

OPTIMIZACIÓN  
DE  
SUSPENSIONES HIDRONEUMÁTICAS  
CON  
AMORTIGUADOR INTEGRADO

TESIS

presentada para la obtención del

GRADO DE DOCTOR INGENIERO INDUSTRIAL

por

Salvador Augusto de las Heras Jiménez

Ingeniero Industrial



**BIBLIOTECA** RECTOR DON J. FERRATE  
Campus Nord

Escola Tècnica Superior d'Enginyers Industrials de Terrassa  
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Diciembre 1996

### V.2.3.1 Modelización mediante BondGraph

El BondGraph correspondiente a la válvula limitadora de la Figura V.4 es el mostrado. La presión en cada capacidad característica se calcula según la expresión

$$p_i = \int \frac{Q_i}{C_i} dt \quad [V.23]$$

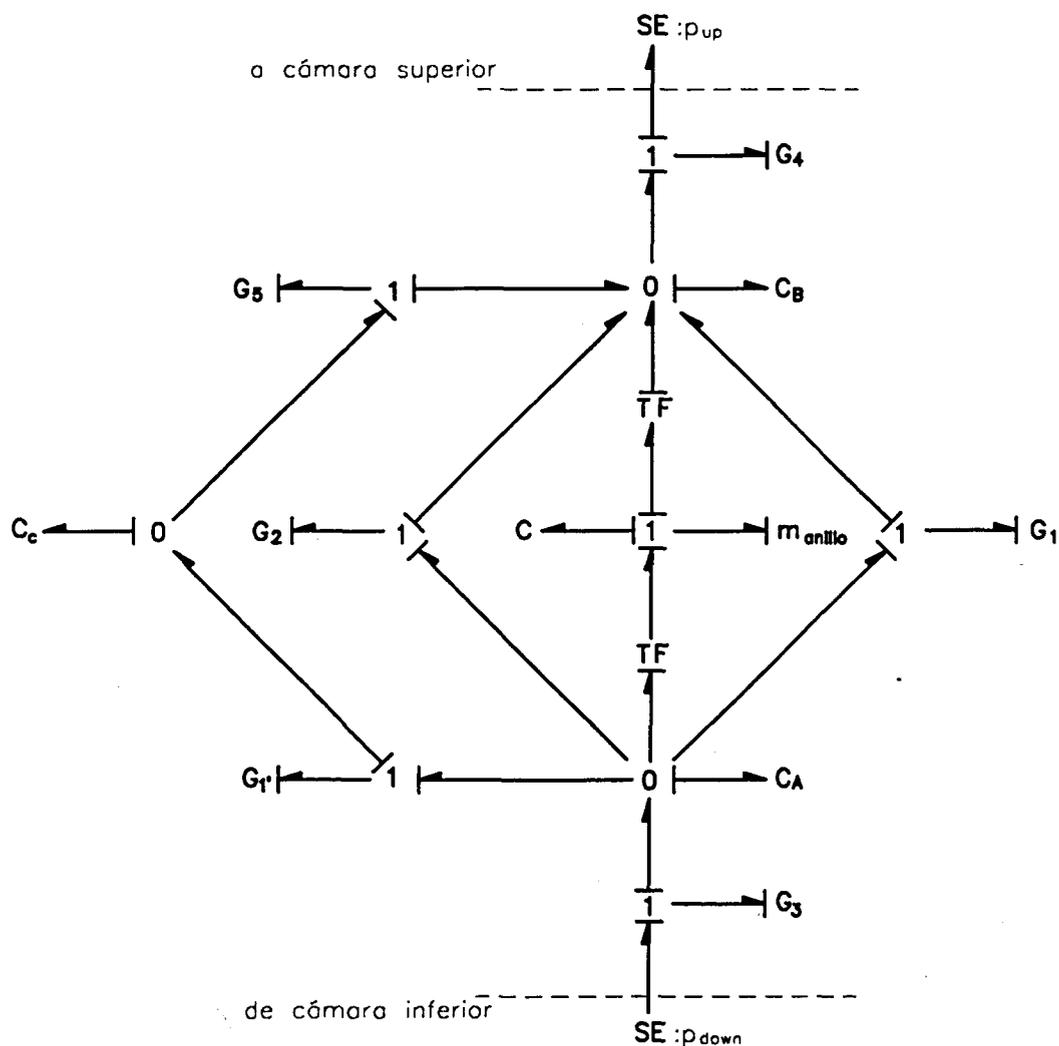


Figura V.10. BondGraph para el comportamiento dinámico de una válvula tipo limitadora.

donde  $Q_i$  es el caudal neto que entra en el volumen de control  $V_i$  correspondiente. El volumen de cada cámara cambia con la posición del anillo, y ésta con el tiempo, razón por la cual se incluye la capacidad  $C_i = V_i/\beta$  en el interior de la integral.

El muelle, cuya constante aproximada es  $80 \text{ N/mm}$ , mantiene al anillo apretado contra la pared anterior hasta que no se ejerce una fuerza antagonista de valor aproximado  $23,5 \text{ N}$ . Para la simulación correcta del fenómeno se hizo necesario implementar un algoritmo que tuviera en cuenta los límites físicos de desplazamiento y las fuerzas de contacto generadas<sup>19</sup> por el contorno.

### V.2.3.2 Modelo aproximado. Sección diodo

Una vez realizada la simulación por ordenador del modelo completo de la válvula anillo de la Figura V.4, se constató que los caudales principales que formaban el caudal,  $Q_A$ , que la atravesaba eran:

1. el caudal principal,  $Q_1$ , a través de la sección anular de (A) a (B), definido en función del cubo del desplazamiento  $x_{\text{anillo}}$  como

$$Q_1 = \frac{\pi}{6\mu \ln \frac{r_A}{r_B}} x_{\text{anillo}}^3 \Delta P \quad [\text{V.24}]$$

consecuencia de la abertura de la válvula, y

2. el caudal secundario,  $Q_2$ , que circula a través del orificio central del anillo, posible en ambos sentidos

---

<sup>19</sup> No es correcto utilizar un bloque LIM como el de la Figura V.15 para fijar los topes de carrera.

$$Q_2 = N \frac{\pi R^4}{8\mu L} \Delta P \quad [V.25]$$

expresión en la que  $R$  y  $L$  son las dimensiones características de cada orificio y  $N$  es su número.

En las figuras siguientes se muestra la influencia de la frecuencia y la diferencia de presión sobre los caudales y el grado de abertura del anillo.

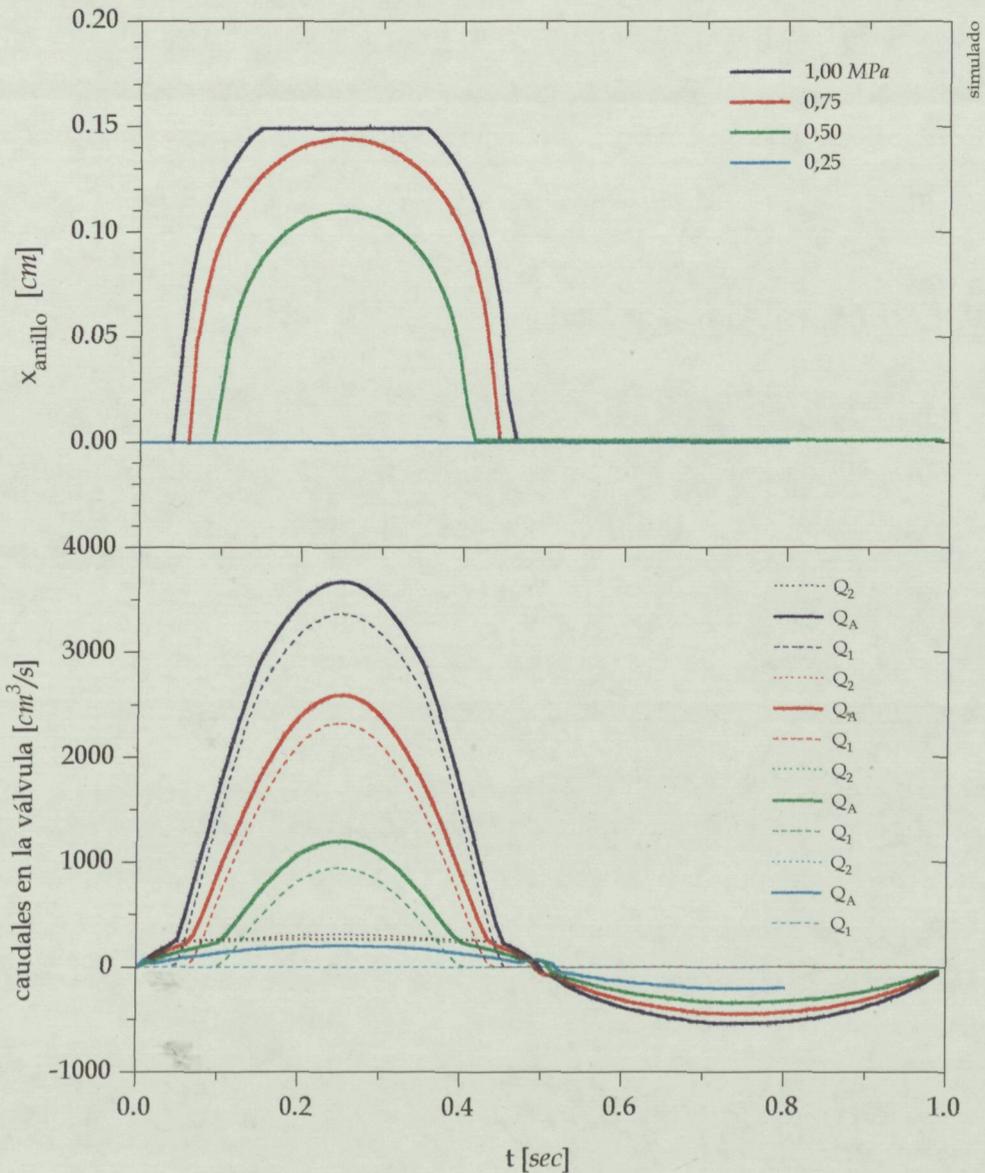


Figura V.11. Resultados obtenidos para una variación senoidal de la presión en la cámara hidráulica inferior manteniendo la presión superior constante, a 1Hz

Los gráficos parecen indicar que el anillo no se levanta para presiones inferiores a 2,5bar. La válvula se comporta como un diodo para amplitudes de la presión superiores, dejando pasar un caudal elevado en un sentido y reduciéndolo en el contrario. Este es precisamente el efecto buscado para evitar coeficientes de amortiguación negativos, tal como se explicó en V.1.3.1 y V.1.3.2.

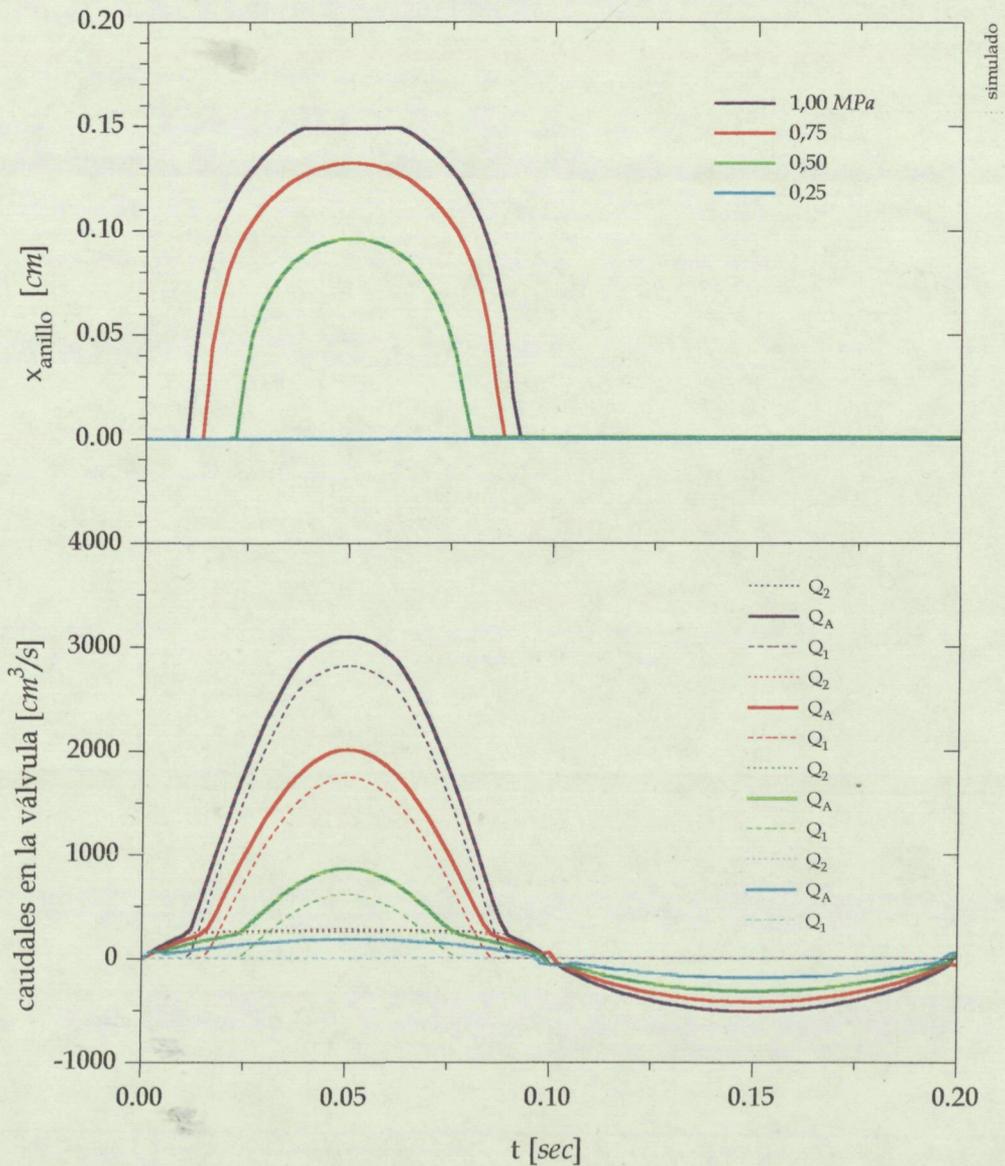


Figura V.12. Resultados obtenidos para una variación senoidal de la presión en la cámara hidráulica inferior manteniendo la presión superior constante, a 5Hz

El caudal que  $Q_A$  disminuye al aumentar la frecuencia dado que no tiene tiempo de establecerse por completo. Esto aumenta la histéresis del fenómeno de acuerdo con lo obtenido por Segel. Obsérvese además como, si la apertura es muy rápida, el anillo parece rebotar en el tope superior provocando la consiguiente merma de caudal. Este es un resultado orientativo, producto de la simulación por ordenador, que ocurre para una onda de presión de 10bar a 10Hz (!).

