



UNIVERSITAT POLITÈCNICA  
DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

Programa de Doctorado en  
Ingeniería Mecánica, Fluidos y Aeronáutica

# Amortiguación de final de carrera de actuadores hidráulicos

**Tesis doctoral realizada por:**

Antonio Algar Espejo 

**Dirigida por:**

Prof. Dr. Esteban Codina Macià 

Prof. Dr. Javier Freire Venegas 

Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos (LABSON)

Terrassa, Noviembre de 2020



## Resumen

Los sistemas internos de amortiguación de actuadores lineales hidráulicos, de especial interés en maquinaria móvil, buscan evitar choques mecánicos en sus finales de carrera. El diseño donde el pistón, dispuesto con ranuras perimetrales, regula el flujo al interponerse frente al puerto de salida no ha sido estudiado en profundidad hasta ahora. En consecuencia, se han investigado las bases de funcionamiento, los factores de influencia y la optimización de estos diseños de amortiguación.

Primeramente, se ha desarrollado un modelo dinámico mediante la técnica *bond graph* que integra las ecuaciones mecánicas propias del actuador, del circuito hidráulico y del flujo a través del amortiguador interno estudiado. Éste considera la evolución del flujo interno durante la amortiguación, caracterizada detalladamente mediante simulación fluido-dinámica. Este modelo CFD ha sido validado experimentalmente para su refinamiento y la determinación fundada de los coeficientes de descarga. Seguidamente, se estudia experimentalmente la dinámica completa del actuador y, en especial, el movimiento radial del pistón mediante la difícil instalación de un sofisticado sensor de desplazamiento. Finalmente, las observaciones experimentales y los coeficientes fluido-dinámicos se integran en el modelo dinámico; éste pretende, en última instancia, prever el comportamiento experimental de la amortiguación del actuador durante el movimiento del brazo de una retroexcavadora.

El movimiento radial del pistón observado convierte éste en un elemento activo fundamental en la amortiguación. Este movimiento radial es coherente con la significativa fuerza de empuje estimada en la simulación CFD, generada por el flujo a través de las ranuras, donde predomina el régimen laminar. Los modelos analíticos se muestran adecuados para la predicción del comportamiento del sistema de amortiguación, observándose resultados comparables a los obtenidos experimentalmente. Existe un comportamiento óptimo, influenciado en gran medida por las condiciones de sollicitación mecánica del sistema, sujeto a un compromiso entre una sección creciente de las ranuras y una optimización del espacio radial.

Complementariamente, dada la complicada medida directa del movimiento radial del pistón, se ha evaluado la medida indirecta mediante acelerómetros de bajo coste. Así, un modelo de simulación *bond graph* predice los resultados de la doble integración de la aceleración, observados experimentalmente. Influenciada por la diversa naturaleza de los movimientos presentes, la severa propagación de los errores de medida hace inadecuada la medida indirecta del movimiento radial del pistón.

Palabras clave: amortiguación, *cushioning*, actuador hidráulico, *bond graph*, CFD.



## Abstract

The internal cushioning systems of hydraulic linear actuators, of special interest in mobile machinery, pursue to avoid mechanical shocks at their end of stroke. The design where the piston, with perimeter grooves, regulates the flow by standing in front of the outlet port has not been studied in depth until now. Consequently, the operating fundamentals, influencing factors and optimization of these cushioning designs have been investigated.

First, a dynamic model has been developed using the bond graph technique that integrates the mechanical equations of the actuator, the hydraulic circuit and the flow through the studied internal cushion design. This considers the evolution of internal flow during cushioning, characterized in detail by fluid-dynamic simulation. This CFD model has been validated experimentally for its refinement and well-founded determination of discharge coefficients. Subsequently, the complete dynamics of the actuator and, in particular, the radial movement of the piston are experimentally studied by means of the difficult installation of a sophisticated displacement sensor. Finally, the experimental observations and the fluid-dynamic coefficients are integrated into the dynamic model; ultimately, the model aims to predict the experimental behavior of the cushioning during the movement of the arm of an excavator.

The radial movement of the observed piston turns it into an active and adjusting element that is essential in cushioning. This radial movement in coherence with the significant drag force estimated in the CFD simulation, generated by the flow through the grooves, where the laminar flow regime predominates. Analytical models are suitable for predicting the behavior of the damping system, observing results comparable to those experimentally obtained. There is an optimal behavior, highly influenced by the mechanical stress conditions of the system, subject to a compromise between an increasing section of the grooves and an optimization of the radial gap.

In addition, given the difficult direct measurement of the radial movement of the piston, an indirect measurement method has been evaluated using low-cost accelerometers. Thus, a bond graph simulation model predicts the results of the double integration of acceleration, observed experimentally. Influenced by the diverse nature of the existing movements, the severe propagation of measurement errors makes indirect measurement of piston radial motion inadequate.



*Con todo el cariño,  
a mis padres Joaquina y Antonio,  
a mi mujer Vera y a mi hijo Joel.*



## Agradecimientos

Primero de todo, quisiera expresar mi más sincera gratitud a mis directores de tesis Prof. Dr. Esteve Codina y Prof. Dr. Xavier Freire por su dedicación, apoyo y consejo durante todos estos años. Sin su siempre excelente ayuda y su cordial trato este trabajo no habría sido posible.

A su vez, quisiera reconocer la inestimable contribución de la empresa Pedro Roquet S.A, cuyo esfuerzo ha hecho realidad gran parte de los dispositivos empleados en el trabajo experimental. Y en particular a Juanjo Pérez y Eric Val por su valiosa ayuda.

También me gustaría recordar todos aquellos que en un momento u otro me han ayudado con su trabajo, consejo e ideas. Muchas gracias, en especial, al Prof. Dr. Robert Castilla por su ayuda durante el desarrollo de las simulaciones fluido-dinámicas. También quisiera agradecer el trabajo del Ing. Carlos Rio, a quien le deseo un gran éxito en su cercana tesis doctoral. Mi gratitud por su contribución a ambos Jaume Bonastre, sénior y júnior, así como los Ing. Ignasi Alemany, Ing. Adrià Rigalós y Ing. Salvador Balle.

Por último, quisiera agradecer a mi familia y amigos por todo el apoyo, paciencia y cariño mostrados todos estos años. En especial a mis padres por enseñarme el camino de la humildad, el esfuerzo y la perseverancia. Mis disculpas a todos por las horas que no hemos podido pasar juntos.



# Sumario

<b>Resumen</b> .....	i
<b>Abstract</b> .....	iii
<b>Agradecimientos</b> .....	vii
<b>Sumario</b> .....	ix
<b>Lista de figuras</b> .....	xiii
<b>Lista de tablas</b> .....	xviii
<b>Nomenclatura</b> .....	xix
<b>1 Prólogo</b> .....	1
1.1 Motivación .....	3
1.2 Antecedentes .....	3
1.3 Finalidad.....	4
1.4 Objetivos .....	4
1.5 Metodología.....	5
1.6 Estructura de la tesis.....	6
<b>2 Estado del arte</b> .....	7
2.1 Introducción.....	9
2.2 Fundamentos de la amortiguación ( <i>cushioning</i> ).....	10
2.3 Clasificación general de los sistemas de amortiguación .....	14
2.4 Tipos de amortiguadores integrados en actuadores lineales.....	15
2.5 Estado del arte de la amortiguación de cilindros hidráulicos .....	18
2.6 Estado del arte en simulación <i>bond graph</i> .....	29
2.7 Discusión .....	32
2.8 Referencias del capítulo 2 .....	35
<b>3 Modelización</b> .....	39
3.1 Introducción.....	41
3.2 Descripción general del modelo .....	42
3.3 Circuito hidráulico.....	44
3.4 Amortiguación.....	49
3.5 Evaluación del modelo .....	59
3.6 Discusión.....	75

3.7	Referencias capítulo 3 .....	77
<b>4</b>	<b>Simulación fluido-dinámica .....</b>	<b>79</b>
4.1	Introducción.....	81
4.2	Estado del arte en simulaciones CFD .....	83
4.3	Metodología simulación .....	86
4.4	Correlación experimental .....	94
4.5	Fenómenos de flujo interno .....	97
4.6	Análisis de la turbulencia .....	101
4.7	Coefficientes de descarga ranuras.....	102
4.8	Coefficiente descarga del puerto.....	109
4.9	Discusión .....	111
4.10	Referencias del capítulo 4 .....	113
<b>5</b>	<b>Metodología experimental .....</b>	<b>115</b>
5.1	Introducción.....	117
5.2	Diseño del dispositivo de amortiguación.....	118
5.3	Dispositivo experimental.....	119
5.4	Extensión del cilindro.....	123
5.5	Desplazamiento radial .....	127
5.6	Configuración de montaje .....	130
5.7	Diseño de 5 ranuras .....	132
5.8	Discusión .....	136
5.9	Referencias del capítulo 5 .....	138
<b>6</b>	<b>Integración de los modelos.....</b>	<b>139</b>
6.1	Introducción.....	141
6.2	Integración de los modelos .....	141
6.3	Resultados sin carga .....	143
6.4	Montaje experimental del brazo de la retroexcavadora.....	147
6.5	Dinámica del brazo de excavadora .....	148
6.6	Resultados con carga .....	153
6.7	Análisis por simulación .....	165
6.8	Discusión .....	168
6.9	Referencias del capítulo 6 .....	170

