

5.1.1.1. *Válvula Reguladora de Presión Bifuncional N° 2 (VRP2)*

Tal y como se describió antes, la válvula reguladora de presión nº 2 (VRP2) es una válvula que tiene doble función ya que puede trabajar como válvula de frenado y como válvula limitadora cuando el cilindro de inclinación / volteo se encuentra completamente extendido.

De forma análoga a la válvula precedente, en este apartado se presenta el modelo de simulación desarrollado para el sistema oleohidráulico esquematizado en la figura 5.47 y 5.48 que consiste fundamentalmente por un actuador lineal (cilindro de inclinación/volteo) y la válvula VRP2.

En la figura 5.49 se muestra el bond graph correspondiente.

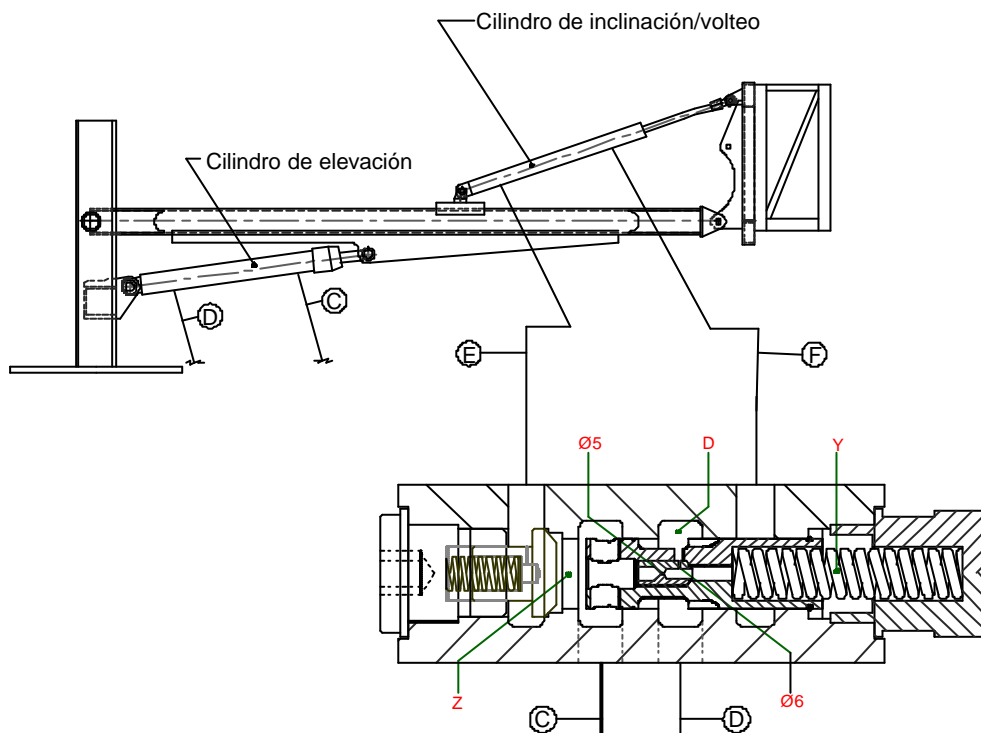


Figura 5.47 – Válvula reguladora de presión nº 2 en posición cerrada

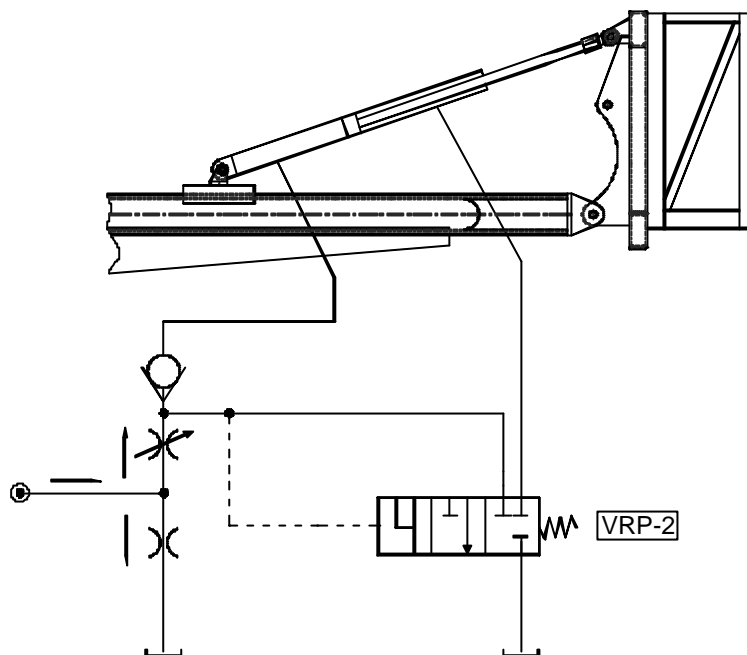


Figura 5.48 – Esquema del sistema modelizado en bond graphs

El modelo así planteado se ha utilizado para realizar una serie de simulaciones, permitiendo de esta forma tener un conocimiento profundo sobre el comportamiento cinemático y dinámico de la válvula VRP2. Los parámetros utilizados se encuentran en la tabla 5.7

En las gráficas de las figuras siguientes representan los resultados de los ensayos aplicando una presión de 20 bares con carga diferentes (-10 a $+10$ hN) (figuras 5.50, 5.51 y 5.52) y una presión de 80 bares con carga nula (figura 5.53). Las simulaciones corresponden al desplazamiento de la corredera principal y del pistón del cilindro de inclinación / volteo, el caudal de aceite que sale de la cámara del lado pistón / vástago y pasa a través de la correspondiente válvula de frenado y el caudal de aceite que se dirige a tanque a través de la vía correspondiente a la válvula limitadora.

En las circunstancias antes descritas, el ensayo representado en la figura 5.50 sucede lo siguiente:

- Entre 0 a 0.008 segundos:
 1. El pistón se encuentra en estado de reposo.
 2. La presión de pilotaje empieza a empujar al muelle, se detecta el movimiento de la corredera, pero todavía el desplazamiento no es

suficiente para abrir la lumbrera de paso para que pueda fluir el aceite a través de ella.

3. Se observa flujo de aceite a través de los chicles de 6 y 5 mm de diámetro.
- Entre 0.008 a 0.072 segundos:
 1. El desplazamiento de la corredera principal permite abrir poco a poco la sección de paso de aceite de la válvula dando lugar a que el aceite de la cámara del lado pistón / vástago comience a fluir y éste, además, vaya aumentando.
 2. El pistón deja su estado de reposo e inicia su carrera.
 - Entre 0.072 a 0.2 segundos:
 1. El desplazamiento de la corredera principal, provocada por la presión que comprime al muelle, habilita a la válvula para que ésta actúe como válvula de frenado (tubería lado pistón / vástago) y como válvula limitadora (tubería lado pistón). Esto implica el inicio del flujo de aceite que se da a través de la vía correspondiente a la válvula limitadora.
 2. El caudal de descarga en vía de frenado se mantiene prácticamente constante.
 - Entre 0.2 a 0.282 segundos:
 1. Se puede aceptar que se dan las condiciones de régimen permanente (la velocidad del cilindro es constante) y los caudales de descarga vía posición de frenado y posición vía limitadora de la válvula se mantienen constantes.

En la figura 5.52 se impone una carga de embalamiento, el desplazamiento del pistón es más rápido y se puede observar que el caudal de descarga vía frenado se hace nula y para el caudal vía limitadora se impone la condición de presión de pilotaje máxima y sus efectos se detectan en el instante de 0.25 segundos (máximo caudal)

En las siguientes simulaciones se repiten el mismo ensayo, pero con la diferencia que en la figura 5.51 se mantiene la presión y aplicamos carga nula y en la figura 5.53, la presión aumenta a 80 bares y fuerza nula. Los aspectos diferenciales más significativos entre estos ensayos son:

1. Manteniendo la misma presión, la velocidad de desplazamiento del pistón va aumentando de manera proporcional al aumento de la carga, desde una carga resistiva, pasando por una carga nula, hasta llegar a una carga de embalamiento (figuras 5.50, 5.51, 5.52).
2. Comparando el ensayo de la figura 5.51 con el de la figura 5.53, con iguales condiciones de carga, pero elevando a cuatro veces la presión, la velocidad del pistón en esta última (figura 5.53) es 67% mayor que en el de la anterior (figura 5.51).

Las gráficas de las figuras 5.54 y 5.55 representan la evolución de las simulaciones del desplazamiento de la corredera principal de la válvula VRP2, así como el caudal de descarga a través de la válvula cuando trabaja como válvula de frenado aplicando al sistema un caudal de 3500 cm³/s. También se muestra el desplazamiento del vástago del cilindro que controla la válvula VRP2 y la presión que reina en la cámara del pistón cuando el cilindro está sometido a una carga resistiva de -10 hN (figura 5.54) y a una carga de embalamiento (+10 hN) (figura 5.55).

En estas circunstancias, en la figura 5.54 sucede lo siguiente:

- Entre 0 a 0.01 segundos:
 1. La presión se eleva hasta alcanzar su punto máximo, consecuencia del estado de reposo del pistón, el que a pesar de la presión todavía no empieza a moverse. Esta misma presión vence la resistencia del muelle, desplaza la corredera principal y habilita a la válvula para que actúe como válvula de frenado y válvula limitadora.
 2. Lo anterior permite la descompresión lado pistón / vástago del cilindro y limita el valor de la presión en la cámara lado pistón del cilindro (función válvula limitadora).
- Entre 0.01 a 0.03 segundos:
 1. El pistón deja su estado de reposo e inicia su carrera.
 2. La presión en el lado pistón disminuye
 3. El caudal de aceite de la cámara lado pistón / vástago aumenta mientras que el caudal que va a tanque a través de la vía correspondiente a la funcionalidad de válvula limitadora, va disminuyendo.
- Entre 0.03 a 0.14 segundos:

1. La corredera se encuentra en un estado de equilibrio dinámico no amortiguado que provoca variaciones en la sección de paso de la válvula, consecuencia de ello, el caudal de aceite de la cámara lado pistón / vástago y el que va a tanque a través de la vía que corresponde a la funcionalidad de válvula limitadora, sufren variaciones, hasta alcanzar una posición de equilibrio, en la cual se mantienen prácticamente constante las magnitudes presión, caudal y velocidad del cilindro.
- De 0.16 segundos en adelante:
1. El pistón llega a su carrera final y con ello, el cilindro se extiende completamente dando lugar a que el caudal que sale de la cámara del lado pistón / vástago llegue a ser nulo.
 2. La válvula pasa a funcionar de manera total como válvula limitadora protegiendo así al sistema de sobrepresiones.

En la siguiente simulación se repite el mismo ensayo pero con inversión de carga (figura 5.55). Como aspectos diferenciales más significativos entre ambos ensayos destacamos:

1. El pistón se desplaza con menos velocidad cuando se enfrenta con carga resistiva (figura 5.54), que con una carga de embalamiento (figura 5.55).
2. Durante el recorrido del pistón, la válvula VRP2 tiene más tendencia a funcionar como válvula limitadora en el primer caso (figura 5.54), en cambio, en la situación presentada en la figura 5.55, la válvula tiene tendencia a actuar como válvula de frenado, como era de prever.
3. Consecuentemente para estos ensayos, comparando el caudal de descarga y el caudal que va a tanque a través de la vía que corresponde a la válvula limitadora es aproximadamente un 50% mayor y un 30% menor respectivamente con carga de embalamiento que con carga resistiva.

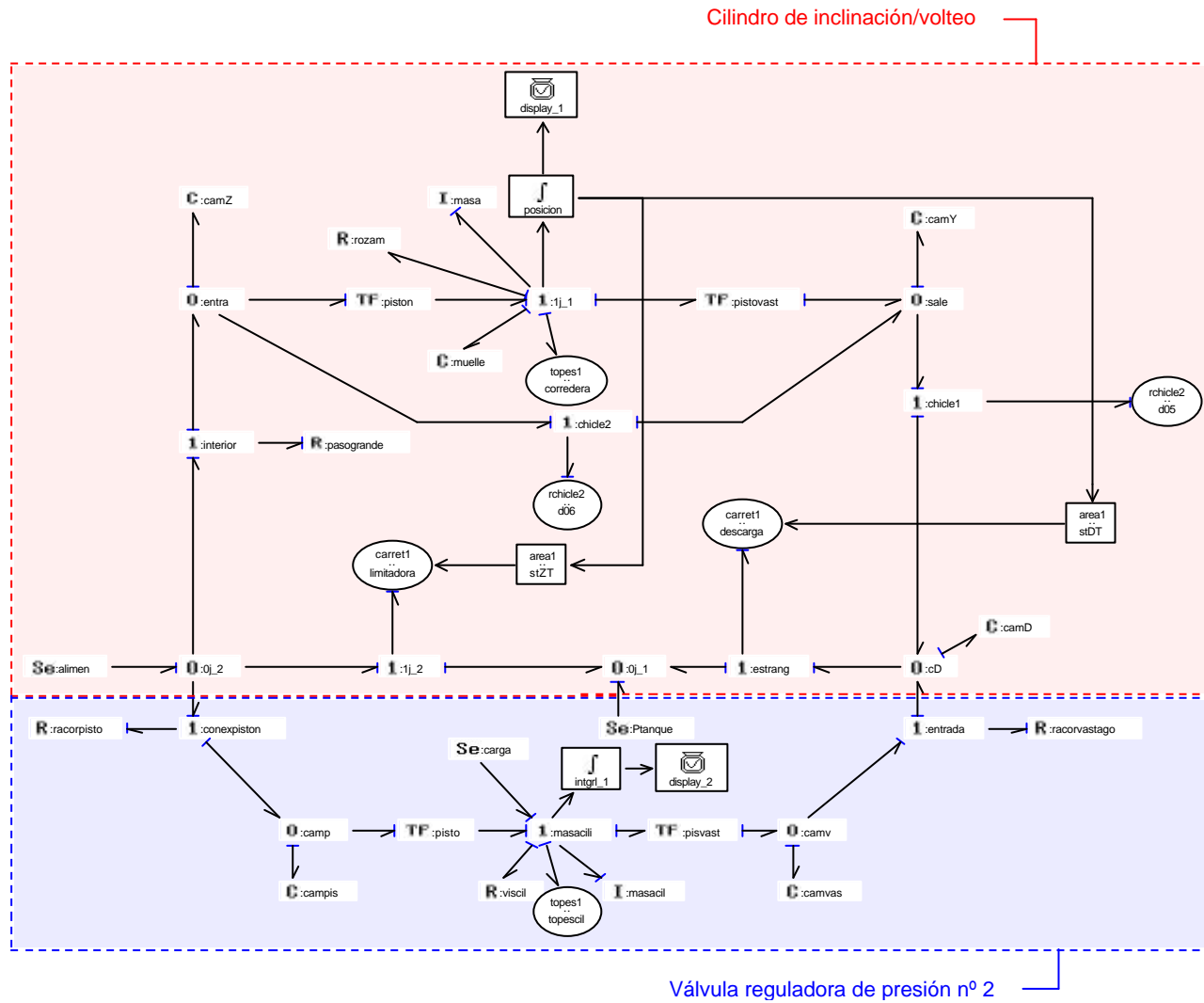


Figura 5.49 – Modelo Bond Graph de la vàlvula reguladora de presi3n n° 2 acoplada al cilindre de inclinaci3n / volteo

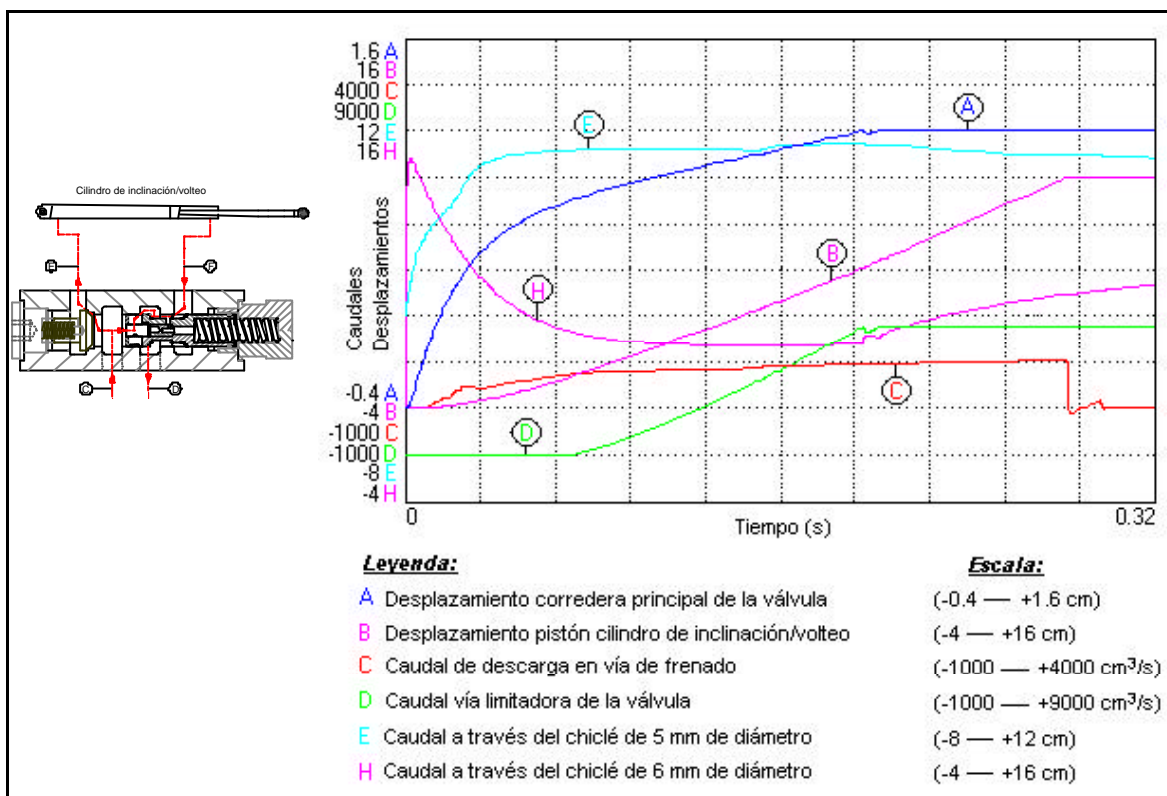


Figura 5.50 – Resultados de la simulación de la válvula reguladora de presión nº 2 para una presión de 20 bar y una fuerza de -10 hN