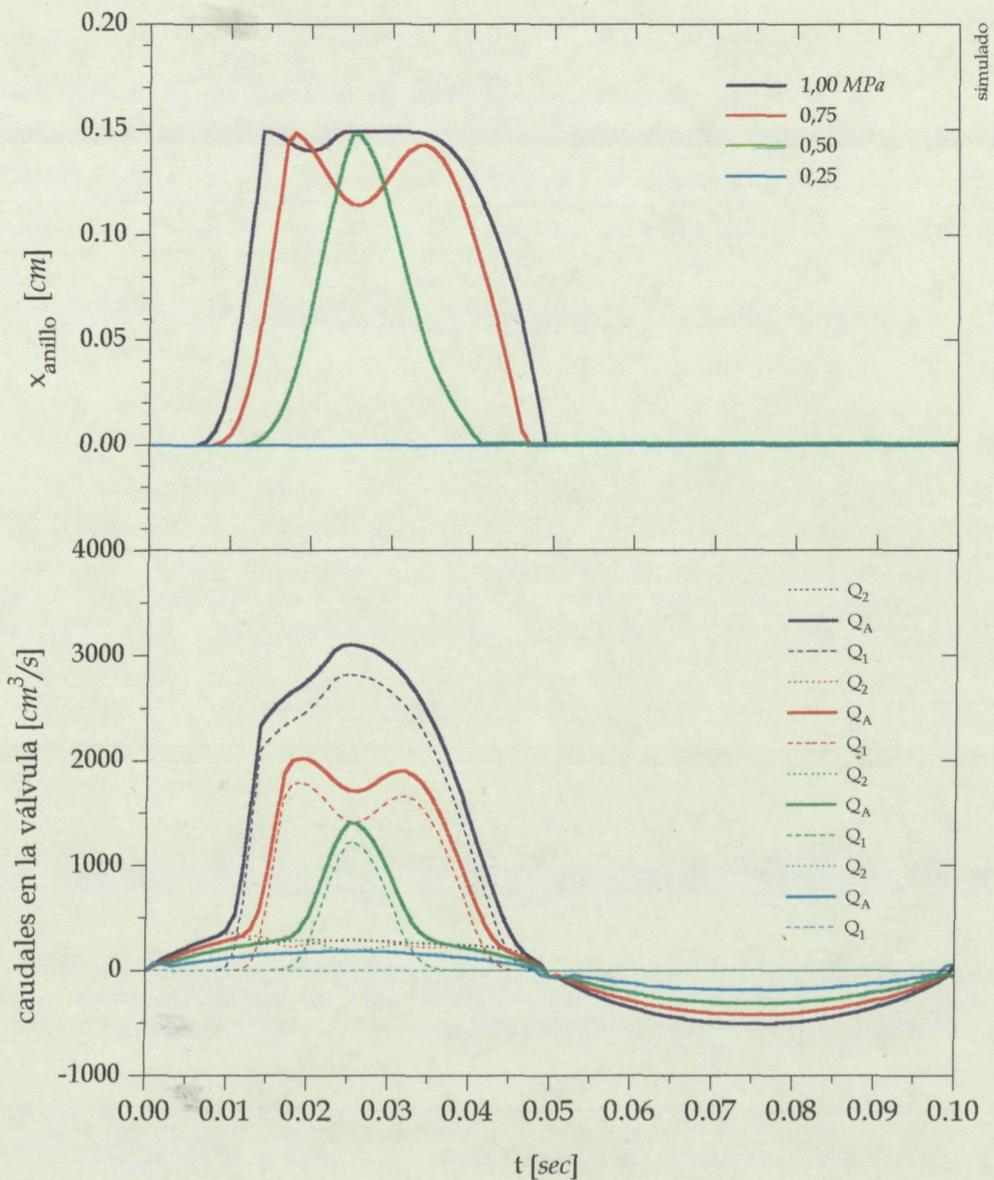


Figura V.13. Resultados obtenidos para una variación senoidal de la presión en la cámara hidráulica inferior manteniendo la presión superior constante, a 10Hz

### V.3 SIMULACIÓN DEL ROZAMIENTO MECÁNICO

La amortiguación total de un cilindro de suspensión hidroneumático incluye también el rozamiento entre las partes móviles. Este efecto no está incluido en [V.7] y [V.10], ó [V.16] y [V.18], por lo que debe añadirse mediante un algoritmo a parte. La simulación por ordenador del rozamiento puede complicarse tanto como el usuario desee, los resultados son tan creíbles como ilusión se tenga, a veces incluso depende del número de colores de la pantalla del ordenador, y pocas veces puede predecirse sin acudir a la experimentación.

#### V.3.1 CARACTERÍSTICA PROPORCIONAL TÍPICA

Es sabido que la fuerza de rozamiento es función de la velocidad de deslizamiento de las superficies en fricción, admitiéndose por simplicidad, que la relación existente es lineal. De hecho, una forma más aproximada a la realidad la constituye la relación funcional de la Figura V.14 (a). En la proximidad del origen de velocidades, la fuerza de rozamiento no es nula como consecuencia de las irregularidades superficiales o los fenómenos de adhesión electroquímica que tienen lugar. Cuando una masa se encuentra enclavada en esta situación, no inicia su movimiento hasta que el balance de las fuerzas exteriores no supera el valor  $F_f^A$  descompensando el balance estático.

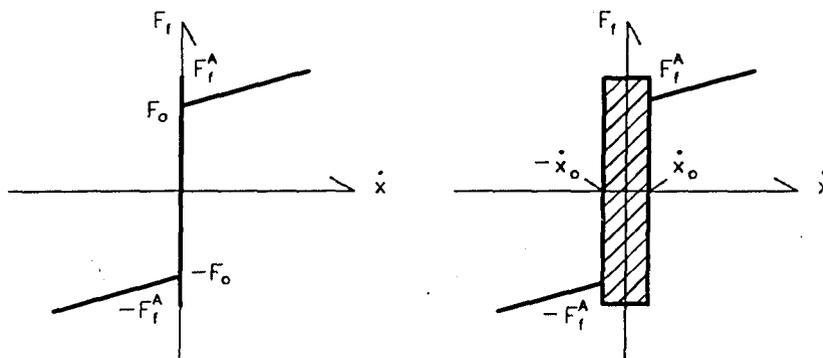


Figura V.14. Leyes para el rozamiento con *stick-slip* en el origen

### V.3.2 EL FENÓMENO DE *STICK-SLIP*

En [26,Karn] se presenta un método general para la simulación por ordenador del *stick-slip* basado en la determinación analítica de la fuerza de rozamiento en el *stick* que permite considerar las velocidades de las masas involucradas como variables independientes, función sólo de las fuerzas externas aplicadas y la de rozamiento. El método mantiene constante la causalidad de las variables y de esta forma dispone de un único conjunto de ecuaciones tanto en *stick* como en *slip*.

#### V.3.2.1 Movimiento de una masa sobre una referencia absoluta

Para el movimiento de una masa sobre una superficie plana e inmóvil como en la de la Figura V.15, la fuerza de rozamiento en función de la velocidad puede tener una forma como la representada en la Figura V.14 (a). Queda claro que la simulación del *stick-slip* es complicada por la cantidad de no linealidades que se presentan en las proximidades de la velocidad cero. Esto ocasiona la respuesta descontrolada de muchos sistemas dinámicos, siendo un problema importante cuando se desea gobernar un mecanismo con elevada precisión.

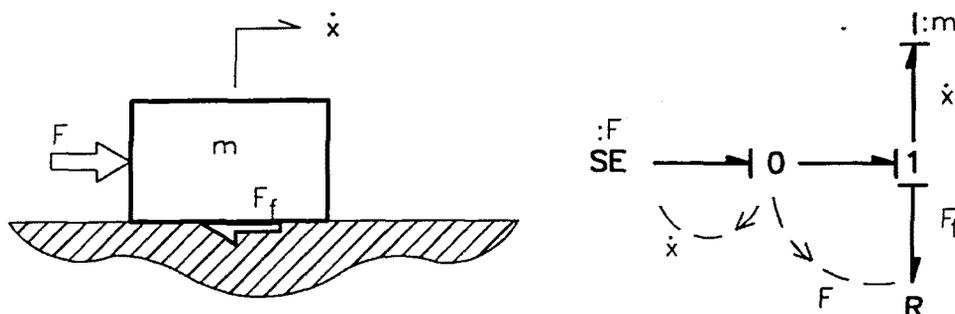


Figura V.15. Masa con rozamiento sobre una plataforma fija y BondGraph correspondiente.

En principio, mientras la masa está deslizándose a una determinada velocidad  $\dot{x}$  sobre la superficie, la fuerza de rozamiento es una fuerza más, función de la velocidad y del coeficiente de rozamiento dinámico, estableciéndose una relación de causa-efecto  $F_f = F_f(\dot{x})$ , y siendo

$$\dot{x} = \frac{1}{m} \int (F - F_f) dt \quad [V.26]$$

Cuando la velocidad se anula, la fuerza  $F_f$  y la velocidad cambian su relación causal, de forma que la fuerza de rozamiento toma el valor necesario para que la masa permanezca enclavada en su posición. Entonces es  $F_f = F$ , con  $\dot{x} = 0$ , hasta que la fuerza externa aplicada exceda de la fuerza de arranque  $F_f^A$ , momento en el que vuelve a integrarse<sup>20</sup> la expresión [V.26] y  $\dot{x} \neq 0$ .

Ocurre, no obstante, que la situación  $\dot{x} \equiv 0$  es difícilmente alcanzable de forma digital en un programa de ordenador, por lo que se hace conveniente definir una zona de ancho  $2\dot{x}_0$  en la que se entiende que la velocidad es muy baja y en cuyo interior se supone a la masa enclavada por el *stick*. Esto es lo que se indica en la Figura V.14 (b). En el exterior de dicha zona continua siendo válida la ley de rozamiento normal  $F_f = F_f(\dot{x})$ .

El diagrama de bloques de la Figura V.16 corresponde al BondGraph de la Figura V.15. Debe notarse que  $F_f$  está compuesta por tres partes a la salida del bloque condicional IFE y que siempre dos de ellas son nulas como corresponde a la comprobación que se realiza en su interior. Cuando el módulo de la velocidad es superior al valor umbral  $\dot{x}_0$ , entonces alguna de las salidas superiores del IFE es  $\dot{x}$ , mientras la inferior es "0". Cuando la

---

<sup>20</sup> Evidentemente esta ecuación nunca dejó de integrarse. Ocurre que su salida es constante al cumplirse la igualdad de fuerzas comentada.

velocidad es menor, en cambio, la masa se encuentra en el interior de la zona de enclavamiento, anulándose ambas salidas superiores y valiendo "1" la inferior. Para cumplir con la condición de arranque<sup>21</sup>, la fuerza máxima realizable por el rozamiento en *stick* es limitada por el bloque LIM al valor  $F_f^A$ .

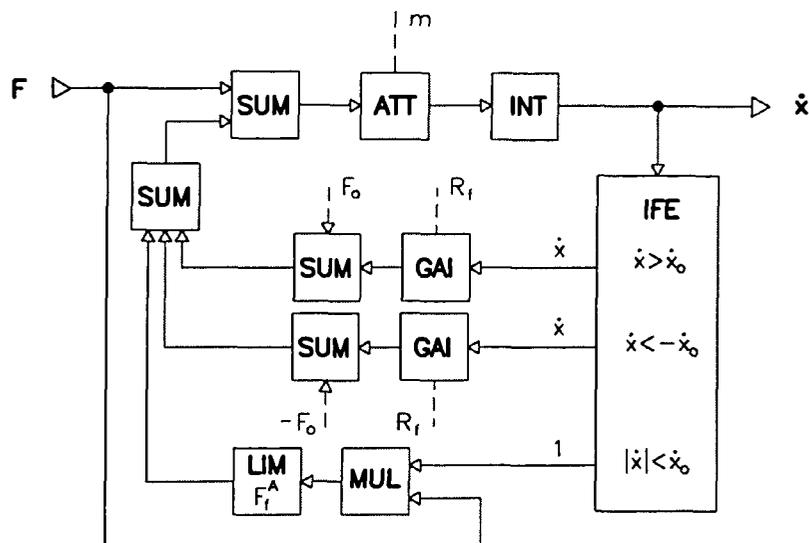


Figura V.16. Diagrama de bloques para el BondGraph de la Figura V.15.

### V.3.2.2 Stick-Slip con movimiento relativo

La simulación por ordenador del *stick-slip* se complica aún más cuando la velocidad relativa que controla el fenómeno no coincide con la velocidad absoluta de la masa que se enclava por rozamiento, tal como ocurría en el supuesto anterior. Para las dos masas de la Figura V.17, como para el cilindro de suspensión de la Figura V.2, puede existir enclavamiento aun cuando las velocidades de ambas masas, si bien iguales entre sí, no sean nulas.

<sup>21</sup> Se está considerando en este desarrollo que la fuerza de arranque es la misma en ambos sentidos. El fenómeno parece ser simétrico, aunque en la realidad, el contacto se realiza por medio de juntas, guías o rascadores de geometría diversa, por lo que, aún siendo un acercamiento, no se resuelve completamente el problema para cualquier configuración.

En el algoritmo expuesto para una masa en movimiento absoluto sobre una superficie, se había conseguido que la ecuación [V.26] fuera válida en las dos regiones de interés al incluirse el bloque IFE que cambiaba automáticamente la causalidad de la fuerza de rozamiento. En el *slip* el problema era determinista, y en el *stick*, se llegaba con velocidad prácticamente nula, reteniéndose la masa al forzarse la igualdad  $F \equiv F_f$ . Cuando se tienen dos masas en movimiento relativo sobre las que actúan fuerzas externas independientes, resulta que, si bien en el *slip* el planteamiento causal continua siendo  $F_f = F_f \langle \dot{x} \rangle$ , en el *stick*, la fuerza de rozamiento debe ser una combinación algebraica de las fuerzas externas que garantice el enclavamiento de ambas masas. De esta forma podrá utilizarse de nuevo una expresión [V.26] para cada masa en las dos zonas de trabajo.

Siendo las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  determinables de las variables del sistema, las ecuaciones de estado para las masas  $m_1$  y  $m_2$  resultan ser,

$$m_1 \frac{d\dot{x}_1}{dt} = F_1 - F_f \quad [\text{V.27}]$$

$$-m_2 \frac{d\dot{x}_2}{dt} = F_2 - F_f \quad [\text{V.28}]$$

Llamando  $\dot{x}_r$  a la velocidad relativa  $\dot{x}_r = \dot{x}_1 - \dot{x}_2$ , en la región de enclavamiento se cumple que  $\dot{x}_r = 0$  y, por ser también,  $\ddot{x}_r \equiv 0$ , se tiene que

$$\ddot{x}_r = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 = \frac{F_1 - F_f}{m_1} + \frac{F_2 - F_f}{m_2} = 0 \quad [\text{V.29}]$$

expresión de donde puede obtenerse la fuerza de rozamiento  $F_f$  que garantiza el *stick* o enclavamiento de las masas. Despejando de [V.29] queda

$$F_f = \frac{m_2}{m_T} F_1 + \frac{m_1}{m_T} F_2 \quad [V.30]$$

con  $m_T = m_1 + m_2$ .

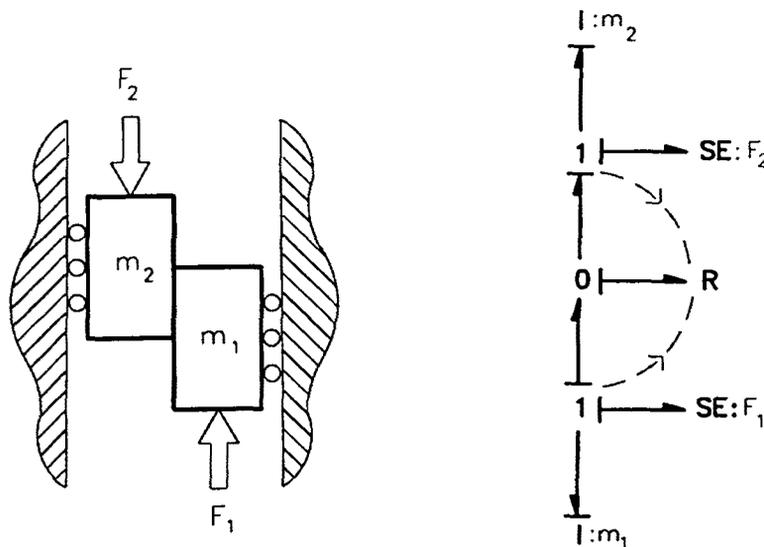


Figura V.17. *Stick-Slip* con movimiento relativo

La condición de retención es ahora  $F_f \leq F_f^A$  con  $\dot{x}_r \equiv 0$ , y  $\dot{x}_i \neq 0$  ó  $\dot{x}_i = 0$  según

$$\dot{x}_i \equiv \dot{x}_1 \equiv \dot{x}_2 = \frac{1}{m_T} \int_t (F_1 - F_2) dt \quad [V.31]$$

pues ambas masas se comportan como una sola. La separación se producirá cuando la fuerza  $F_f$  supere a la umbral  $F_f^A$ , dejando entonces de ser válida [V.31]. Es importante que se entienda que, con el algoritmo presentado, se tiene una ecuación [V.26] para cada masa por separado en cualquier zona de trabajo, siendo [V.31] una forma de verificar que la fórmula [V.30] es correcta en el *stick*.

### V.3.2.3 *Stick-Slip* en sistemas móviles. Suspensión de tres masas

En la suspensión de la Figura I.6 el *stick-slip* implica a tres masas. Son posibles cuatro circunstancias de trabajo según se especifica en la siguiente Tabla.

	$\dot{x}_{12} = 0$ <<stick>>	$\dot{x}_{12} \neq 0$ <<slip>>
$\dot{x}_{23} = 0$ <<stick>>	$F_{12}^R$ $F_{23}^R$	$F_{12}$ $F_{23}^R$
$\dot{x}_{23} \neq 0$ <<slip>>	$F_{12}^R$ $F_{23}$	$F_{12}$ $F_{23}$

Tabla V.1. Combinaciones para el rozamiento de un sistema como el de la Figura V.18

En lo que sigue, se entenderá que aquella velocidad,  $\dot{x}$ , con un subíndice simple es la velocidad absoluta de la masa nombrada según la Figura V.18, mientras que con un subíndice doble del tipo  $(ij)$  indica velocidades relativas entre las masas correspondientes. Se actúa de la misma forma con las fuerzas, denominándose en esta ocasión con el superíndice  $(^R)$  a la fuerza en *stick* según [V.30].

