulic, entre otros.

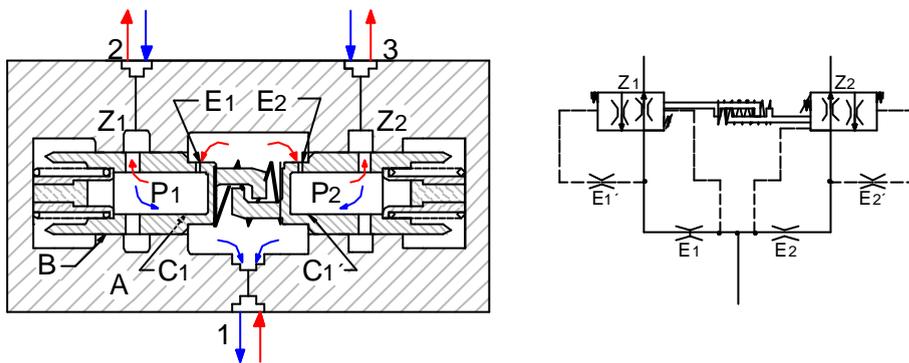


Figura 3-13. Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 5.

Ventajas:

- Este dispositivo es más compacto y de menor tamaño.

Desventajas:

- Fugas internas y bloqueo hidráulico.

Aplicaciones:

- Es utilizado en circuitos de sincronizado de actuadores y motores oleohidráulicos.

### 3.1.2.6 Dispositivo divisor/integrador No. 6.

Inhofer (1984), diseña un complejo dispositivo divisor/integrador (figura 3-14) de caudal para ser utilizado en circuitos de tracción. En su invención, incluye un par de correderas ( $C_1'$ ,  $C_1''$ ) de control de caudal hacia o desde los puertos de salida (según esté en modo divisor o integrador), y un par de válvulas de alivio que controlan el fluido de aceite que circula a través de ellos, antes de pasar hacia la corredera C. Esta última se encarga de entregar un caudal proporcional mediante dos orificios estranguladores de sección variable  $Z_1$  y  $Z_2$ .

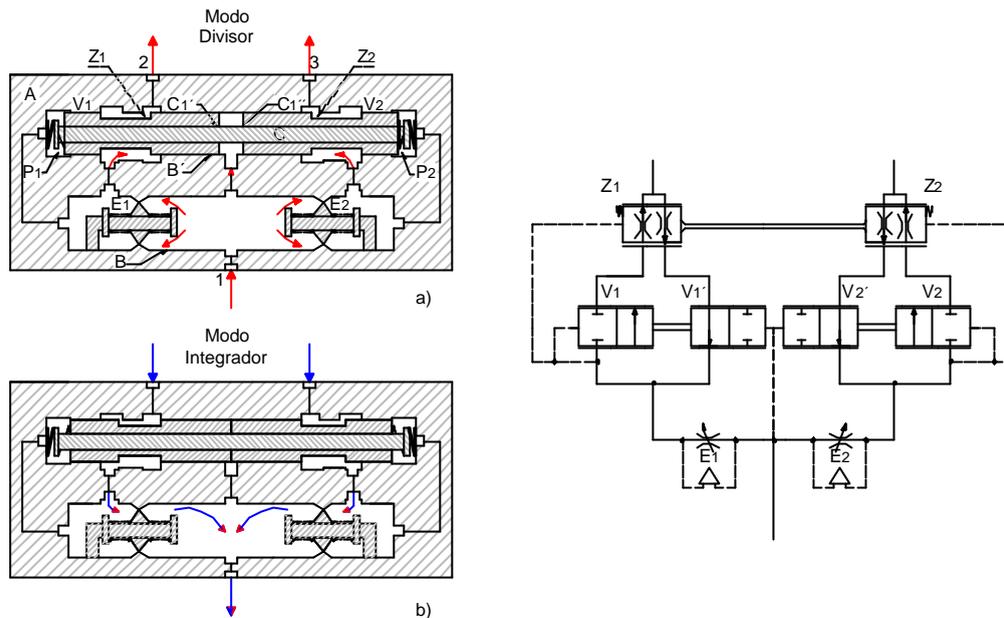


Figura 3-14. Esquema del dispositivo divisor/integrador 6. a) Modo divisor, b) Modo integrador, c) Esquema oleohidráulico.

#### Ventajas:

- El dispositivo incluye un novedoso orificio variable que permite programar el diferencial de presión entre la entrada de caudal en la unidad y las cámaras de control encargadas de entregar el caudal en los puertos de salida 2 y 3. Este orificio variable reduce notablemente el error de división del caudal.

#### Desventajas:

- Presenta un alto grado de complejidad en sus componentes internos

### 3.1.2.7 Dispositivo divisor/integrador No. 7.

G. R. Gerstenberger (2001), propone una válvula divisora de caudal proporcional. Esta válvula puede utilizarse como una válvula de caudal controlado con una primera corredera o, cuando se utiliza una segunda corredera, como caudal libre y caudal controlado. Utiliza una corredera C que se desplaza por el interior de la cámara B, tal como se muestra en el esquema de la figura 3-15. Su funcionamiento es similar a los dispositivos descritos en los apartados anteriores con la diferencia de que incorpora un sistema de válvulas antiretorno, del tipo cartucho dividido, que se cierra durante el modo integrador. Este dispositivo antiretorno tiene funciones muy similares al mostrado por el dispositivo de la figura 3-10.

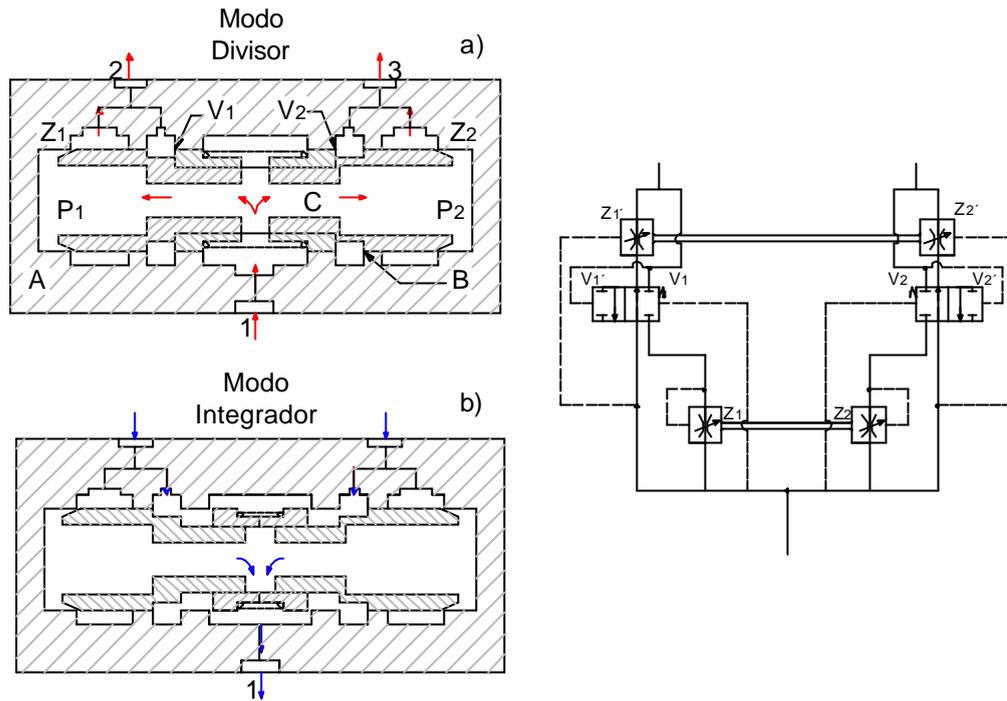


Figura 3-15. Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 7. a) Modo divisor, b) Modo integrador, c) Esquema oleohidráulico.

#### Ventajas:

- El dispositivo es novedoso en cuanto a que introduce el sistema de “Kits intercambiables” y permite, según cual sea la aplicación que tendrá el divisor/integrador, intercambiar las correderas interiores sin necesidad de cambiar la carcasa. En la actualidad, este concepto es implementado por algunos fabricantes de válvulas tales como Sterling Hydraulics, Danfoss, Vickers e HidraForce.