<b>7</b>	<b>Conclusiones</b> .....	171
7.1	Resumen .....	173
7.2	Aportaciones.....	173
7.3	Limitaciones .....	176
7.4	Comentario final.....	177
7.5	Trabajos futuros.....	178
<b>ANEXO A. Planos</b> .....		181
A.1	Diseño de pistón con 1 y 2 ranuras .....	182
A.2	Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 0.....	183
A.3	Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 1 y Versión 2 .....	184
A.4	Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 3.....	185
A.5	Dispositivo montaje sensor <i>Eddy current</i> .....	186
<b>ANEXO B. Evaluación de las medidas de acelerometría</b> .....		187
B.1	Descripción general de la investigación.....	187
B.2	Fundamentos de acelerómetros .....	190
B.3	Modelo <i>bond graph</i> .....	193
B.4	Indicadores de calidad .....	199
B.5	Simulación desplazamiento longitudinal.....	200
B.6	Simulación desplazamiento radial.....	203
B.7	Resultados experimentales .....	205
B.8	Discusión.....	209
B.9	Referencias del Anexo B .....	210
<b>ANEXO C. Patentes</b> .....		213
C.1	Listado de patentes .....	213
C.2	Ejemplos patentes de amortiguación Tipo I.....	216
C.3	Ejemplos patentes de Amortiguación Tipo II.....	219



## Lista de figuras

Figura 2.1 – Ciclo funcional del cilindro.....	10
Figura 2.2 – Fuerzas dinámicas ejercidas sobre el cilindro. ....	11
Figura 2.3 – Circuitos hidráulicos. (a) Circuito centros abiertos y (b) circuito centros cerrados. Basado en (1) .....	13
Figura 2.4 – Dispositivos internos de amortiguación: (a) Tipo I; y (b) Tipo II. ....	16
Figura 2.5 – Número de patentes de sistemas internos de amortiguación de cilindros hidráulicos.....	17
Figura 2.6 – Modelo de cálculo. Basado en (6).....	20
Figura 2.7 – Modelo de cálculo. Basado en (7).....	21
Figura 2.8 – Geometría del dispositivo de amortiguación (Izquierda) y distribución de los orificios a lo largo del recorrido de amortiguación (derecha). (9) .....	23
Figura 2.9 – Modelo del circuito hidráulico y actuador. (a) Representación esquemática; (b) Modelo <i>bond graph</i> . (22).....	31
Figura 3.1 – Representación esquemática de (a) el dispositivo de amortiguación tipo II y (b) del circuito de caudal constante (centros abiertos). ....	41
Figura 3.2 – Modelo <i>bond graph</i> .....	43
Figura 3.3 – Respuesta en escalón sobreamortiguada de la válvula limitadora.....	47
Figura 3.4 – Sistema de amortiguación del cilindro hidráulico por ranuras perimetrales en el pistón. ....	49
Figura 3.5 – Parámetros de diseño de la amortiguación. ....	50
Figura 3.6 – Condiciones de flujo durante la amortiguación.....	51
Figura 3.7 – Sección de flujo efectiva durante la oclusión del puerto. ....	52
Figura 3.8 – Representación del flujo de Couette en el espacio radial durante la amortiguación. ....	53
Figura 3.9 – Comparativa de las ecuaciones de Couette y Poiseuille, en su perfil de velocidad resultante $u$ . 55	
Figura 3.10 – Efecto de la velocidad $U$ en función de los parámetros característicos ( $U = 0.3$ m/s). ....	56
Figura 3.11 – Coeficiente de descarga <i>versus</i> Reynolds para un orificio de descarga. En rojo relación lineal para régimen laminar, $C_d = k \sqrt{\text{Re}}$ . (Basado en Merritt (33)).....	58
Figura 3.12 – Grados de libertad en la explotación del modelo. ....	59
Figura 3.13 – Parámetros característicos de la amortiguación y representación de la amortiguación ideal, en verde. ....	62
Figura 3.14 – Amortiguación para distinto número de ranuras perimetrales.....	63
Figura 3.15 – Flujo por cada sección de paso durante la amortiguación para el diseño de 5 ranuras.....	63
Figura 3.16 – Amortiguación para distintas distribuciones de las ranuras. ....	65
Figura 3.17 – Amortiguación para distinta distancia radial.....	66
Figura 3.18 – Caudal en la sección anular para distinta distancia radial. ....	66
Figura 3.19 – Amortiguación para distinto volumen de cámara de amortiguación.....	67
Figura 3.20 – Diseño del puerto de amortiguación con entalla triangular.....	67
Figura 3.21 – Amortiguación para distinto tamaño de entalla en el puerto de salida. ....	68
Figura 3.22 – Amortiguación para distintas condiciones de carga. ....	69
Figura 3.23 – Amortiguación para la orientación del actuador. ....	70
Figura 3.24 – Amortiguación para distinta velocidad de extensión.....	70

Figura 3.25 – Amortiguación para el sentido de desplazamiento del cilindro. ....	71
Figura 3.26 – Amortiguación para la presión de suministro. ....	72
Figura 3.27 – Amortiguación para la dinámica de la válvula limitadora. ....	73
Figura 3.28 – Amortiguación para la compresibilidad del fluido hidráulico. ....	73
Figura 3.29 – Amortiguación para la viscosidad del fluido hidráulico. ....	74
Figura 4.1 – Modelo 3D de la cámara de amortiguación del cilindro. ....	87
Figura 4.2 – Posiciones del pistón estudiadas respecto al recorrido. ....	88
Figura 4.3 – Posiciones del pistón estudiadas respecto a la distancia radial. ....	89
Figura 4.4 – Corte en sección del volumen interno. Condiciones iniciales y de contorno. ....	90
Figura 4.5 – Mallado subyacente estructurado y gradación del espaciado. Camisa del cilindro en azul, en corte en sección, y pistón en naranja. (a) Vista general y (b) detalle del puerto salida en el plano $xz$ . .	91
Figura 4.6 – Mallado. (a) Vista general; (b) sección $xz$ ; (c) sección $yz$ . ....	92
Figura 4.7 – Cilindro hidráulico modificado. Entrada y salida del caudal $Q$ . ....	94
Figura 4.8 – Circuito hidráulico y sensores de medida. ....	95
Figura 4.9 – Vista del dispositivo experimental. ....	95
Figura 4.10 – Comparativa de la pérdida de carga experimental (Exp.) y mediante simulación CFD. ....	97
Figura 4.11 – Líneas de flujo para posición (a) centrada y (b) atracada del pistón. Posición 5 para ranuras G2 y G3. ....	98
Figura 4.12 – Distribución de velocidad y presión específica en la ranura 2, posición 5. ....	98
Figura 4.13 – Velocidad ( $v^*$ ) y presión ( $p^*$ ) normalizadas en las posiciones 2, 4, 6 y 8. ....	100
Figura 4.14 – Fuerza radial (eje $z$ ) en función de las ranuras. Posición centrada del pistón. ....	101
Figura 4.15 – Pérdida de carga en régimen turbulento y laminar en distintas posiciones durante la amortiguación. ....	102
Figura 4.16 – Velocidad en las ranuras contiguas al puerto de salida. Cortes en sección. ....	103
Figura 4.17 – Velocidad en las ranuras contiguas al puerto de salida, plano $yz$ . ....	104
Figura 4.18 – Coeficientes de descarga $C_d$ de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación. ....	106
Figura 4.19 – Coeficientes de descarga $C_d$ de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación. ....	107
Figura 4.20 – Coeficientes de descarga $C_d$ de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación. ....	108
Figura 4.21 – Posiciones del pistón estudiadas respecto al recorrido en la obturación del puerto. ....	109
Figura 4.22 – Velocidad de flujo en las distintas posiciones estudiadas para experimentos a 0.3 m/s. ....	110
Figura 4.23 – Caudal a través de las ranuras durante la obturación del puerto. ....	110
Figura 4.24 – Coeficientes de descarga $C_d$ del puerto para su recorrido y caudales de alimentación. ....	111
Figura 5.1 – Sistema de amortiguación del cilindro hidráulico tipo II con ranuras perimetrales en el pistón. ....	118
Figura 5.2 – Circuito hidráulico. ....	120
Figura 5.3 – Banco de ensayo en configuración de ejes perpendiculares: (a) cilindro hidráulico de doble efecto A1; (b) Sensor de desplazamiento longitudinal S7; y (c–f) sensores de presión S2, S3, S4 y S5, respectivamente. ....	120
Figura 5.4 – Configuraciones de montaje del cilindro hidráulico: (a) ejes perpendiculares; y (b) ejes paralelos. ....	120