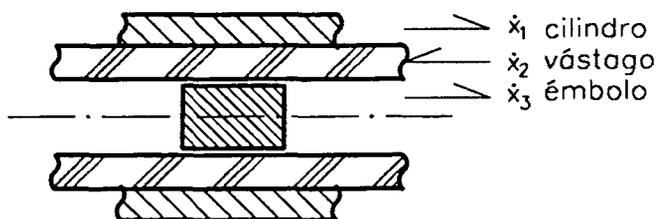


Figura V.18. Sistema de tres masas. Nomenclatura y definición positiva del movimiento.

Con las tres masas en deslizamiento, el problema continua siendo determinista manteniéndose la causalidad  $F_{ij} = F_{ij}(\dot{x}_{ij})$ , y siendo en esta ocasión

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{m_1} \int (F_1 - F_{12}) dt \quad [V.32]$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_2} \int (F_2 - F_{12} - F_{23}) dt \quad [V.33]$$

$$\dot{x}_3 = \frac{1}{m_3} \int (F_3 - F_{23}) dt \quad [V.34]$$

cada una de las velocidades absolutas de las masas involucradas. El criterio de signos definido en la Figura V.18 indica que las velocidades relativas son

$$\dot{x}_{ij} = \dot{x}_i + \dot{x}_j \quad [V.35]$$

Cuando una pareja de masas en contacto<sup>22</sup> entra en la zona de enclavamiento se anula la velocidad relativa entre ellas. Tal como se hizo hasta [V.29], se tiene para la pareja (12) que

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_1 - F_{12}^R \quad [V.36]$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_2 - F_{12}^R - F_{23} \quad [V.37]$$

mientras continua siendo

$$m_3 \ddot{x}_3 = F_3 - F_{23} \quad [V.38]$$

y de todo ello, se deduce que

$$F_{12}^R = F_1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2} (F_2 - F_{23} - F_1) \quad [V.39]$$

---

<sup>22</sup> Por tanto, siempre con la masa  $m_2$  del vástago de suspensión.

es la fuerza de contacto que mantiene a las masas  $(_{12})$  en *stick*. Otra forma de escribir la ecuación anterior es

$$F_{12}^R = \frac{m_2}{m_1 + m_2} F_1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2} (F_2 - F_{23}) \quad [\text{V.40}]$$

que coincide en forma con [V.30], pues  $(F_2 - F_{23})$  es la fuerza exterior que actúa sobre la masa del vástago de la suspensión, sin contar con el *stick*  $F_{12}^R$ .

Para la pareja  $(_{23})$  se obtiene del desarrollo paralelo que

$$F_{23}^R = F_3 - \frac{m_3}{m_2 + m_3} (F_2 - F_{12} - F_3) \quad [\text{V.41}]$$

Evidentemente, el sistema puede evolucionar de forma que desaparezca el enclavamiento, para lo cual la fuerza de contacto o *stick* debe superar el valor umbral correspondiente; o bien, reteniendo la tercera masa.

Cuando esto ocurra, la suspensión se comportará como un único cuerpo<sup>23</sup> perdiendo por completo toda elasticidad. Hacia atrás, el proceso es reversible por parejas.

Con las tres masas en *stick* se cumplirá que

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_1 - F_{12}^R \quad [\text{V.42}]$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_2 - F_{12}^R - F_{23}^R \quad [\text{V.43}]$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = F_3 - F_{23}^R \quad [\text{V.44}]$$

---

<sup>23</sup> Para la suspensión de la Figura I.6, que dos masas estén enclavadas implica forzosamente que la tercera apenas sí tendrá más libertad de movimiento que la debida a la compresión o expansión del aceite.

de donde serán solución las  $F_{12}^R$  y  $F_{23}^R$  que impliquen que  $\dot{x}_{12} \equiv 0$  y  $\dot{x}_{23} \equiv 0$ , e incluso que  $\ddot{x}_{12} \equiv 0$  y  $\ddot{x}_{23} \equiv 0$ , y además cumplan con la condición de compatibilidad de la inercia según la cual, en *stick*

$$\sum F_T = m_T \ddot{x}_i \quad i = 1, 2, 3 \quad [\text{V.45}]$$

siendo

$$m_T = m_1 + m_2 + m_3 \quad [\text{V.46}]$$

y

$$F_T = F_1 - F_2 + F_3 \quad [\text{V.47}]$$

según el criterio de signos adoptado.

Por ejemplo, combinando las ecuaciones [V.42], [V.43] y [V.44] se deduce una solución parcial que indica que

$$F_{12}^R = F_1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2} (F_1 - F_2) \quad [\text{V.48}]$$

la cual no es solución del problema pues, de su sustitución en [V.42] resulta

$$\ddot{x}_1 = \frac{F_1 - F_2}{m_1 + m_2} \quad [\text{V.49}]$$

que es una forma incompleta de [V.45].

Las formas correctas de las fuerzas de contacto para la retención son

$$F_{12}^R = \frac{m_2 + m_3}{m_T} F_1 - \frac{m_1}{m_T} (F_3 - F_2) \quad [\text{V.50}]$$

y

$$F_{23}^R = \frac{m_1 + m_2}{m_T} F_3 - \frac{m_3}{m_T} (F_1 - F_2) \quad [\text{V.51}]$$

o bien, arreglándolas con [V.46] y [V.47]

$$F_{12}^R = F_1 - \frac{m_1}{m_T} F_T \quad [\text{V.52}]$$

y

$$F_{23}^R = F_3 - \frac{m_3}{m_T} F_T \quad [\text{V.53}]$$

pues hacen que

$$\ddot{x}_1 = \frac{F_1 - F_2 + F_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad [\text{V.54}]$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{F_1 + F_2 - F_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad [\text{V.55}]$$

y

$$\ddot{x}_3 = \frac{F_1 - F_2 + F_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad [\text{V.56}]$$

Por lo que se refiere al ajuste del valor  $F_f^A$ , se sabe de la experiencia que, con la cámara hidráulica descargada, la suspensión permanece inmóvil hasta que no se presenta una presión no compensada en la cámara neumática del orden de 6bar. Resulta entonces que entre el émbolo y el vástago, un valor aproximado en orden de magnitud es

$$F_f^A \approx \frac{\pi}{4} D^2 \{6\} = 1990N \quad [\text{V.57}]$$

En la Figura V.19 se comparan los resultados obtenidos de la simulación por ordenador de una misma suspensión, antes y después de habersele incluido el modelo de *stick-slip*. Obsérvese como la respuesta con *stick-slip* es más amortiguada, hasta que llega el momento en el que la suspensión se “bloquea”, acabándose de estabilizar el vehículo gracias a la rueda. Se representa también la presión neumática para ambos casos así como la carrera de suspensión  $x$ . El cilindro de suspensión con *stick* no recupera la posición original, lo que hace que el vehículo quede en una posición  $x_v$  inferior.

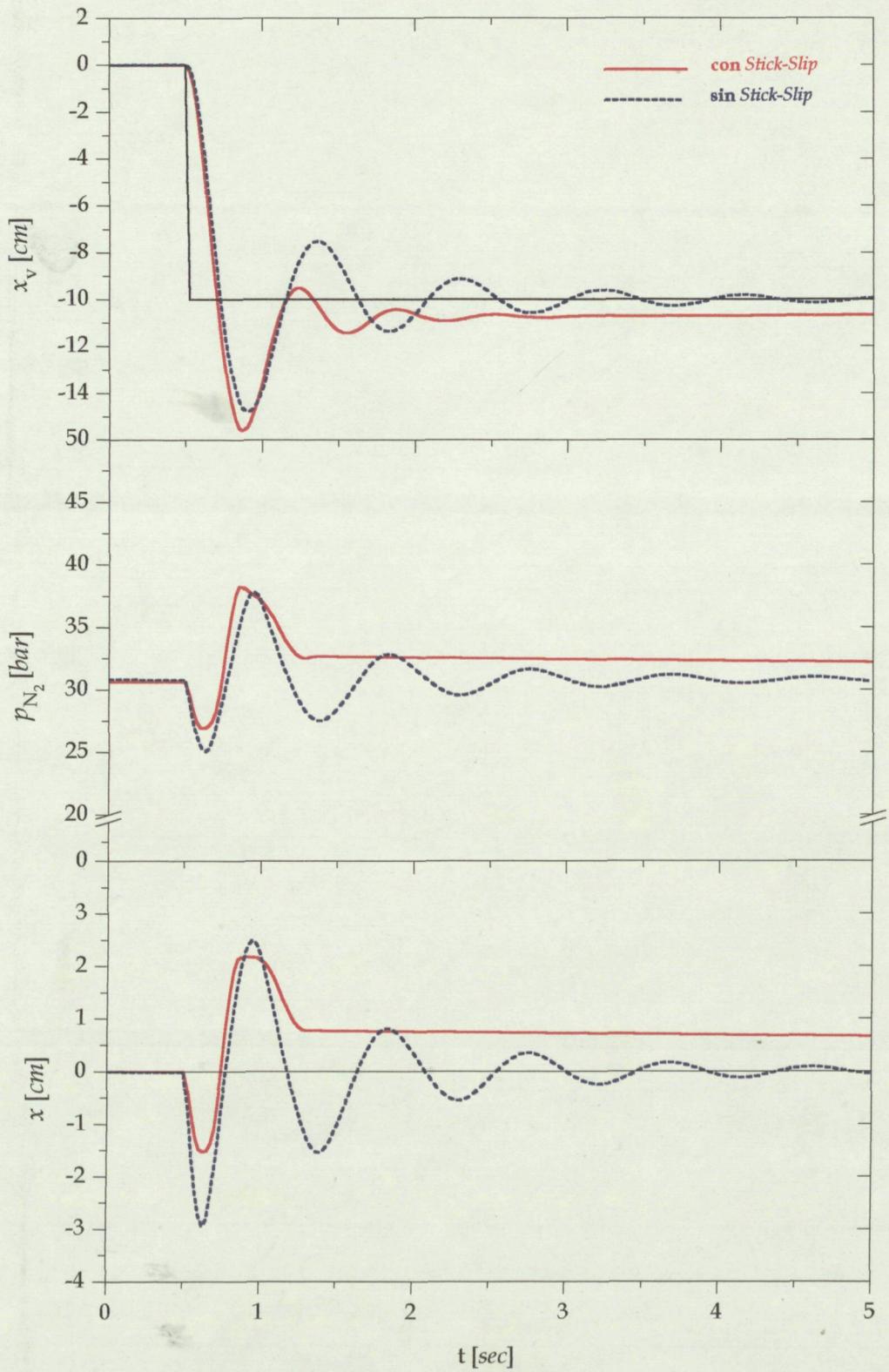


Figura V.19. Resultados de los modelos de una suspensión con, y sin, *stick-slip*, a un escalón de 10cm.

## V.4 RESUMEN DEL CAPÍTULO

La amortiguación de una suspensión hidroneumática es consecuencia de la combinación de diferentes fenómenos, por lo general no lineales, que hacen que el coeficiente de amortiguación resultante sea una función bastante complicada de la velocidad instantánea del proceso, la geometría interna del elemento, el rozamiento entre las partes móviles, la temperatura de trabajo, la cantidad de aire disuelto en el aceite de la suspensión, etc.

Por todo ello, no es sencillo encontrar una expresión analítica que englobe todos los fenómenos involucrados en el efecto amortiguador. En este capítulo se formularon sendas expresiones para el coeficiente  $C$  de amortiguación para dos configuraciones típicas de suspensiones hidroneumáticas, de alta y baja presión, y para las carreras de compresión y expansión. Aunque no incluyen el rozamiento, ambas expresiones ponen de manifiesto que la amortiguación no es exclusivamente hidráulica y que el coeficiente  $C$  que se utiliza en la expresión [I.7], de acuerdo con [I.42] y [V.6] ó [I.48] y [V.13], no es constante en absoluto.

En cualquier caso, la característica hidráulica de la válvula amortiguadora es un parámetro decisivo, por lo que se ha dedicado especial atención al comportamiento dinámico de la misma y al efecto de la temperatura, o de la viscosidad, del aceite hidráulico utilizado. Cada tipo de válvula merece un estudio particular pues no hay forma de encontrar expresiones teóricas que estimen correctamente su característica presión *vs* caudal para cualquier viscosidad, densidad, o régimen.

Respecto al rozamiento mecánico, hay que mencionar que es el responsable de la forma escalada de la curva característica del amortiguador en la zona cercana a velocidad nula. Para incluir su efecto en el comportamiento dinámico del elemento de la Figura I.5 fue necesario desarrollar un método que introdujera el *stick-slip* con tres masas en movimiento relativo. Los resultados

muestran que la amortiguación es más fuerte cuando se incluye el *stick-slip*, siendo la única forma de explicar el enclavamiento de la suspensión a una posición estática diferente para una misma presión neumática.

## VI. ESQUEMAS EN BONDGRAPH

Desde la invención del BondGraph por H. M. Paynter en 1961 son muchos los diseñadores que han adoptado esta técnica para representar los sistemas físicos motivo de su trabajo. En la vida de cualquier *bondgrafista* hay un antes y un después del primer "lo veo". El BondGraph es una forma de entender la realidad misma que hace que nada vuelva a ser como era una vez aprehendida la técnica. El BondGraph comprende los diferentes dominios de aplicación de la Ingeniería; simplifica sus conceptos a la vez que los engloba de una forma fácil y directa, constituyendo una herramienta magnífica en la docencia al permitir presentar en un mismo gráfico variables mecánicas, eléctricas, químicas o térmicas con un tratamiento único y conjunto.

Una de las características principales del BondGraph es que permite simplificar modelos complejos si se cree conveniente, de forma que el analista es capaz de ver la importancia de cada término en el conjunto del sistema de forma rápida y certera. El BondGraph pone en evidencia la influencia de cada variable en la fase de diseño previa y, además, permite estimar los parámetros característicos del fenómeno si se disponen de resultados experimentales.

Los esquemas obtenidos mediante la técnica del BondGraph son fácilmente transportables al ordenador. El programa TUTSIM<sup>TM1</sup> permite obtener resultados numéricos en dominio temporal de los sistemas físicos modelizados, ofreciendo la versatilidad exigible a cualquier *software* de manera sencilla y cómoda.

---

<sup>1</sup> Technical University Twente SIMulation, 1988

## VI.1 FUNDAMENTOS BÁSICOS

El BondGraph subdivide un sistema en otros menores para volverlos a unir mediante vínculos gráficos o *bonds* a través de los cuales es transportado un flujo de potencia. La potencia asociada a cada vínculo es el producto de una variable *esfuerzo*,  $e$ , y una variable *flujo*,  $f$ . Las integrales temporales del esfuerzo y del flujo son el *impulso*,  $p$ , y el *desplazamiento*,  $q$ , respectivamente. Si la energía acumulada, disipada o comunicada en un tiempo  $t$  es

$$W = \int_t \dot{W} dt = \int_t e \cdot f dt \quad \text{[VI.1]}$$

también se verifica que

$$W = \int_q e dq \quad \text{[VI.2]}$$

o bien

$$W = \int_p f dp \quad \text{[VI.3]}$$

Se constata que las variables de estado y las variables de potencia se interrelacionan entre sí a través de un número limitado de elementos estándar y exclusivamente dos tipos de uniones. En cada unión se conserva la energía y se cumple la constancia de una de las dos variables potencia.

Los elementos del BondGraph pueden ser monopuerto, bipuerto o multipuerto en función del número de vínculos con los que intercambien energía. En la Figura VI.1 se reúnen las variables de estado y potencia y la forma en que se asocian con los tres monopuertos básicos<sup>2</sup>: la inercia o inductancia, **I**, el acumulador o la capacidad, **C**, y la resistencia, **R**.

---

<sup>2</sup> Otros dos elementos monopuerto son las fuentes de esfuerzo, **SE**, y de flujo, **SF**.

En un bipuerto se cumple en cualquier instante que la energía que entra por un vínculo sale por el otro. La relación entre las variables de potencia de la entrada y la salida puede ser directa, *transformers TF*, o cruzada, *gyrators GY*, y el ratio de transformación dimensional o adimensional. Cuando el ratio es dimensional se cambia de dominio físico<sup>3</sup> a través del bipuerto.