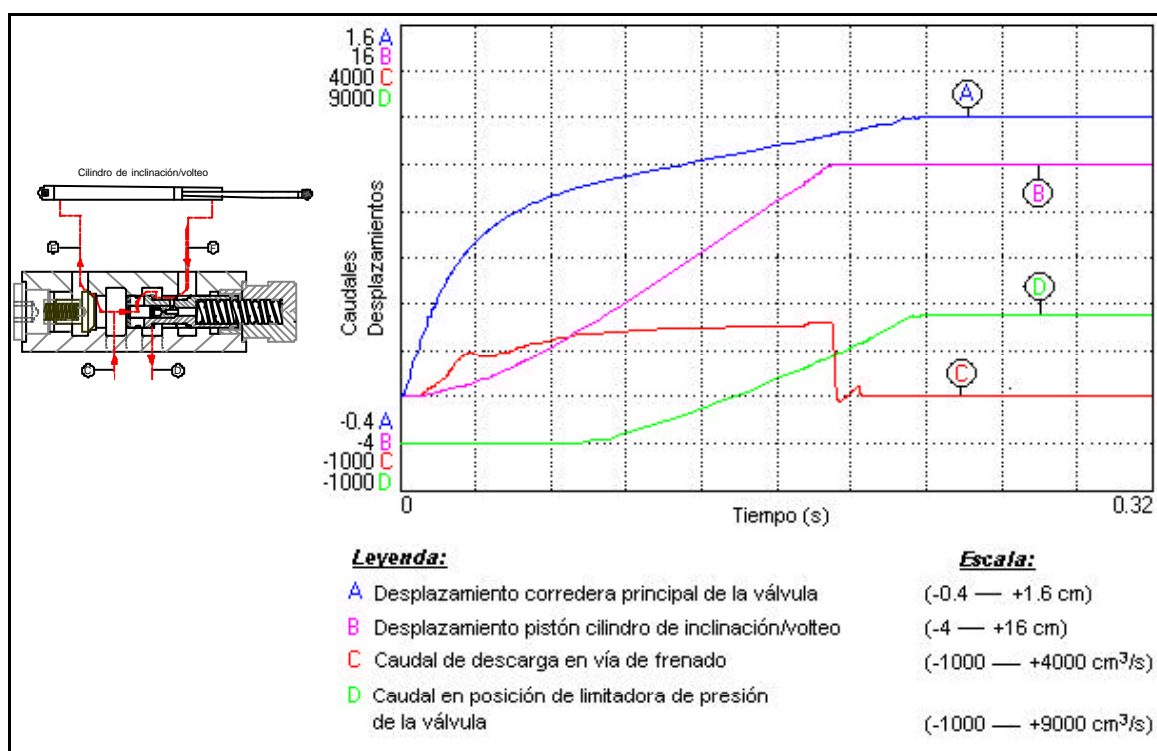


Figura 5.51 – Resultados de la simulación de la válvula reguladora de presión nº 2 para una presión de 20 bar y una fuerza de 0 N

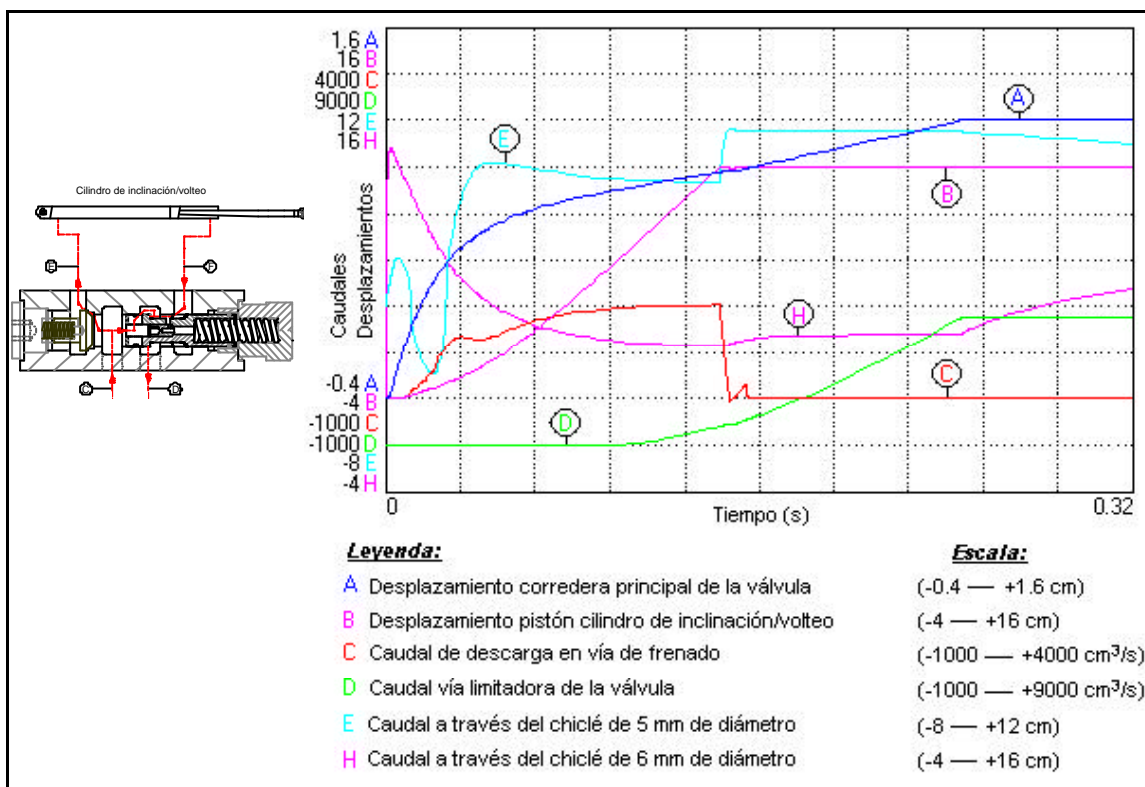


Figura 5.52 – Resultados de la simulación de la válvula reguladora de presión nº 2 para una presión de 20 bar y una fuerza de 10 hN

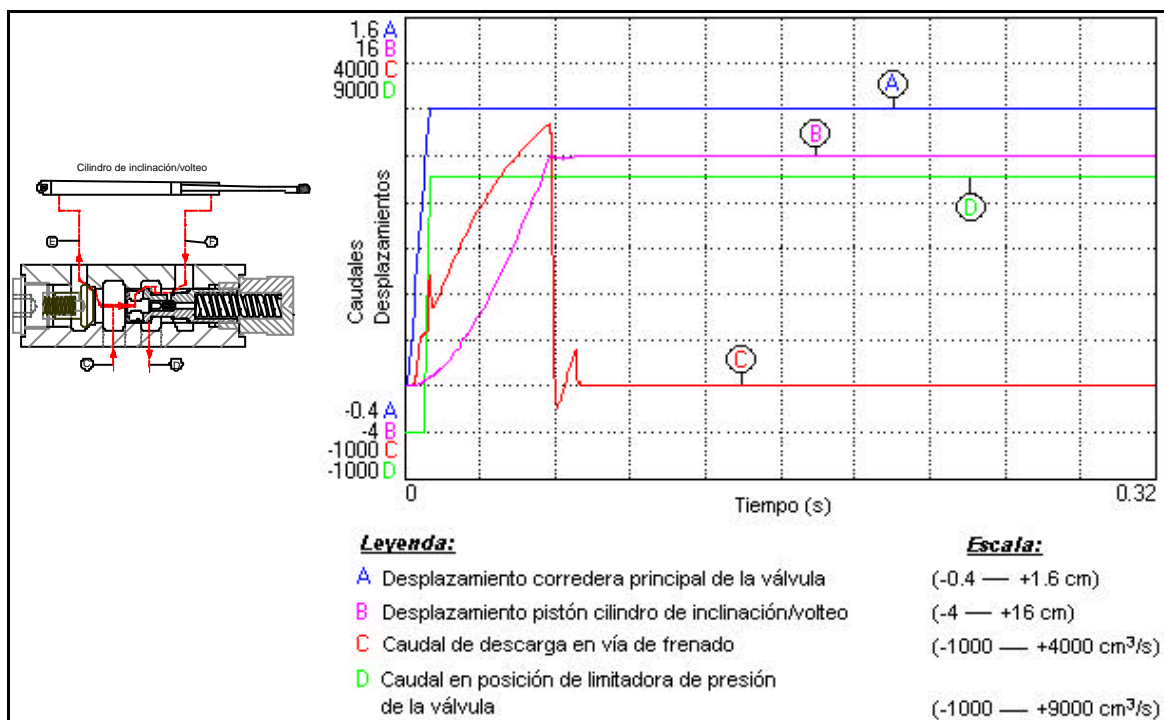


Figura 5.53 – Resultados obtenidos de la simulación de la válvula reguladora de presión nº 2 para una presión de 80 bar y una fuerza de 0 N

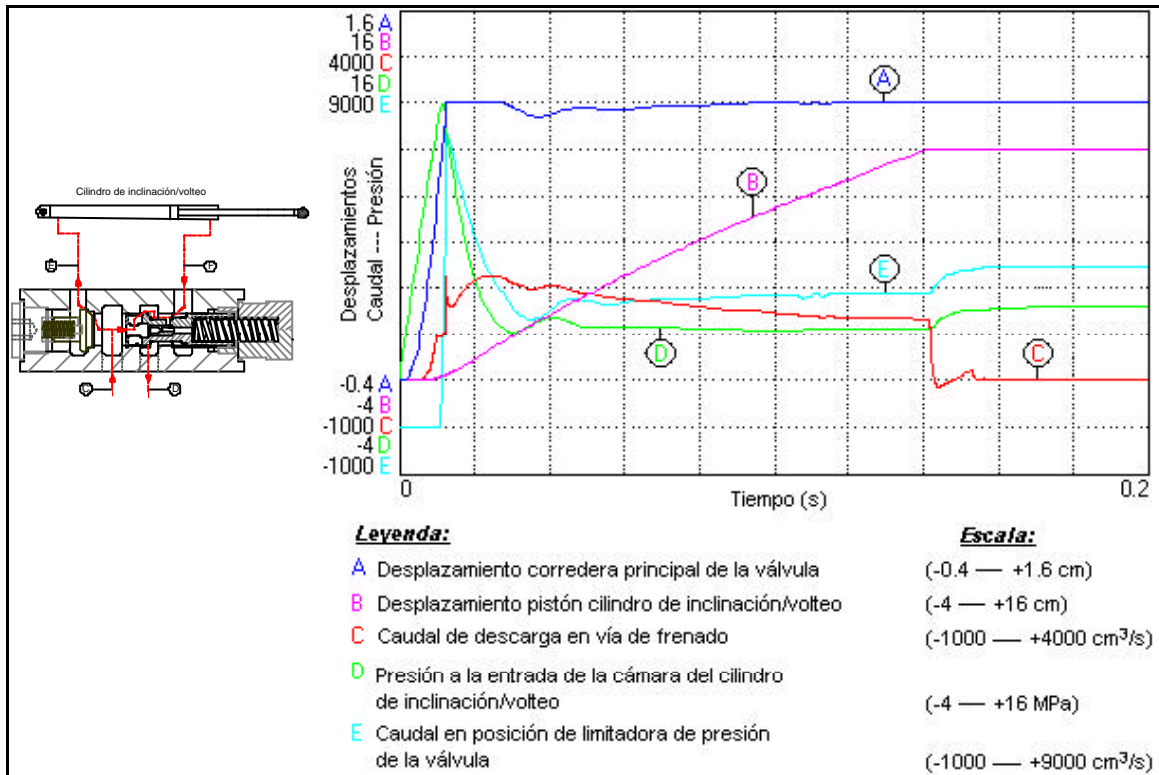


Figura 5.54 – Gráficos obtenidos mediante la simulación de la válvula reguladora de presión n° 2 aplicando una presión de -10 MPa

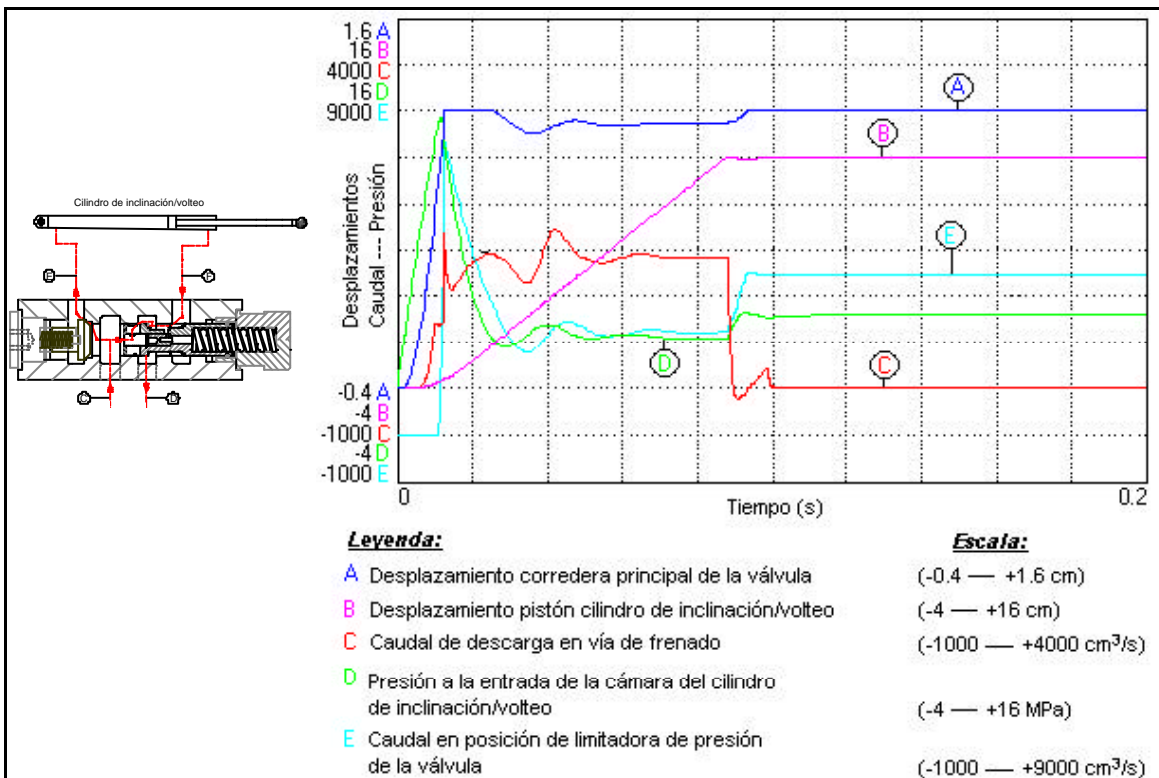


Figura 5.55 – Gráficos obtenidos mediante la simulación de la válvula reguladora de presión n° 2 aplicando una presión de 10 Mpa

		Unidades SI	Unidades Bond Graph
Área del cilindro de inclinación / volteo	Cámara del pistón	1590.431 mm ²	15.904 cm ²
	Cámara del vástago	1099.56 mm ²	10.996 cm ²
Área de la corredera de la válvula		201.062 mm ²	2.01 cm ²
Constante del muelle		556.4 N/mm	55.64 hN/cm
Masa de la corredera		0.0491 Kg	49.1*10 ⁻⁶ Mg

Tabla 5.7 – Parámetros utilizados para la simulación de la válvula reguladora de presión nº 2

5.1.1.2. Conjunto divisor de caudal (VDC)

El diseño del conjunto divisor de caudal está inspirado en una disposición convencional de una válvula divisora de caudal en el cual los orificios de cada ramal están conectados en serie con la particularidad de que en lugar de disponer los clásicos orificios fijos y de igual diámetro, se ha sustituido uno de ellos por una válvula de aguja.

El esquema del conjunto divisor de caudal se muestra en la figura 5.56

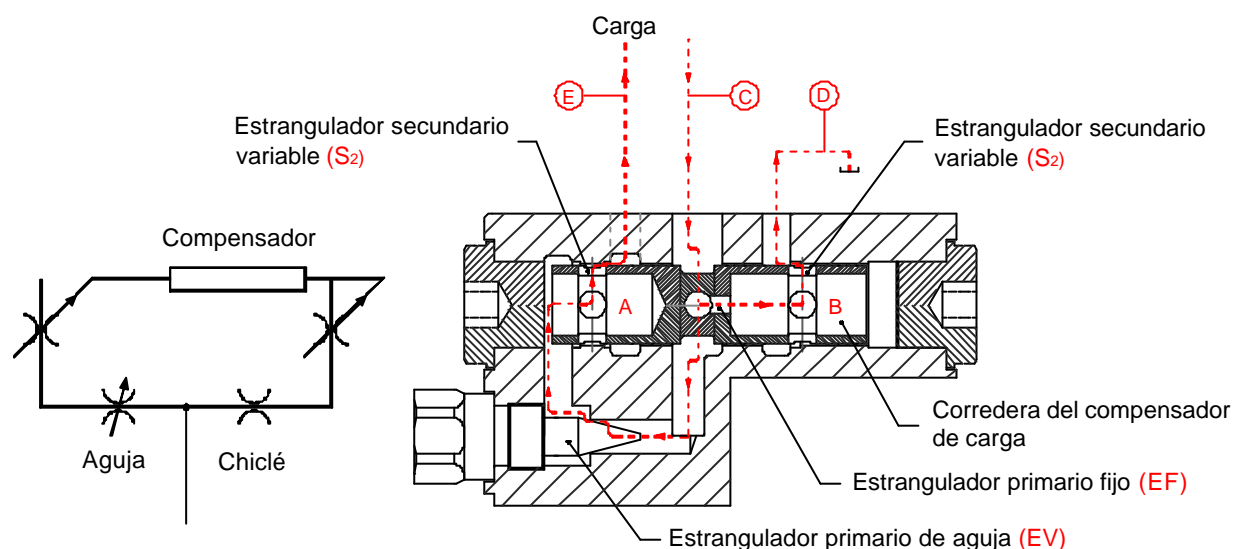


Figura 5.56 – Esquema de la válvula divisora

Este elemento es el encargado de distribuir, de manera proporcional, el caudal que sale del cilindro de elevación hacia el cilindro de inclinación / volteo.