Figura 5.5 – Sensor de desplazamiento por corriente parásita S7 montado en el pistón (a) de una y dos ranuras y (b) de 5 ranuras. Vista general del pistón y detalle de la localización del sensor. ....	123
Figura 5.6 – Ciclo de extensión-retracción del cilindro hidráulico: (a, c) zonas de arranque;.....	124
Figura 5.7 – Ciclo de extensión-retracción: (a) velocidad de arranque y de amortiguación final de carrera en la extensión; y (b) velocidad de arranque y de amortiguación final de carrera en la retracción. ...	124
Figura 5.8 – Fases de amortiguación en relación con la posición relativa del pistón y los puertos de salida de aceite.....	125
Figura 5.9 – Velocidad de amortiguación dependiendo de la presión de operación: .....	126
Figura 5.10 – Velocidad del cilindro dependiendo de la presión de operación en fase de arranque: (a) velocidad de extensión; y (b) velocidad de retracción. ....	126
Figura 5.11 – Desplazamiento radial del pistón para los ejes horizontal y y vertical z durante un ciclo de extensión-retracción: zonas de arranque (a, c); y zonas de amortiguación de carrera final (b, d) remarcadas. ....	128
Figura 5.12 – Desplazamiento radial del pistón del cilindro para un ciclo de Extensión-Retracción: .....	128
Figura 5.13 – Desplazamiento radial del pistón (eje vertical z) para montaje perpendicular: .....	128
Figura 5.14 – Desplazamiento radial del pistón (eje horizontal y) para montaje paralelo:.....	129
Figura 5.15 – Desplazamiento radial del pistón (eje vertical z) para montaje perpendicular: .....	129
Figura 5.16 – Desplazamiento radial del pistón (eje horizontal y) para montaje paralelo:.....	129
Figura 5.17 – Desplazamiento del pistón para cada zona característica:.....	130
Figura 5.18 – Duración de las zonas características: (a) arranque de extensión; y (b) amortiguación de extensión.....	131
Figura 5.19 – Duración de la amortiguación y arranque dependiendo de las posiciones de montaje de.....	131
Figura 5.20 – Presión de amortiguación de carrera final en la extensión según las condiciones de funcionamiento: .....	132
Figura 5.21 – Desplazamiento radial del pistón en ejes paralelos para un ciclo de.....	133
Figura 5.22 – Desplazamiento radial del pistón durante un ciclo de extensión-retracción en ejes paralelos: zonas de arranque (a, c); y zonas de amortiguación de carrera final (b, d) remarcadas. ....	133
Figura 5.23 – Velocidad de amortiguación dependiendo de las condiciones de operación: (a) velocidad de amortiguación de extensión; y (b) velocidad de amortiguación de retracción.....	134
Figura 5.24 – Desplazamiento radial del pistón en el eje vertical z: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.....	135
Figura 5.25 – Desplazamiento radial del pistón en el eje horizontal y: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.....	135
Figura 5.26 – Presión en la cámara de amortiguación: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción. ....	135
Figura 5.27 – Ejemplo del arranque en la extensión: (a) velocidad; y (b) desplazamiento radial. ....	136
Figura 6.1 – Evolución del desplazamiento radial respecto a la posición del puerto y las ranuras perimetrales. ....	142
Figura 6.2 – Amortiguación de extensión para valores experimentales y por simulación dinámica. ....	143
Figura 6.3 – Valores simulados y experimentales frente a la geometría de la amortiguación.....	144
Figura 6.4 – Diferencia de presión y geometría de la amortiguación, experimento a 15 MPa.....	145

Figura 6.5 – Circuito hidráulico, de caudal constante, empleado en los experimentos.....	146
Figura 6.6 – Valores simulados de caudal para cada sección de paso, a 10 MPa. ....	146
Figura 6.7 – Dispositivo experimental mediante el brazo de una retroexcavadora. ....	147
Figura 6.8 – Geometría de la retroexcavadora y representación de las fuerzas y masas presentes. ....	149
Figura 6.9 – Ángulos $\theta$ y $\delta$ en función del recorrido del actuador. ....	150
Figura 6.10 – Fuerza reducida para carga de 78 kg.....	151
Figura 6.11 – Masa reducida para carga de 78 kg.....	152
Figura 6.12 – Modelo <i>bond graph</i> . Entrada de fuerza y masa reducidas. ....	152
Figura 6.13 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 34 kg. ....	154
Figura 6.14 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 78 kg. ....	154
Figura 6.15 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 34 kg. ....	155
Figura 6.16 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 78 kg. ....	155
Figura 6.17 – Comparativa en registros experimentales de diseño V1 y V3.....	155
Figura 6.18 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 122 kg. ....	156
Figura 6.19 – Registros experimentales durante la retracción y geometría de amortiguación. ....	156
Figura 6.20 – Diferencia de presión y velocidad en función de la geometría de amortiguación.....	158
Figura 6.21 – Análisis del movimiento durante la retracción. ....	159
Figura 6.22 – Análisis de los rebotes en retracción.....	160
Figura 6.23 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 34 kg.....	161
Figura 6.24 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 78 kg.....	162
Figura 6.25 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 34 kg.....	162
Figura 6.26 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 78 kg.....	162
Figura 6.27 – Análisis durante la extensión. ....	163
Figura 6.28 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 122 kg.....	163
Figura 6.29 – Análisis de los rebotes en extensión. ....	164
Figura 6.30 – Amortiguación de retracción para valores experimentales y por simulación dinámica. ....	166
Figura 6.31 – Amortiguación de extensión para valores experimentales y por simulación dinámica.....	167
Figura 7.1 – Desarrollo del modelo de amortiguación. ....	178
Figura B.1 – Esquema operacional del acelerómetro capacitivo.....	190
Figura B.2 – Diagrama de bloques de un control de bucle cerrado proporcional-integral-diferencial (PID) de un acelerómetro (basado en (73)). $K_F$ : factor lineal de tensión a fuerza; $K_V$ : factor lineal de amplificación de desplazamiento a voltaje; $LPF$ : filtro de paso bajos. ....	191
Figura B.3 – Modelo <i>bond graph</i> para desplazamiento en eje horizontal $x$ . ....	195
Figura B.4 – Modelo <i>bond graph</i> para desplazamiento en eje vertical $z$ . ....	196
Figura B.5 – Fuentes de desplazamiento y velocidad; (a) eje $x$ ; (b) Eje $z$ .....	197
Figura B.6 – Respuesta en frecuencia del modelo del acelerómetro; (a) diagrama de Bode; (b) Respuesta en escalón.....	197
Figura B.7 – Linealidad ideal, sesgo y no linealidad en la representación del sensor.....	198
Figura B.8 – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje $x$ ; evaluación del error de ruido.....	200
Figura B.9 – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje $x$ ; evaluación del error de no linealidad....	201

Figura B.10 – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje $x$ ; evaluación del error de sensibilidad de ejes cruzados. ....	202
Figura B.11 – Velocidad calculada y desplazamiento para el eje $x$ ; evaluación del error de sesgo. ....	202
Figura B.12 – Velocidad calculada y desplazamiento para el eje $x$ ; evaluación de error de saturación de señal. ....	203
Figura B.13 – Desplazamiento calculado para el eje $z$ ; evaluación de los errores de (a) ruido y (b) no linealidad. ....	204
Figura B.14 – Desplazamiento calculado para el eje $z$ ; evaluación los errores de (a) sesgo y (b) sensibilidad del eje transversal. ....	205
Figura B.15 – Esquema de montaje del acelerómetro en el cilindro hidráulico. ....	205
Figura B.16 - Resultados experimentales y calculados de velocidad y desplazamiento en el eje $x$ ;.....	206
Figura B.17 – Resultados experimentales y calculados de velocidad y desplazamiento en el eje $x$ ;.....	207
Figura B.18 – Registros de aceleración del eje $x$ y espectro de potencia; (a) modelo de simulación; (b) registros experimentales. ....	208
Figura B.19 – Resultados calculados del desplazamiento en los ejes $x$ y $z$ ; Se observa afectación por la sensibilidad del eje transversal. ....	208
Figura C.1 – Patente GB 805,929.....	216
Figura C.2 – Patente US 3.559.535. ....	217
Figura C.3 – Patente US 3.964.370. ....	218
Figura C.4 – Patente US 4.207.800. ....	219
Figura C.5 – Patente US 6.186.043. ....	220
Figura C.6 – Patente US 7.171.888. ....	221