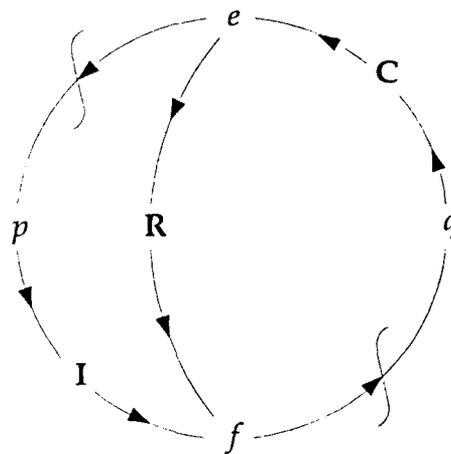


Figura VI.1 Carrusel para las relaciones recíprocas entre variables de estado y potencia

Los campos  $\mathbf{R}$ ,  $\mathbf{C}$ , e  $\mathbf{I}$ , son elementos multipuerto en los que se produce un acoplamiento recíproco entre las variables de todos los vínculos. Se mantiene la relación funcional característica del elemento monopuerto original pero en forma matricial<sup>4</sup>. Así, por ejemplo, en un campo  $\mathbf{C}$  un esfuerzo es función de todos los desplazamientos o viceversa<sup>5</sup>, un desplazamiento es función de todos los esfuerzos.

<sup>3</sup> Un ejemplo: el actuador hidráulico.

<sup>4</sup> Si el campo es lineal.

<sup>5</sup> Dependiendo de la relación causal.

Existen también campos combinación de otros. Así, y para acabar de describir los elementos BondGraph utilizados en los gráficos siguientes, en un campo **IC** hay una relación transversal entre flujos e impulsos, y esfuerzos y desplazamientos, mientras que un **RS** es la combinación de un campo **R** y una fuente que suministra exactamente la energía consumida por la resistencia.

La relación causa-efecto se indica en cada *bond* mediante un segmento corto y ortogonal. El elemento del *bond* próximo al segmento es quien impone la variable flujo al lejano<sup>6</sup>. La causalidad no está prefijada por la naturaleza o mejor: "los fenómenos ocurren de forma natural", por lo que un elemento singular necesita del acoplamiento con el resto del sistema para ser, como es<sup>7</sup>. El hombre escoge la relación causal en cada momento en función de las necesidades del ordenador pues éste calcula de una manera secuencial.

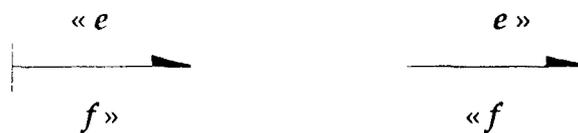


Figura VI.2 Arco y flecha para la relación causal en cada *bond*.

Como nota del método utilizado en los BondGraph térmicos, por ejemplo en las Figuras [VI.7] y [VI.9], se utilizan las variables  $\langle T, \dot{Q} \rangle$  en lugar de las originales  $\langle T, \dot{S} \rangle$  pues se adaptan mejor a la conducción de calor. Esto da origen a los llamados *pseudo-BondGraph* tal como fueron definidos por Karnopp en [25,Karn].

<sup>6</sup> No se confunda con el sentido de transmisión de la potencia.

<sup>7</sup> Una paradoja interesante y muy esclarecedora en oleohidráulica: un estrangulador será una conductancia entre dos capacidades y una impedancia tras una bomba hidráulica. En cualquier caso, todo depende de los tiempos característicos de cada uno de los elementos, siendo el programador quien decide, y aquí reside la gracia, incluso si la capacidad entre la bomba y el estrangulador es significativa.

## VI.2 GRÁFICOS UTILIZADOS EN ESTA TESIS DOCTORAL

A continuación se muestran los diagramas de flechas que sirvieron de base en la redacción del programa 2SUSPENS.AJO que figura en el Apéndice A6. El programa, cuya fuente está escrita en TUTSIM<sup>TM</sup>, simula el comportamiento completo del cilindro de suspensión hidroneumático CESIA 250-3, supuesto en un modelo de vehículo de una rueda, e incluye:

1. ecuaciones y propiedades de gas real, de los Apéndices A1 y A2;
2. el calor intercambiado con la pared del cilindro por el nitrógeno, estimado según la ecuación [III.32] y el modelo de la constante de tiempo térmica desarrollado en III.1.3;
3. la termodinámica de la cámara neumática discontinua, de las ecuaciones [IV.39], [IV.41], [IV.43] y [IV.45], con el *switch* correspondiente al cambio de propiedad de la irreversibilidad asociada al flujo;
4. el modelo de flujo másico de la Norma Internacional ISO 6358 explicada en IV.3.2;
5. la característica dinámica de la válvula amortiguadora y su variación con la temperatura de trabajo;
6. el *stick-slip* para un sistema de tres masas en movimiento como el expuesto en V.3.2.3;
7. el ratio de incremento de temperatura del conjunto debido al rozamiento, estimado en el Apéndice A3;

así como las ecuaciones debidas al BondGraph mecánico “clásico” de la Figura VI.3. Ajustados los parámetros, el sistema se solicita con distintas señales para obtener los gráficos temporales que se utilizan en la Tesis con diversas aplicaciones.

## VI.2.1 SISTEMAS MECÁNICOS

En los sistemas mecánicos los esfuerzos son fuerzas y momentos mientras que los flujos correspondientes son velocidades lineales y angulares. En un sistema mecánico el calor generado de forma espontánea por rozamiento puede no ser contemplado en el planteamiento general pues no afecta al funcionamiento de forma significativa<sup>8</sup>.

De hecho, como también afirman Shoureshi y McLaughlin en [43,Shor], es correcto afirmar que no hay acoplamiento entre las ecuaciones térmicas y mecánicas, o los BondGraph de ambos dominios, siempre que se admita como hipótesis de trabajo la *incompresibilidad* de las distintas partes. En este sentido no importa si la sustancia es sólida o fluida, por lo que la hidráulica de la suspensión, y con ella la dinámica de la válvula amortiguadora, se incluye en los gráficos mecánicos.

En hidráulica la variable esfuerzo es la presión<sup>9</sup> y el flujo es el caudal o, en su caso, los desplazamientos volumétricos expresados en  $[L^3T^{-1}]$ . La presión en cada cámara se calcula mediante una expresión del tipo de [V.23], donde el caudal en volumen  $Q_i$  no sólo engloba al de paso por la válvula sino también al desplazado por el movimiento del cilindro, vástago o émbolo libre de la suspensión. El BondGraph de la válvula amortiguadora se mostró en la Figura V.10 por lo que se omitirá en esta sección.

---

<sup>8</sup> Afecta, pues algunos de los parámetros mecánicos, como el coeficiente de rozamiento por ejemplo, varían con la temperatura, pero lo cierto es que no existe un nexo directo entre las variables mecánicas y térmicas. No ocurre lo mismo con las sustancias compresibles para las que un aporte de calor es observable tanto por el aumento de su temperatura como por el de su volumen específico.

<sup>9</sup> Técnicamente debe ser la presión total. Dado que las velocidades del fluido son despreciables en las cámaras hidráulicas inferior y superior se supondrá que la presión de cálculo es a la vez la estática. En esta Tesis se trabaja con presiones hidráulicas absolutas para así evitar confusiones con la neumática, que ha de serlo forzosamente. De esta forma, el modelo también permite observar la influencia de la presión atmosférica sobre la suspensión -cambio en la deflexión estática, por ejemplo-.

A continuación se describen, haciendo uso de los epígrafes correspondientes, los esquemas de interés conceptual o aquellos que sirvieron de referencia en el desarrollo anterior.

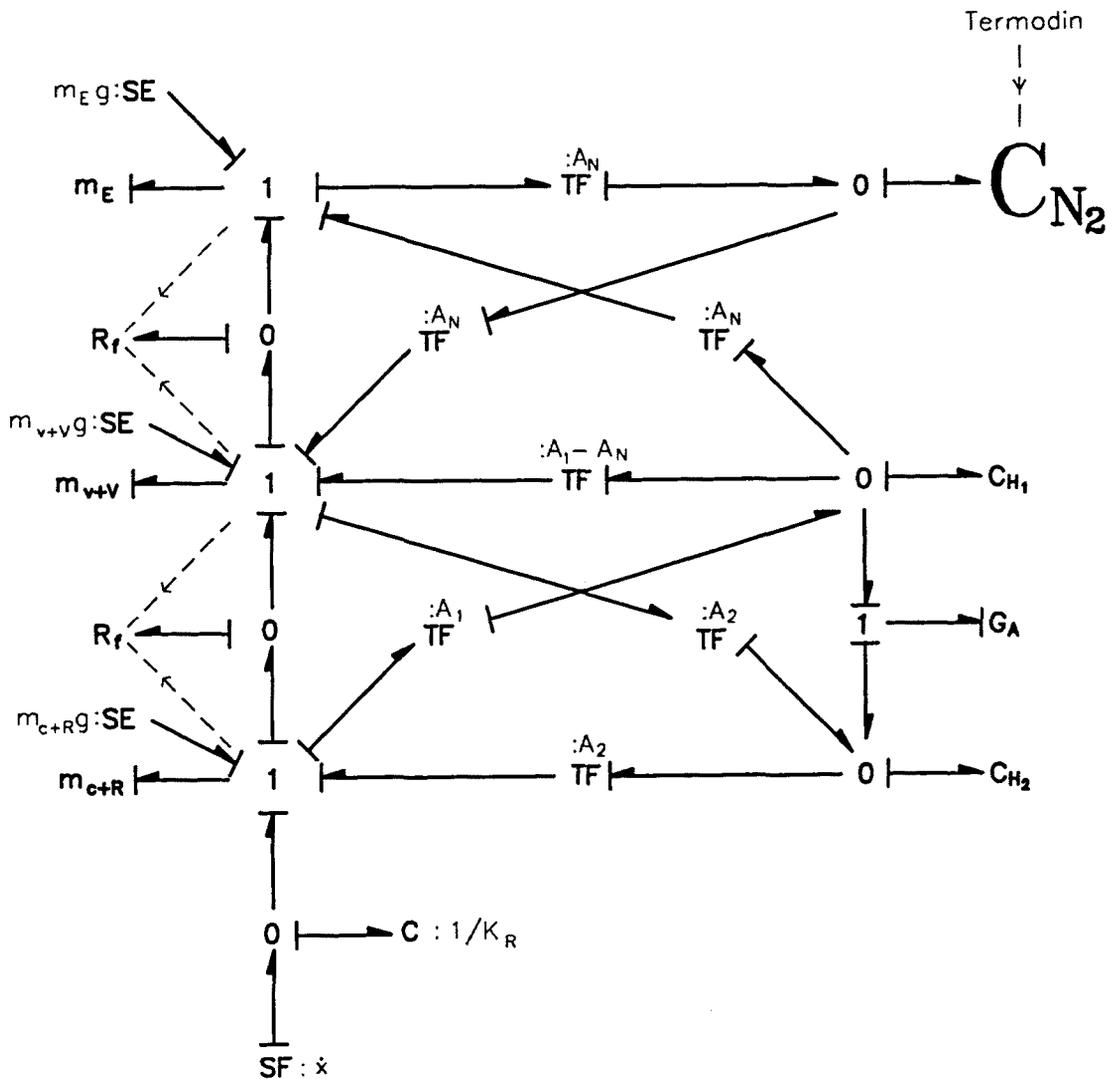


Figura VI.3 BondGraph mecánico del cilindro de suspensión. Obsérvese que la termodinámica asociada a la cámara neumática se sustituye por un elemento **C** por simplicidad. Aquí sólo interesa la presión neumática de la cámara (1) resultado del BondGraph térmico. En este último se necesita como entrada un  $\dot{V}$  mecánico. El BondGraph correspondiente a la cámara neumática simple es el de la Figura VI.7, mientras que el de la cámara neumática discontinua es el de la Figura VI.9.

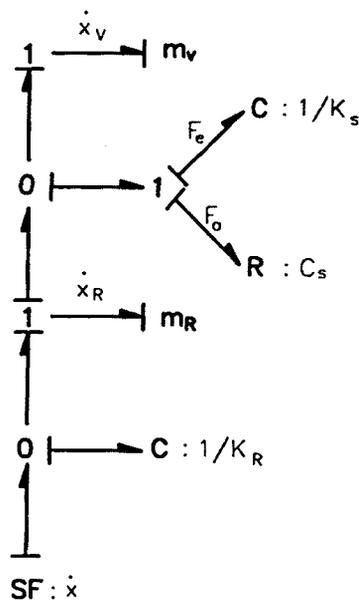


Figura VI.4 BondGraph de una sistema pasivo de suspensión en un vehículo de una rueda tal como se definió en las ecuaciones [I.7] e [I.8]. El modelo es lineal.

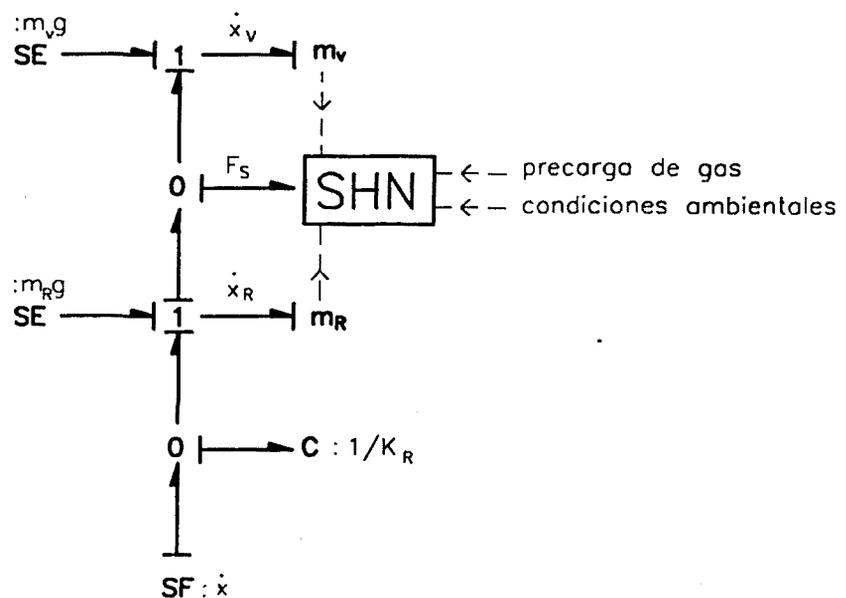


Figura VI.5 BondGraph de un sistema de suspensión formado por un cilindro hidroneumático como el estudiado. Obsérvese como se incluye el peso propio de las ambas masas pues las características dinámicas del cilindro dependen de su posición estática. El sistema no es lineal. La fuerza total del cilindro de suspensión es [I.35] más la atmosférica.

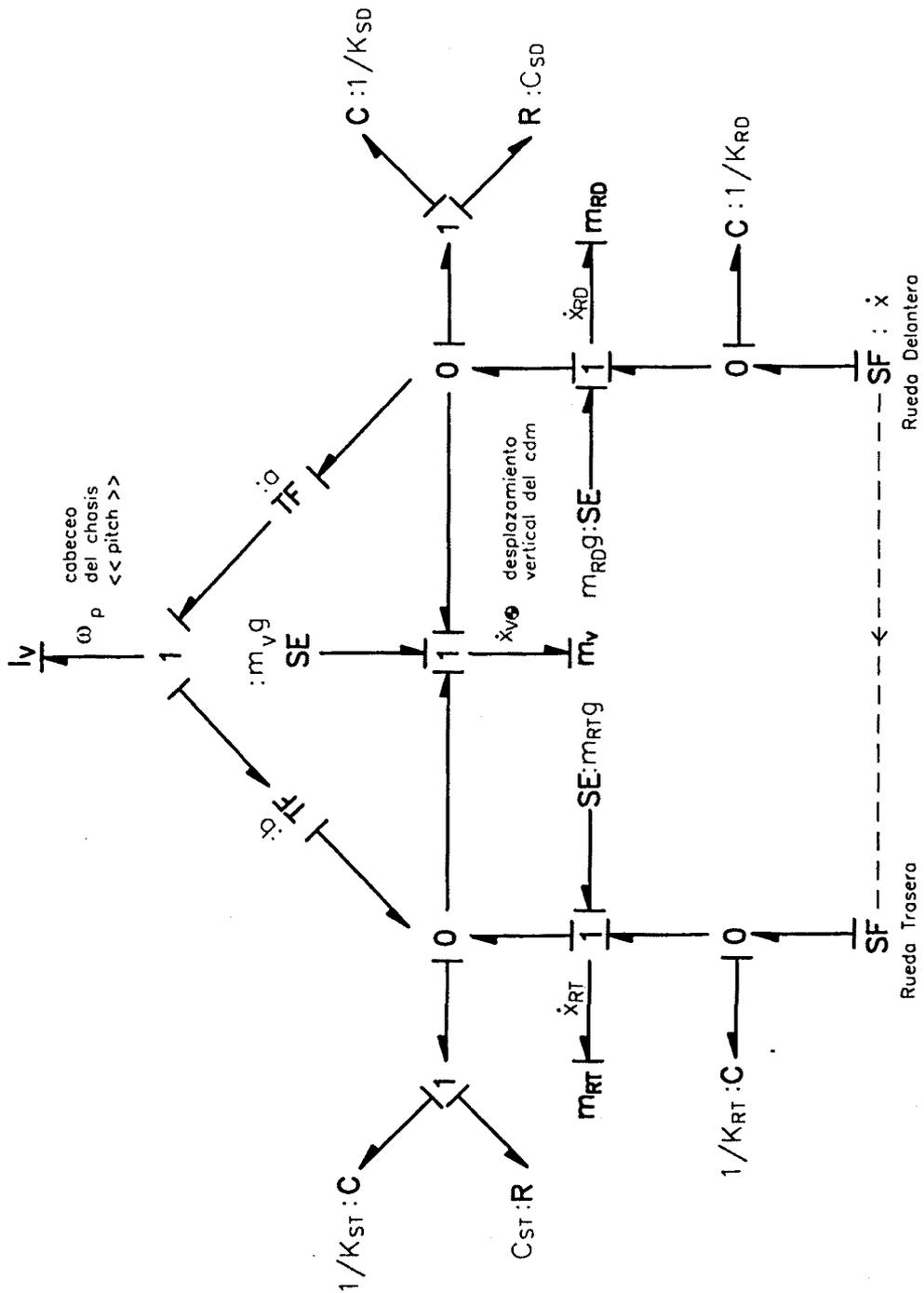


Figura VI.6 Vehículo unidireccional de dos ruedas de la Figura I.2. Con las técnicas del BondGraph sería sencillo sustituir las suspensiones pasivas indicadas por dos hidroneumáticas.