El caudal que viene del cilindro de elevación que entra por el colector “C”, se divide una proporción que sale por “D” al depósito y la otra atraviesa el estrangulador de aguja que controla la cantidad de aceite que sale por “E” hacia la cámara del pistón del cilindro de inclinación / volteo.

La figura 5.57 muestra el esquema de bond graph para el sistema descrito en la figura 5.56.

Para interpretar el esquema de bond graph de la divisora (figura 5.57) conviene también ver el esquema de la válvula divisora mostrada en la figura 5.56 para su mejor comprensión.

Analizando el lado derecho de la figura de la figura 5.57, el elemento (rchicle2:chicle4) representa al estrangulador fijo que contiene un chicle, y el elemento (C:camB) representa la compresibilidad del aceite en la cámara B (ver figura 5.56).

Por otra parte, en el lado izquierdo del esquema, el elemento (regula2:aguja) representa al estrangulador variable de aguja el cual, al posicionarla en un punto específico, determina la sección de paso (elemento con:Xaguja), que pasa a la cámara A. Esta cámara está simulada por un elemento capacitancia (C:camA).

Los elementos resistores regula1 y regula2, corresponden a los orificios de sección variable del compensador de carga.

Habida cuenta que el compensador de carga es del tipo corredera, es posible determinar la evolución de la sección de paso en función de su geometría y del movimiento de la corredera que se ve accionada como consecuencia de las presiones que reinan en las cámaras A y B.

Para un desplazamiento X de la corredera, la sección de paso se puede calcular mediante la expresión (ver figura 5.58)

$$S_a = \pi \cdot \frac{d^2}{4} - S$$

En donde

$$S = 2 \int_{-\frac{d}{2}}^X y \, dx \quad \text{e} \quad y = \sqrt{R^2 - x^2}$$

Que una vez integrada, se obtiene:

$$S_a = \frac{1}{8} \pi d^2 - x \sqrt{\frac{d^2}{4} - x^2} - \frac{d^2}{4} \arcsen\left(\frac{2x}{d}\right)$$

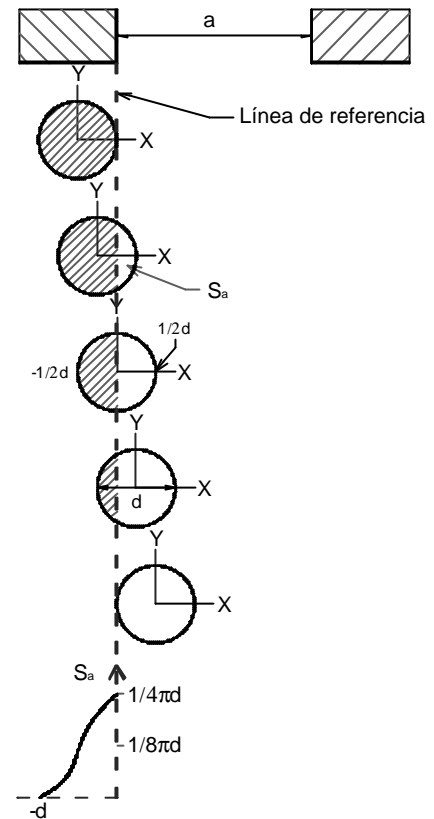
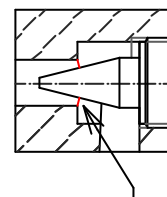


Figura 5.58 – Evolución en la abertura del estrangulador secundario variable

Para calcular la sección de paso efectiva en función del desplazamiento de la aguja, se ha utilizado la siguiente ecuación:

$$S = \frac{[\pi \cdot r^2 - \pi \cdot [r - (X_{\text{aguja}} \cdot \text{sen}(\theta)) / 2]^2]}{\cos(\theta/2)}$$



Sección de paso en la aguja

Estas ecuaciones han sido implementadas en los correspondientes algoritmos de cálculo de los elementos resistivos regala1, regala2 y raguja2.

Para evaluar las prestaciones del conjunto divisor de caudal, este se ha acoplado a un sistema hidráulico compuesto por la válvula de control de dirección proporcional, un cilindro de elevación para alzar el brazo del mecanismo de elevación y un cilindro de inclinación / volteo para girar el dispositivo terminal.

En la figura (5.59) se puede observar que para elevar el brazo, la válvula de control de dirección proporcional recibe del grupo de presión el caudal que entra por P, sale por A y llega al cilindro de elevación entrando por D a la cámara del pistón. El caudal de la cámara del vástago sale por C y llega a la divisora en donde el caudal se divide en una parte por estrangulador fijo (EF) y luego a tanque y la otra parte por el estrangulador variable (EV) y entra a la cámara del pistón del cilindro de inclinación / volteo por E. El caudal de la cámara del vástago sale por F y llega a B de la válvula de control y sale por T al depósito.

En la figura 5.60 se muestra el modelo bond graph del sistema definido en el que puede observarse los submodelos utilizados:

La válvula de control de dirección proporcional cuyo esquema se encuentra encerrada en el rectángulo con el color lavanda y línea discontinua color rojo oscuro, el cilindro de elevación, representada por el esquema encerrado en el rectángulo con el color rosa claro y línea discontinua color magenta ubicada en el extremo superior izquierdo y el cilindro de inclinación / volteo, representada por el esquema encerrado con en el rectángulo con el color azul cielo y línea discontinua color azul ubicada en el extremo superior derecho y el divisor encerrado en el rectángulo con el color verde de la figura 5.60. El tipo de válvula de control utilizada en el experimento es una válvula de centro cerrado de cuatro vías con recubrimiento positivo.

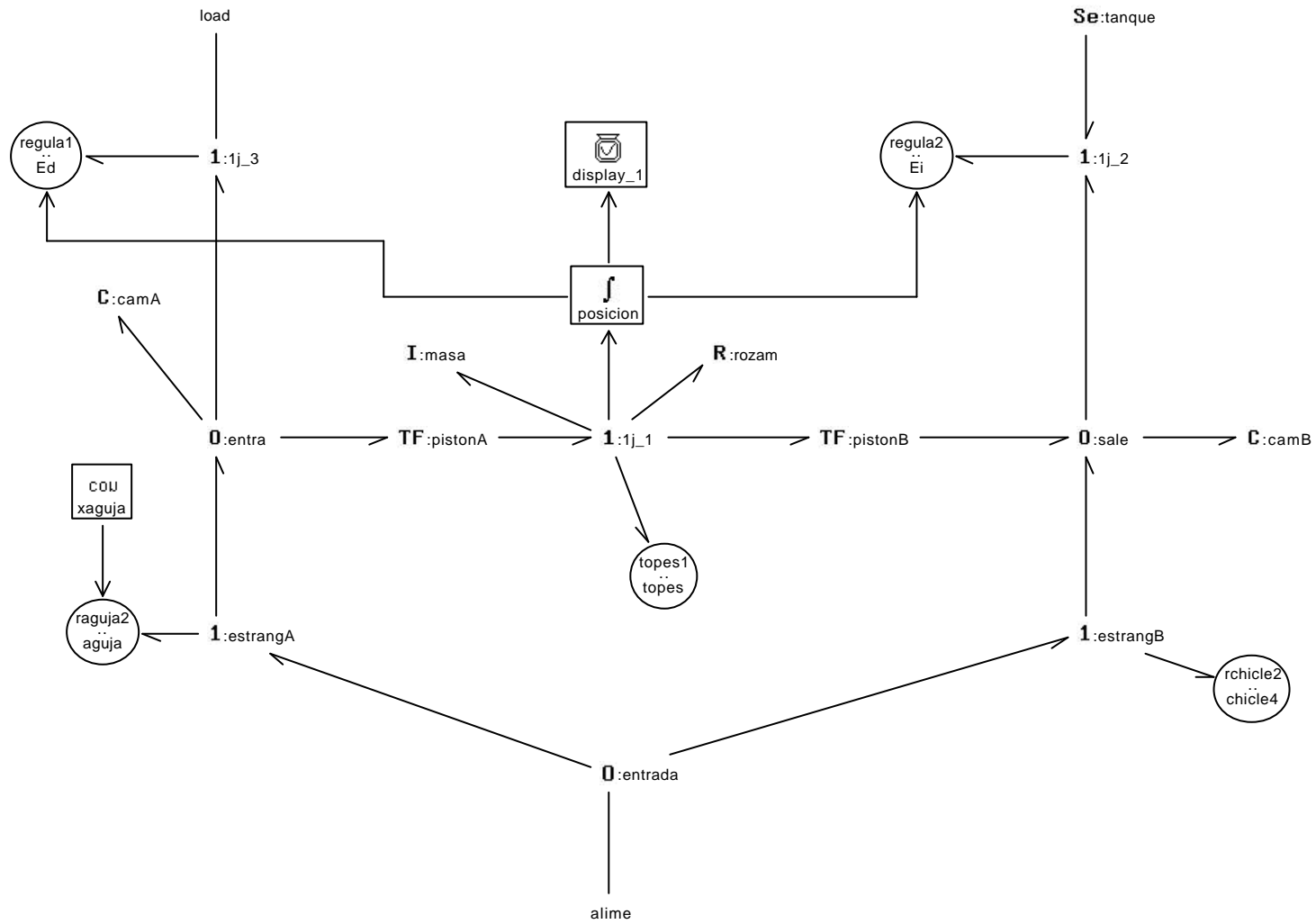


Figura 5.57 – Esquema de bond graph de la válvula divisora de caudal

Divisora acoplada a los cilindros

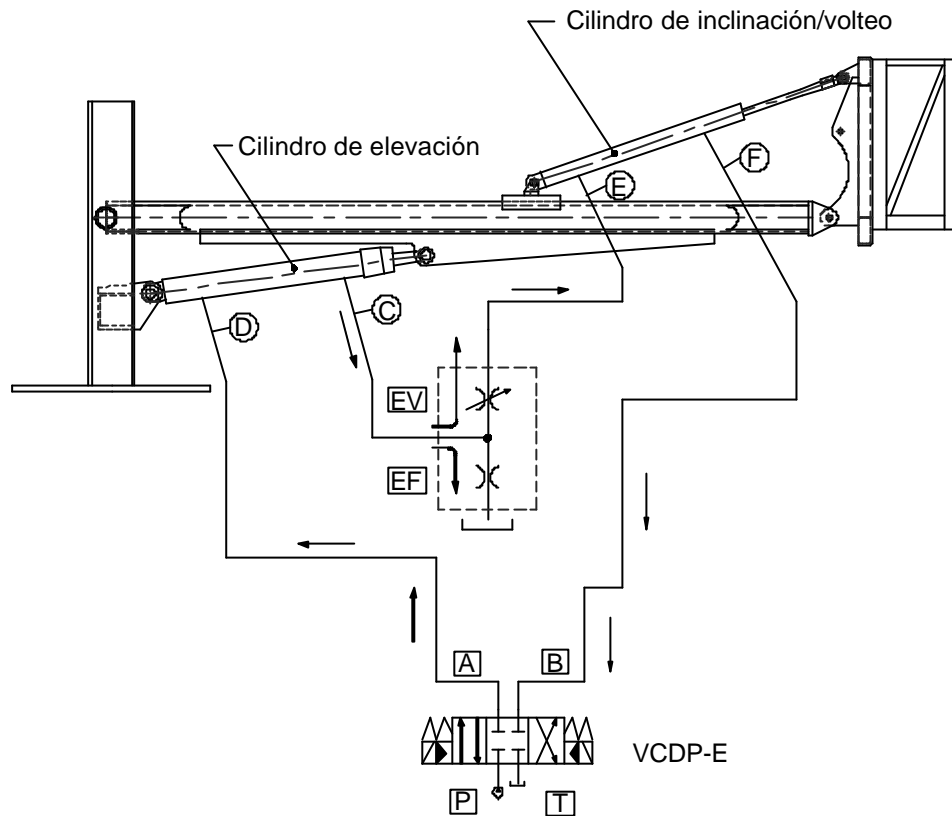


Figura 5.59 – Brazo de elevación, válvula divisora y válvula de control de dirección proporcional acoplados y que corresponde al ciclo de subida

Para el movimiento de bajada, la disposición de los componentes es la esquematizada en la figura 5.61, en donde, como consecuencia de la carga que actúa sobre el cilindro de inclinación / volteo puede ser resistiva o embalamiento (overrunning), se requiere incorporar la válvula de VRP1 (ver apartado 5.2.2.2).

En la figura 5.62 puede observarse que el bond graph del sistema ha sido configurado sobre la base de los submodelos de los componentes oleohidráulicos desarrollados al comienzo de este apartado y en el apartado 5.2.2.2.

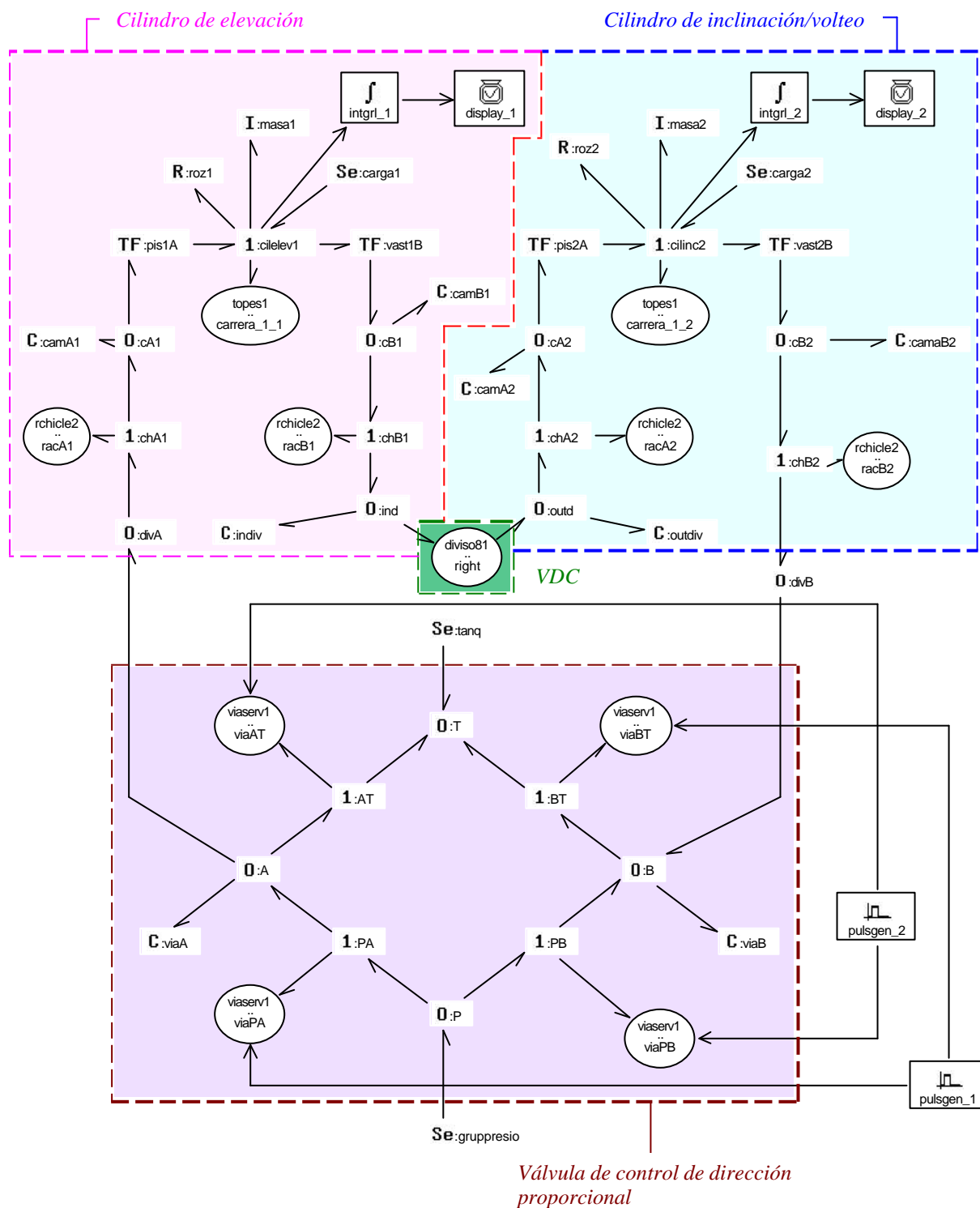


Figura 5.60 – Esquema de bond graph del sistema de la figura 5.59

Mecanismo base en ciclo de bajada

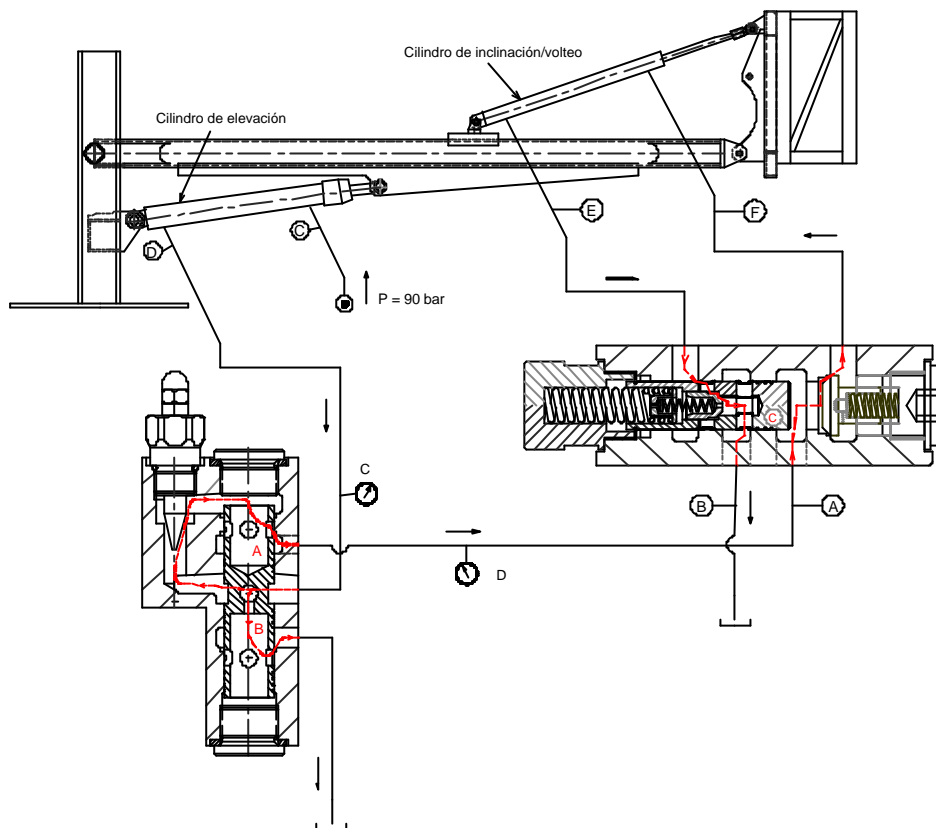


Figura 5.61 – Configuración del sistema modelado que corresponde al ciclo de bajada.