## Lista de tablas

Tabla 2.1 – Comparativa de los sistemas internos de amortiguación.....	17
Tabla 2.2 – Parámetros de caracterización de la amortiguación. (8).....	22
Tabla 3.1 – Parámetros en los distintos experimentos virtuales realizados.....	60
Tabla 3.2 – Parámetros del modelo.....	61
Tabla 3.3 – Amortiguación para distinto número de ranuras perimetrales. Indicadores.....	64
Tabla 3.4 – Parámetros dimensionales de las ranuras. Dimensiones en milímetros (mm).....	64
Tabla 3.5 – Amortiguación para distintas distribuciones de las ranuras. Indicadores.....	65
Tabla 3.6 – Amortiguación para distinta distancia radial. Indicadores.....	66
Tabla 3.7 – Amortiguación para volumen de cámara de amortiguación. Indicadores.....	67
Tabla 3.8 – Amortiguación para distinto tamaño de entalla en el puerto de salida.....	68
Tabla 3.9 – Amortiguación para distintas condiciones de carga. Indicadores.....	69
Tabla 3.10 – Amortiguación para la orientación del actuador. Indicadores.....	70
Tabla 3.11 – Amortiguación para distinta velocidad de extensión. Indicadores.....	71
Tabla 3.12 – Amortiguación para el sentido de desplazamiento del cilindro. Indicadores.....	71
Tabla 3.13 – Amortiguación para la presión de suministro. Indicadores.....	72
Tabla 3.14 – Amortiguación para la dinámica de la válvula limitadora. Indicadores.....	73
Tabla 3.15 – Amortiguación para la viscosidad del fluido hidráulico. Indicadores.....	74
Tabla 4.1 – Identificación de los componentes del circuito hidráulico y de medida.....	95
Tabla 4.2 – Coeficientes determinados para la ecuación 4.7. Diseños de pistón Versión 1,2 y 3.....	105
Tabla 5.1 – Parámetros constructivos de los pistones (en mm).....	119
Tabla 5.2 – Identificación de los componentes del circuito hidráulico.....	121
Tabla 6.1 – Respuesta de la presión de impulsión frente a la amortiguación.....	157
Tabla 6.2 – Indicadores de la amortiguación.....	165
Tabla B.1 – Parámetros considerados en el modelo del acelerómetro.....	194
Tabla B.2 – Los indicadores de calidad de la señal calculada del eje $x$ , por error;.....	201
Tabla B.3 – Indicadores de calidad en la reconstrucción del desplazamiento $[z]$ en el eje $z$ .....	204
Tabla B.4 – Indicadores de calidad de la señal calculada del eje $x$ ; Velocidad $[u]$ y desplazamiento $[x]$ .....	206
Tabla C.1 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo I.....	213
Tabla C.2 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo I. (Continuación).....	213
Tabla C.3 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo II.....	215
Tabla C.4 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo III.....	215

# Nomenclatura

## Símbolos romanos

a	Aceleración	l	longitud genérica
a', b', c'	Coefficiente de una ecuación	L	Recorrido máximo del actuador o carrera
A	Ganancia	L <sub>i</sub>	Distancia respecto a X <sub>0</sub>
b	Coefficiente de amortiguación	L <sub>p</sub>	Distancia entre la cámara y el puerto
b <sub>i</sub>	Ancho de la ranura <i>i</i>	m	Masa
C	Capacitancia	m <sub>carga</sub>	Masa de una carga desplazada
C <sub>línea</sub>	Capacitancia línea hidráulica	m <sub>propia</sub>	Masa propia
C <sub>pistón</sub>	Capacitancia de la cámara del pistón	m <sub>reducida</sub> <sup>estática</sup>	Masa reducida debido fuerza estática
C <sub>vástago</sub>	Capacitancia cámara del vástago	m <sub>reducida</sub> <sup>inercial</sup>	Masa reducida debido a la inercia
C <sub>límite</sub>	Elasticidad mecánica del cilindro	N	Número de valores medidos
C <sub>d</sub>	Coefficiente de descarga	p	Presión genérica
C <sub>i</sub>	Coefficiente durante una integración	p <sub>pistón</sub>	Presión en la cámara del pistón
C <sub>xy</sub> (τ)	Covarianza entre <i>x</i> ( <i>t</i> ) e <i>y</i> ( <i>t</i> )	p <sub>vástago</sub>	Presión en la cámara del vástago
<i>d</i>	Diámetro interno del cilindro	p <sub>p</sub>	Presión de descarga de la bomba
D <sub>h</sub>	Diámetro hidráulico	p <sub>a</sub>	Presión en la cámara de impulsión
D <sub>pistón</sub>	Diámetro del pistón	p <sub>amortiguación</sub>	Presión en la cámara de amortiguación
D <sub>puerto</sub>	Diámetro del puerto	p <sub>set</sub>	Presión de ajuste de la válvula limitadora
e	Espacio radial	p <sub>U</sub>	Presión de impulsión a velocidad U
E <sub>c</sub>	Energía cinética	Δ <i>p</i>	Variación de presión genérica
f <sub>c</sub>	Factor de amortiguación	Δ <i>p<sub>l</sub></i>	Caída de presión en la línea hidráulica
F	fuerza genérica	<i>p</i> *	Presión normalizada
F <sub>add</sub>	Aumento de fuerza hidráulica	Δ <i>p</i> <sub>max</sub>	Sobrepresión máxima en la amortiguación
F <sub>amortiguación</sub>	Fuerza de amortiguación	Q	Caudal genérico
F <sub>ext</sub>	Fuerza externa	Q <sub>pistón</sub>	Caudal en la cámara de pistón
F <sub>electrostática</sub>	Fuerza electrostática	Q <sub>vástago</sub>	Caudal en la cámara del vástago
F <sub>elástica</sub>	Fuerza elástica	Q <sub>p</sub>	Caudal de descarga de la bomba
F <sub>fr</sub>	Fuerza fricción	Q <sub>h</sub>	Caudal a la cámara de impulsión.
F <sub>hy</sub>	Fuerza hidráulica	Q <sub>r</sub>	Caudal a través de la válvula limitadora
F <sub>m</sub>	Fuerza debida a una masa	Q <sub>ranura</sub>	Caudal a través de la ranura
F <sub>pistón</sub>	Fuerza de presión en cámara pistón	Q <sub>anular</sub>	Flujo en la sección anular
F <sub>reducida</sub>	Fuerza reducida sobre el actuador	Q <sub>o</sub>	Caudal a través de un orificio
F <sub>vástago</sub>	Fuerza de presión en cámara vástago	Q <sub>pistón</sub>	Caudal a la cámara de pistón
G <sub>i</sub>	Ranura número <i>i</i> ( <i>groove</i> )	Q <sub>puerto</sub>	Flujo del puerto de descarga
h <sub>i</sub>	Profundidad de la ranura <i>i</i>	Q <sub>vástago</sub>	Caudal a la cámara de vástago
<i>i</i>	Índice genérico	ΔQ <sub>pistón</sub>	Flujo retenido en V <sub>pistón</sub> ( <i>x</i> ).
I	Inercia	r	Radio
I <sub>carga</sub>	Inercia de una carga	r <sub>carga</sub>	Radio del movimiento de la carga
I <sub>propia</sub>	Inercia de una masa propia	r <sub>cilindro</sub>	Radio interno del cuerpo del cilindro
<i>j</i>	Dimensiones de una entalla triangular	r <sub>disco</sub>	Radio del disco que actúa como carga
k	Constante lineal o elástica de un resorte	r <sub>pistón</sub>	Radio del pistón
K	Conductancia hidráulica o, en un sensor, ganancia lineal	r <sub>propia</sub>	Radio del movimiento de la masa propia
K <sub>i</sub>	Factor integral	r <sub>reducida</sub>	Radio del movimiento de la masa reducida
K <sub>d</sub>	Factor diferencial	R	Resistencia
K <sub>F</sub>	Factor lineal de tensión a fuerza	Re	Número de Reynolds
K <sub>p</sub>	Factor proporcional	R <sub>l</sub>	Resistencia global de la línea hidráulica
K <sub>v</sub>	Factor de amplificación a voltaje	R <sub>límite</sub>	Límites mecánico del pistón
		R <sub>r</sub>	Resistencia del flujo de retorno al tanque