### VI.2.2 SISTEMAS TÉRMICOS

Utilizando las variables *pseudo*, temperatura y flujo de calor, se tiene

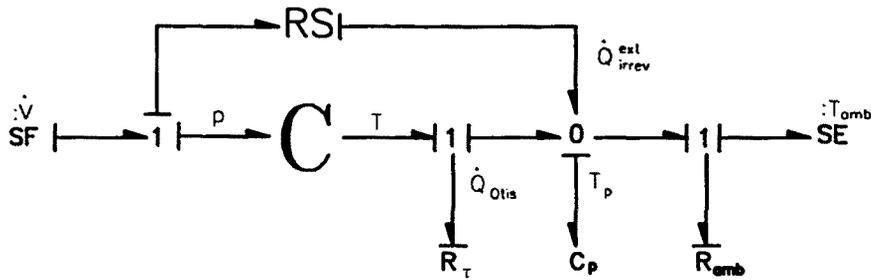


Figura VI.7 BondGraph para la cámara neumática simple con alusión expresa de las irreversibilidades exteriores. El campo **C** es no lineal e incluye la ecuación de gas real BWR y la ecuación de la energía para un sistema cerrado. Nótese como la relación causal utilizada es  $\langle f \rangle in$ , y  $\langle e \rangle out$ , es decir  $\langle \dot{V}, \dot{U} \rangle in$  y  $\langle p, T \rangle out$ . En la Figura VI.8 se muestra el diagrama de bloques de un campo **C** para un gas ideal.

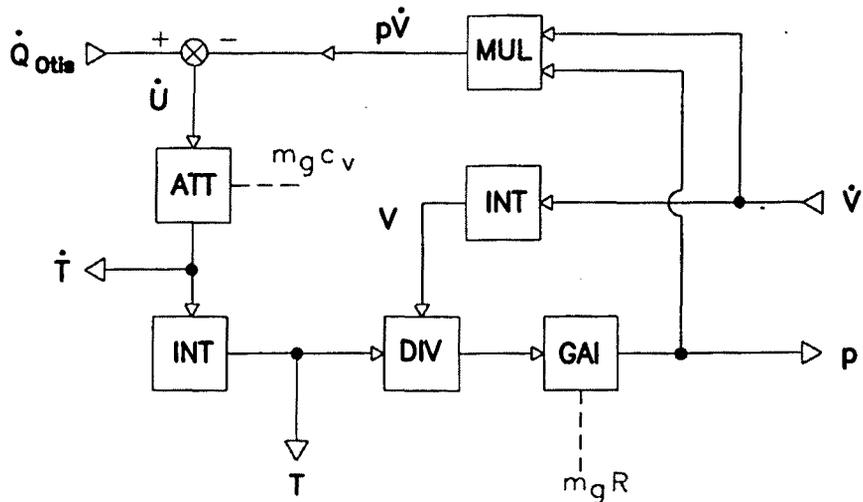


Figura VI.8 Diagrama de bloques de un campo **C** para gas ideal. La temperatura se obtiene por integración de  $\dot{U} = \dot{Q}_{Otis} - p\dot{V}$ . Los valores iniciales de ambos integradores deben ser coherentes con  $m_g$ .

### VI.2.2.1 BondGraph para la cámara neumática discontinua

En la Figura VI.9 se ha representado el BondGraph térmico correspondiente a la cámara discontinua. Se muestran explícitamente las irreversibilidades externas, como se hizo en la Figura VI.7, pero ahora se incluyen también las internas para destacar su distinto origen. Obsérvese como el BondGraph interpreta textualmente la denominación *externa* e *interna*, y como ambas irreversibilidades restan trabajo útil -o aumentan el consumo-.

La tobera es un campo **R** multipuerto. El sentido del flujo viene definido por el balance de los trabajos de impulsión  $pv$  según indica la ecuación [IV.29] y se explica en IV.1.2.3 y IV.1.3.3. La tobera permite un intercambio de energía a su través de valor

$$\dot{E} = \dot{Q}_1^{int} + \dot{m}u_1 + \dot{m}p_1v_1 = \dot{Q}_2^{int} + \dot{m}u_2 + \dot{m}p_2v_2 \quad [VI.4]$$

según la ecuación de compatibilidad [IV.25] para los sistemas discontinuos. En cada cámara neumática se ha de verificar [IV.20] y [IV.23] respectivamente, lo que implica que para el campo **C** de la cámara variable (1) se tiene

$$\dot{U}_1 = \dot{Q}_1^{ext} \mp \dot{E} - p_1\dot{V}_1 + \left| \dot{W}_{irrev}^{mov} \right| \quad [VI.5]$$

mientras que para la constante (2)

$$\dot{U}_2 = \dot{Q}_2^{ext} \pm \dot{E} \quad [VI.6]$$

donde el signo  $\pm$  depende del sentido de  $m$  y del valor del calor interno conducido. Evidentemente, sumando [VI.5] y [VI.6] se obtiene [IV.15].

La formulación analítica del problema obliga a trabajar con temperaturas, razón por la que se utilizan las ecuaciones [IV.39], [IV.41], [IV.43] y [IV.45], y la ecuación de estado BWR, en lugar de las originales [IV.20] y [IV.23] en función de la energía interna.

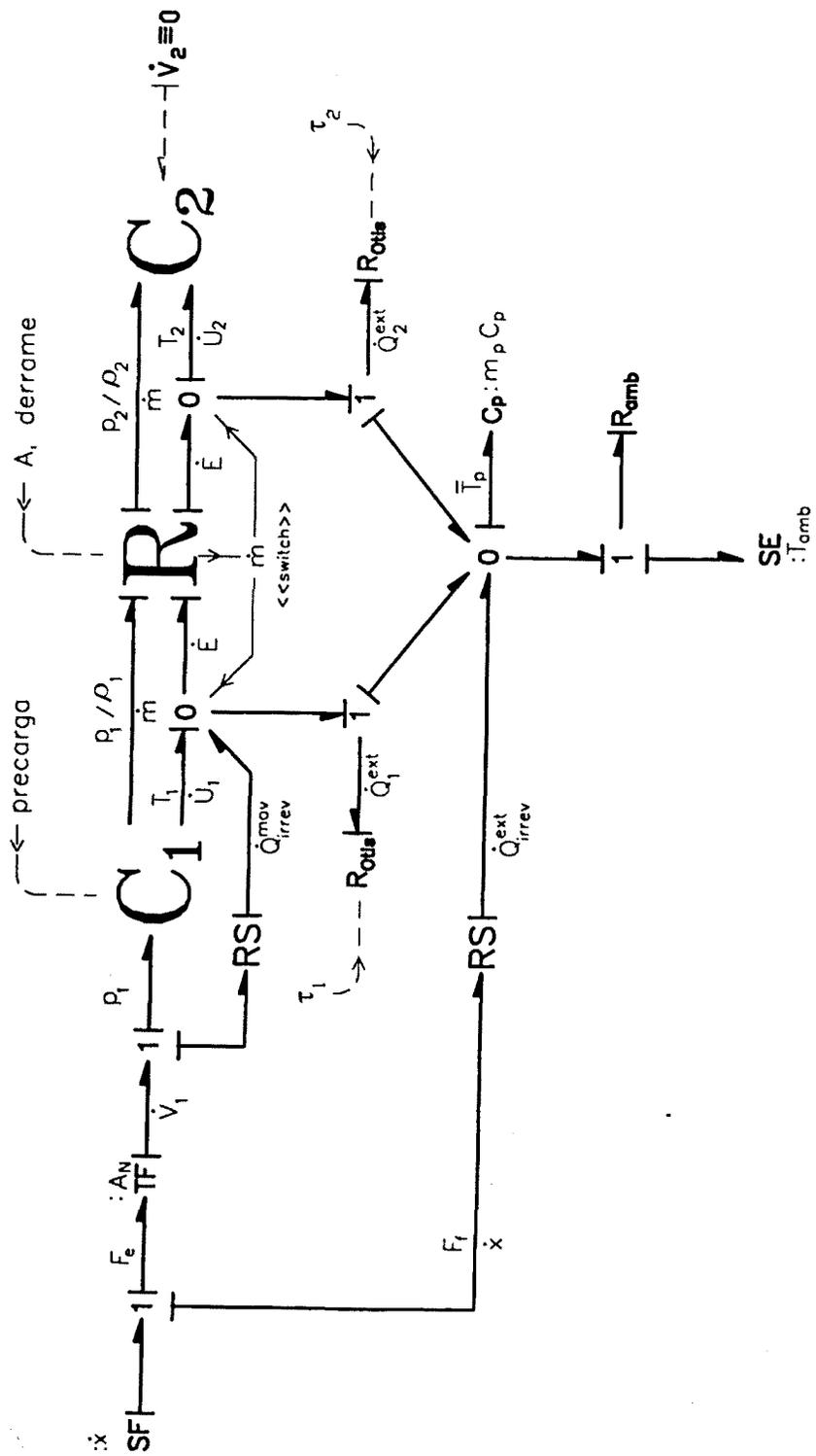


Figura VI.9 BondGraph para la cámara neumática discontinua

### VI.3 RESUMEN DEL CAPÍTULO

Se han mostrado los esquemas en BondGraph utilizados en esta Tesis. La contribución de más relevancia se encuentra en la modelización de la cámara neumática discontinua y en la consecución de un método exacto de representar un estrangulador real no isentrópico. El sentido del flujo másico en las condiciones tratadas depende del trabajo de impulsión y no del simple balance de presiones como resulta en la expansión ideal isentrópica.

Las diferencias con las referencias consultadas estriban en dos puntos: primero, el flujo total de energía a través del estrangulador no es sólo de entalpía, sino que existe conducción e irradiación de calor interno entre cámaras; y segundo, la fuerza termodinámica que motiva la aparición de flujo másico es el trabajo de impulsión. En realidad ocurre que el calor interno puede despreciarse técnicamente salvo en condiciones *quasi*-estáticas cercanas al equilibrio total, mecánico y térmico. Al mismo tiempo, las presiones son el término predominante a la hora de calcular  $\dot{m}$ , al menos en condiciones normales de trabajo.

## VII. EQUIPOS EXPERIMENTALES

Cualquier teoría necesita ser avalada por la experiencia para que pueda reconocerse su bondad y campo de aplicación. A veces la teoría precisa la determinación experimental del valor de algunos coeficientes en el rango de trabajo; otras, en cambio, pueden ser deducidos de la teoría de forma que se ajuste la experiencia. Este último procedimiento es posible con las modernas técnicas de simulación aunque siempre debe tenerse presente que el ordenador es sólo una herramienta de cálculo, no un ente pensante. En cualquier caso, el contacto físico con la realidad es indispensable para afianzar métodos y conocimientos y validar los resultados de cualquier modelo.

En el capítulo que comienza se describen los equipos e instrumental empleados en el desarrollo de las experiencias de laboratorio, así como los procedimientos seguidos hasta la consecución de los resultados que se indican a lo largo del documento. Se utilizaron tres bancos de pruebas, de los cuales los dos siguientes fueron construidos ex profeso en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la ETSEI de Terrassa:

- banco permanente de pruebas para el ensayo de suspensiones trabajando a ritmo constante; y
- banco para la caracterización de la válvula amortiguadora en función de la viscosidad.

La determinación de los parámetros  $C$  y  $b$  de la tobera se realizó en el banco de ensayo automatizado de componentes neumáticos que el Departamento de Mecánica de Fluidos dispone en el laboratorio de la EUETIT, también en el Campus de Terrassa de la UPC.

## VII.1 BANCO DE PRUEBAS DEL CILINDRO DE SUSPENSIÓN

La caracterización experimental de los parámetros de la suspensión<sup>1</sup> hizo indispensable construir un banco de pruebas que permitiera someter al cilindro hidroneumático a diferentes condiciones de frecuencia, carga estática, o temperatura de trabajo, siempre dentro de los límites de potencia disponibles y en el rango de operatividad propio del elemento a ensayar.

### VII.1.1 DESCRIPCIÓN

El banco de pruebas dispone de dos áreas bien diferenciadas tal como puede observarse la fotografía de la Figura VII.2, que son:

- zona de ensayo, y
- zona del grupo de presión oleohidráulico,

En la zona de ensayo se encuentran:

- el cilindro de suspensión hidroneumático motivo de estudio;
- un actuador hidráulico, lineal y simétrico, 325x125x70;
- una válvula proporcional 4x3, marca REXROTH, modelo 4WRE10 con realimentación interna de la posición de la corredera;
- los diferentes transductores de presión, de desplazamiento y termopares utilizados, cuyas calibraciones se incluyen en el Apéndice A7;
- una *mesa de análisis y control*, donde se ubican las fuentes de alimentación necesarias; la tarjeta electrónica de mando para la válvula pro-

---

<sup>1</sup> Entre ellos la rigidez, el coeficiente de amortiguación o el ratio de calentamiento por fricción en juntas, guías y rascadores.

porcional; un PID analógico; un generador de señales multifrecuencia con señal de continua en OFFSET; y el analizador dinámico de espectros SD-390 de Scientific Atlanta, con cuatro canales de adquisición a una frecuencia máxima de muestreo de 100kHz por canal, que además permite la visualización de los datos en tiempo real y su almacenamiento en formato compatible PC.

En la zona del grupo de potencia oleohidráulico se hallan los siguientes elementos:

- dos bombas de pistones axiales de plato variable, marca OILGEAR, modelo PVWH-34, con *load sensing*, cuya presión de trabajo máxima es de 276bar, el desplazamiento volumétrico máximo positivo de 76,5ml/rev, su caudal nominal de 127l/min y la máxima velocidad de accionamiento de 2400rpm;
- dos motores eléctricos de 30hp ( $\approx 22kW$ ) cada uno y una velocidad de rotación de 1450rpm;
- dos válvulas limitadoras de presión de ROQUET, modelo 3RL06P, de presión máxima de descarga de 350kg/cm<sup>2</sup> y un caudal nominal de 120l/min;
- dos válvulas antirretorno, también de ROQUET, modelo 1VR06P1, de presión máxima 400bar y un caudal nominal de 100l/min;
- un depósito contenedor de 600l de aceite, con indicadores de nivel y temperatura y colador de entrada; y
- un equipo de filtraje y refrigeración, montado sobre el depósito y dispuesto de una bomba de engranajes y un motor eléctrico de 15hp, un filtro de alta presión tipo SH8480 y un intercambiador de 80hp de potencia disipable máxima.

Las dos zonas se distinguen por sendas estructuras metálicas independientes por su función:

- marco metálico, soporte fundamental de la zona de ensayo; y
- estructura auxiliar, donde se ubican los elementos pertenecientes al grupo de potencia.

La conexión entre ambas estructuras se realiza mediante sendos tubos flexibles de alta presión por los que se comunica la potencia hidráulica requerida para el accionamiento del actuador. En la Figura VII.3 se muestra un croquis de la instalación básica del banco y en la Figura VII.1 el esquema hidráulico correspondiente.