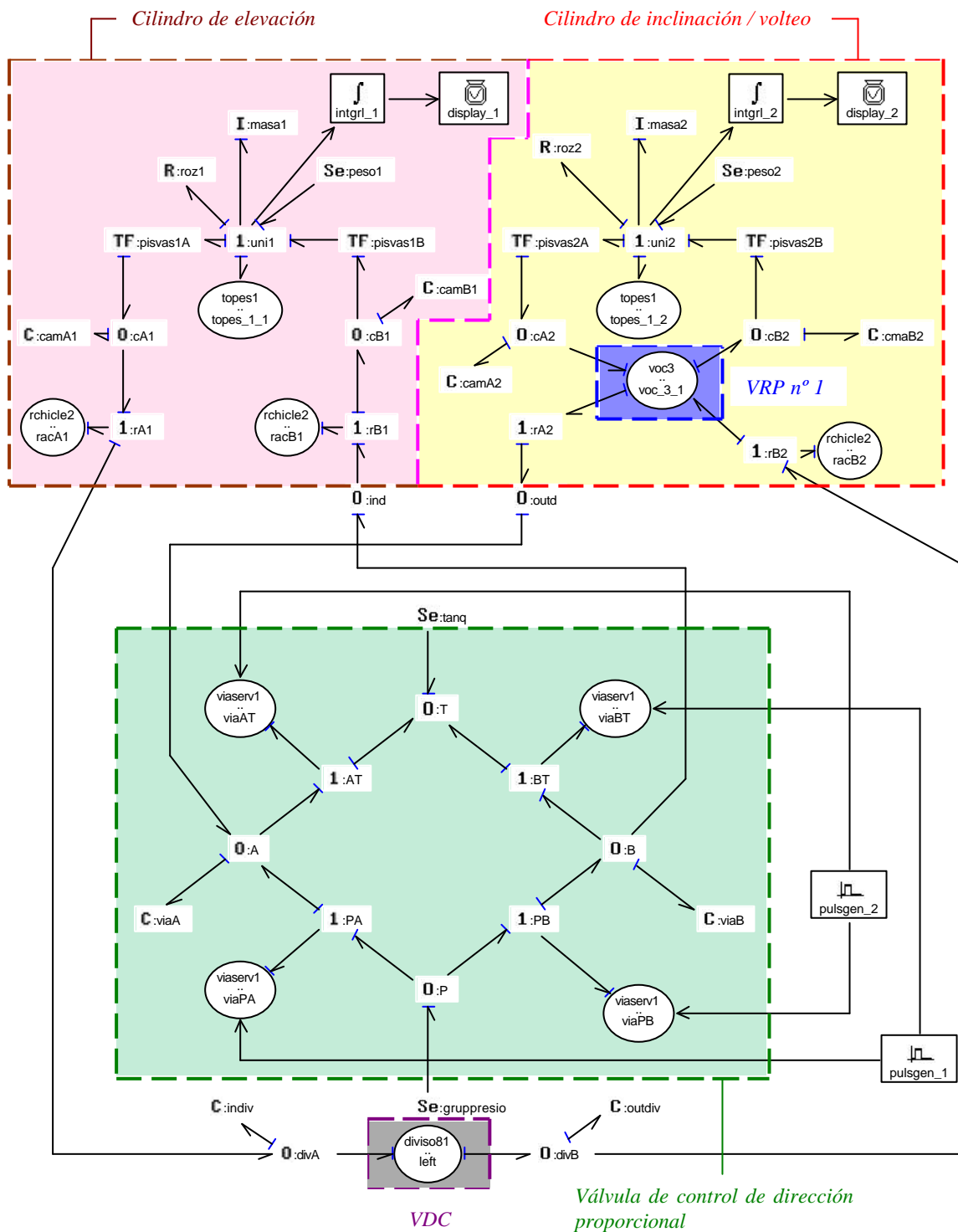


Figura 5.62 – Modelo Bond Graphs del conjunto de válvulas acoplada a los cilindros dispuestos de manera que se de el ciclo de bajada del sistema.

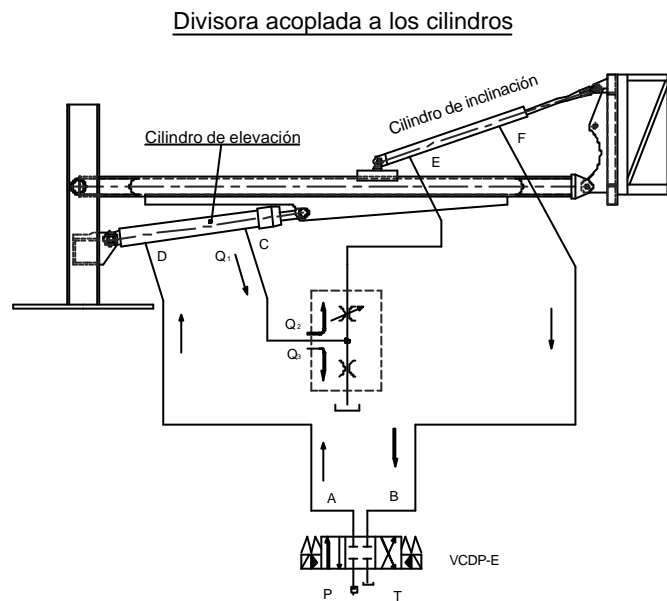
En la tabla 5.8 se muestran los parámetros usados en el ensayo realizado en la simulación de la válvula divisora de caudal.

		Unidades SI	Unidades Bond Graph
Áreas del cilindro de elevación	Cámara del pistón	4417.865 mm ²	45.179 cm ²
	Cámara del vástago	3161.23 mm ²	31.612 cm ²
Áreas del cilindro de inclinación / volteo	Cámara del pistón	1590.431 mm ²	15.904 cm ²
	Cámara del vástago	1099.56 mm ²	10.996 cm ²
Masa del pistón del cilindro de elevación		1500 Kg	0.015 Mg
Masa que soporta el cilindro de inclinación / volteo		500 Kg	0.005 Mg
Desplazamiento del pistón del cilindro de elevación	Longitud máxima	1205.76 mm	120.6 cm
	Longitud mínima	915.17 mm	91.52 cm
Desplazamiento del pistón del cilindro de inclinación / volteo	Longitud máxima	1445 mm	145.5 cm
	Longitud mínima	1035.75 mm	103.5 cm
Valores de K en las vías:	P → A	0.0004	0.0004
	P → B	0.0004	0.0004
	A → T	0.0004	0.0004
	B → T	0.0004	0.0004
Masa de corredera		0.0671 Kg	0.0671*10 ⁻⁶ Mg
Desplazamientos de la corredera	Longitud máxima	3.5 mm	0.35 cm
	Longitud mínima	-3.5 mm	-0.35 cm
Desplazamientos de la aguja	X ₁	0.75 mm	0.08 cm
	X ₂	1.00 mm	0.10 cm
	X ₃	1.50 mm	0.15 cm
	X ₄	2.00 mm	0.20 cm
	X ₅	2.50 mm	0.25 cm
	X ₆	3.00 mm	0.30 cm
	X ₇	5.50 mm	0.35 cm
	X ₈	4.00 mm	0.40 cm
	X ₉	5.50 mm	0.45 cm
	X ₁₀	5.50 mm	0.55 cm
	X ₁₁	6.50 mm	0.65 cm

Tabla 5.8 – Parámetros utilizados para la simulación de la válvula divisora de caudal

5.2. Simulación durante los ciclos de subida y bajada

Es de mucha importancia valorar el comportamiento dinámico de la válvula divisora de caudal (VDC) para lo cual el modelo planteado se ha utilizado para realizar una serie de simulaciones, lo que implicará alcanzar un conocimiento más profundo sobre la válvula y su interacción con el resto que configuran al sistema.



El ensayo de la válvula divisora de caudal se centra en el desarrollo de la evolución de las simulaciones del desplazamiento de los cilindros de elevación e inclinación / volteo, aplicando diferentes posiciones (de 1 a 7 mm) al submodelo, que representa al estrangulador de aguja variable, en cada uno de los ensayos, las cuales están en función de las situaciones de carga aplicada a los cilindros. Estos ensayos están divididos en las siguientes etapas:

- I. Se aplica carga al cilindro de elevación (100 hN) y ninguna al cilindro de inclinación / volteo.
- II. No se aplica carga ni al cilindro de elevación ni al de inclinación / volteo.
- III. No se aplica carga al cilindro de elevación, en cambio al cilindro de inclinación si se aplica (100 hN).

Cabe mencionar que los resultados de los ensayos de simulación que correspondan a la segunda y tercera etapa se presentaran únicamente de manera ilustrativa, dado que son casos que realmente no se dan, porque los cilindros de siempre tienen carga.

Tal como puede observarse en la figura 5.63, se considera que:

- Q₁: Caudal que va desde el cilindro de elevación a la divisora de caudal
- Q₂: Proporción de caudal dividido que pasa por el estrangulador variable al cilindro de inclinación volteo
- Q₃: Proporción de caudal dividido que pasa por el estrangulador fijo a tanque.

Cada uno de los caudales citados es evaluado mediante la expresión:

$$Q = C_d S \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$$

Habida cuenta que la válvula actúa como válvula divisora, la posición X de la aguja debe liberar una sección de paso efectiva tal que comparada con la sección del chiclé defina el porcentaje de caudal que se dirige a cilindro de inclinación/volteo, y en consecuencia, el caudal que va a tanque.

Gracias a la presencia del compensador, las perturbaciones debidas a las cargas aplicadas quedan reducidas al mínimo, como se pondrá en evidencia (ver figura 5.69)

En las figuras 5.64 y 5.65, se ha representado el desplazamiento de los cilindros para las distintas hipótesis de carga para diferentes posiciones de la aguja de estrangulación.

A primera vista, los resultados de las tres simulaciones tienen un comportamiento similar

Para visualizar la influencia que la carga tiene sobre la rapidez de desplazamiento de los cilindros, en la figura 5.67 se han comparado las prestaciones del conjunto con las tres condiciones de carga para un mismo valor de X (4 mm), lo cual permite establecer las diferencias. Cada ensayo se encuentra referenciado con un número, en el cual, los que tienen el número 1, corresponde al ensayo simulado en la que se ha aplicado una carga resistiva (100 hN) al cilindro de elevación y cero carga al cilindro de inclinación / volteo.

Con el número 2 corresponde al ensayo en la que ambos cilindros no tienen carga y con el número 3 es situación inversa a la correspondiente al ensayo número 1.

En paralelo, en la figura 5.68, se han resumido todos los ensayos. Para ello, se han graficados las velocidades del cilindro de inclinación/volteo en estado de régimen permanente para las distintas posiciones de la válvula de aguja e hipótesis de carga.

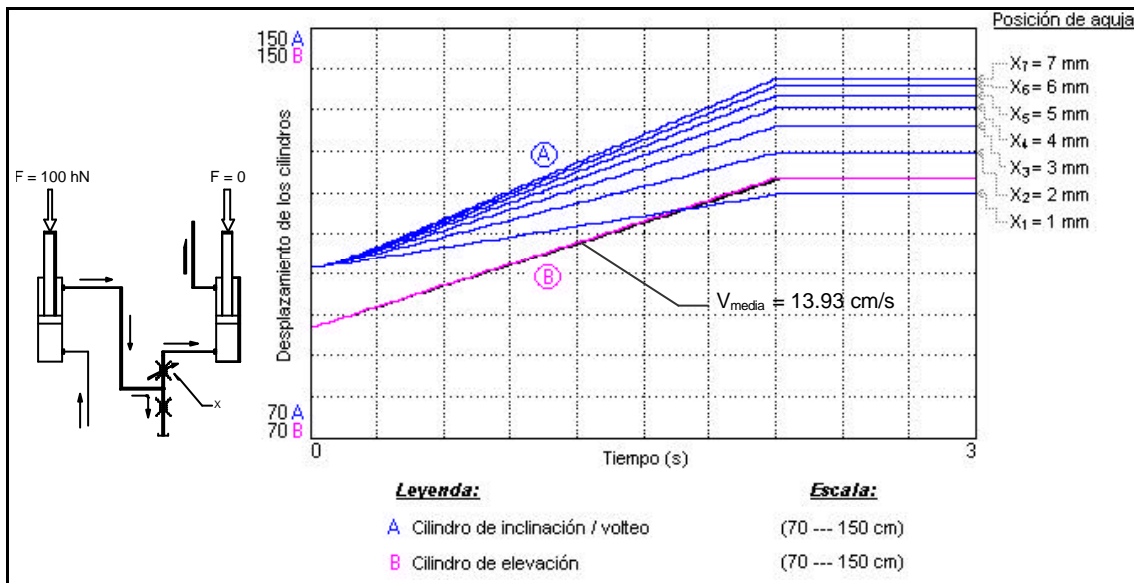


Figura 5.64 – Ilustración del efecto en el desplazamiento de los cilindros bajo condición de carga de 100hN en el cilindro de elevación y 0 en el de cilindro de inclinación / volteo

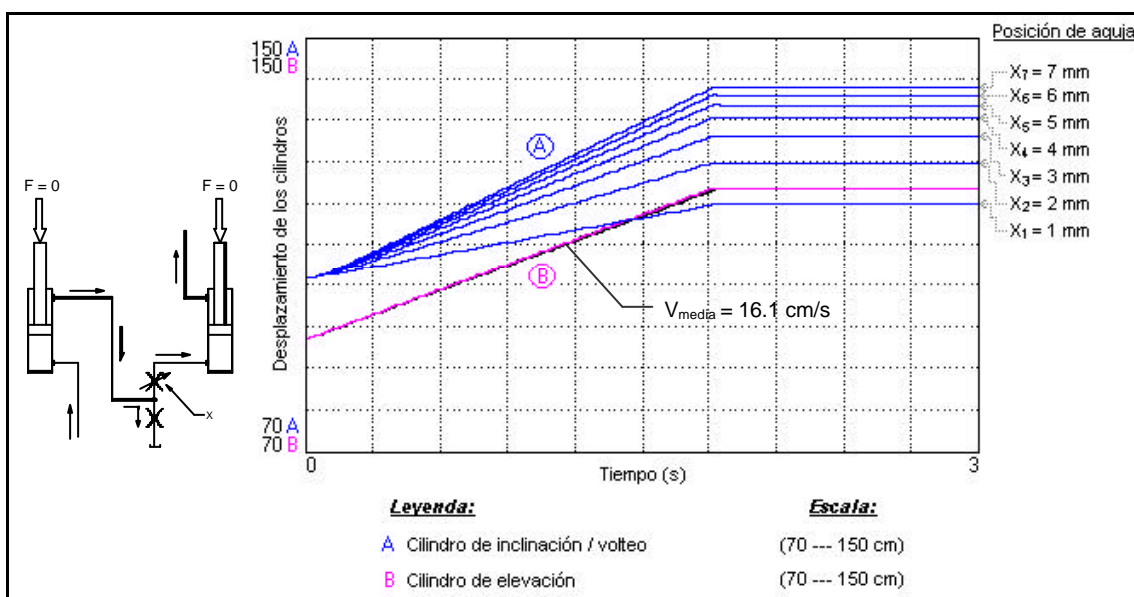


Figura 5.65 – Ilustración del efecto en el desplazamiento de los cilindros bajo condición de carga de 0 en el cilindro de elevación y 0 en el de cilindro de inclinación / volteo

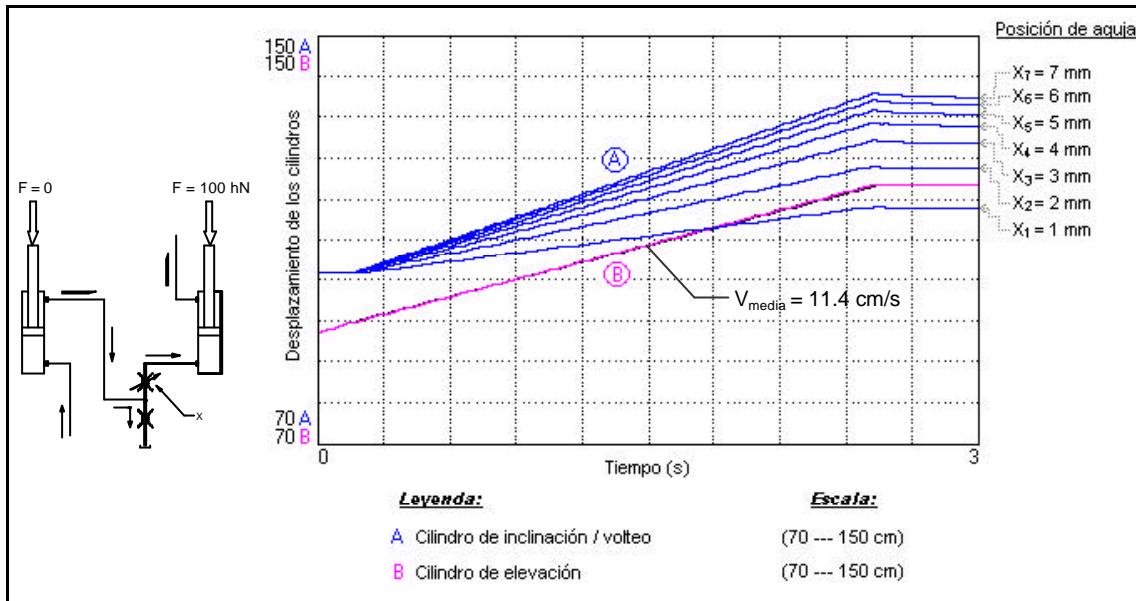


Figura 5.66 – Ilustración del efecto en el desplazamiento de los cilindros bajo condición de carga de 0 en el cilindro de elevación y 100 hN en el de cilindro de inclinación / volteo.