#### Desventajas:

- Presenta fugas internas.

#### Aplicaciones:

- Se utiliza en los sistemas de elevación y volteo de las plataformas de los camiones y equipos utilizados en la construcción.

### 3.1.3 Dispositivos divisores/integradores comerciales.

#### 3.1.3.1 Dispositivo divisor/integrador No. 1.

Pedro Roquet S. A., fabrica un divisor/integrador de caudal que utiliza dos correderas dispuestas en una cámara común, tal como se muestra en el esquema de la figura 3-16. Las correderas se unen mediante un muelle en sus extremos finales opuestos, gracias a su forma geométrica del tipo “L”. El sistema es similar al presentado por Oxley en el año 1976 mediante el cual prescinde de utilizar una sola corredera y la sustituye por un sistema de dos correderas que realizan la misma función. La introducción de este sistema de “correderas divididas” permite realizar las funciones divisoras e integradoras con mayor simplicidad. En el modo divisor, la presión ejercida por el fluido que ingresa a la cámara B por el puerto de entrada 1, obliga a ambas correderas  $C_1$  y  $C_1'$  a alejarse una de la otra, tal como se muestra en el esquema. Cuando se cambia al modo integrador, la presión que ingresa por los puertos de entrada 2 y 3, obliga a ambas correderas a acercarse una hacia la otra permitiendo, de esta forma, el paso libre del caudal por su interior hacia el puerto de salida 1. Es importante señalar que otros fabricantes, tales como Bucher Hydraulics, CBF, Hydraulic y Command Controls Corp, adoptan este moderno sistema en la fabricación de sus válvulas divisoras.

Ventajas:

- El sistema de dos correderas permite simplificar y reducir el tamaño y costes de fabricación de estas válvulas

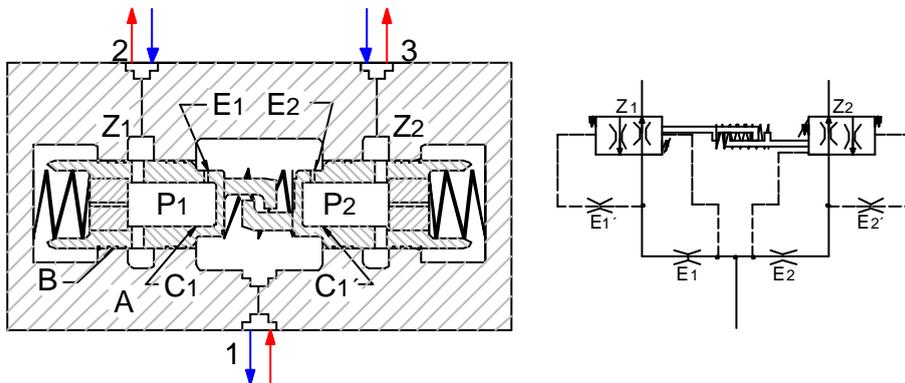


Figura 3-16, Esquema del dispositivo divisor/integrador No. 1.

Desventajas:

- Requiere de un alto acabado en el mecanizado de sus componentes.

- Utilizado en funciones de sincronizado de actuadores y cuando la presión es excesiva, se produce el llamado “error de final de carrera”.

Aplicaciones:

- Es utilizado, principalmente, en equipos y sistemas en los cuales el sincronizado de actuadores y motores oleohidráulicos esté alterado por las cargas de trabajo.

### 3.1.3.2 Dispositivo divisor/integrador No. 2.

Rexroth, fabrica un divisor/integrador de caudal con cierre diferencial en su modelo MH2FA (Figura 3-17). Este dispositivo, al igual que su predecesor, utiliza un sistema de dos correderas. Dichas correderas presentan configuraciones geométricas, internas y externas, que permiten su acoplamiento en sus extremos. Este modelo adopta el sistema presentado por Tauger en el año 1972 en el que incluye un estrangulador permanente, conectado a ambas salidas del divisor/integrador, para compensar el caudal donde sea necesario. De esta forma, se pueden evitar los posibles errores causados durante la división del caudal. Adicionalmente, el modelo incluye terminales para conectar válvulas de presión para evitar posibles problemas de cavitación provocados por los picos altos de presión en los dispositivos de trabajo.

Ventajas:

- Reduce los errores de división de caudal producidos por fugas internas.
- Evita los problemas de cavitación en los elementos de trabajo.

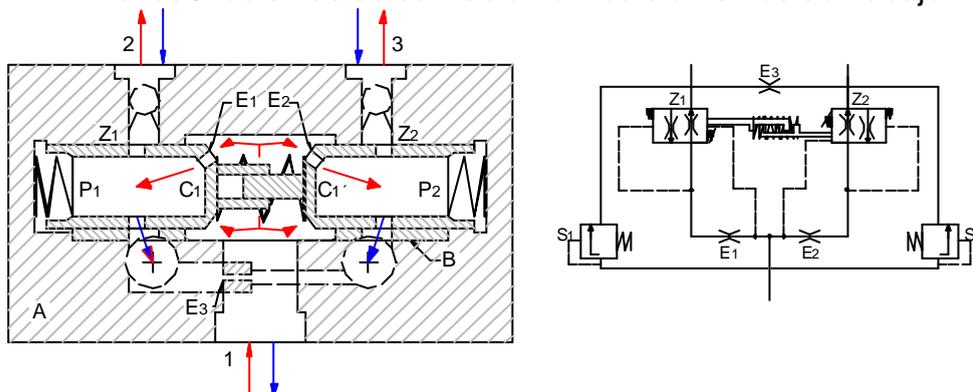


Figura 3-17. Esquema del dispositivo divisor/integrador 2.

Desventajas:

- Requiere accesorios adicionales tales como las válvulas de presión, para controlar los problemas de picos de presión causados por los

cambios bruscos del sentido del caudal en los elementos actuadores, tales como los cilindros y motores oleohidráulicos.

Aplicaciones:

- Es utilizado en los sistemas de transmisión en vehículos y camiones.

### 3.2 Unidades divisoras rotativas.

Los divisores de caudal rotativos son dispositivos que dividen un flujo de aceite en dos o más caudales, de igual o diferente relación de caudales. En sentido inverso de flujo, cuando la válvula combina dos o más caudales en uno solo, la válvula recibe el nombre de “válvula integradora de caudal”. En algunos sistemas oleohidráulicos, estos dispositivos son utilizados como multiplicador de presión. La mayoría de los divisores/integradores de caudal rotativos son utilizados para sincronizar los movimientos de los cilindros hidráulicos en plataformas elevadoras, grúas y equipos agrícolas. Constructivamente, estos dispositivos están compuestos por varios motores hidráulicos, conectados en paralelo y a un eje común que rota sobre múltiples grupos de cojinetes de fricción.

Desde el punto de vista del sincronizado de actuadores oleohidráulicos, estos dispositivos divisores pueden ser sensibles a:

- La viscosidad del aceite y la temperatura.
- Las cargas variables, o las diferencias entre las presiones aplicadas en cada uno de los puertos de salida del divisor.
- Los niveles de presión del sistema.
- La relación de caudales a ser dividido.

Para facilitar su estudio hemos clasificado estos dispositivos divisores rotativos en:

- Dispositivos divisores rotativos de engranajes externos.
- Dispositivos divisores rotativos de engranajes internos.
- Dispositivos divisores rotativos de paletas radiales

A continuación, se realiza un análisis crítico de los principales tipos de divisores/integradores rotativos utilizados en la industria.