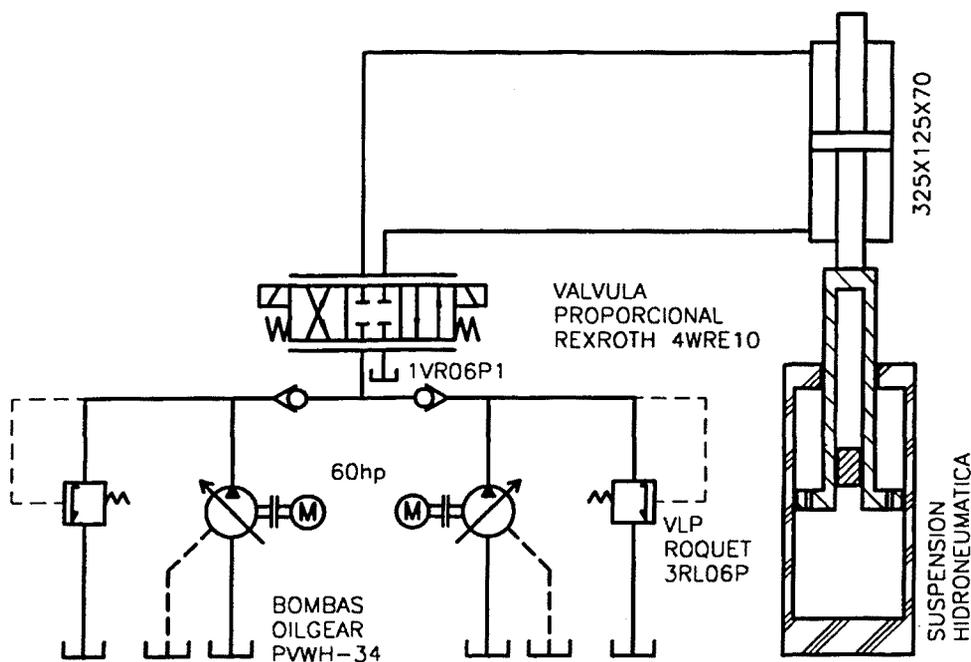


Figura VII.1 Esquema hidráulico del banco de pruebas de suspensiones

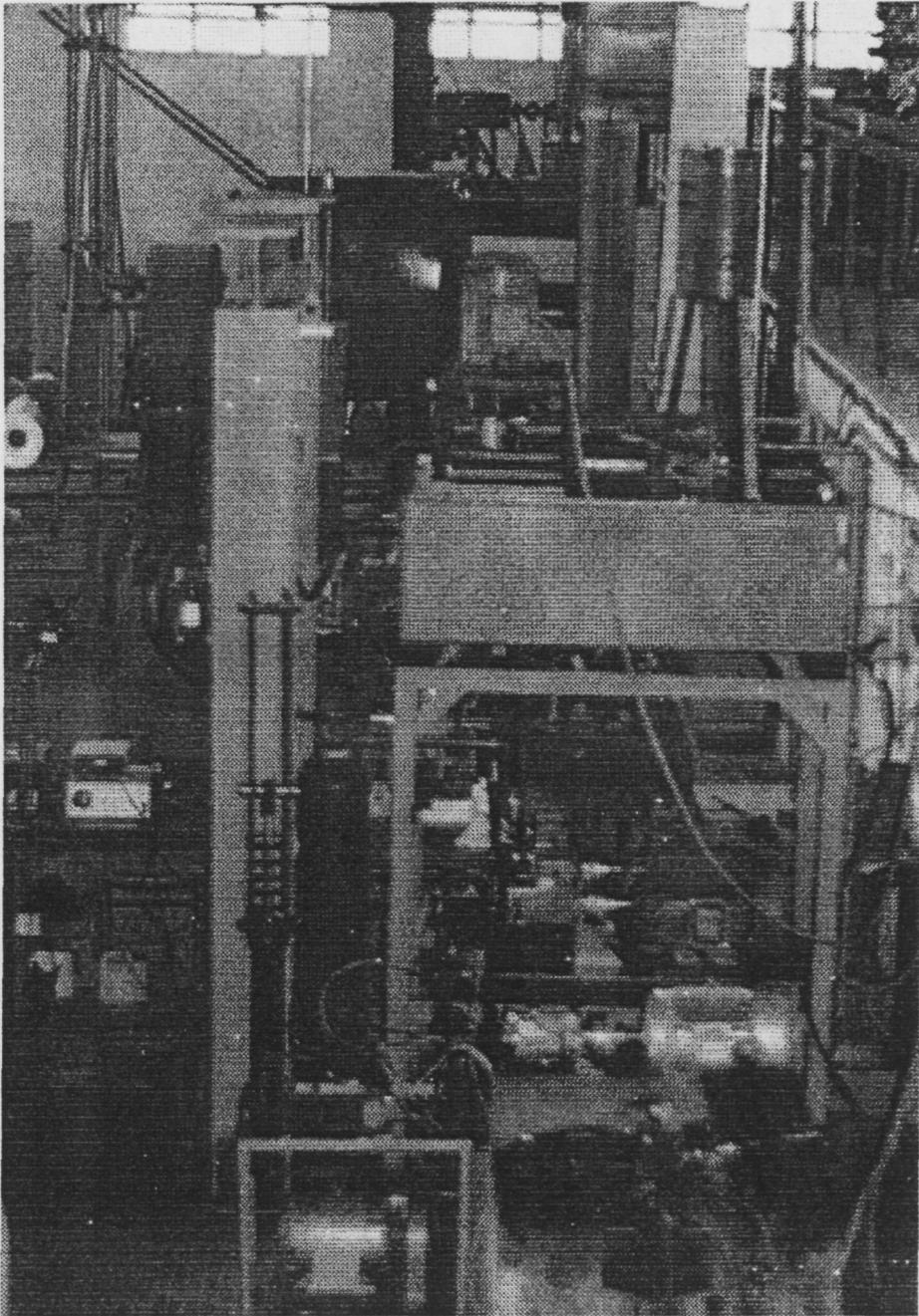


Figura VII.2 Banco de pruebas para suspensiones hidroneumáticas de alta presión.

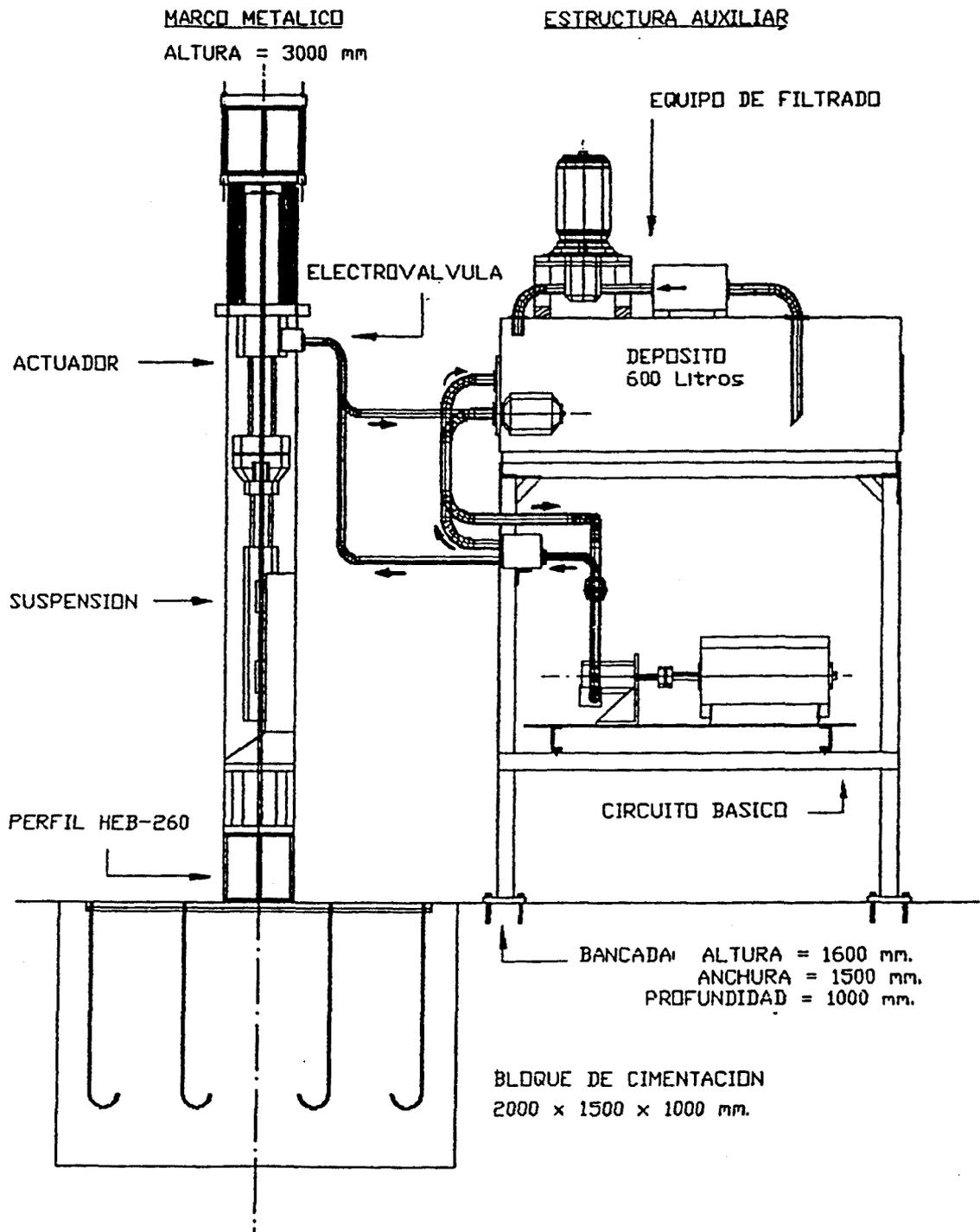


Figura VII.3 Croquis del banco de pruebas para suspensiones.

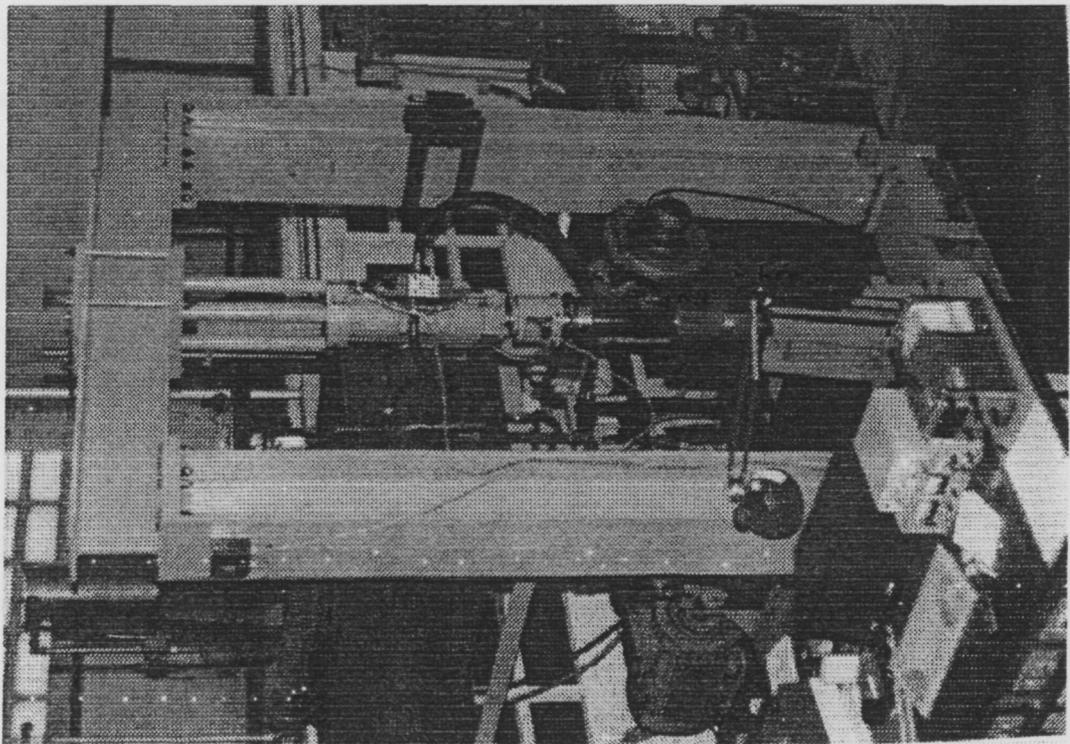
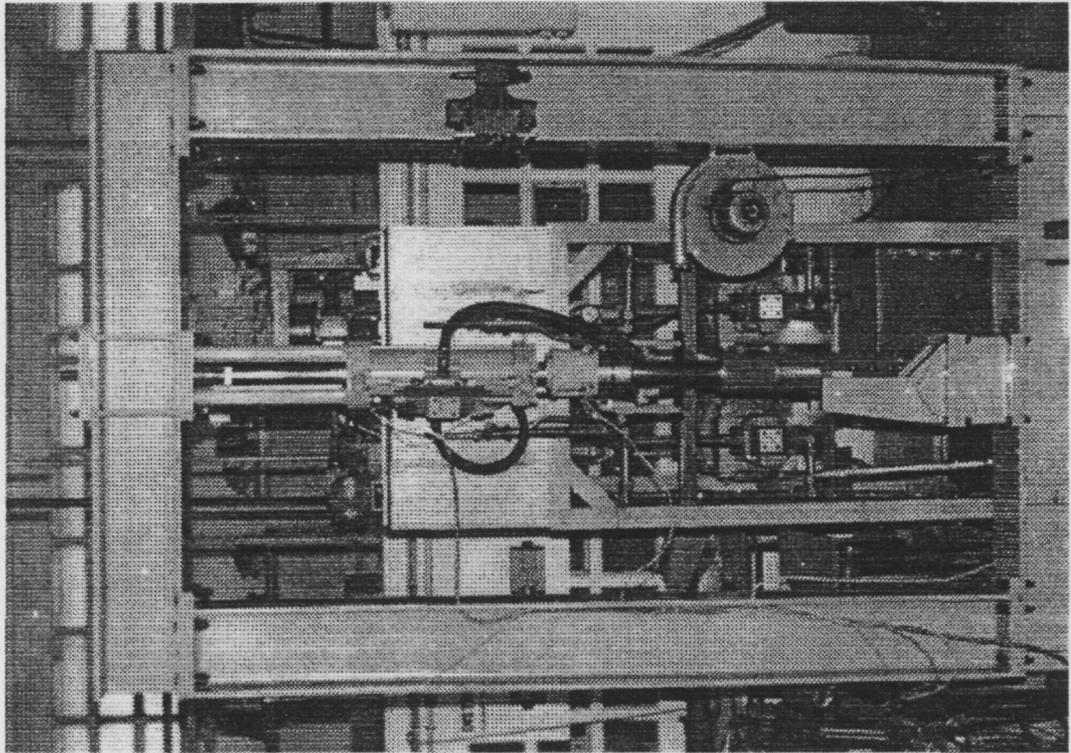