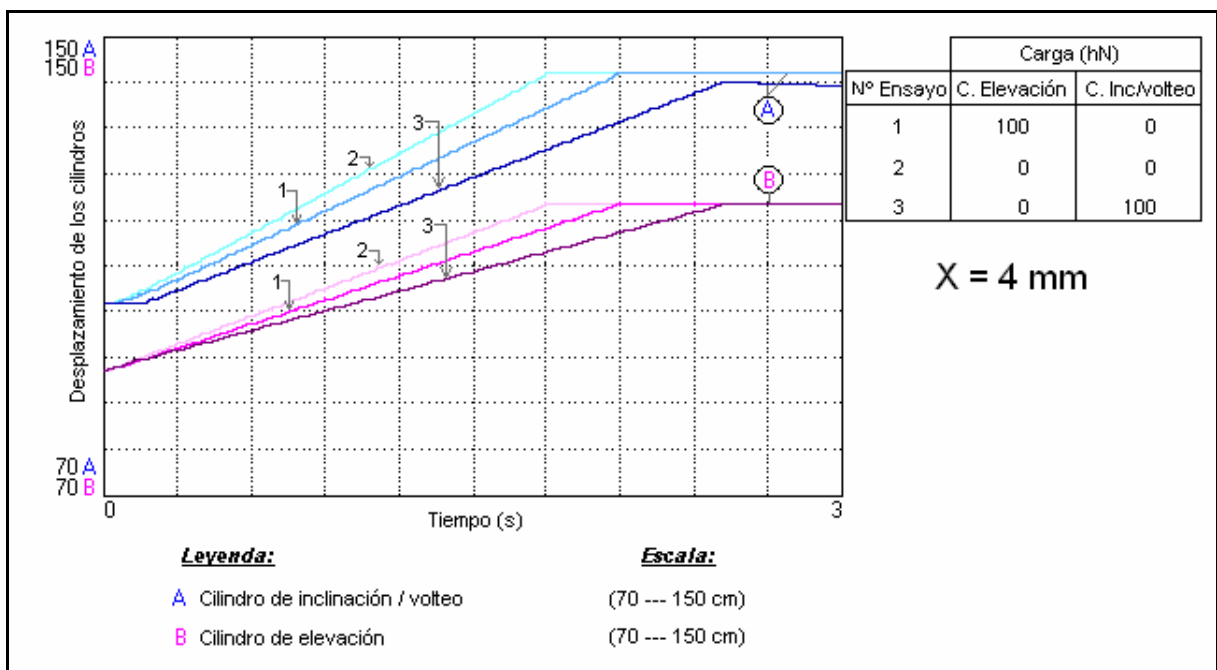


Figura 5.67 – Ilustración gráfica en la que se compara el desplazamiento de los cilindros bajo diferentes condiciones de carga.

De las gráficas 5.64, 5.65, 5.66 y 5.68, se ha calculado la relación de velocidades entre el cilindro de inclinación/volteo y el cilindro de elevación durante el ciclo de subida en función de las posiciones de la aguja. En dicha figura se puede observar que las relaciones de velocidades son únicas e

independientes de las condiciones de carga. A partir de dicha figura, se obtiene la siguiente ecuación de ajuste de las relaciones de velocidades (Rv):

$$Rv_{\text{subida}} = 0.00005X^5 - 0.0021X^4 + 0.0232X^3 - 0.145X^2 + 0.583X + 0.0382$$

En donde:

$Rv = R_I / R_E$ = relaciones de velocidades entre el cilindro de inclinación / volteo y el cilindro de elevación.

X = posición de la aguja (mm)

Una vez analizado el comportamiento de los cilindros, resulta interesante analizar el comportamiento dinámico de la válvula divisora de caudal ligado a las condiciones de carga a las que nos hemos referido con anterioridad.

En las gráficas de las figuras 5.71 a la 5.74, y a título ilustrativo se muestran los resultados de los ensayos para una posición de la aguja de la válvula divisora igual a $X = 4$ mm.

En las figuras 5.71 y 5.72, se muestran las evoluciones de las presiones en los puntos A, B, C y D tal como se indica en el esquema de la figura 5.70 para dos situaciones opuestas de carga. En estas figuras pueden observarse los siguientes rasgos de funcionamiento significativos:

1. La presiones en las cámaras A y B, después de transcurrido un tiempo determinado, tienden a igualarse gracias a la acción del compensador de presión.
2. A mayor diferencia de carga, mayor rapidez de respuesta del compensador.

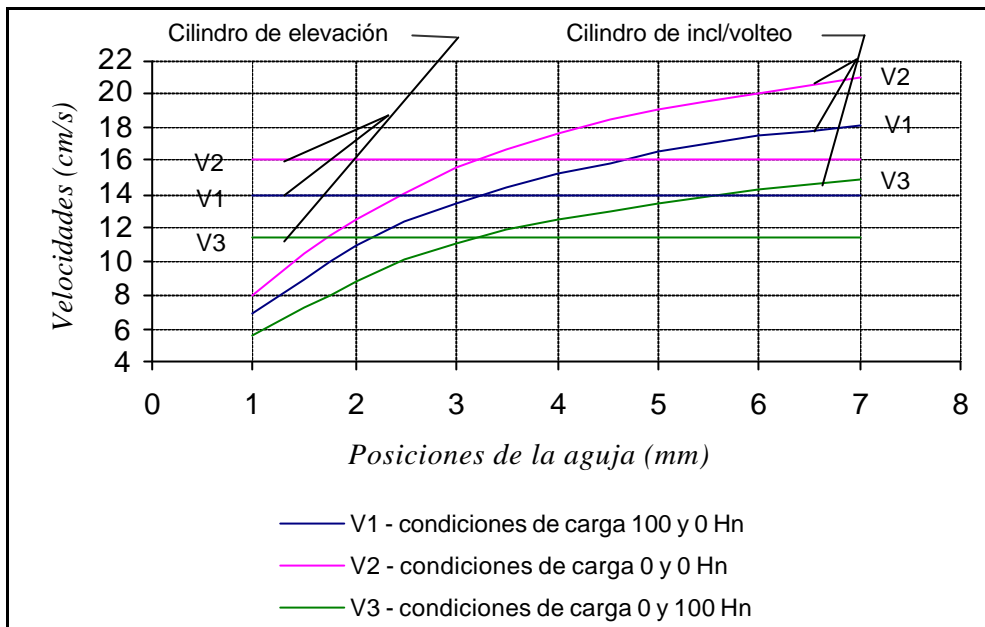


Figura 5.68 – Ilustración gráfica en la que se compara las velocidades de los cilindros en función de la posición de la aguja bajo diferentes condiciones de carga.

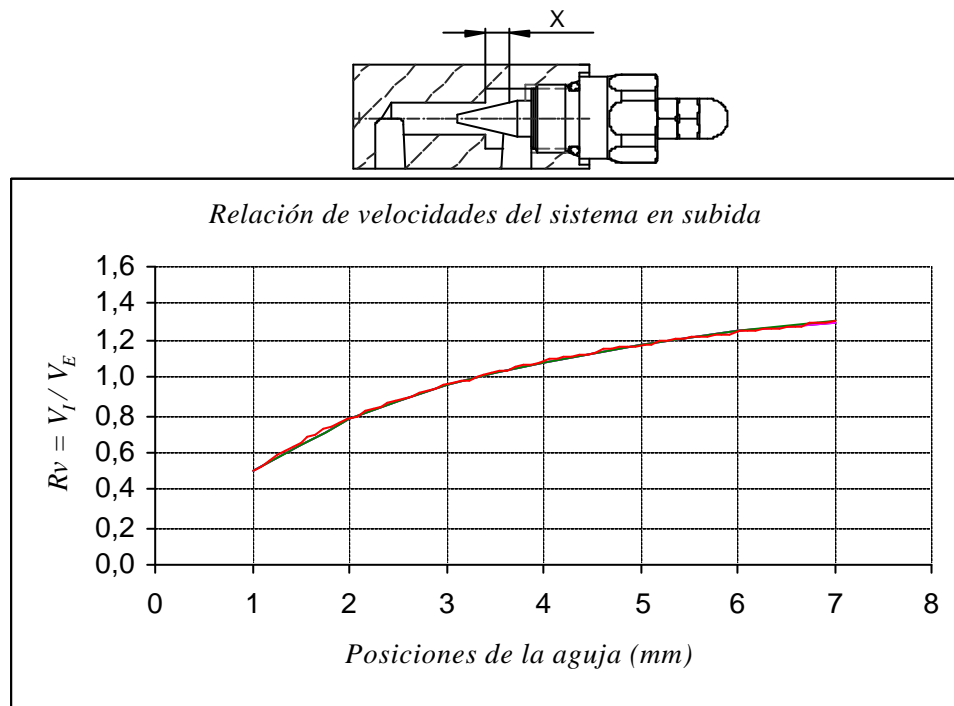


Figura 5.69 – Representación gráfica de la relación de velocidades entre el cilindro de inclinación / volteo y el cilindro de elevación durante la subida

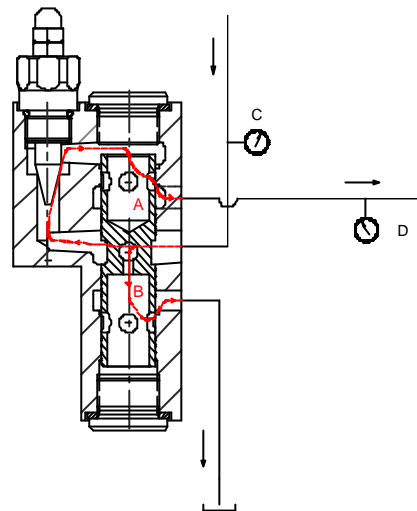


Figura 5.70 - Puntos de presión simulados

Paralelamente, las figuras 5.73 y 5.74, se muestran las evoluciones de los caudales (caudal de entrada y caudales parciales de salida) para las condiciones de trabajo descritas anteriormente. Este tipo de ensayo permite evaluar la bondad de la válvula divisora

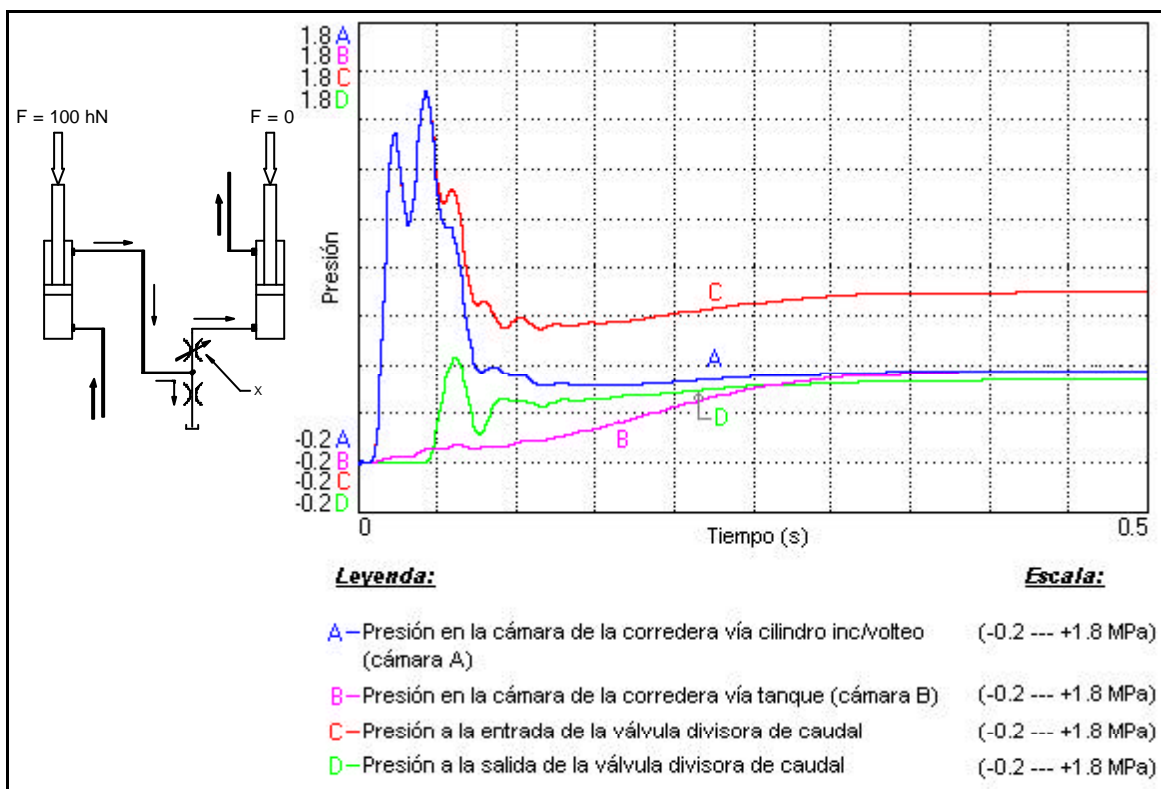


Figura 5.71 – Simulación de presiones en la válvula divisora de caudal con condiciones de carga de 100 hN en el cilindro de elevación y 0 en el cilindro de inclinación / volteo.

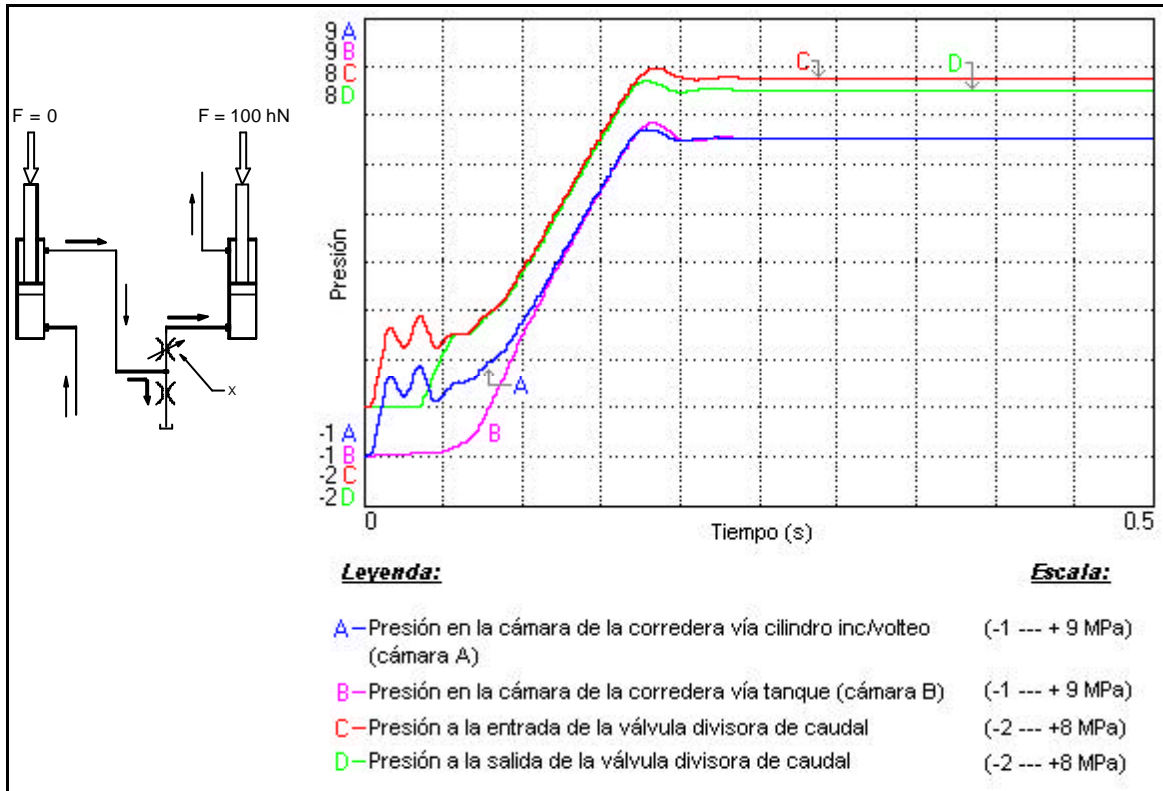


Figura 5.72 – Simulación de presiones en la válvula divisora de caudal con condiciones de carga de 0 en el cilindro de elevación y 100 en el cilindro de inclinación / volteo.