s	En funciones de transferencia, variable de la transformada de Laplace	$V_o$	Voltaje neutro
S	Área de una superficie	$V_{pistón}$	Volumen de la cámara de pistón
$S_o$	Área del orificio	$V_r$	Relación volumétrica angular de la bomba
$S_{pistón}$	Área del pistón	$V_R$	Voltaje de referencia en un acelerómetro
$S_{puerto}$	Sección efectiva del puerto de salida	$V_{vástago}$	Volumen de la cámara del vástago
$S_r$	Sección transversal de entrada de la corredera de la válvula limitadora	w	Velocidad angular
$S_{ranura}$	Sección de la ranura	w	Velocidad en el eje z
$S_{vástago}$	Área del pistón en el lado del vástago	W	Trabajo
t	Tiempo	x	Desplazamiento en eje cartesiano
T	Par	$x_t$	Señal de desplazamiento medida
$T_m$	Par motor operativo	$\bar{x}$	Promedio de los desplazamientos
$\Delta t_{amort}$	Duración de la amortiguación	X	Magnitud de entrada de un sensor
u	Velocidad en el eje x	$X_L$	Límite entrada de un sensor
<b>u</b>	Vector velocidad del fluido	$X_o$	Posición referencia respecto al puerto
U	Velocidad nominal del actuador	y	Desplazamiento en eje cartesiano
v	Velocidad en el eje y	$y_t$	Señal calculada de desplazamiento
$v_{ranura}$	Velocidad del flujo en la ranura	$\bar{y}$	Promedio de los desplazamientos calculados
$V_{cilindro}$	Velocidad de movimiento del cilindro	Y	Salida de un sensor
$V_{propia}$	Velocidad del brazo de la retroexcavadora referida a su centro de masas	$Y_L$	Límite salida de un sensor
$v_{carga}$	Velocidad de la carga desplazada	z	Desplazamiento en eje cartesiano
$v^*$	Velocidad normalizada		
V	Volumen		
$V_l$	Volumen de la línea hidráulica		

### Símbolos griegos

$\alpha$	Ángulo del actuador sobre la horizontal	$\nu_t$	Viscosidad adicional debida a la turbulencia
$\beta$	Compresibilidad del fluido ( <i>bulk modulus</i> )	$\zeta$	Coefficiente de amortiguación
$\gamma$	Ángulo referido al centro en un canal semicircular	$\pi$	Número <i>pi</i>
$\delta, \tau, \theta$	Ángulos	$\rho$	Densidad del fluido
$\varepsilon$	Excentricidad	$\rho_{xy}$	Coefficiente de correlación cruzada
$\epsilon$	Factor de error	$\phi$	Diámetro
$\eta$	Eficiencia	$\omega$	Frecuencia o velocidad angular
$\lambda$	Longitud del diámetro del puerto cerrado por el pistón	$\omega_n$	Frecuencia natural del sistema
$\mu$	Viscosidad dinámica	$\omega_m$	Frecuencia rotación del motor
$\nu$	Viscosidad cinemática	$\nabla$	Operador diferencial vectorial
$\nu_{eff}$	Viscosidad efectiva	$\Delta$	Operador delta
$\sigma_y$	Desviación estándar de y		

## Unidades de medida

bar	Unidad de presión	mm	Milímetros
cm	Centímetros	min	Minuto
°C	Grados Celsius	MPa	MegaPascal
g	Fuerza de la gravedad	N	Newton
GPa	GigaPascal	Pa	Pascal
Hz	Hercios	rad	Radianes
kg	Kilogramos	s	Segundos
m	Metro	μm	Micrómetros

## Diagramas *bond graph*

0	Unión tipo cero	R	Resistencia
1	Unión tipo uno	S <sub>e</sub>	Fuente de esfuerzo
C	Capacitancia	S <sub>f</sub>	Fuente de flujo
I	Inercia	TF	<i>Transformer</i>
MSf	Fuente de flujo modular		

## Acrónimos

3D	Tres dimensiones	GPS	Sistema de Posicionamiento Global
ADC	Convertidor analógico a digital	LASER	<i>Light Amplified by Stimulated Emission of Radiation</i>
BDF	<i>Backward differentiation formula</i>	LPF	Low Pass Filter o filtro pasa-bajos
CA	Centros abiertos	LVDT	<i>Linear variable differential transformer</i>
CC	Centros cerrados	MEMS	<i>Microelectromechanical systems</i>
CCC	Coefficiente de correlación cruzada	PID	Proporcional-Integral-Derivativo
CFD	<i>Computational fluids dynamics</i>	RMS	<i>Root Mean Square</i>
CMOS	Semiconductor de óxido de metal complementario	RMSE	<i>Root Mean Square Error</i>
EF	Error final	rpm	Revoluciones por minuto
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>		
FS	Final de Escala de un sensor		

## Abreviaturas

cte	Constante
Adim	Valor adimensional



---

## Capítulo 1. Prólogo

---



## 1.1 Motivación

En general, si un actuador lineal hidráulico alcanza el final de carrera moviendo una masa a alta velocidad, su elevada energía cinética será absorbida en forma de impacto por el cuerpo del cilindro y sus componentes, si no se dispone de otros medios externos para evitarlo. Este impacto puede provocar roturas y, en el mejor de los casos, generará vibraciones, ruido y un mayor desgaste que reducirá la vida útil del cilindro.

Para evitarlo es necesario integrar en los cilindros un dispositivo de amortiguación que reduzca su velocidad antes de alcanzar su final de carrera. Concretamente, estos dispositivos se fundamentan en una reducción progresiva de la sección de paso del fluido en los últimos milímetros del recorrido.

Los sistemas internos de amortiguación de final de carrera son los más habituales en aplicaciones móviles, como es mucha de la maquinaria de construcción, las cuales tienen asociadas altas cifras de negocio. Solo en España se vendieron 2.899 máquinas nuevas de construcción en 2018 (fuente: Asociación Nacional de Distribuidores e Importadores de Maquinaria de Obras Públicas, Minería y Construcción, ANDICOP), principalmente miniexcavadoras pero también maquinaria pesada de movimiento de tierras y compactación, entre otras. También existe un gran uso en maquinaria agrícola, con una venta anual de más de 12.000 tractores nuevos en 2019 (fuente: Asociación nacional de maquinaria agropecuaria, forestal y de espacios verdes, ANSEMAT).

En este ámbito de uso tan exigente, es necesario un sistema automático y versátil que no requiera de ajustes ni intervención por parte del usuario.

De este modo, el tema de la presente tesis es el estudio de un diseño particular de estos sistemas de amortiguación que se pueda insertar en el interior de un cilindro hidráulico y que pueda cumplir con éstas exigentes demandas técnicas. En especial, se pretende comprender y profundizar en los principios físicos de su funcionamiento y desarrollar las herramientas necesarias para la optimización de su diseño.

## 1.2 Antecedentes

El laboratorio de sistemas oleohidráulicos y neumáticos LABSON-UPC, liderado por el Dr. Esteban Codina, participó en el proyecto “*New design and manufacturing processes for high pressure fluid-power products (PROHIPPP)*”, Proyecto Europeo del 6 *Sixth Framework Programme* (<https://cordis.europa.eu/project/id/505466>).

Este extenso proyecto, realizado entre 2004 y 2008, tenía como objetivo, entre muchos otros, el desarrollo de métodos de diseño y fabricación de cilindros hidráulicos.

Como resultado, se plantearon las bases de las técnicas y estrategias científicas necesarias para la optimización de estos diseños, y en particular, de los sistemas de amortiguación.

A destacar, la gran variedad de aproximaciones posibles al problema de la amortiguación de cilindros hidráulicos, la magnitud del problema a solventar en este tipo de investigaciones y la identificación de algunas de las dificultades existentes para la obtención de un modelo integral.

Partiendo de todo el conocimiento adquirido durante el proyecto, la presente tesis pretende profundizar en éste ámbito de estudio.

### **1.3 Finalidad**

La presente tesis pretende ampliar el conocimiento sobre el funcionamiento de los sistemas de amortiguación tipo II. En este diseño el pistón se interpone frente al puerto de salida del fluido hidráulico, reduciendo la sección efectiva a través de la que se produce el flujo y obteniendo la amortiguación. Concretamente, el pistón dispone de una serie de ranuras perimetrales que pretenden modular la sección de paso efectiva a lo largo de la amortiguación.

Según nuestro saber y entender, destacamos que la búsqueda bibliográfica realizada indica que no existe ninguna publicación académica fuera de nuestro grupo de trabajo que esté relacionada con este tipo de diseños. En consecuencia, se pretende profundizar en el conocimiento de los mecanismos de funcionamiento de este tipo de diseños.

A partir de resultados preliminares se intuye que este tipo de diseños gestionan la sección de flujo de salida de forma más compleja que simplemente obturar el puerto de salida. Así, se pretende demostrar la existencia de un hipotético movimiento radial que puede modular el rendimiento de estos sistemas de amortiguación.