#### **Dispositivo divisor rotativo de engranajes externos.**

Pedro Roquet S. A., fabrica un divisor/integrador de caudal rotativo del tipo de engranajes externos. El dispositivo (figura 3-18), está compuesto de dos cámaras  $C_1$ ,  $C_2$  construidas en el interior de sus respectivas carcasas. Estas cámaras

conectan, por uno de sus extremos, al puerto de entrada 1 y, por el otro extremo, se unen con los puertos de salidas 2, 3. En el interior de dichas cámaras o secciones se alojan dos pares de engranes exteriores  $Z_1$ ,  $Z_1'$ ,  $Z_2$  y  $Z_2'$ . Los engranes  $Z_1$ ,  $Z_2$  reciben el nombre de ruedas motrices y se encuentran solidarias a un eje común E, el cual permite que ambas ruedas giren a la misma velocidad. El movimiento giratorio de  $Z_1$ ,  $Z_2$  es transmitido hacia las ruedas conducidas  $Z_1'$ ,  $Z_2'$  mediante el engrane exterior, de perfil evolvente, de sus dientes (engranaje exterior-exterior). Tanto las ruedas motoras como las conducidas, están montadas sobre cojinetes reversibles para permitir su libre rotación en ambos sentidos. Durante su funcionamiento en modo divisor, el caudal de aceite ingresa por los puertos de entrada 1 que están comunicados permanentemente con las cámaras  $C_1$ ,  $C_2$ . El caudal es dividido en dos ramales que ingresan en cada una de dichas secciones hacia el interior de las cámaras, con tolerancias relativamente estrechas, en donde el fluido es conducido y obligado a circular desde una sección de mayor volumen (cámaras de aspiración  $C_1$ ,  $C_2$ ) hacia otra de menor volumen (cámaras de impulsión  $D_1$ ,  $D_2$ ). El hecho que ambas ruedas motrices estén conectadas a un mismo eje, garantiza iguales caudales ( $Q/2$ ) hacia los puertos de salida 2 y 3.

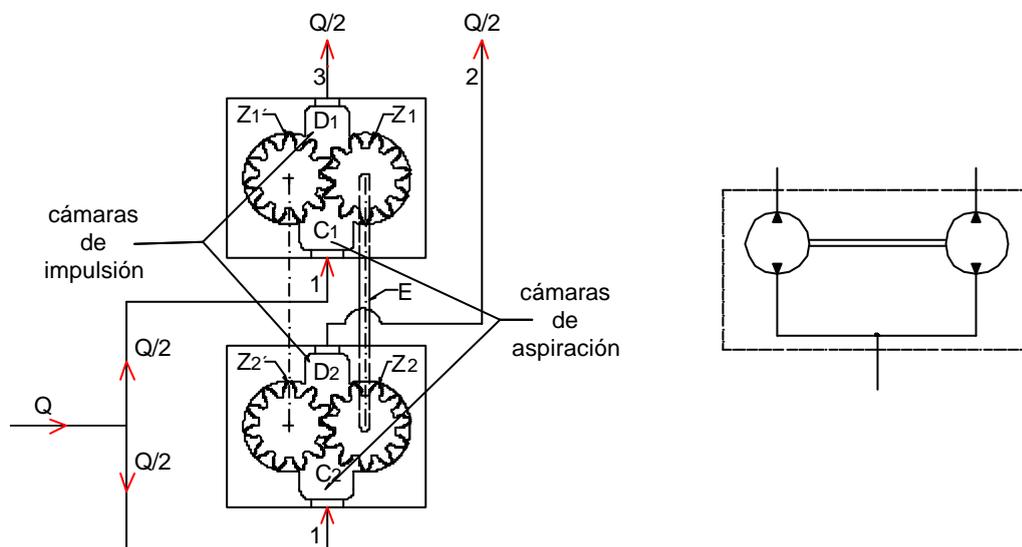


Figura 3-18. Esquema de un divisor rotativo de engranajes.

#### Ventajas:

- Presiones de trabajo de hasta 280 bar con carcasas de aluminio y, 315 bar con carcasas de fundición.
- Pueden conectarse hasta 16 secciones.

- Trabajan a velocidades entre 1200 y 1800 rpm.

#### Desventajas:

- Tienen una menor precisión que los divisores radiales de paletas.
- Influencia de la viscosidad y la temperatura.
- Influencia de los diferenciales de presión debido a las cargas aplicadas.
- Influencia del nivel de presión de operación.
- Ruido relativamente elevado.

#### Aplicaciones:

- Este sistema es muy utilizado, por su bajo coste, en plataformas de elevación, industria automotriz, grúas y prensas hidráulicas.

### **Dispositivo divisor rotativo de engranajes externos de configuración especial.**

Haldex Hydraulic Products, fabrica configuraciones modulares especiales, según sea la aplicación final de los dispositivos divisores rotativos, del tipo engranajes externos. En el esquema de la figura 3-19 se aprecia una de estas configuraciones modulares en que se integra en el dispositivo una válvula solenoide de dos vías. Esta característica proporciona una selección de operaciones para aplicaciones que van desde una impulsión positiva de la tracción o la impulsión diferenciada en los vehículos utilizados en el mantenimiento de césped, hasta dispositivos móviles de elevación.

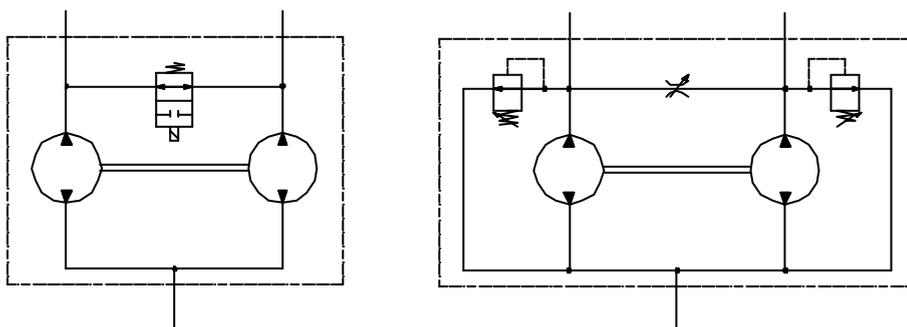


Figura 3-19. Esquemas de dos configuraciones modulares.

En la figura 3-19, Haldex Hydraulic integra, en el divisor de caudal rotativo, válvulas de alivio diferenciales en cada sección del divisor. Estas válvulas no son válvulas de alivio del sistema. Ellas son comúnmente utilizadas en aplicaciones en donde dos cilindros tienen que ser sincronizados. Al mismo tiempo, estas válvulas, pueden servir para proteger el divisor de las excesivas presiones diferenciales en el

mismo, causadas por un bloqueo de los actuadores o restricciones de caudal. De la misma forma, el divisor rotativo está provisto de una válvula de aguja ajustable, entre las secciones, que permite compensar en caudal, según sea el efecto del diferencial de presión aplicado a los motores o a los actuadores conducidos.

Ventajas:

- Incorpora componentes modulares que permiten compensar en caudal el diferencial de presión debido a las cargas actuantes durante el funcionamiento del sincronizado de actuadores.
- Evita el bloqueo hidráulico.

Desventajas:

- La integración de elementos auxiliares como las válvulas solenoide de dos vías, las válvulas de alivio diferenciales o las válvulas de agujas de sección variable, eleva el coste de fabricación de estos dispositivos divisores.

Aplicaciones:

- Plataformas elevadoras, equipos agrícolas, equipos de construcción y en la industria automotriz.

### **Dispositivo divisor rotativo de engranajes internos.**

White Hydraulics, introduce el empleo de motores orbitales con perfiles de diente cicloidal (gerotor) (figura 3-20). Tiene, como particular característica, que una de las ruedas dentadas (rotor) tiene un diente menos que el estator. Este dispositivo utiliza una carcasa común para suministrar un caudal proveniente desde el puerto de entrada al divisor hacia dos gerotores ensamblados y unidos por un eje común. La unión de ambos gerotores solidarios a un mismo eje, asegura una exactitud en el caudal dividido, aún trabajando a bajos caudales.

Ventajas:

- Este divisor puede trabajar a bajas revoluciones.
- Bajo nivel de ruido.
- No utiliza rodamientos ni sellos.

Desventajas:

- No poseen válvulas de alivio internas de protección.

Aplicaciones:

- Es ideal para trabajar en el sincronizado de actuadores o motores oleohidráulicos, ya que toleran diferenciales de presión en la salida mucho más altos que otros divisores.
- Se utiliza como dispositivo multiplicador de presión, conectando una de las salidas a tanque.