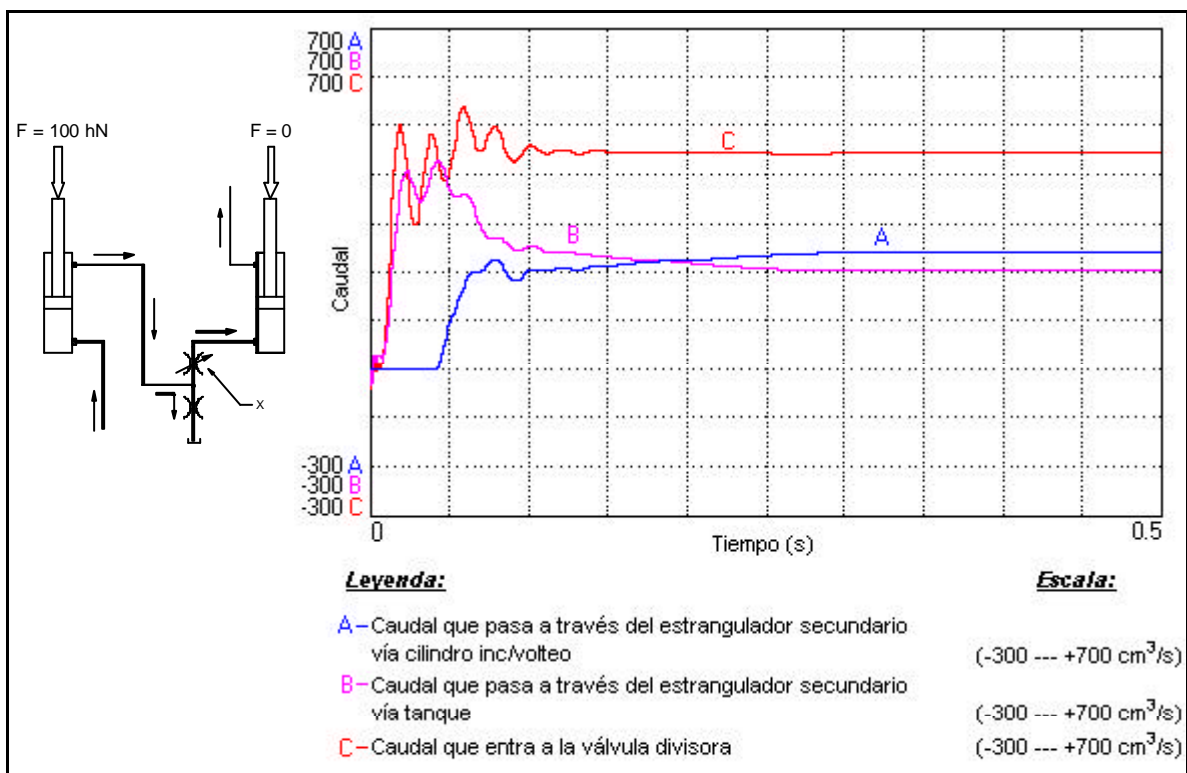


Figura 5.73 – Simulación de caudales en la válvula divisora de caudal con condiciones de carga de 100 hN en el cilindro de elevación y 0 en el cilindro de inclinación / volteo.

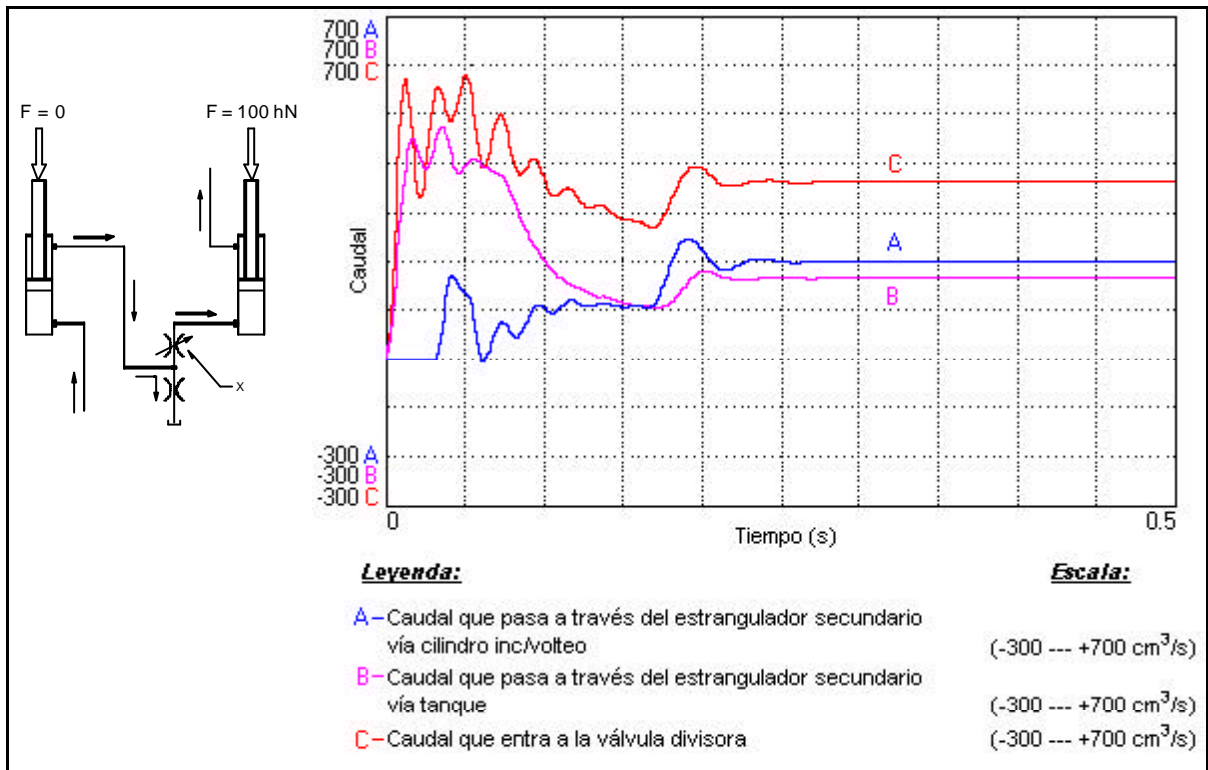


Figura 5.74 – Simulación de caudales en la válvula divisora de caudal con condiciones de carga de 0 en el cilindro de elevación y 100 hN en el cilindro de inclinación / volteo.

En la figura 5.75 se han resumido todos los ensayos numéricos realizados con distintas condiciones de carga. Se observa que las ratios de caudales son únicas e independientes de las condiciones de carga. A la vista de estos resultados, se puede garantizar que el compensador de presión es capaz de corregir totalmente la influencia de la carga diferencial.

Cabe decir que en estas simulaciones se han considerado despreciables las fugas.

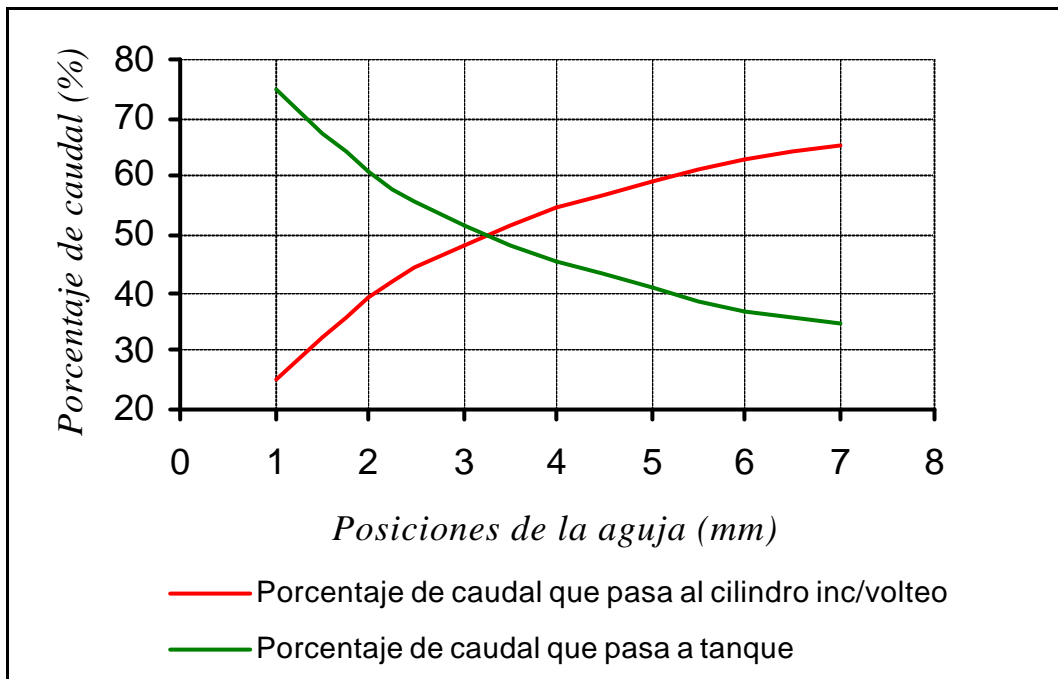


Figura 5.75 – Porcentaje del caudal dividido en función de la posición que ocupa la aguja

Para analizar el movimiento de bajada, tal como se ha esquematizado en las figuras 5.61 y 5.62, se ha procedido a simular el comportamiento dinámico de los cilindros de elevación e inclinación / volteo, así como de la válvula divisora complementada con la válvula VRP1.

En las figuras 5.76 y 5.77 se han representado los desplazamientos de los citados cilindros para distintas condiciones de carga. En concreto, el cilindro de elevación ha sido sometido a una carga de embalamiento equivalente a 100 hN y el cilindro de inclinación / volteo a una carga resistiva (-20 hN) (figura 5.76) y a una carga de embalamiento (+20 hN) (figura 5.77).

A primera vista, se observa que el comportamiento de los cilindros se ve afectado por las condiciones de carga (figura 5.78). Sin embargo, llama la atención que los movimientos de ambos cilindros acusan la influencia de la posición de la válvula de aguja. Esta observación, con relación al ciclo de bajada, contrasta con la descrita anteriormente con relación al ciclo de subida en la cual el comportamiento del cilindro de elevación no se veía afectado por la posición de la válvula de aguja.

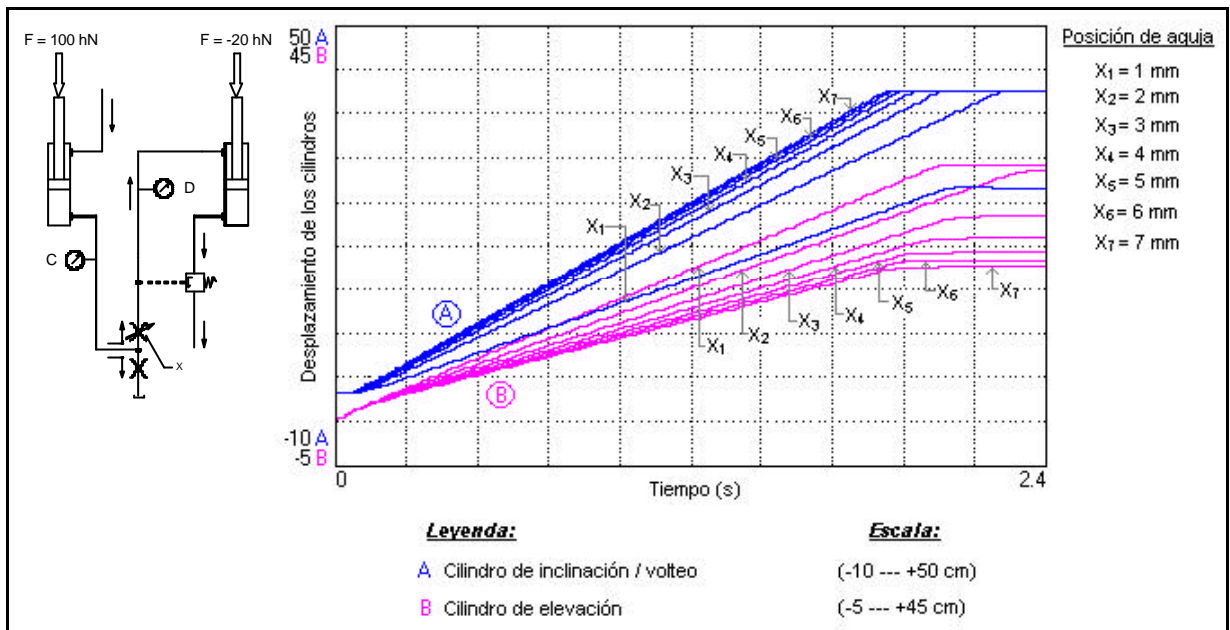


Figura 5.76 – Ilustración del efecto en el desplazamiento de los cilindros en condiciones de carga de 100 hN en el cilindro de elevación y -20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

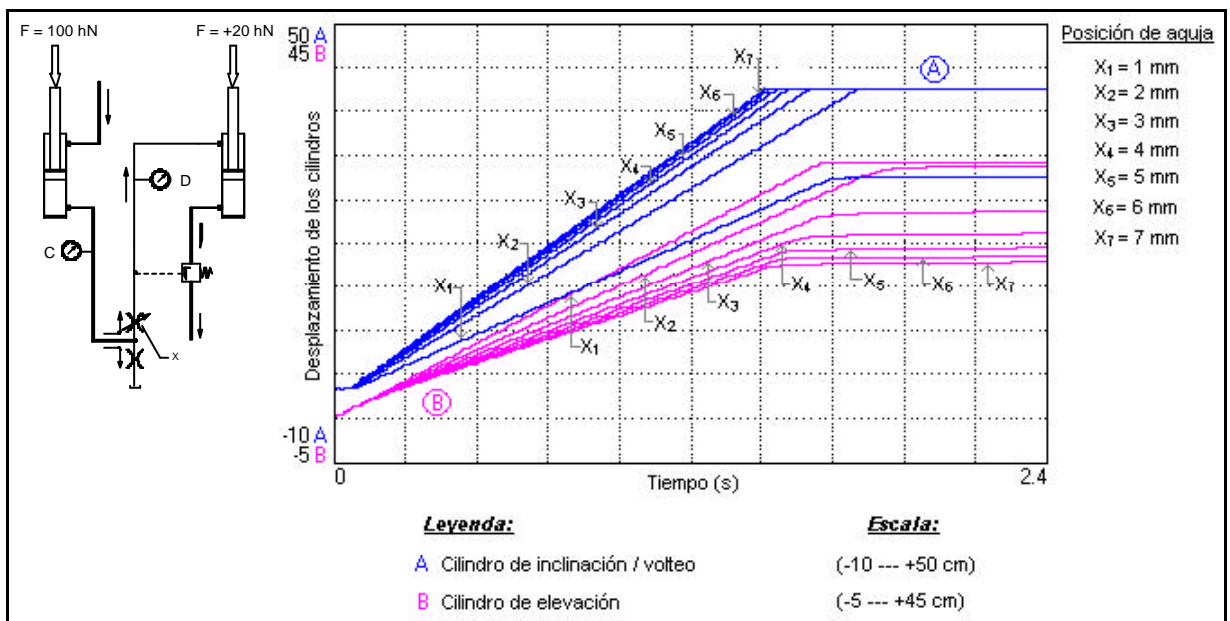


Figura 5.77 – Ilustración del efecto en el desplazamiento de los cilindros en condiciones de carga de 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

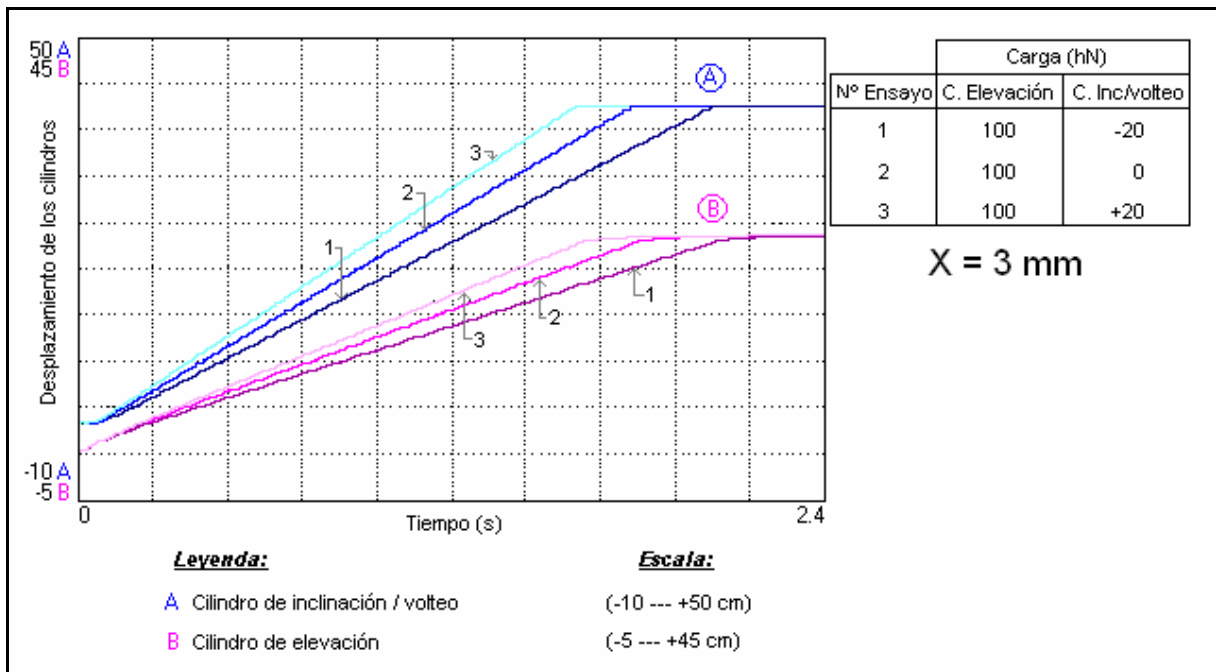


Figura 5.78 - Ilustración gráfica comparando el desplazamiento de los cilindros bajo diferentes condiciones de carga

En las figuras 5.79 y 5.80, se han resumidos todos los resultados de la simulación numérica.