La aparente evolución natural del movimiento de estos diseños, en caso de confirmarse, los harían especialmente interesantes para su empleo en aplicaciones móviles, tal como se planteaba en el apartado anterior.

### **1.4 Objetivos**

El principal objetivo de esta tesis es profundizar en el conocimiento de los mecanismos de funcionamiento de un diseño de un sistema de amortiguación tipo II y conocer sus principales factores internos y externos de influencia.

Para ello, se investigarán las herramientas necesarias para evaluar la respuesta dinámica y la eficacia del diseño de un sistema de amortiguación tipo II. Los procedimientos experimentales y de

simulación a desarrollar deberán ser capaces de predecir, cuantificar y evaluar la respuesta de un determinado diseño bajo sus condiciones habituales de uso.

En relación con el objetivo principal, las contribuciones particulares deseadas para la presente tesis son:

- La modelización matemática de los procesos mecánicos y fluido-dinámicos que se ponen de relieve durante la amortiguación.
- La simulación mediante la técnica *bond graph* del comportamiento dinámico de un cilindro hidráulico dotado de un sistema de amortiguación tipo II así como del circuito hidráulico asociado.
- El establecimiento de los principales parámetros de diseño y condiciones operacionales con influencia en la eficacia de la amortiguación.
- El desarrollo de modelos de simulación fluido-dinámica (CFD) representativos de los fenómenos bajo estudio.
- La implementación de montajes experimentales adecuados para la caracterización integral del comportamiento del cilindro hidráulico y, en particular, la implementación de estrategias de medición adecuadas para la determinación del movimiento axial y radial del pistón por el interior de la camisa del cilindro hidráulico.
- La validación experimental de las conclusiones obtenidas a través de los modelos desarrollados y las simulaciones numéricas realizadas.

En términos generales, se pretende conseguir con ello una significativa integración e interrelación de las distintas técnicas de simulación numérica y técnicas experimentales que permitan establecer las bases del diseño de cilindros hidráulicos equipados con sistemas de amortiguación internos para su aplicación específica en el accionamiento de una predeterminada máquina.

## 1.5 Metodología

La metodología empleada persigue el cumplimiento de los distintos sub-objetivos listados anteriormente, la cual consiste en una serie de tareas organizadas en tres grandes grupos.

1ª- Desarrollar un modelo analítico preliminar mediante la técnica *bond graph* que integra las ecuaciones mecánicas y de flujo representativas del diseño estudiado. Estas ecuaciones consideran la evolución sucesiva de las condiciones de flujo internas, las cuales son analizadas en un modelo de simulación CFD desarrollado y validadas experimentalmente.

2ª - Implementar un completo sistema experimental de monitorización del comportamiento dinámico del cilindro hidráulico. La selección e instalación de un sensor para medir adecuadamente la evolución de la posición radial del pistón en el interior del cilindro, supone el principal reto técnico afrontado en esta tarea.

3ª - Integrar todos los conocimientos y resultados obtenidos en un modelo dinámico definitivo. La investigación concluye cuando se integran las observaciones experimentales con las metodologías de simulación numérica en un único modelo que permite el análisis de una aplicación real. Así, los resultados fluido-dinámicos junto con las conclusiones del trabajo experimental nos permiten completar el modelo dinámico *bond graph*. Sus resultados se contrastan con los datos empíricos obtenidos en una aplicación real, concretamente del movimiento del brazo de una retroexcavadora.

## 1.6 Estructura de la tesis

La memoria de la presente tesis doctoral se ha estructurado en siete capítulos.

El presente capítulo 1, describe la motivación y antecedentes del trabajo de tesis realizado. Así mismo, relata los objetivos marcados y la metodología empleada para su consecución.

Seguidamente, en el capítulo 2 se exponen los principios fundamentales de la amortiguación de cilindros hidráulicos, así como el estado del arte de los trabajos académicos de la investigación en éste ámbito.

En el capítulo 3 se describe, a continuación, la construcción del modelo de simulación dinámica mediante la técnica *bond graph* así como la evaluación de su comportamiento bajo distintos factores de influencia, tanto operativos como de diseño.

Los resultados del modelo *bond graph* sugieren la necesidad de la determinación de los coeficientes de descarga por simulación CFD. El capítulo 4 incluye el análisis cualitativo y el cálculo de los coeficientes de descarga requeridos mediante el desarrollo y validación experimental de un modelo de simulación fluido-dinámica.

En el capítulo 5 se presenta la caracterización experimental del funcionamiento de distintas variantes del diseño de amortiguación interna bajo estudio.

A la luz de los resultados experimentales y de simulación fluido-dinámicas obtenidos, el modelo de simulación dinámica por *bond graph* se completa y se contrasta frente a una aplicación real, como es el movimiento del brazo de una retroexcavadora. Esta actividad se encuentra descrita en el capítulo 6.

Para finalizar, en el capítulo 7, se presentan las conclusiones del presente trabajo y se proponen futuras líneas de investigación.

---

## Capítulo 2. Estado del arte

---

El propósito de este capítulo es explicar la importancia del tema de la presente tesis y los conceptos generales relacionados.

Primeramente, se expondrán los conceptos fundamentales de funcionamiento de la amortiguación de cilindros hidráulicos.

A continuación, se presentará el estado del arte referente a las soluciones técnicas existentes y los trabajos académicos más relevantes en este ámbito. Se considerarán tanto el estudio analítico y experimental de la amortiguación, así como de simulación mediante *bond graph* de sistemas de cilindros hidráulicos.



## 2.1 Introducción

Los sistemas de transferencia de energía por medio de un fluido incompresible o sistemas oleohidráulicos son de gran utilidad para el accionamiento de mecanismos utilizados en una amplia variedad de maquinaria. Sus principales ventajas son su elevada densidad de potencia, fácil regulación de la velocidad y control de la posición gracias a la práctica incompresibilidad del fluido.

La oleohidráulica, gracias a ser compacta y con una alta capacidad para transmitir grandes potencias, es útil e imprescindible en maquinaria para la construcción tales como grúas, excavadoras, carretillas elevadoras, cargadoras, etc. Uno de sus componentes clave son los actuadores lineales (cilindros). Estos son de especial utilidad debido a que transforman la energía oleohidráulica en energía mecánica (aplicación de una fuerza a lo largo de su desplazamiento lineal).

No obstante, una de las principales problemáticas en el empleo de los actuadores hidráulicos es la necesidad de reducir su velocidad de desplazamiento cuando se aproxima a su final de carrera. Principalmente, esto es debido a dos motivos:

- La deceleración del actuador en su final de carrera es necesaria para evitar choques mecánicos entre sus elementos constructivos, conservando su integridad mecánica a lo largo de su vida útil.
- La aplicación del actuador puede además requerir, en algunos casos, de una suave finalización de su recorrido, normalmente por motivos de confort o de seguridad de los objetos que desplaza.

Esta necesidad se ha acentuado en los últimos años, a medida que las prestaciones de velocidad y presión de trabajo han ido incrementándose por los elevados requerimientos de rendimiento y mayor productividad de la maquinaria.

Cabe señalar que en español denominamos como “amortiguación” a la capacidad de disipar la energía cinética en otro tipo de energía. Sin embargo, se utiliza indistintamente para describir dos fenómenos distintos técnicamente y que no se han de confundir.

La primera amortiguación es la que se denomina en inglés *damping*, donde se pretende disipar la energía cinética provocada por una fuerza de impacto; por ejemplo, para la amortiguación (*damping*) de la transmisión al chasis de un vehículo de las vibraciones generadas por las irregularidades de la carretera sobre las ruedas.

Por otro lado, la amortiguación que se denomina *cushioning* en inglés consiste en reducir la velocidad de un sistema en movimiento antes de que se produzca un impacto. Concretamente, a lo largo de la presente tesis el concepto de amortiguación será siempre el relacionado con el frenado o *cushioning*.

Los dispositivos de amortiguación más interesantes, especialmente en aplicaciones móviles, son los que permiten realizar esta operación sin la intervención de elementos externos al actuador hidráulico. Así, existen distintos diseños, de variable complejidad, integrados internamente en el actuador que permiten hacerlo de forma eficaz.

El principio de funcionamiento de estos dispositivos de amortiguación se basa en la disipación de la energía cinética del sistema en el interior del actuador. Ésta se produce mediante la estrangulación del paso del fluido hidráulico, lo que generará el aumento de la presión del fluido frente a dicha estrangulación, además de su calentamiento. La estrangulación del flujo en la mayoría de ocasiones se producirá por la obturación, de un modo u otro, del orificio de salida del fluido mediante un dispositivo solidario al vástago o al pistón del actuador.