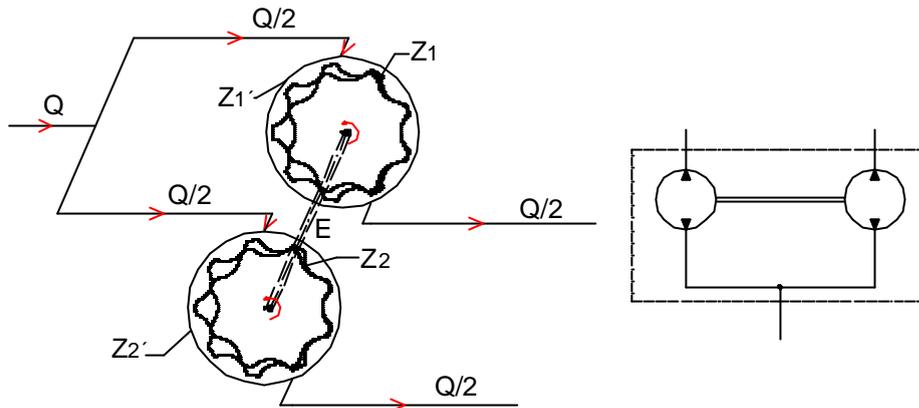


Figura 3-20. Esquema de un divisor rotativo del tipo gerotor.

### **Dispositivo divisor rotativo del tipo radial de paletas.**

A. M. Cochran (1960), introduce un dispositivo divisor de caudal proporcional que utiliza dos rotores de paletas  $C_1$ ,  $C_2$  localizados en el interior de las cámaras  $D_1$  y  $D_2$ . Estos rotores giran de forma solidaria sobre un eje común E que, a su vez, rota sobre los cojinetes de fricción R (figura 3-21). Durante su funcionamiento, el caudal ingresa al divisor a través del puerto de entrada 1, el cual está comunicado permanentemente con la cámara B, hacia donde es conducido el caudal entrante y dirigido en dirección de las cámaras  $D_1$ ,  $D_2$  donde el fluido es impulsado por el movimiento rotativo de las paletas de los rotores  $C_1$ ,  $C_2$ . A medida que este movimiento rotativo se mantiene, los muelles interiores mantienen las paletas radiales sometidas contra las superficies interiores de las cámaras internas de la carcasa A, definidas por las cámaras  $D_1$ ,  $D_2$ . Como se mencionó anteriormente, el hecho de que ambos rotores giren necesariamente sobre el mismo eje y, por tanto, a la misma velocidad, entonces, similares cantidades de caudal serán entregados a los puertos de salida 2 y 3.

Ventajas:

- Presenta un divisor de pequeñas dimensiones y de bajo coste de fabricación.
- Bajo nivel de ruido.

Desventajas:

- Solo permite dividir hasta un máximo de cuatro caudales.
- Influencia de la temperatura.
- Problemas de cavitación.

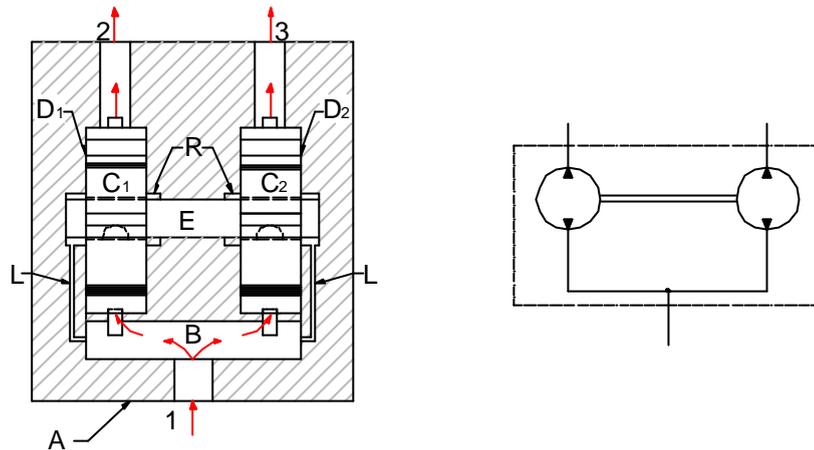


Figura 3-21. Esquema de un divisor radial de paletas.

Aplicaciones:

- Este tipo de divisores es aplicado en el sincronizado de actuadores en prensas hidráulicas, en plataformas de elevación y en grúas de equipos móviles.

### 3.3 Sobre estudios teóricos y experimentales.

Al igual que en el apartado anterior, en el cual se realizó un estudio crítico del desarrollo de las válvulas divisoras/integradoras de caudal en las últimas décadas (patentes y unidades comerciales), en este apartado se analizan los seleccionados estudios técnicos y científicos, planteados y desarrollados por distintos grupos de investigación que pretenden mejorar las prestaciones de las válvulas. En la tabla 3-3, se resumen los registros y procedencia cronológica de la documentación encontrada.

Como resultado del análisis crítico de los diferentes artículos publicados se deduce que las investigaciones fueron dirigidas al estudio de válvulas divisoras de caudal con relación a:

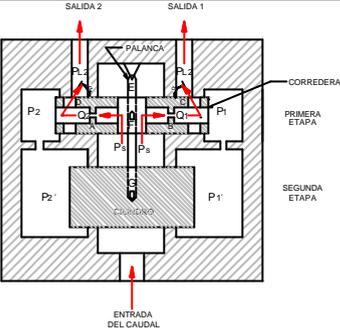
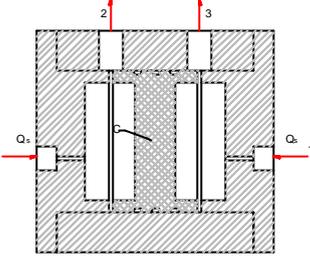
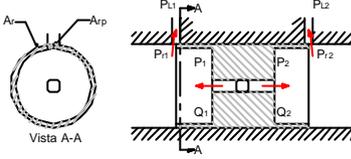
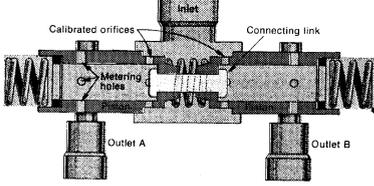
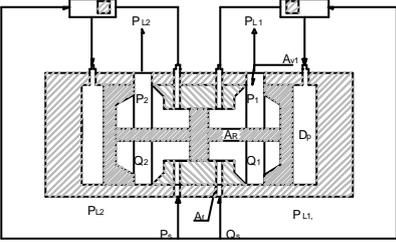
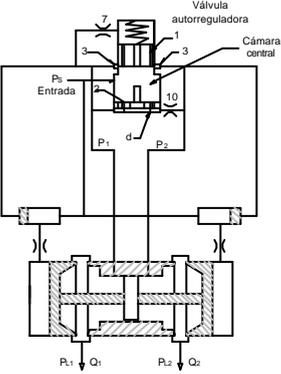
1. Régimen permanente.
2. Régimen dinámico, y
3. Definición del error y los factores que lo afectan.

Inciendo, principalmente, en:

1. Las fuerzas de rozamiento, y
2. Las fuerzas de flujo que actúan sobre la corredera.

Y en nuevos diseños que pretenden:

1. Ampliar el rango de caudales para una misma configuración de válvula,  
y
2. Disponer, en una misma válvula, de la capacidad de dividir e integrar caudales.