Las causas de estas diferencias hay que buscarlas en la interacción entre el comportamiento dinámico de la válvula divisora y la de la válvula counterbalance VRP1.

En el ciclo de subida, la presión de trabajo a la entrada de la válvula divisora era del orden de 7 a 8 bar y un diferencial de carga del 50 % de esta presión; mientras que en el ciclo de bajada, la presión de entrada es del orden de 70 a 80 bar (10 veces mayor) y un diferencial de carga del mismo orden de magnitud debido que se debe hacer frente a la válvula counterbalance. VRP1.

En el anexo A se incluyen algunos ejemplos de funcionamiento en régimen permanente durante el ciclo de subida y bajada.

De forma análoga a la figura 5.69 (ciclo de subida), en la figura 5.81 se muestra la relación adimensional de velocidades entre el movimiento del cilindro de inclinación / volteo y el movimiento del cilindro de elevación durante el ciclo de bajada, en función de la posición de la aguja en la válvula divisora.

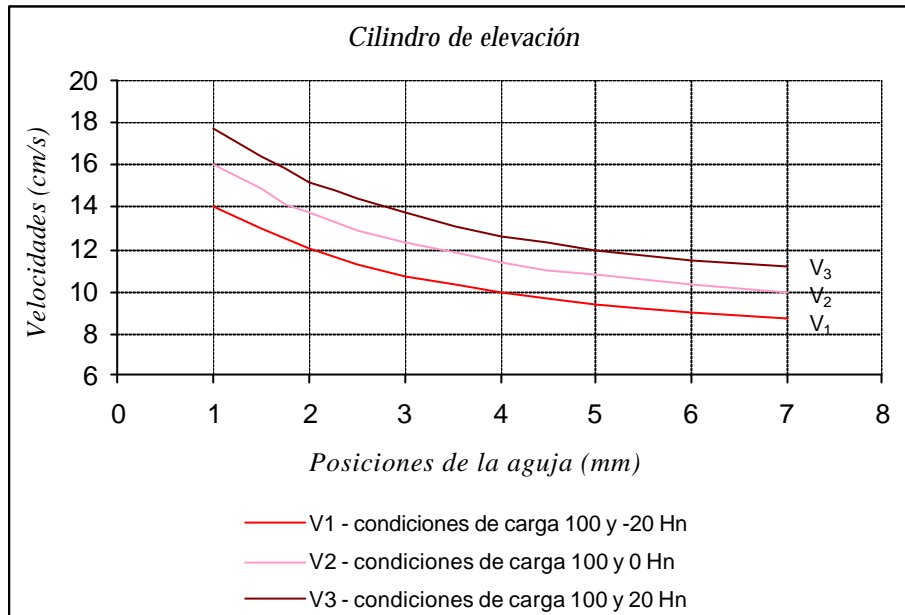


Figura 5.79 – Ilustración gráfica en la que se compara las velocidades del cilindro de elevación en función de la posición de la aguja bajo diferentes condiciones de carga

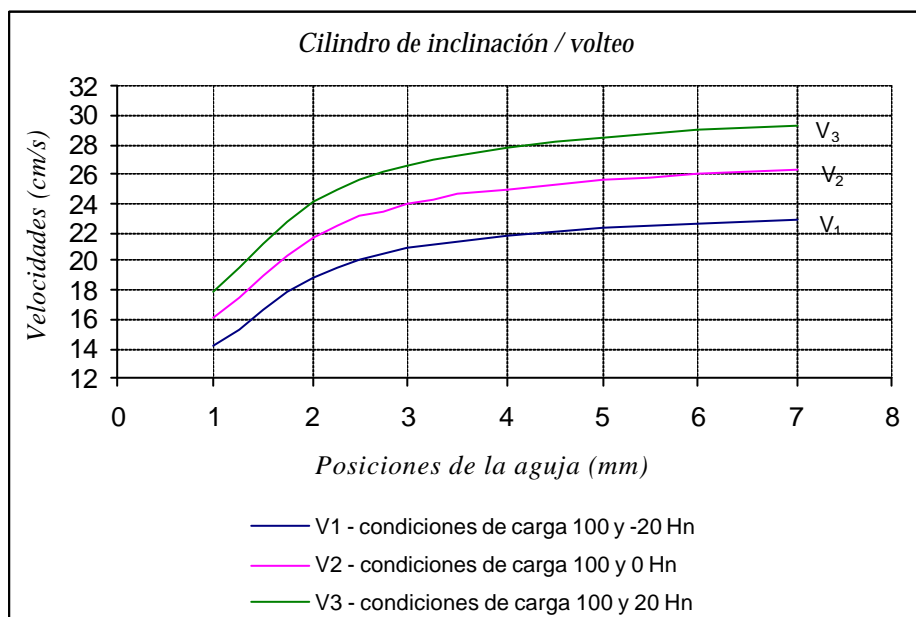


Figura 5.80 – Ilustración gráfica en la que se compara las velocidades del cilindro de inclinación / volteo en función de la posición de la aguja bajo diferentes condiciones de carga

A partir de dicha figura, se obtiene la siguiente curva de ajuste:

$$Rv_{\text{bajada}} = 0.0002X^5 - 0.0042X^4 + 0.047X^3 - 0.293X^2 + 1.1802X + 0.077$$

En donde:

$R_v = V_I / V_E$ relaciones de velocidades entre el cilindro de inclinación / volteo y el cilindro de elevación.

X = posición de la aguja (mm)

A título de ejemplo, en la figuras 5.82 y 5.83 se muestran las evoluciones de las presiones y caudales (caudal de entrada y caudales parciales de salida) para las condiciones de trabajo preestablecidas. En base a este tipo de ensayo, se han evaluado las prestaciones de la válvula divisora como tal. Los resultados se han resumido en la figura.

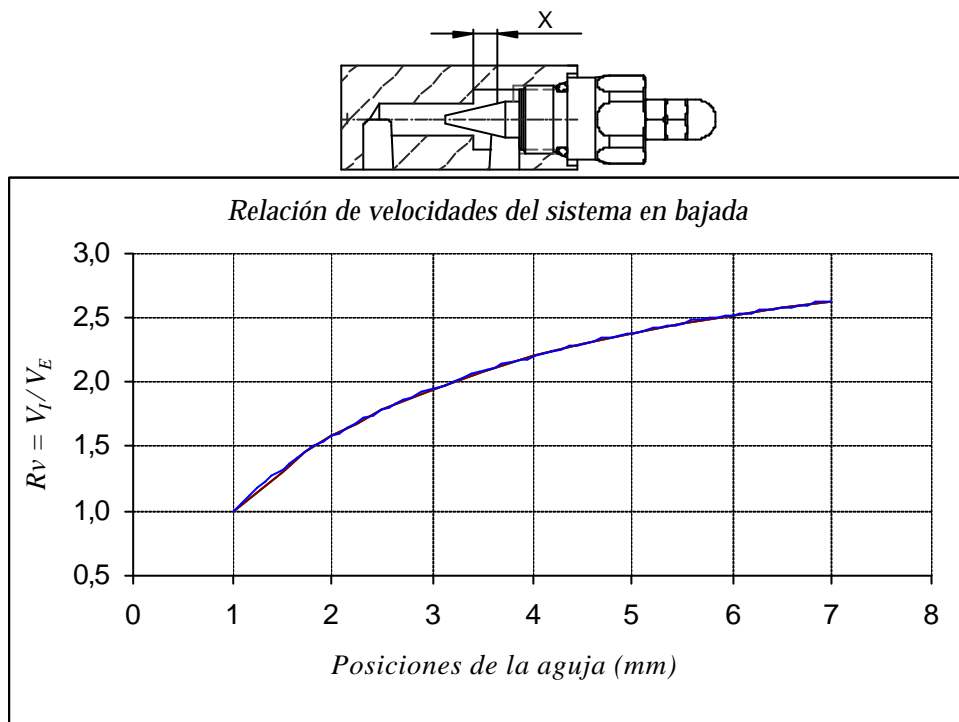


Figura 5.81 – Representación gráfica de la relación de velocidades entre el cilindro de inclinación / volteo y el cilindro de elevación durante la bajada

Las simulaciones mostradas en la figura 5.82 y 5.83 fueron dadas en condiciones de carga de 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN, es decir, carga de embalamiento en el cilindro de inclinación / volteo y con posición de la aguja de X = 1 mm. En tales circunstancias:

La presión generada en la cámara del pistón del cilindro de elevación durante el ciclo de bajada del brazo, es transmitida a la entrada de la válvula divisora de caudal.

Simultáneamente, las presiones que reinan en la cámara del compensador intentan alcanzar la nueva condición de equilibrio " $P_A = P_B$ ".

El diferencial de presión entre las cámaras A y B es el responsable de mantener la partición de caudales predeterminada por la posición de válvula de aguja independientemente del diferencial de carga, que básicamente es equivalente a la presión requerida para mover el cilindro de inclinación / volteo.

De forma análoga, en las figuras 5.84 y 5.85 se representa el mismo ensayo que el descrito antes, con la diferencia que en lugar de tener carga de embalamiento, tiene carga resistiva, además que la posición de la aguja se encuentra a un valor de $X = 4$ mm. Las diferencias más significativas son:

1. El caudal es mayor por tener mayor sección de paso en la aguja (figura 5.85), y el tiempo requerido para alcanzar la condición de equilibrio es menor que el correspondiente al de la figura 5.83.
2. Cuando las presiones alcanzan su estado de equilibrio, la presión dada en la entrada de la válvula que corresponde a la figura 5.84, es un 36 % mayor que la presión dada en la figura 5.82. Las presiones en las cámaras de la corredera del compensador y el que se da a la salida de la válvula (figura 5.84) son mayores en un 71 % que las obtenidas en el ensayo de la figura 5.82.
3. El porcentaje de caudal que recibe el cilindro de inclinación / volteo es un 33% mayor cuando $X = 4$ mm que cuando $X = 1$ mm.

En base a este tipo de ensayo ha sido posible evaluar las prestaciones de la válvula divisora como tal.

Los resultados se han resumido en las siguientes figuras:

- a) Figuras 5.86 y 5.87, presiones en régimen permanente en función de X (posición de la aguja)
- b) Figuras 5.88 y 5.89, caudales en régimen permanente en función de X (posición de la aguja)
- c) Figura 5.90, porcentaje de caudal dividido en función de X (posición de la aguja).

Es realmente sorprendente comprobar que la figura 5.90 es válida para cualquier condición de carga cuya variación de porcentaje del caudal que se

divide hacia el cilindro de inclinación / volteo y hacia tanque es función única del movimiento de traslación de la aguja. Además, si se comparan los gráficos de las figuras 5.90 y 5.75, se llega a la conclusión que el comportamiento en régimen permanente de las válvulas divisoras son idénticas en los movimientos de subida y bajada independientemente de la tipología, estado de cargas y complejidad del circuito en la que ha sido insertada.

Por todo ello, cabe concluir que las gráficas de la figura 5.90 constituyen las curvas características inherentes de las válvulas divisoras insertadas en el conjunto de válvula de sincronización y son imprescindibles como criterio de diseño de los sistemas de sincronización objeto de esta tesis.

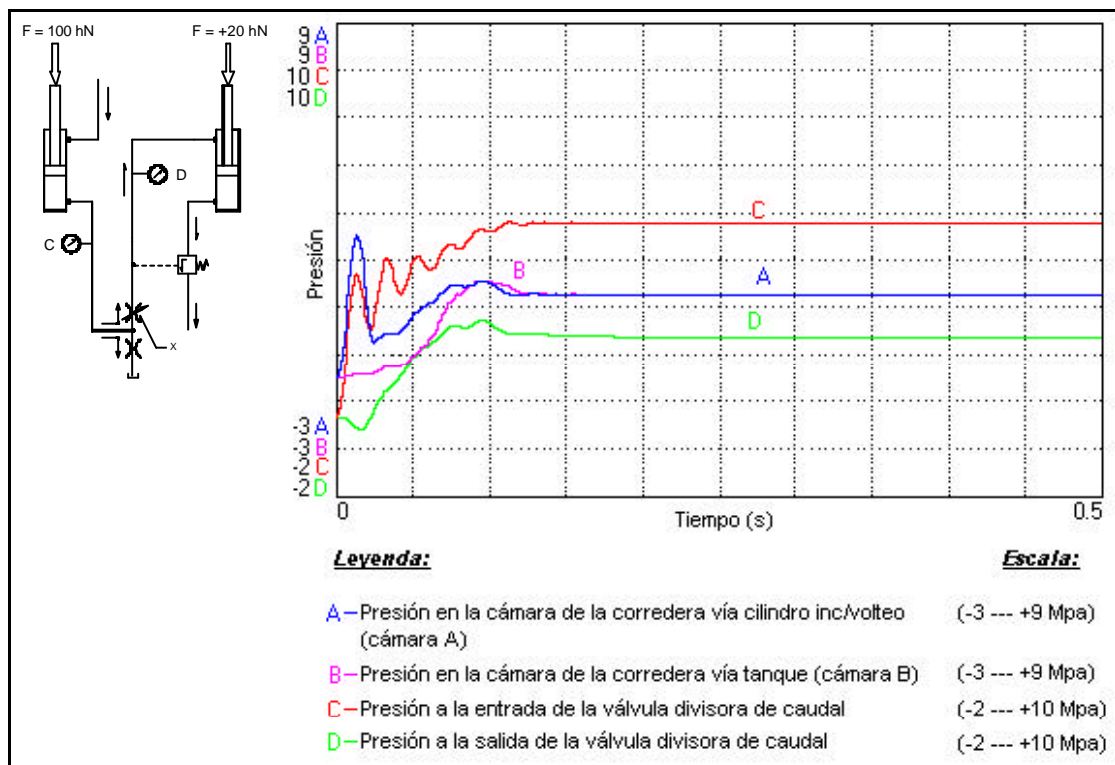


Figura 5.82 – Resultados de la simulación de las presiones en la válvula divisora de caudal para condiciones de carga 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN en el cilindro de inclinación / volteo para una posición de la aguja de $X = 1 \text{ mm}$

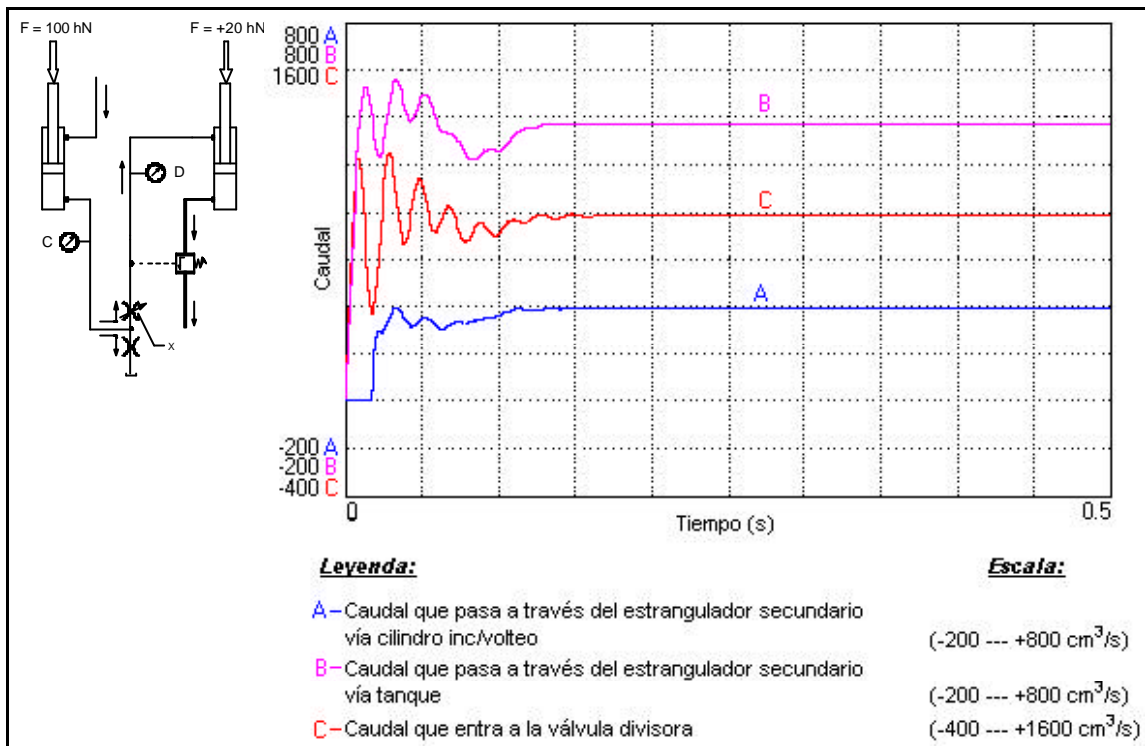


Figura 5.83 – Resultados de la simulación de los caudales en la válvula divisora de caudal para condiciones de carga 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN en el cilindro de inclinación / volteo para una posición de la aguja de X = 1 mm