En los siguientes apartados se expondrán los principios fundamentales de funcionamiento, así como el estado del arte actual respecto al diseño, estudio, caracterización y modelización de los sistemas internos de amortiguación de final de carrera de actuadores lineales hidráulicos.

## 2.2 Fundamentos de la amortiguación (*cushioning*)

Para poder entender los fundamentos del proceso de amortiguación es necesario describir el ciclo de funcionamiento dinámico de un actuador lineal hidráulico. Este ciclo se representa como el perfil de su velocidad en función del tiempo, el cual es el resultado del balance de fuerzas actuantes durante su funcionamiento, así como su interacción con el circuito hidráulico que lo impulsa (1).

En la figura 2.1 se muestra un perfil de la velocidad en función del tiempo. Se identifican la fase de arranque (donde el actuador acelera desde el reposo, de 0 a  $t_1$ ), la fase a velocidad constante, de  $t_1$  a  $t_2$  y la fase de frenado (desacelerando hasta al reposo, de  $t_2$  a  $t_3$ ); En esta representación idealizada las fases de arranque y parada experimentan una variación lineal de la velocidad constante (aceleración constante). Cabe señalar que en un circuito hidráulico simple la fase de deceleración sólo se produce si introducimos una estrangulación específica para provocarla (que denominamos válvula de frenado o amortiguación).

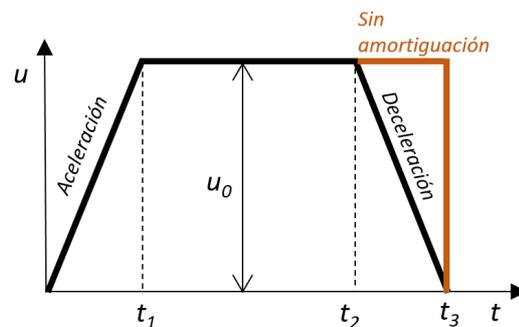


Figura 2.1 – Ciclo funcional del cilindro.

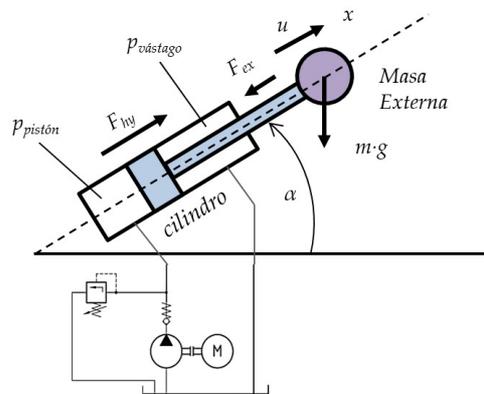
Por otro lado, en la figura 2.2 se muestra un esquema general de la dinámica de fuerzas actuando sobre un cilindro alimentado por un circuito hidráulico de caudal constante estándar. Este esquema se basa en una condición general de equilibrio de fuerzas (utilizando el principio de d'Alembert) actuando sobre el pistón y vástago, expresado en la siguiente ecuación 2.1 de acuerdo a su origen:

$$F_{hy} \pm F_{fr} - F_{ex} - m \cdot g \cdot \sin \alpha - m \cdot \frac{du}{dt} = 0$$

$$u = \frac{dx}{dt} \quad -\frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$$

**Ecuación 2.1**

donde  $F_{hy} = p_{pistón} \cdot S_{pistón} - p_{vástago} \cdot S_{vástago}$  (positivo si su vector apunta hacia afuera del cilindro) es la fuerza hidráulica generada por la presión en las cámaras del cilindro;  $F_{fr}$  es una fuerza de fricción genérica (interna o externa del cilindro), cuyo signo es siempre opuesto al signo de la velocidad del vástago;  $F_{ex}$  (positivo si su vector apunta hacia adentro) es una fuerza genérica actuando sobre el vástago debido a una acción externa (resistencia);  $m \cdot g \cdot \sin \alpha$  (positivo si su vector apunta hacia adentro) es el peso de la masa externa asociada al vástago;  $m \cdot du/dt$  es la fuerza inercial de la masa (positiva para una aceleración positiva); y  $x$  es la posición del vástago, medida desde la retracción completa, la cual está relacionada con la velocidad del actuador  $u$  por ecuaciones básicas de la cinemática.



**Figura 2.2** – Fuerzas dinámicas ejercidas sobre el cilindro.

Además, considerando positivos todos los flujos de entrada a las cámaras, el balance de flujo (ecuación de continuidad) en las cámaras en condiciones dinámicas sería:

$$\frac{V_{pistón}}{\beta} \cdot \frac{dp_{pistón}}{dt} = Q_{pistón} - v \cdot S_{pistón} \quad ; \quad V_{pistón} = S_{pistón} \cdot x$$

$$\frac{V_{vástago}}{\beta} \cdot \frac{dp_{vástago}}{dt} = Q_{vástago} + v \cdot S_{vástago} \quad ; \quad V_{vástago} = S_{vástago} \cdot (L - x)$$

**Ecuación 2.2**

donde  $Q_{pistón}$  es el caudal en la cámara de pistón,  $Q_{vástago}$  es el caudal en la cámara del vástago,  $p_{pistón}$  la presión en la cámara del pistón,  $p_{vástago}$  es la presión en la cámara del vástago,  $S_{pistón}$  es el área

efectiva del pistón y  $S_{vástago}$  el área efectiva del pistón en la cámara del vástago,  $\beta$  es la compresibilidad del fluido (*bulk modulus*) y  $L$  el recorrido total del cilindro. De este modo, en la ecuación 2.2, el volumen es función de la posición.

A partir de las ecuaciones 2.1 y 2.2, la optimización de la amortiguación se debatirá, en consecuencia, alrededor de un esperable compromiso entre efectividad y gradiente de presión, ajustado para las condiciones operacionales de carga y velocidad de funcionamiento. Como se verá, estas ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento y de la masa, empleadas de forma adecuada, permiten inferir sobre la eficacia del sistema de amortiguación.

Esto es debido al gradiente de presión inducido en las cámaras por los dispositivos de amortiguación y por el comportamiento dinámico del sistema hidráulico (en un circuito de caudal constante, por la válvula limitadora de presión). De hecho, la estrangulación del flujo en la vía de descarga del actuador no es condición suficiente para ser capaz de decelerar el cilindro. Es necesario que la válvula limitadora de presión se abra y permita desalojar por derivación el caudal sobrante.

Si ponemos una estrangulación a la salida del cilindro (integrado o no integrado en éste) y cambiamos la arquitectura del circuito hidráulico de alimentación las prestaciones serán distintas, es decir, las velocidades y presiones resultantes se verán afectadas. Esto hace entender que para evaluar el rendimiento de un sistema de amortiguación es necesario tener en cuenta el circuito hidráulico donde está emplazado en conjunto.

Una primera evaluación general a este problema fue realizada por Zarotti para el proyecto Prohipp (1). A modo de ejemplo, se presentarán dos casos representativos como son el circuito de caudal constante (centros abiertos) y el circuito de presión constante (centros cerrados). El trabajo evalúa los cambios operativos que experimenta la cámara de impulsión en cada sistema al cambiar de la fase de velocidad constante a la fase de amortiguación.

En la figura 2.3 se representan esquemáticamente los sistemas estudiados. Por simplicidad se ha considerado el movimiento de retracción, donde la presión de la cámara de impulsión ( $p_a$ ) se encuentra en la cámara del vástago y la amortiguación se produce en la cámara del pistón. La válvula de control direccional, de posiciones discretas, es una válvula 3/4, con un coeficiente de pérdida de carga  $K$ . La amortiguación está representada por un restrictor  $Z$ .

El pistón se mueve a una velocidad constante  $U$  hasta que encuentra el efecto de la amortiguación, lo que hace que la velocidad disminuya a lo largo de ésta, siendo en consecuencia  $u(t)$ . Ésta alcanza un mínimo al finalizar la amortiguación y se cumple que  $u(t) < U$ .

El circuito hidráulico de caudal constante (centros abiertos) es la solución más común por su simplicidad, robustez y coste. Éste ofrece un caudal constante  $Q_p$ , proveniente de una bomba de

desplazamiento fijo, a una presión variable  $p_p$ . Ésta está limitada a una presión máxima a través del ajuste de una válvula limitadora de presión  $p_{set}$ .