Artículo	Esquema	Comentarios
<p><u>A new high precision flow divider valve.</u> Autor: D. Kwan. Año: 1979</p>		<p>Diseña un divisor de caudal de dos etapas de gran exactitud, en el cual aumentando el área de la sección de la corredera permite disminuir el error de división.</p>
<p><u>Design of a single-stage piston type flow divider valve.</u> Autor: R. Chan. Año: 1981</p>		<p>Presenta un dispositivo divisor que aumenta el área de sección de la corredera con el objetivo de disminuir el error de división.</p>
<p><u>A simple design for improved accuracy of piston type flow divider valves.</u> Autor: R. Chan. Año: 1981</p>		<p>Introduce algunas mejoras en las válvulas divisoras comerciales mediante una reducción del área del borde de la corredera.</p>
<p><u>Piston flow divider valve.</u> Autor: D. Hellesten. Año: 1981</p>		<p>Incorpora una modificación en una válvula divisora comercial para prevenir altas presiones en los circuitos hidráulicos.</p>
<p><u>Some flow divider / combiner valve design considerations.</u> Autor: Z. Yun-qi. Año: 1985.</p>		<p>Presenta un resumen comparativo y analítico sobre los resultados obtenidos por varios investigadores con las válvulas divisoras/integradoras de caudal.</p>
<p><u>An auto-regulated flow divider / combiner valve.</u> Autor: R. Burton. Año: 1985</p>		<p>Sustituye los orificios fijos de la válvula divisora/integradora de caudal por un autorregulador de orificios variables fijos, que permiten ampliar el rango de caudales de la válvula sin un incremento del error de división.</p>

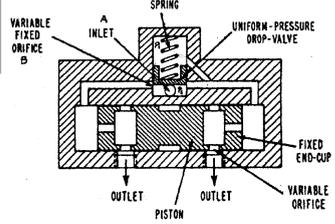
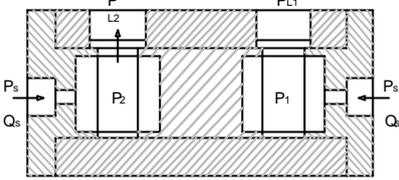
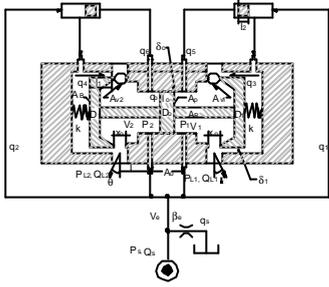
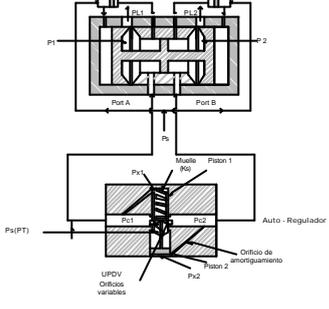
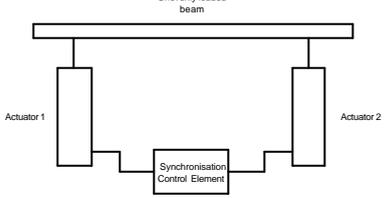
<p><u>A new auto-regulated flow divider valve.</u> Autor: Z. Yun-qi. Año: 1986</p>		<p>Amplia el intervalo de caudales a la vez que mantiene constante el valor del error de división de caudal.</p>
<p><u>Dynamic response of flow divider valves.</u> Autor: G. Qing. Año: 1988</p>		<p>Presenta una válvula de alta precisión para reducir el efecto negativo de las fuerzas de flujo.</p>
<p><u>Dynamic analysis of new synchronization valve.</u> Autor: Z. Yun-qi. Año: 1989</p>		<p>Establece un modelo matemático que caracteriza la válvula en régimen permanente y en régimen dinámico</p>
<p><u>Dynamic and steady state analysis of an auto-regulator in a flow divider/combiner valve.</u> Autor: M. Fedoroff. Año: 1991</p>		<p>Propone métodos matemáticos y de simulación para prever el comportamiento del autorregulador funcionando en amplios rangos de caudal.</p>
<p><u>Synchronising unevenly loaded hydraulic cylinders.</u> Autor: P. Hogan, C. Burrows. Año: 1994</p>		<p>Propone la utilización de programas de simulación para predecir el comportamiento de los dispositivos de división.</p>

Tabla 3-3. Tabla de artículos analizados.

### 3.3.1 Análisis de la válvula divisora en régimen permanente.

De los estudios publicados consideramos que el planteamiento más completo se expone en el trabajo de Zhang Yun-qi (1989). Aplica los principios básicos de la mecánica de fluidos a su particular diseño de válvula divisora (figura 3-22), es decir:

- Conservación de la cantidad de movimiento.
- Ecuación de continuidad, y
- Ecuación de flujo a través de un orificio.

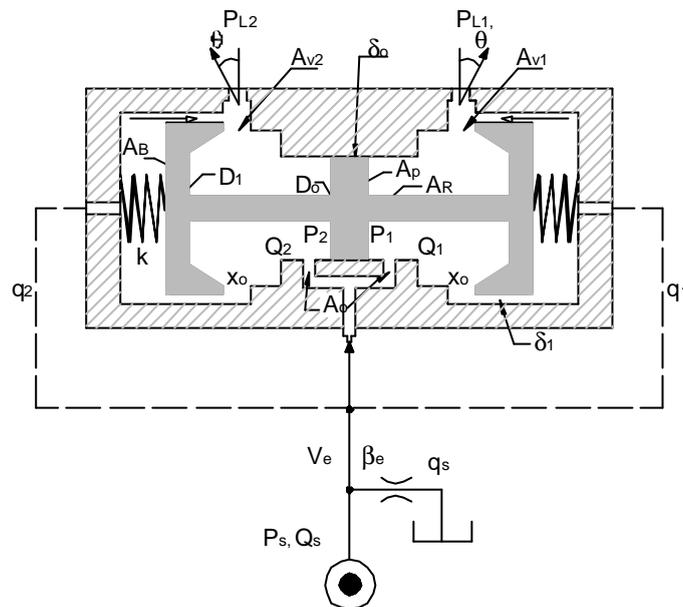


Figura 3-22. Esquema de la válvula divisora de Yun-qi.

Ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + D \frac{dx}{dt} + Cx = A(P_1 - P_2)$$

donde

$$M = (M_{cv} + M_R)$$

$$D = [K_\mu + C_2 W L \sqrt{2\rho} (\sqrt{P_1 - P_{L1}} - \sqrt{P_2 - P_{L2}})]$$

$$C = (2C_q C_c W \cos \theta [(P_1 - P_{L1}) - (P_2 - P_{L2})] + 2K)$$

$$\text{Siendo } K_\mu = \mu \left( \frac{D_0 l_0}{\delta_0} + \frac{2D_1 l_1}{\delta_1} \right); \quad K = \text{cte. (muelle)}$$

Ecuaciones de continuidad.

$$Q_s - C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} = Q_1 + Q_2 + q_1 + q_2 + \frac{V_e}{\beta_e} \frac{dP_s}{dt}$$

Donde

$$C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} = q_s$$

$$q_1 = k_{q1} (P_s - P_1)$$

$$q_2 = k_{q2} (P_s - P_2)$$

$$K_{qi} = \frac{\pi D_i \delta_i^3}{12 \mu_i}$$

$$Q_1 + q_1 = Q_{L1} + q_0 + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + A \frac{dx}{dt}$$

$$Q_2 + q_2 = Q_{L2} - q_0 + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} - A \frac{dx}{dt}$$

Donde,  $q_0 = K_{q0} (P_1 - P_2)$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_0^2)$$

#### Ecuaciones de flujo a través de un orificio.

a) Ecuaciones para orificios fijos:

$$Q_1 = C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}$$

$$Q_2 = C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)}$$

Donde

$$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$$

b).- Ecuaciones para orificios variables.

$$Q_{L1} = C_2 W(x_0 + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{L1})}$$

$$Q_{L2} = C_2 W(x_0 - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{L2})}$$

### 3.3.2 Análisis de la válvula divisora en régimen dinámico.

Los principales análisis llevados a cabo en régimen dinámico fueron realizados por Zhang Yun-qi, et al (1989). En sus trabajos plantea las ecuaciones de estado de la válvula divisora que resultan ser no lineales, así como, también, las condiciones iniciales (tabla 3-4), y resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales no lineales aplicando el método de Runge – Kutta.