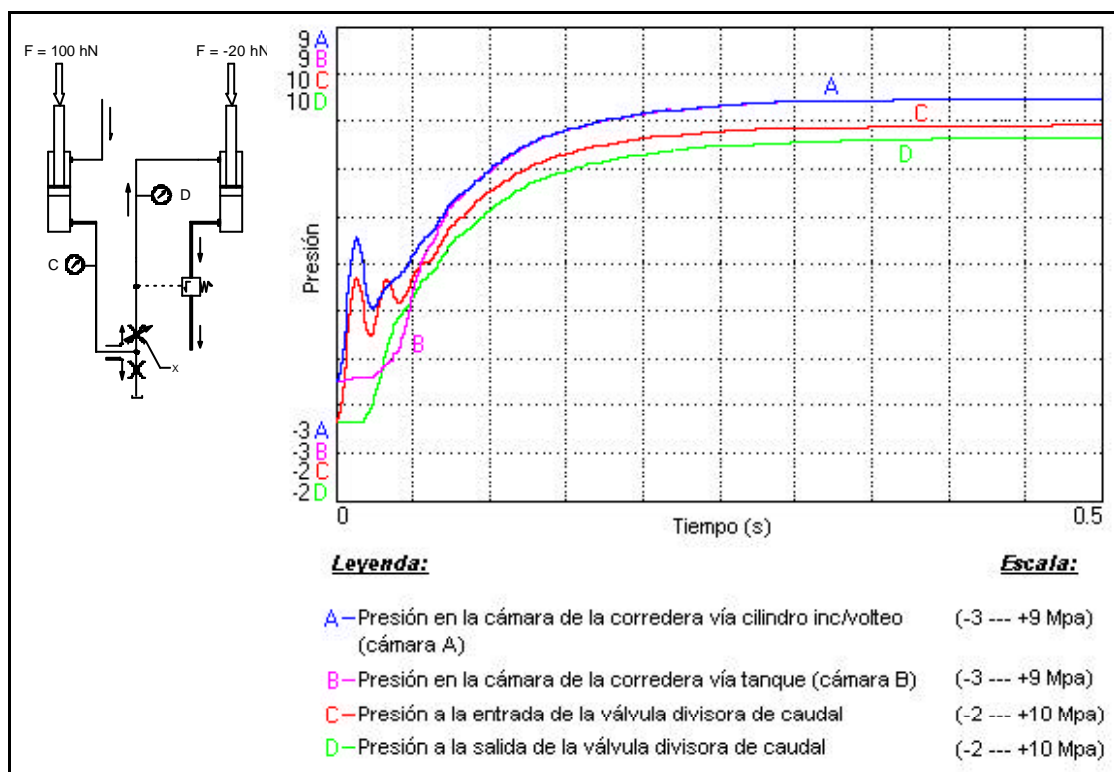


Figura 5.84 – Resultados de la simulación de las presiones en la válvula divisora de caudal para condiciones de carga 100 hN en el cilindro de elevación y -20 hN en el cilindro de inclinación / volteo para una posición de la aguja de $X = 4 \text{ mm}$

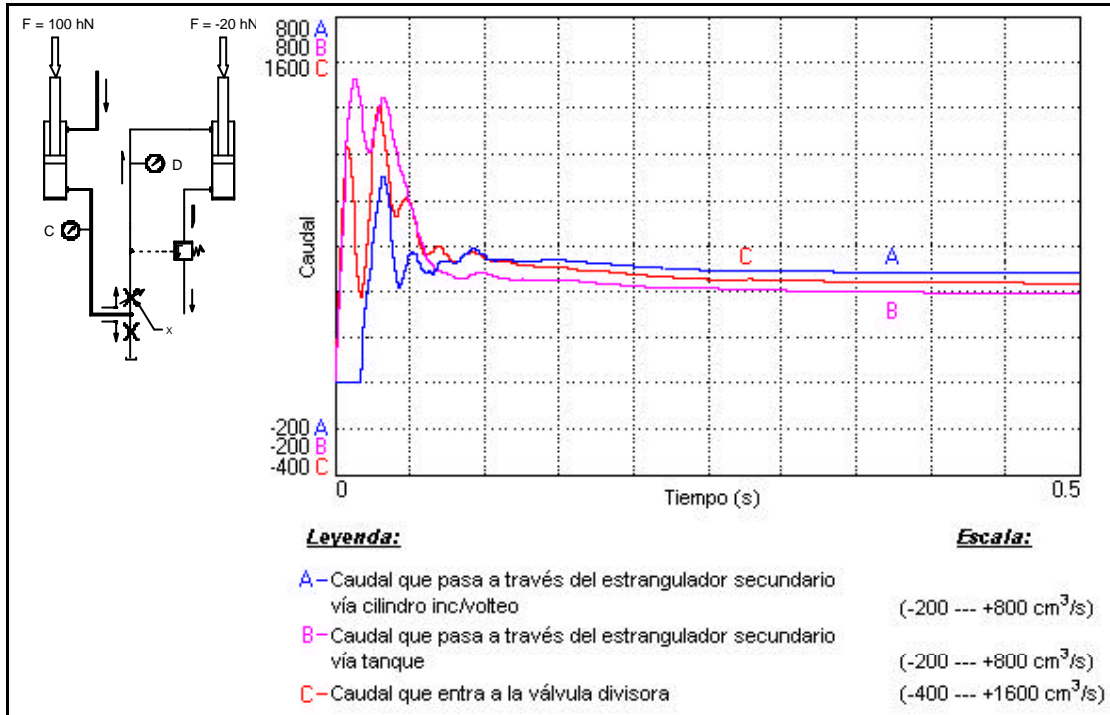


Figura 5.85 – Resultados de la simulación de los caudales en la válvula divisora de caudal para condiciones de carga 100 hN en el cilindro de elevación y -20 hN en el cilindro de inclinación / volteo para una posición de la aguja de $X = 4 \text{ mm}$

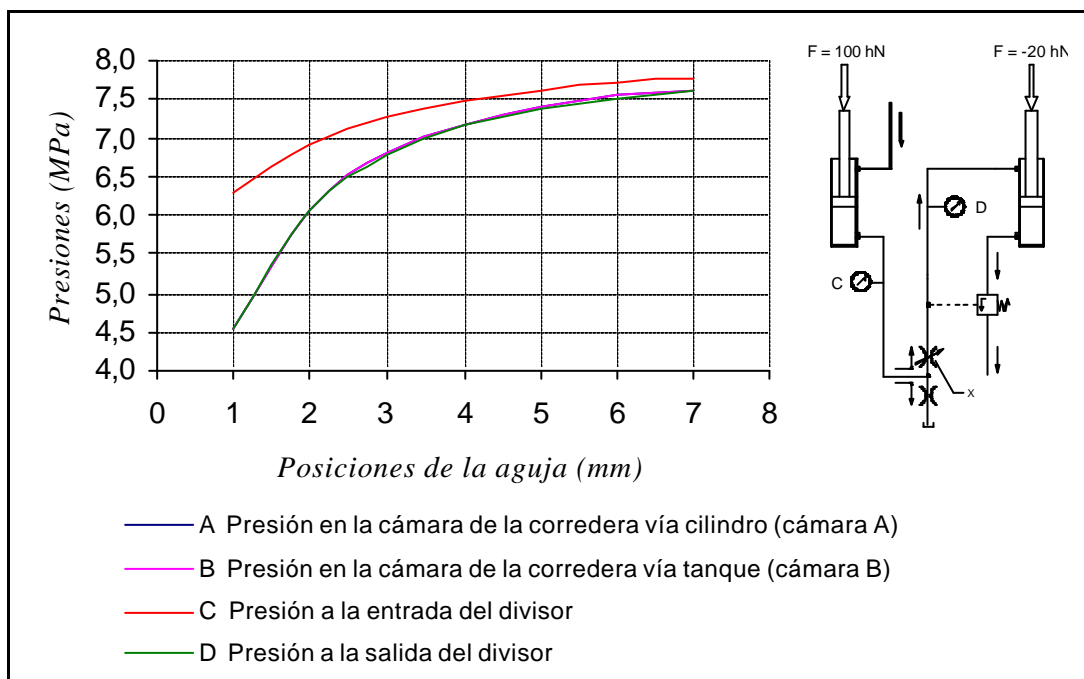


Figura 5.86 – Comportamiento de las presiones en función de la posición de la aguja bajo condición de carga 100 hN en el cilindro de elevación y -20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

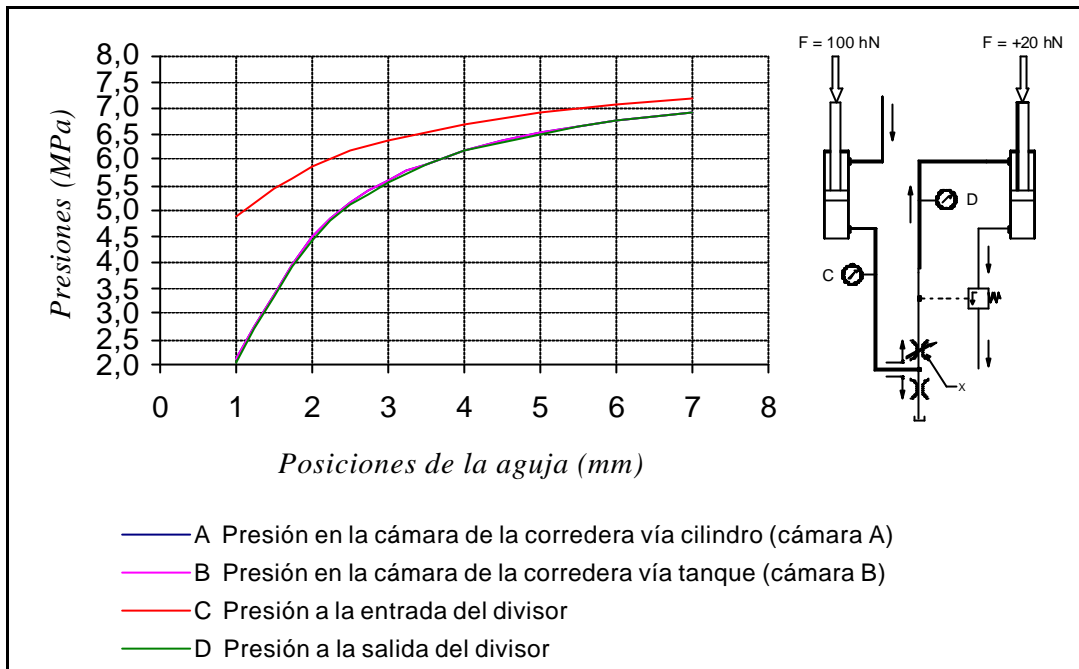


Figura 5.87 – Comportamiento de las presiones en función de la posición de la aguja bajo condición de carga 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

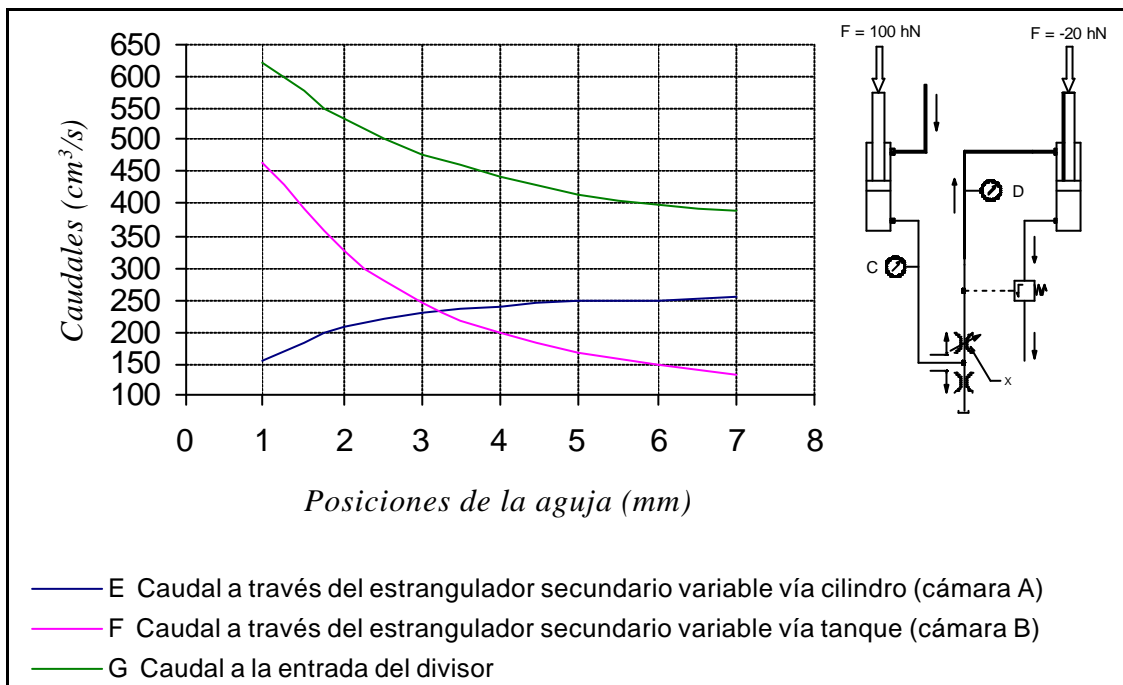


Figura 5.88 – Comportamiento de los caudales en función de la posición de la aguja bajo condición de carga 100 hN en el cilindro de elevación y -20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

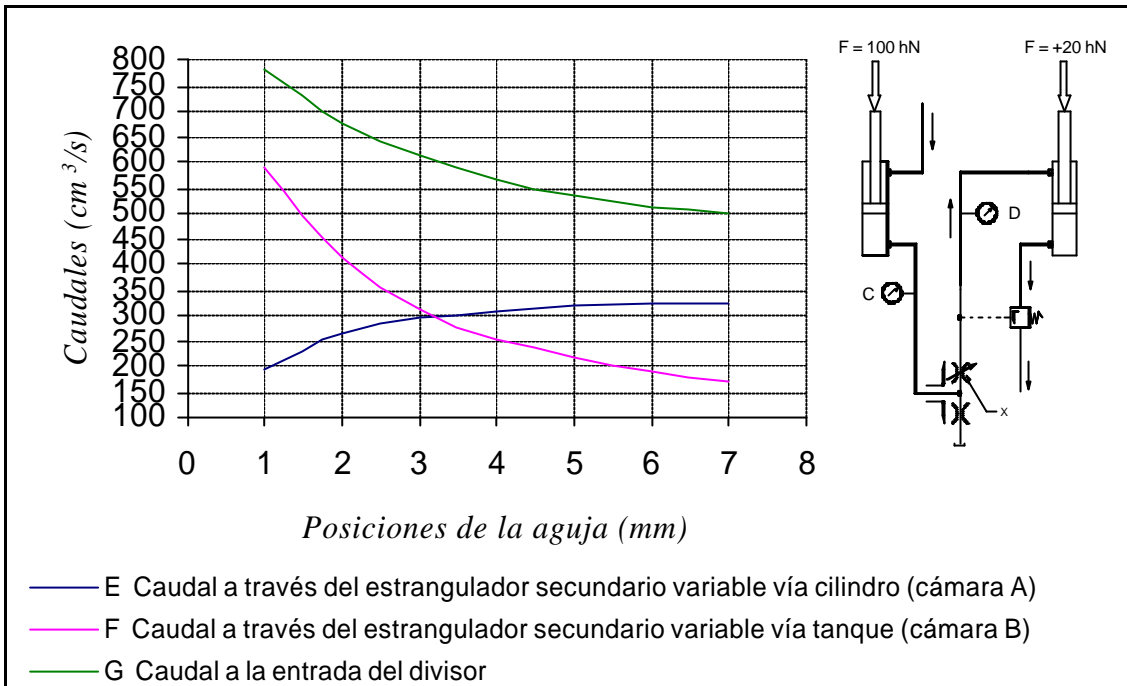


Figura 5.89 – Comportamiento de los caudales en función de la posición de la aguja bajo condición de carga 100 hN en el cilindro de elevación y +20 hN en el cilindro de inclinación / volteo

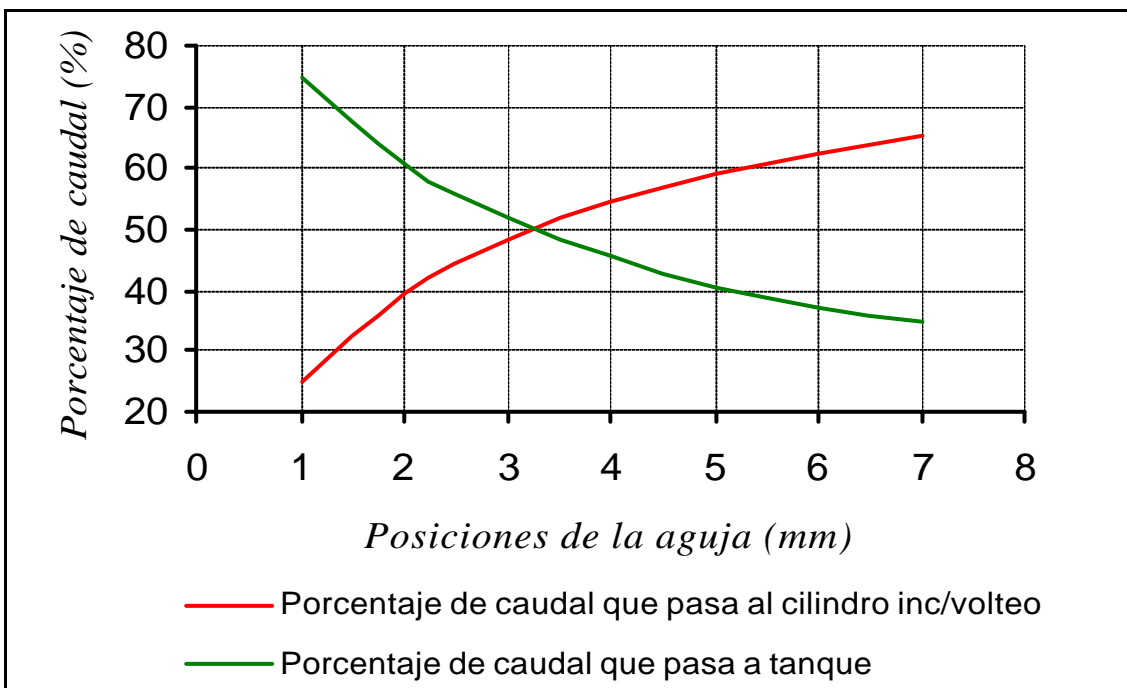


Figura 5.90 – Porcentaje del caudal dividido en función de la posición de la aguja