Figura VII.4 Diferentes vistas del banco de pruebas de suspensiones

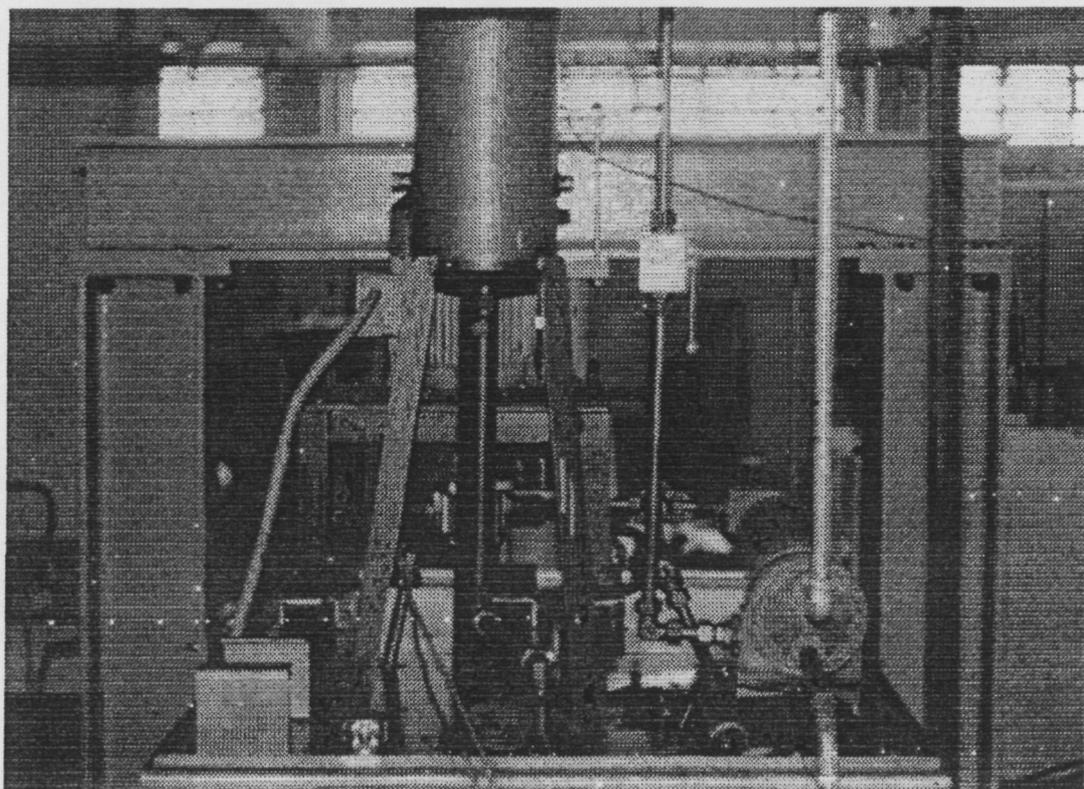
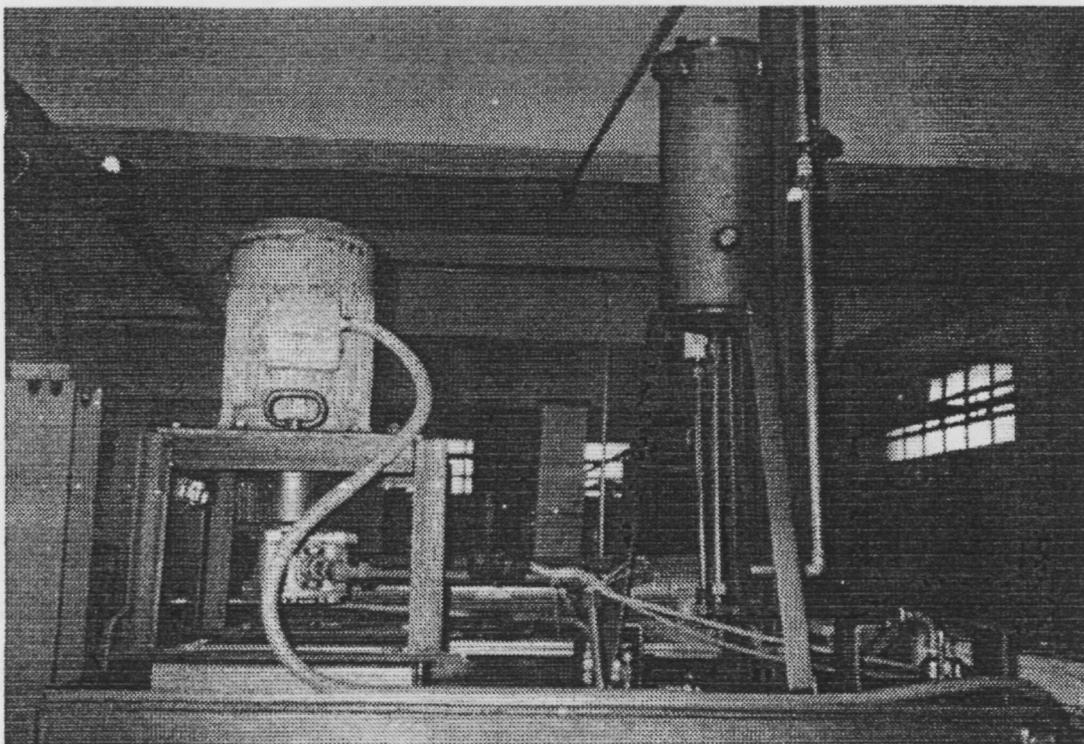


Figura VII.5 Vistas frontal y lateral del equipo de filtraje y refrigeración.

### VII.1.1.1 Sistema electrónico de control

El sistema electrónico de control es analógico y actúa en bucle cerrado según el esquema representado en la Figura VII.6.

Las señales  $x_A$  y  $x'_A$  no coinciden en fase dado que el actuador se comporta como un integrador de  $x_Q$ , señal de entrada a la tarjeta electrónica y salida del PID. Esto no supone un problema pues el sistema garantiza la carrera y frecuencia seleccionadas siempre que se trabaje en régimen permanente y no importe la diferencia de fase entre ambas. La regulación es estable, pero además resulta que sólo es necesaria la señal proporcional del PID amén de un pequeño integrador para poder posicionar el cilindro en la carrera estática a partir de la cual se inicia cada ensayo.

Entre la tarjeta de control y la válvula proporcional existe un lazo interno de realimentación que garantiza el posicionamiento exacto de la corredera de la válvula. De esta forma, se garantiza que a cada  $x_Q$  le corresponde una posición de corredera y, para una misma diferencia de presiones, un mismo caudal  $Q$  a través de la válvula o una misma velocidad  $\dot{x}_A$  del actuador.

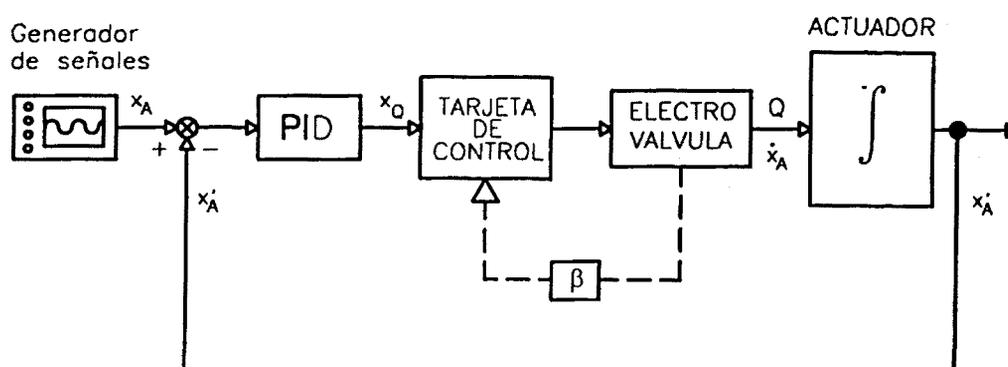


Figura VII.6 Esquema del sistema electrónico de regulación de la posición del actuador.

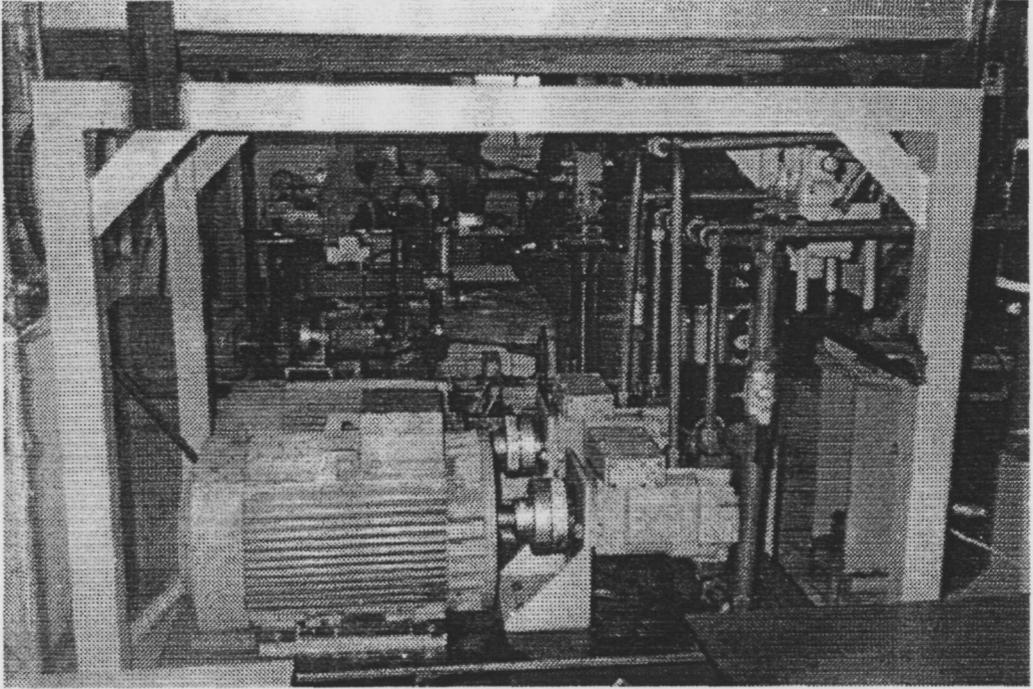


Figura VII.7 Motores eléctricos y grupo hidráulico generador.

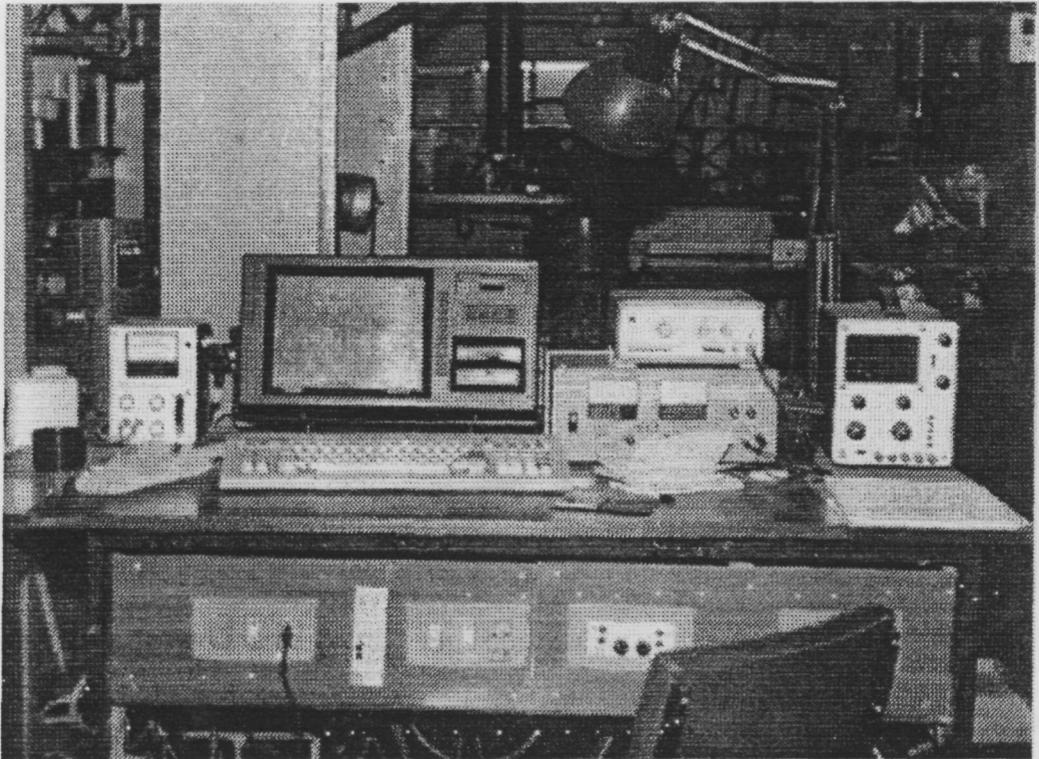


Figura VII.8 Mesa de análisis y control, provista de: analizador de espectros SD-390, generador de señales, tarjeta de control de la válvula proporcional, PID, y distintas fuentes de tensión.

### VII.1.1.2 Aparamenta e instrumentación

En el banco de pruebas de la suspensión se ha instalado de forma permanente un transductor inductivo de posición marca Temposonics, modelo 3101000, de carrera útil de 600mm. El transductor es controlado por la unidad AOM (*analog output module*) tal como se muestra en esquema en la Figura VII.9. La AOM convierte la señal proveniente del transductor en tensión continua que puede ser leída directamente por el analizador de espectros SD-390.

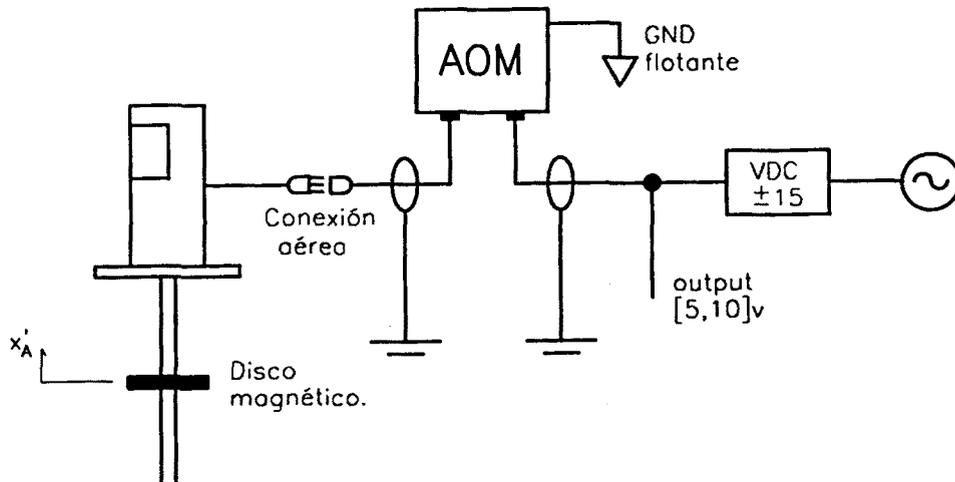


Figura VII.9 Montaje del transductor inductivo de posición de Temposonics.

Se utilizaron tres transductores de presión marca Druck, modelo PTX-610, con un rango de  $0\div 250\text{bar}$  y un error por no linealidad e histéresis no superior al  $\pm 0,15\%TSL$ . Se utilizaron dos para la lectura de las presiones hidráulicas, inferior y superior, y un tercero para la neumática. Para los dos primeros hubieron de mecanizarse sendos taladros roscados en una posición de la pared del cilindro que no influyera en el funcionamiento normal de las cámaras hidráulicas. El tercer transductor se colocó en una T situada en la parte su-

perior del vástago, junto a la rótula, de forma que también pudiera accederse a la cámara neumática para medir la temperatura y el inflado.

Los transductores de presión PTX-610 tienen salida lineal en un rango de intensidades comprendido entre  $4 \div 20 \text{ mA}$ . Esta señal debe ser convertida en tensión para poder ser registrada por el analizador SD-390. Para ello, el fabricante impone las siguientes restricciones a la resistencia de carga  $R_L$

$$250 \text{ (VDC-30)} < R_L < 50 \text{ (VDC-9)} \quad [\text{VII.1}]$$

de forma que el transductor nunca vea tensiones inferiores a  $9 \text{ V}$  o superiores a  $30 \text{ V}$ . El circuito necesario es el de la Figura VII.10. La resistencia resultante óptima resultó ser de  $901 \Omega$  y la calibración correspondiente<sup>2</sup> se ofrece en el Apéndice A7.

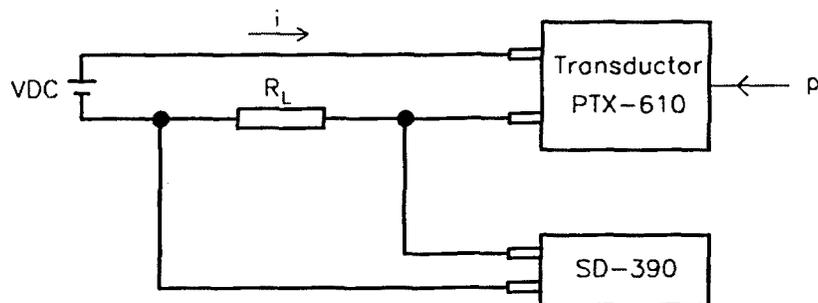


Figura VII.10 Circuito eléctrico para la adaptación de la señal del PTX-610

La temperatura del gas resultó ser la variable más difícil de medir debido a su inaccesibilidad y a su no constancia en el volumen de control. Se fabricó una sonda alargada con un termopar de cobre-constatán con la idea de al-

<sup>2</sup> Se utilizaron resistencias casi invariantes con la temperatura.

canzar la cámara neumática a través de la T superior. Lamentablemente, fue imposible hacer entrar de forma completamente vertical al termopar a través del cuello de la suspensión, cuya longitud total aproximada es de 18cm, por lo que en su lugar éste acabó midiendo la temperatura media de la pared interna. No obstante, esta magnitud también resultó de ayuda a la hora de interpretar resultados. En cada cámara hidráulica se colocaron otros dos termopares de idénticas características.

### VII.1.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Para cada una de las pruebas que se muestran en la Tabla VII.2 se siguió la siguiente rutina experimental.

Con la cámara precargada a la presión deseada, se llevaba a la suspensión lentamente a la carrera media o estática correspondiente a partir de la cual se iba a realizar el ensayo. Una vez alcanzado este punto, se esperaba a que la presión interior se relajase y alcanzara el valor correspondiente a la temperatura ambiente, de forma que el proceso desde la posición original de estirado a la estática pudiera ser considerado isoterma.

Con el generador de señales se fijaban la frecuencia y la carrera deseadas, dejándose entonces a la suspensión evolucionar libremente hasta que se observara que se había alcanzado el régimen estacionario<sup>3</sup> en el que la temperatura, tras un ciclo, volvía a su valor anterior. De esta forma, se verificaban las condiciones del Apéndice A3 y podía evaluarse el ratio de incremento de temperatura media.