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= \frac{dp_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} (C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (x_3 - x_1) + K_q (x_3 - x_1) - (C_2 W (x_0 + x_4) \sqrt{\frac{2}{\rho}} (x_1 - P_{L1}) + K_{q0} (x_1 - x_2) - A x_5) \\
 \dot{x}_2 &= \frac{dp_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (x_3 - x_2) + K_{q0} (x_3 - x_2) - (C_2 W (x_0 + x_4) \sqrt{\frac{2}{\rho}} (x_2 - P_{L2}) - K_{q0} (x_1 - x_2) - A x_5) \\
 \dot{x}_3 &= \frac{dp_s}{dt} = \frac{\beta_e}{V_e} (Q_s - C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} x_3 - C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{(x_3 - x_1)} + \sqrt{(x_3 - x_2)}) - K_q (2x_3 - x_1 - x_2) \\
 \dot{x}_4 &= x_5 \\
 \ddot{x}_5 &= \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{M_{cv} + M_R} [A(x_1 - x_2) - (K\mu + C_2 W L \sqrt{2\rho} (\sqrt{x_1 - P_{L1}} - \sqrt{x_2 - P_{L2}})) x_5 - \\
 &\quad - [2c_q C_v W \cos \theta (x_1 - x_2 + P_{L2} - P_{L1}) + 2K] x_4
 \end{aligned}$$

Quando  $t = 0$ , la corredera se considera en posición de equilibrio. Y, por tanto:  $P_{10}$ ,  $P_{20}$  estará dada por la expresión siguiente:

$$\begin{aligned}
 P_{10} = P_{20} = P_{so} &- \frac{1}{8K_q^2} \left( \frac{8C_1^2 A_0^2}{\rho} + 4K_q (Q_s - C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_{so}}) + \right. \\
 &\left. \frac{1}{64K_q^4} \sqrt{8C_1^2 A_0^2 + 4K_q (Q_s - C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} P_{so})}^2 - \frac{11}{4K_q^2} (Q_s - C_e A_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} P_{so})^2 \right) \\
 x_1 = P_1(t), x_2 = P_2(t), x_3 = P_s(t), x_4 = x(t), x_5 &= \frac{dx}{dt}
 \end{aligned}$$

donde

- $x_1$  es la presión en la cámara derecha.
- $x_2$  es la presión en la cámara izquierda.
- $x_3$  es la presión de alimentación.
- $x_4$  es el desplazamiento de la corredera.
- $x_5$  es la velocidad de la corredera.

Bajo condiciones de equilibrio de estado,  $P_{L10}$  el valor inicial de  $P_{L1}$ , puede ser derivado combinando las ecuaciones de flujo a través de un orificio variable y las ecuaciones de continuidad, resultando:

$$P_{L10} = P_{10} - \frac{\rho(C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{s0} - P_{10}) + K_q(P_{s0} - P_{10})})^2}{2(C_2 W(x_0 + x))^2}$$

$$P_{L20} = P_{20} - \frac{\rho(C_1 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{s0} - P_{20}) + K_q(P_{s0} - P_{20})})^2}{2(C_2 W(x_0 + x))^2}$$

Así las condiciones iniciales de las variables son,

$$x_1 = P_{10}, x_2 = P_{20}, x_3 = P_{s0}, x_4 = 0, x_5 = 0$$

Tabla 3-4. Resumen trabajo de Yun-qi (1989).

R. Burton y Qing (1988), basados en estudios anteriores, desarrollan modelos matemáticos para simular la válvula divisora usando la técnica de Bond Graph. Esta técnica fue desarrollada, utilizando un software comercial llamado "Tutsim", y permite definir el comportamiento, en régimen dinámico, con una buena correlación. Si se comparan con los resultados experimentales, validan la bondad del modelo teórico desarrollado.

M. Fedoroff (1991), sigue los trabajos de Burton & Qing (1988) y estudia el comportamiento de una válvula autorreguladora incorporada a la válvula divisora/integradora de caudal.

Paul Hogan y C. Burrows (1994), realizaron estudios para predecir el comportamiento, en régimen permanente, de varios sistemas de sincronización por métodos de simulación, con el objetivo de estudiar diversas alternativas de sincronizado utilizando el software de simulación Bathfp.

Los principales factores que afectan el error de división de caudal en la válvula divisora son, entre otros, las fuerzas de rozamiento, las fuerzas de flujo que actúan sobre la corredera de la válvula, las fugas por tolerancias de fabricación, etc.

Existen varias definiciones del error de división de caudal en una válvula divisora.

Kwan (1979) propone, como error de división, para una válvula divisora de caudal 50:50 la expresión:

$$E = \frac{\Delta Q}{Q_s}$$

Donde:

$\Delta Q = |Q_1 - Q_2|$  Es el diferencial de caudal entre ambas salidas del divisor.

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \text{ Es el caudal suministrado.}$$

Sustituyendo, resulta:

$$E = \frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_s}$$

Sabiendo que las ecuaciones de caudal a través de un orificio fijo, son:

$$Q_1 = C_d A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \text{ y}$$

$$Q_2 = C_d A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}}$$

Donde  $C_d$  = coeficiente de descarga del orificio.

$A_o$  = área del orificio.

$\rho$  = densidad del fluido.

y, sustituyendo en la ecuación de error, se obtiene

$$E = \frac{(C_d A_o)^2 (2/\rho)(P_2 - P_1)}{Q_s^2}$$

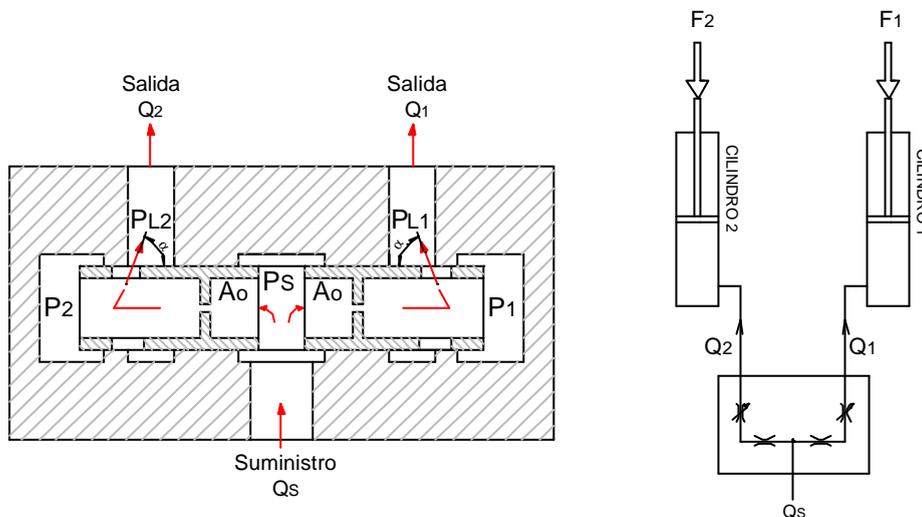


Figura 3-23. Diagrama y representación de una válvula divisora/integradora de caudal.

Zhang Yun-qi. (1989) y Fedoroff (1991), utilizan una modificación de la anterior definición. Consideran que los mayores factores que contribuyen en el error de división del caudal son las fuerzas de rozamiento, fuerzas de flujo, y las fugas. Sabiendo que,

$$\Sigma F_i = (P_2 - P_1)A_p = (P_s - P_1 - (P_s - P_2))A_p = (\Delta P_1 - \Delta P_2)A_p$$

$$\Delta P_1 = \frac{Q_2^2}{C_d^2 A_o^2 \frac{2}{\rho}}; \quad \Delta P_2 = \frac{Q_2^2}{C_d^2 A_o^2 \frac{2}{\rho}}$$

resulta

$$Q_1^2 - Q_2^2 = \frac{\Sigma F_i}{A_p} \left[ C_d^2 A_o^2 \left( \frac{2}{\rho} \right) \right]$$

De donde, el error puede definirse como:

$$E = \frac{2 \Sigma F}{A_p Q_T^2} \left[ C_d^2 A_o^2 \left( \frac{2}{\rho} \right) \right]$$

Y Burrows (1994) y Lisowski (2001) pensando en la aplicación de estas válvulas divisoras para el sincronizado de cilindros oleohidráulicos proponen la siguiente definición:

$$\%E = \frac{(x_1 - x_2)}{x_T} * 100$$

En donde:

$x_{1,2}$ , Son los desplazamientos de los vástagos de los cilindros.

$x_T$ , Es la carrera total del cilindro.