---

<sup>3</sup> La evolución de la temperatura hasta el régimen estacionario puede asimilarse a un sistema de primer orden clásico siempre que no se cambie la frecuencia y la carrera del ensayo. Este es el fundamento del método que se utiliza para calcular  $R_f$ .

### VII.1.3 ENSAYOS REALIZADOS

A fin de estudiar el mayor número de variables de la suspensión y observar su acoplamiento y su influencia por separado, se realizaron pruebas con las siguientes combinaciones:

- el cilindro de suspensión al completo, es decir, con válvula amortiguadora y condiciones de carga reales;
- sin válvula amortiguadora, para deducir su influencia sobre el calentamiento del conjunto;
- con tubo protector del vástago, de forma que se anulara la evacuación de calor hacia el ambiente a través del vástago de la suspensión;
- sin tubo y además ventilando, para simular el movimiento del vehículo y así englobar los fenómenos de transferencia térmica por convección forzada;
- dejando alcanzar el régimen estacionario de temperaturas, para poder estimar el coeficiente de fricción  $R_f$  según se explica en el Apéndice A3;
- de compresión explosiva con punta máxima de velocidad y retorno por expansión libre de la suspensión;
- para dos niveles de carga estática distintos; y
- para cuatro presiones de inflado diferentes;

según se concreta en la tabla de control VII.1. Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla VII.2, donde se indican los límites de carrera máxima y mínima con los que se realizó cada prueba, así como los niveles de presión correspondientes, la frecuencia de excitación y las velocidades media e instantánea máxima obtenidas.

El índice politrópico medio se calcula haciendo servir la expresión [IV.83] con los valores correspondientes a  $x_{\min}$ ,  $x_{\max}$ ,  $p_{\min}$  y  $p_{\max}$ , pues se admite como aproximación<sup>4</sup> que

$$V_{TOT} = A_S(c - x) + V_{\min} \quad [\text{VII.2}]$$

Los resultados parecen indicar que el politrópico medio depende básicamente de la velocidad de compresión y que la influencia de la válvula amortiguadora, el tubo o la ventilación forzada sobre el mismo es mínima. Esto confirma III.5.3, es decir, que el índice politrópico es función de las irreversibilidades de carácter interno a la cámara neumática. La influencia diferida de las irreversibilidades exteriores le afectan sólo por cuanto modifican algo, pero poco, la transferencia de calor del gas con la pared interior calculada según el algoritmo de la constante de tiempo térmica. Véase el Apéndice A5 para la observación de resultados.

	Válvula amortiguadora	Tubo protector	Ventilación forzada	Posición estática	Presión de inflado	Régimen estacionario
110.X	NO	NO	SI	151mm	15bar	SI
115.X	SI	NO	SI	151	15	SI
120.X	NO	NO	NO	151	15	SI
130.X	NO	SI	NO	151	15	SI
140.X	SI	NO	NO	151	15	SI
150.X	SI	SI	NO	151	15	SI
145.X	SI	NO	NO	201	15	SI
155.X	SI	SI	NO	201	15	SI
XXV50	SI	NO	NO	150	5	SI
XXV71	SI	NO	NO	150	7,1	SI
XXV10	SI	NO	NO	150	10	SI
XXV15	SI	NO	NO	150	15	SI
520.XX	SI	NO	NO	150	15	SI
530.X6	SI	NO	NO	150	15	NO
NEWX	SI	NO	NO	150	15	NO
PUB-X	SI	NO	NO	150	15	NO

Tabla VII.1 Tabla de control de las diferentes pruebas realizadas.

<sup>4</sup> Expresión en la que se desprecia la compresibilidad del aceite. Obsérvese que la definición de carrera de suspensión  $x$  que se utiliza implica: carrera máxima cuando el cilindro está comprimido y carrera nula cuando el cilindro está estirado  $c$ .

	$x_{mín}$	$x_{máx}$	$p_{mín}$	$p_{máx}$	$\langle n \rangle$	$f$	$v_{med}$	$v_{máx}$
prueba	[mm]	[mm]	[bar]	[bar]	[!]	[Hz]	[mms <sup>-1</sup> ]	[mms <sup>-1</sup> ]
110.1	142.4	170.5	26.0	32.8	1.546	1.600	89.9	141.2
110.2	135.8	174.7	24.8	34.3	1.565	1.250	97.2	152.8
110.3	131.4	182.2	23.8	36.4	1.554	1.000	101.6	159.6
110.4	128.6	190.3	23.2	39.3	1.562	0.800	98.7	155.1
110.5	121.7	200.0	21.9	43.0	1.556	0.630	98.7	155.0
110.6	114.1	214.9	20.8	51.0	1.561	0.500	100.8	158.3
110.7	103.5	229.2	19.3	60.5	1.555	0.400	100.6	158.0
110.8	87.2	251.0	17.3	83.0	1.562	0.315	103.2	162.1
115.1	138.4	170.7	27.1	35.5	1.580	1.600	103.4	162.4
115.2	134.1	175.5	26.1	36.7	1.551	1.250	103.5	162.6
115.3	131.9	182.2	25.3	38.8	1.581	1.000	100.6	158.0
115.4	128.6	190.1	24.5	41.4	1.564	0.800	98.4	154.6
115.5	120.3	200.3	23.3	46.6	1.572	0.630	100.8	158.3
115.6	113.3	214.0	22.3	54.8	1.577	0.500	100.7	158.2
115.7	104.7	229.7	21.2	66.6	1.564	0.400	100.0	157.1
115.8	92.6	250.7	19.0	88.7	1.577	0.315	99.6	156.5
120.1	139.1	171.1	27.4	35.7	1.559	1.600	102.4	160.8
120.2	134.4	175.6	26.9	37.9	1.568	1.250	103.0	161.8
120.3	131.4	181.9	25.7	39.2	1.559	1.000	101.0	158.7
120.4	127.8	190.7	24.7	42.4	1.576	0.800	100.6	158.1
120.5	120.0	200.0	23.8	47.5	1.570	0.630	100.8	158.3
120.6	113.7	211.7	22.0	52.3	1.570	0.500	98.0	153.9
120.7	106.2	229.2	21.0	65.9	1.585	0.400	98.4	154.6
120.8	90.3	250.5	20.8	92.0	1.513	0.315	100.9	158.5
130.1	139.0	171.0	26.5	34.4	1.536	1.600	102.4	160.8
130.2	134.1	176.1	25.8	36.7	1.579	1.250	105.0	164.9
130.3	131.9	183.2	25.9	40.1	1.582	1.000	102.6	161.2
130.4	127.0	190.1	24.7	42.4	1.576	0.800	101.0	158.6
130.5	119.0	200.2	22.8	46.0	1.572	0.630	102.3	160.7
130.6	115.1	215.2	22.4	55.5	1.588	0.500	100.1	157.2
130.7	107.1	232.9	21.0	68.5	1.578	0.400	100.6	158.1
130.8	89.7	250.4	19.2	92.8	1.600	0.315	101.2	159.0
140.1	140.5	168.7	27.6	34.7	1.535	1.600	90.2	141.7
140.2	134.8	176.3	26.3	37.0	1.545	1.250	103.8	163.0
140.3	131.3	182.4	25.7	39.4	1.557	1.000	102.2	160.5
140.4	133.7	195.9	26.4	45.4	1.555	0.800	99.5	156.3
140.5	124.7	200.3	24.6	47.0	1.539	0.630	95.3	149.6
140.6	111.3	210.0	22.7	53.4	1.558	0.500	98.7	155.0
140.7	111.6	235.9	21.5	68.9	1.540	0.400	99.4	156.2
140.8	83.1	246.1	19.1	85.9	1.553	0.315	102.7	161.3
150.1	138.9	173.6	30.3	40.1	1.518	1.600	111.0	174.4
150.2	136.3	176.1	28.3	39.1	1.524	1.250	99.5	156.3
150.3	130.3	183.4	27.5	42.5	1.529	1.000	106.2	166.8
150.4	129.7	190.6	26.9	44.6	1.519	0.800	97.4	153.1
150.5	123.1	200.0	24.8	46.9	1.496	0.630	96.9	152.2
150.6	116.0	211.8	24.8	56.3	1.516	0.500	95.8	150.5
150.7	107.1	230.6	23.9	71.8	1.512	0.400	98.8	155.2
150.8	90.3	250.5	20.8	92.0	1.513	0.315	100.9	158.5

(continua)

	$x_{\min}$	$x_{\max}$	$p_{\min}$	$p_{\max}$	$\langle n \rangle$	$f$	$v_{\text{med}}$	$v_{\text{máx}}$
prueba	[mm]	[mm]	[bar]	[bar]	[!]	[Hz]	[mms <sup>-1</sup> ]	[mms <sup>-1</sup> ]
145.1	189.0	221.0	40.3	58.3	1.634	1.600	102.4	160.8
145.2	183.6	225.0	40.6	64.2	1.572	1.250	103.5	162.6
145.3	180.5	231.0	33.6	59.3	1.572	1.000	101.0	158.7
145.4	178.3	242.9	32.3	68.8	1.570	0.800	103.4	162.4
145.5	172.1	251.3	30.8	78.9	1.565	0.630	99.8	156.8
145.6	162.2	258.2	28.6	91.7	1.597	0.500	96.0	150.8
145.7	162.1	274.6	28.4	124.3	1.590	0.400	90.0	141.4
145.8	138.8	283.9	24.1	152.0	1.558	0.315	91.4	143.6
155.1	187.6	220.8	39.4	57.6	1.628	1.600	106.2	166.9
155.2	184.9	226.8	39.5	63.5	1.591	1.250	104.8	164.5
155.3	182.0	233.6	38.0	68.6	1.580	1.000	103.2	162.1
155.4	177.3	239.5	37.5	76.7	1.574	0.800	99.5	156.3
155.5	171.6	249.8	37.6	95.3	1.586	0.630	98.5	154.8
155.6	166.1	265.3	29.7	100.8	1.548	0.500	99.2	155.8
155.7	155.0	279.9	30.1	155.9	1.584	0.400	99.9	157.0
155.8	138.5	285.2	33.1	226.2	1.605	0.315	92.4	145.2
10V151	18.7	289.5	11.8	139.3	1.410	0.300	163.1	180.1
10V152	20.0	289.5	12.5	144.6	1.403	0.300	161.1	180.5
10V153	22.0	289.5	13.5	160.8	1.429	0.300	154.8	183.4
10V154	24.0	289.0	14.3	165.3	1.425	0.300	151.3	182.2
10V155	25.0	289.5	14.5	166.9	1.419	0.300	148.3	180.5
10V156	25.0	289.5	14.6	166.1	1.412	0.300	147.6	173.5
10V157	25.0	284.0	14.6	164.0	1.481	0.300	138.4	163.2
16V15	18.0	286.5	14.7	90.3	1.065	0.005	1.75	3.0
25V15	18.4	289.1	13.5	112.3	1.214	0.031	16.9	16.9
40V15	16.6	291.4	11.9	133.4	1.349	0.105	56.0	58.1
60V15	20.3	288.0	12.8	149.6	1.432	0.250	122.5	152.5
10V157	25.0	284.0	14.6	164.0	1.481	0.300	138.4	163.2
16V10	17.7	291.0	9.6	61.4	1.026	0.005	2.15	3.5
25V10	20.5	292.4	8.5	79.9	1.230	0.025	16.5	20.0
40V10	16.7	292.7	6.4	103.0	1.503	0.105	56.0	56.0
16V71	18.2	290.2	6.9	43.8	1.014	0.004	1.03	3.2
25V71	23.5	293.1	6.8	63.8	1.213	0.032	17.1	18.7
40V73	19.8	292.5	3.8	71.0	1.551	0.105	56.0	56.0
16V50	16.9	292.2	5.3	38.3	1.046	0.004	1.70	3.8
25V50	16.5	292.9	4.4	39.9	1.154	0.031	17.5	17.5
38V50	17.9	292.0	3.3	56.0	1.483	0.100	56.0	56.0
520 1.1	75.0	225.0	19.5	74.2	1.650	0.400	120.0	188.5
520 1.2	60.0	225.0	19.1	86.0	1.742	0.500	165.0	259.2
520 1.3	79.0	218.0	21.5	79.9	1.780	0.630	175.1	275.1
530 1.4	75.0	225.0	22.5	98.6	1.833	0.800	240.0	377.0
520 2.1	62.0	246.0	17.0	95.0	1.645	0.320	117.8	185.0
520 2.2	65.0	250.0	17.5	107.6	1.691	0.400	148.0	232.5
520 2.3	50.0	248.0	16.7	112.3	1.722	0.500	198.0	311.0
530 2.4	63.0	250.0	16.3	122.8	1.868	0.630	235.6	370.1
520 3.1	28.9	275.0	14.7	162.0	1.611	0.250	123.1	193.3
520 3.2	33.6	275.0	14.1	158.5	1.639	0.320	154.5	242.7
520 3.3	19.7	275.0	12.8	176.8	1.726	0.400	204.2	320.8
530 3.4	29.5	265.0	15.0	184.0	1.846	0.500	235.5	369.9

(continua)

	$x_{\min}$	$x_{\max}$	$p_{\min}$	$p_{\max}$	$\langle n \rangle$	$f$	$v_{\text{med}}$	$v_{\text{máx}}$
prueba	[mm]	[mm]	[bar]	[bar]	[!]	[Hz]	[mms <sup>-1</sup> ]	[mms <sup>-1</sup> ]
530 1.6	16.5	192.9	13.3	42.8	1.488	-	-	340.0
530 2.6	16.5	250.4	12.8	85.2	1.517	-	-	419.0
530 3.6	16.5	272.3	12.9	126.8	1.524	-	-	423.0
530 4.6	16.5	277.1	13.2	150.5	1.558	-	-	434.0
NEWC_05	122.8	162.0	23.5	31.1	1.428	0.500	39.2	61.6
NEWC_10	121.5	162.0	23.3	31.4	1.476	1.000	81.0	127.2
NEWC_20	121.8	161.0	22.7	31.0	1.594	2.000	156.8	246.3
NEWF_005	139.4	144.3	26.0	26.9	1.394	1.000	9.8	15.4
NEWF_070	109.5	174.5	21.9	35.5	1.481	1.000	130.0	204.2
NEWF_100	93.2	189.7	19.8	42.1	1.547	1.000	193.0	303.2
NEWF_125	77.5	201.4	19.1	52.3	1.609	1.000	247.8	389.2
PUB_05HZ	165.6	231.5	31.3	60.9	1.472	0.500	65.9	103.5
PUB_08HZ	186.7	254.4	34.0	76.7	1.491	0.800	108.3	170.1
PUB_10HZ	173.0	196.3	32.0	39.9	1.522	1.000	46.6	73.2
PUB_20HZ	173.8	182.2	33.0	35.5	1.454	2.000	33.6	52.8

Tabla VII.2 Pruebas realizadas con alusión del politrópico medio resultante.

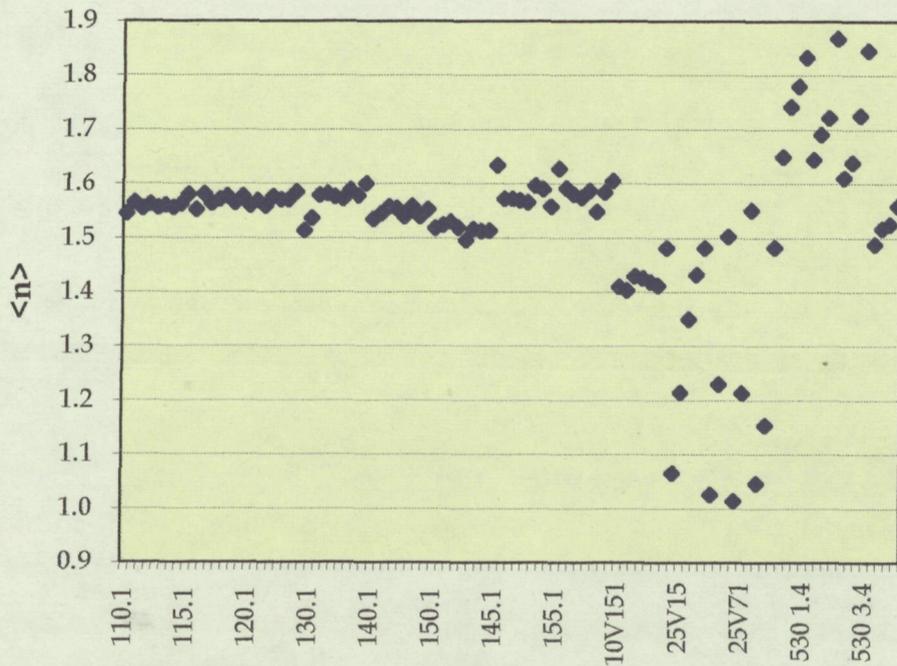


Figura VII.11 Índice politrópico medio.