Algunos investigadores abordan la forma de minimizar el efecto de los factores que afectan el error de división. Entre ellos, cabe destacar los siguientes:

Según R. Chan (1981), en las fuerzas de rozamiento influye mucho la calidad del mecanizado final de la superficie de la corredera y del interior de la carcasa de la válvula y, además, las tolerancias de fabricación. Chan considera que las fuerzas de rozamiento influyen directamente en el error inicial del funcionamiento de la válvula, sobretodo, cuando se trabaja con bajos diferenciales de carga.

Kwan (1979), basado en la ecuación de error de división de caudal  $E = \frac{2(C_d A_o)^2 F_f}{Q_s^2 A_s}$ , identifica los parámetros de la válvula los cuales pueden ser optimizados en orden de minimizar el error de división del caudal. Uno de estos parámetros es reducir el área de los orificios fijos,  $A_o$ . Esta acción tiene, como contrapartida, el incremento de la caída de presión en la válvula que es indeseable desde el punto de vista de funcionamiento del sistema. La otra posibilidad es incrementar la sección transversal de la corredera  $A_s$ .

El diseño presentado por Kwan aumenta el área efectiva, introduciendo un cilindro de compensación en una segunda etapa que detecta el diferencial de

presión,  $P_1' - P_2'$  (ver figura 3-24). La presión diferencial es transferida a la corredera principal mediante una palanca de retroalimentación mecánica la cual, también, sirve como amplificador de fuerza. La reducción en las fuerzas del fluido puede ser determinada tomando momentos respecto al punto E (figura 3-24), la cual nos da:

$$(P_2 - P_1)A_s r + (P_2' - P_1')LA_p = rF_f$$

Si admitimos que  $P_2' = P_2$  y  $P_1' = P_1$ . De la ecuación de equilibrio se deduce:

$$P_2 - P_1 = \frac{F_f}{(L/r)A_p + A_s}$$

Es aparente que la válvula de dos etapas puede reducir, teóricamente, el error de división de caudal con respecto a la válvula de una sola etapa por un factor de

$$\left(1 + \frac{LA_p}{rA_s}\right).$$

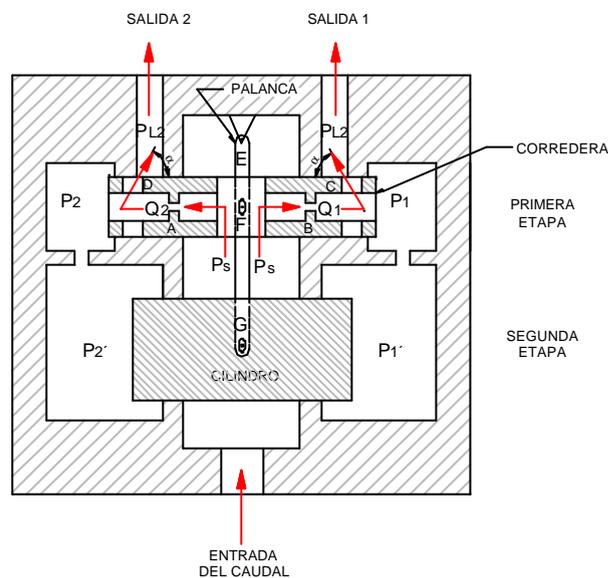


Figura 3-24. Esquema de una válvula divisora de dos etapas.

R. Chan (1981), presenta un divisor de caudal que reduce la influencia de las fuerzas de flujo que actúan sobre la corredera de la válvula.

Uno de los criterios de diseño de su divisor fue cambiar el ángulo de descarga que sale por el orificio variable de la válvula, aproximándolo lo más cerca posible a 90°, para reducir las fuerzas de flujo. El segundo criterio fue incrementar el área de la corredera que reduce el efecto indeseable (principalmente por fuerzas de rozamiento y fuerzas de flujo) sobre el error de división en régimen permanente, figura 3-25. De hecho, y por medio de experimentación, ambos criterios de diseño redujeron significativamente el error de división del caudal.

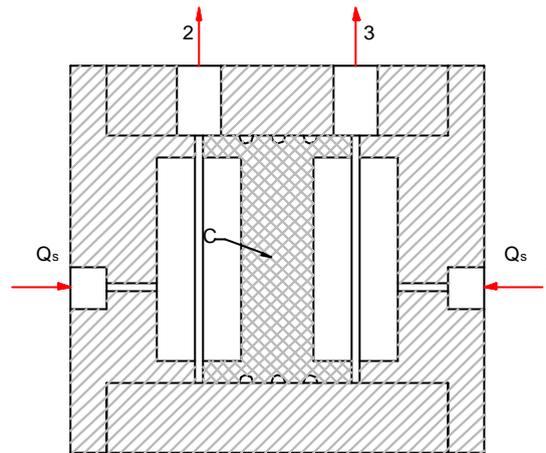


Figura 3-25. Esquema del divisor de Chan.

R. Chan (1981) propone que, para reducir el error de división de caudal, se puede utilizar un sistema como el mostrado en la figura 3-26, con lo cuál se pueden minimizar las fuerzas de flujo en válvulas comerciales. Este último diseño es mucho más atractivo que construir válvulas de alta precisión como las descritas hasta ahora.

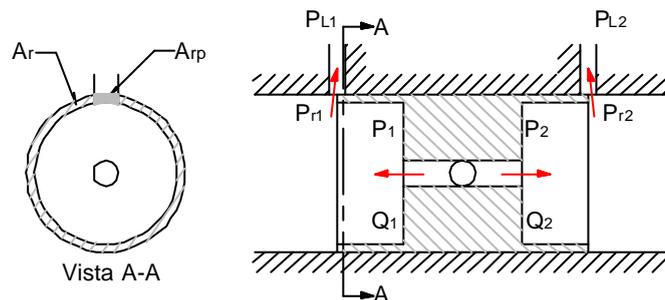


Figura 3-26. Esquema del planteamiento de Chan.

Como primer paso, y basado en la figura 3-26, se considera un balance de fuerzas sobre la corredera de la válvula de una etapa. Donde  $P_{r1,r2}$  representan las presiones que rigen en las cámaras y,  $P_{L1,L2}$  representan las presiones aguas abajo debido a las cargas. Despreciando el rozamiento y las fuerzas de flujo, el balance de fuerzas en régimen permanente sobre la corredera de la válvula está, aproximadamente, dado por:

$$P_1(A_S - A_{rp}) + P_{r1}A_{rp} = P_2(A_S - A_{rp}) + P_{r2}A_{rp}$$

Donde  $P_1, P_2$ , son las presiones del fluido (relativamente reposado) en la propia superficie de la corredera.

$P_{r1}$ ,  $P_{r2}$ , son las presiones medias adyacentes a los bordes de los puertos de salida en la región de alta velocidad.

$A_s$ , es el área total de la corredera.

$A_r$ , es el área del borde.

$A_{rp}$ , es el área del borde expuesto a caudales de alta velocidad descargándose a través del puerto de salida.

Una importante característica a distinguir de esta ecuación es la asunción de que la presión en las vecindades de los puertos de salida  $P_r$  es significativamente diferente que la presión en la superficie.

La ecuación anterior puede ser replanteada como:

$$P_1 - P_2 = \frac{(P_{r2} - P_{r1})A_{rp}}{A_s - A_{rp}}$$

De la definición de error,

$$E = \frac{(C_d A_o)^2 \frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}{Q_s^2}$$

Se deduce que, minimizando la diferencia ( $P_1 - P_2$ ), se puede minimizar el error de división. Esto se puede conseguir reduciendo  $A_{rp}$ , es decir, el área física del borde de la corredera.

Zhang Yun-qi (1986), propone ampliar el rango de caudales para una misma configuración y tamaño de válvula divisora/integradora de caudal de alta precisión. Para ello, propone el diseño de un autorregulador cuyo propósito es variar las áreas de los orificios fijos, en concordancia con el caudal. Es decir, propone sustituir los orificios fijos por orificios variables. De este modo, si el caudal aumenta, es necesario y deseable incrementar las secciones de los orificios variables con el fin de mantener una caída de presión constante y, por tanto, un error de división constante.

De la ecuación de un caudal a través de un orificio fijo, se tiene que:

$$P_1 = \frac{Q_1^2}{C_d^2 A_o^2 (2/\rho)} \quad [3-1]$$

$$P_2 = \frac{Q_2^2}{C_d^2 A_o^2 (2/\rho)} \quad [3-2]$$

por lo tanto el error de división del caudal es influenciado por la caída de presión a través de un orificio fijo:

$$E = \frac{\sum F_i}{A_p 2\Delta P} \quad [3-3]$$

donde:

$\Delta P$ , es la caída de presión media a través de los orificios fijos.

$A_p$ , área del pistón.

$A_o$ , área del orificio fijo.

$\sum F_i$ , suma de fuerzas externas.

$C_d$ , coeficiente de descarga de los orificios fijos.

$Q_i$ , flujo a través de los puertos 1 y 2.

$\rho$ , densidad.

$P_i$ , es la caída de presión a través de los orificios 1 y 2.

### Otras.

En La figura 3-27 se muestra un esquema del autorregulador diseñado por Zhang. Es de observar que el conexionado entre el autorregulador y la válvula divisora/integradora de caudal que, aunque se muestra de forma externa, posteriormente estará integrado en el ensamblaje final de la válvula.

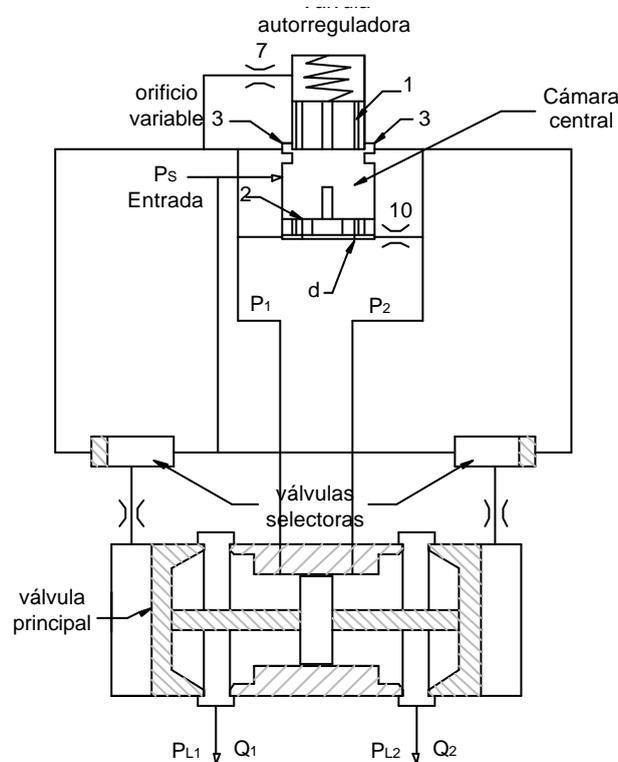


Figura 3-27. Autorregulador de Zhang Yun-qi.

El autorregulador consiste de dos partes: el orificio regulador (1) y el pistón direccional (2). En el modo divisor, la presión de suministro es conducida hacia las válvulas selectoras (pulsadas en el modo divisor) y hacia la cámara central del autorregulador. Esta presión en la cámara actúa sobre ambos pistones (1 y 2), tal como se ilustra en la figura 3-27. Considerando el pistón (2), la corriente dirigida hacia el lado bajo (d) es conducida a la válvula principal vía orificio (10) con un valor de presión media menor que la presión de suministro. El diferencial de presión a través del pistón (2) (áreas iguales), obliga a la corredera a moverse hacia abajo, hasta los topes finales. El caudal, también, es conducido vía orificio (1) hacia la parte superior del orificio del pistón regulador. Una presión diferencial se crea a través del pistón del regulador y, consecuentemente, la corredera es desplazada hacia arriba comprimiendo el muelle. A medida que la corredera se va moviendo, la sección de los orificios (3) iría variando consecuentemente.

En ausencia de las fuerzas de reacción, el balance de fuerzas a través de la corredera podrá ser escrito como:

$$P_S A_1 - P_1 A_1 = k(y_o + y) = P_{1A} (A_1) \quad [3.4]$$

o

$$P_{1A} = \frac{k(y_o + y)}{A_1} \quad [3.5]$$

De esta ecuación es evidente que la caída de presión es una función del desplazamiento de la corredera, de la precompresión del muelle sobre la corredera, de la constante del mismo y del área del pistón. Bajo una regulación perfecta, la caída de presión a través del orificio debe ser constante. De la ecuación [3.5] se puede observar que, teóricamente, esto no puede ser alcanzado debido a la presencia del término  $ky$ . Sin embargo, eligiendo apropiadamente la constante y la pretensión del muelle, el efecto de este término puede ser minimizado de tal forma que la caída de presión, finalmente, sea aproximadamente constante para amplios rangos de caudal.

En el modo integrador, considerando el pistón (2), la presión en el lado final inferior de la corredera (b) es mayor que la de la cámara de presión superior y su efecto es que los dos pistones llegan a actuar como uno solo. En esta posición, la suma de fuerzas sobre los pistones y en régimen permanente es:

$$P_2 (A_{R2}) - P_S (A_{R2} - A_{R1}) + P_S (A_1 - A_{R1}) - P_1 (A_1) = k(y + y_o) \quad [3.6]$$

Por el diseño,  $P_2$  es aproximadamente igual a  $P_1$ ; consecuentemente,

$$P_1(A_{R2} - A_1) - P_S(A_{R2} - A_1) = k(y + y_o) \quad [3.7]$$

Si el área del pistón inferior se hace aproximadamente dos veces el área de la cámara interior, es decir,  $A_{R2} = 2 A_1$ ,

entonces,

$$P_1(A_1) - P_S(A_1) = k(y + y_o) \quad [3.8]$$

o

$$P_{1A} = \frac{k(y + y_o)}{A_1} \quad [3.9]$$

Es obvio que esta última ecuación es la misma que la ecuación [3.5] para el caudal cuando es dividido. Usando el mismo procedimiento del caso del divisor, la caída de presión a través del orificio puede ser aproximada por:

$$P_{1A} = \frac{k(y_o)}{A_1} \quad [3.10]$$

y, por tanto, podría ser confiablemente constante para un amplio rango de caudales.

P. Stroempl (1990), Asevera que la cavitación y la intensificación de la presión interfieren en el funcionamiento correcto de la válvula divisora/integradora de caudal. La cavitación puede ocurrir durante el funcionamiento de la división del caudal, mientras la intensificación de la presión ocurre durante la integración del caudal.

De este análisis crítico cabe concluir con los resultados siguientes:

1.- Durante los últimos 20 años se constata la necesidad de obtener un dispositivo que divida un caudal de forma proporcional y automáticamente. Los técnicos proponen para ello una amplia variedad de divisores que, finalmente, se caracterizan por utilizar sistemas de orificios conectados en serie o en paralelo.

2.- En la práctica se comprueba la enorme influencia de las cargas sobre la exactitud y la precisión en la partición del caudal como efecto directo de las reacciones fluidodinámicas en el interior de la válvula. Adicionalmente, se identifican otras causas del error de división tales como las fugas internas, la temperatura o el bloqueo diferencial.

3.- Aparecen prototipos que plantean soluciones reales para el bloqueo diferencial, el efecto de la temperatura y finalmente, (producto de una tendencia a diseñar divisores más sofisticados de alta precisión) para controlar el efecto de las fuerzas de flujo en el interior del divisor.

4.- Desde el punto de vista teórico cabe mencionar que la mayoría de estudios se limitan a plantear un análisis simplista de la válvula divisora en régimen permanente.

Pocos son los investigadores que se han interesado por el análisis dinámico, el planteamiento utilizado se limita a definir e integrar las ecuaciones de estado sin llegar a un análisis crítico de los resultados y/o comparar con las prestaciones reales de la válvula.

De todos estos estudios, cabe destacar los trabajos del grupo de investigación dirigidos por el profesor Burton, que apunta hacia la idoneidad de utilizar el método de Bond graph para la simulación de estos componentes oleohidráulicos. Esta propuesta precisamente, es la que se ha desarrollado en profundidad a lo largo de la tesis.