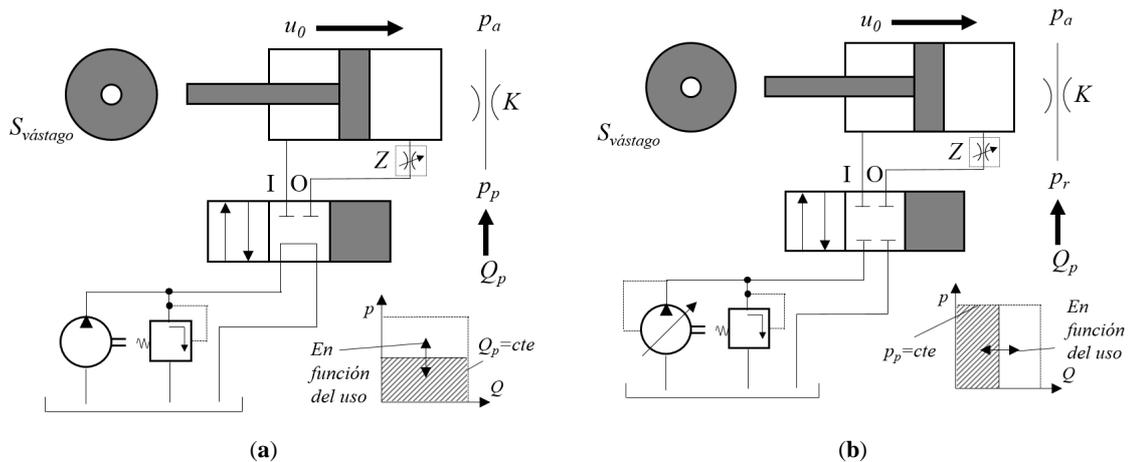
Así, para un circuito hidráulico de centros abiertos (CA), se definen las siguientes expresiones:

Antes de la amortiguación	Durante la amortiguación
$Q_p = U \cdot S_{vástago}$ $p_p = p_U + \frac{Q_p^2}{K^2}$	$Q_p = u(t) \cdot S_{vástago} + \Delta Q$ $p_p = p_{set}$

donde  $p_U$  es la presión de impulsión en movimiento a velocidad constante, siendo el resultado del equilibrio de fuerzas que se ejerzan sobre el pistón.

Durante la amortiguación la presión de impulsión alcanzará, en condiciones ideales, un máximo limitado por la válvula limitadora  $p_{set}$ , la cual divertirá una parte del caudal de la bomba  $\Delta Q$ . Así, la cámara de impulsión experimentará un aumento de fuerza hidráulica durante la amortiguación  $F_{add}$  tal como:

$$F_{add}(CA) \approx S_{vástago} \cdot (p_{set} - p_U)$$



**Figura 2.3** – Circuitos hidráulicos. (a) Circuito centros abiertos y (b) circuito centros cerrados. Basado en (1)

Por otro lado, el circuito hidráulico de centros cerrados (CC) suministra caudal variable a una presión constante  $p_{set}$ . Esto se obtiene mediante una bomba de desplazamiento positivo de caudal variable y un compensador de presión.

Antes de la amortiguación	Durante la amortiguación
$K\sqrt{p_{set} - p_U} = U \cdot S_{vástago}$ $p_p = p_{set}$	$K\sqrt{p_{set} - p_a} = U \cdot S_{vástago}$ $p_p = p_{set}$

En este caso la fuerza adicional que se genera en la cámara de impulsión durante la amortiguación se define por la expresión siguiente, donde  $p_a$  aumenta progresivamente a medida que disminuye la velocidad  $v(t)$ :

$$F_{add}(CC) \approx S_{vástago} \cdot (p_a - p_0)$$

Este análisis implica varias simplificaciones. Entre otras, no se considera el efecto de la compresibilidad en el volumen variable de las cámaras del cilindro tal como se describe en la ecuación 2.2. En todo caso, el distinto comportamiento de la cámara de impulsión en función de la naturaleza del circuito hidráulico hace prever un comportamiento distinto del sistema durante la amortiguación.

Además, en las condiciones ideales descritas, no se consideran ciertos comportamientos dinámicos en la eficacia de la amortiguación. Por ejemplo, podría ser de interés la respuesta dinámica de la válvula limitadora de presión del esquema de circuito centro abierto o la bomba de caudal variable en el esquema de circuito cerrado durante el cambio súbito que supone el inicio de la amortiguación. Como resultado, la velocidad será la variable clave (*output*) en el estudio de la amortiguación y ésta estaría íntimamente relacionada con la arquitectura del circuito hidráulico.

Tal como se expone en el siguiente apartado, existen distintas soluciones técnicas para alcanzar la amortiguación de actuadores hidráulicos.

### 2.3 Clasificación general de los sistemas de amortiguación

Una adecuada definición de un sistema de amortiguación sería: “Un sistema que es capaz de desacelerar y detener el movimiento de un cilindro en una posición intermedia o al final de su recorrido con el objetivo de proteger de daños el propio cilindro y su entorno” (2).

Entiéndase “daño” en un sentido amplio. Éste puede ser de ámbito mecánico, principalmente causado por las vibraciones y la fatiga mecánica ocasionadas por una parada súbita en forma de impacto. Además, éste se puede entender en un sentido funcional, afectando al confort de la aplicación o del usuario en el momento de la parada (1).

En este sentido la amortiguación es un proceso muy complicado ya que cualquier amortiguador dará prestaciones distintas en función del sistema hidráulico donde está integrado y del ámbito de aplicación.

De forma general, la amortiguación se puede acometer mediante tres procedimientos distintos:

- a) Utilizando un bucle de control sobre el sistema de suministro de fluido hidráulico. Éste normalmente actuará sobre algún dispositivo propio del circuito hidráulico como la válvula de control direccional proporcional. (3)(4)

- b) En menor medida, utilizando un dispositivo externo, denominado decelerador (*shock absorber*), que convenientemente comandado, permite frenar y parar el cilindro en la posición deseada.
- c) Más generalmente, usando un dispositivo interno, integrado en el propio cilindro, para frenar y pararlo en sus dos posiciones extremas. Éste se forma añadiendo nuevos componentes internos al cilindro que varían su geometría de forma fija o variable.

Entre los distintos sistemas presentados existen diferencias significativas en sus prestaciones. Cabe destacar que las dos primeras soluciones son capaces de detener el cilindro en cualquier punto de su recorrido, cuando en la tercera solución sólo es posible hacerlo en sus finales de carrera. Por otro lado, el primer y tercer sistema utilizan principalmente los componentes propios del sistema hidráulico, regulando la presión y flujo del fluido que circula a través del cilindro.

Por otra parte, el decelerador necesita un sistema mecánico externo, ajeno al circuito hidráulico del cilindro. Debido a su complejidad respecto a los otros sistemas, éste podría ser de interés solo en circunstancias particulares como podría ser en el desplazamiento de grandes cargas o de grandes dimensiones. Por ejemplo, esto se podría llevar a cabo sencillamente con la instalación de amortiguadores de impacto neumáticos.

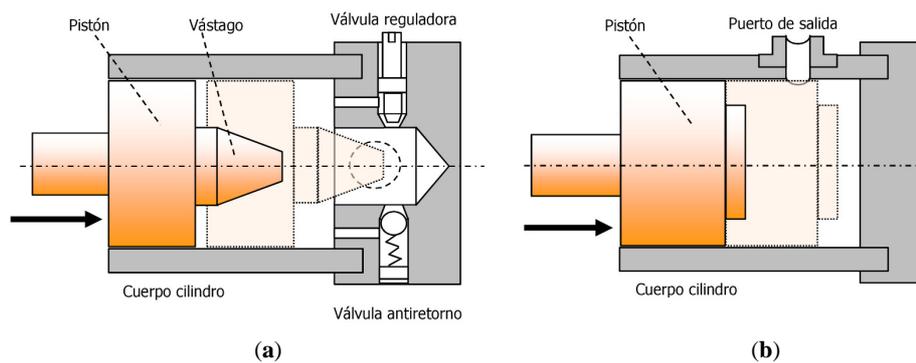
Como se indicó, el presente trabajo se basará en los sistemas que utilizan un dispositivo interno, los cuales afectan esencialmente al diseño interno de los cilindros hidráulicos. Las características generales de estos sistemas se explicarán a continuación.

## 2.4 Tipos de amortiguadores integrados en actuadores lineales

Los sistemas de amortiguación integrados en los cilindros hidráulicos, destinados a actuar en los finales de carrera de éstos, realizan un control del flujo del fluido que sale del cilindro hidráulico. Aunque existen un gran número de soluciones para obtener dicha restricción del flujo, éstas se pueden clasificar en tres grandes grupos en función de la geometría del dispositivo.

El primer tipo (desde ahora denominado de Tipo I) es la solución más común. Aquí, un vástago instalado en el pistón, de determinada geometría, se introduce dentro de un alojamiento en el cuerpo del cilindro. El principio de funcionamiento de este sistema es el ajustado espacio entre el vástago y su alojamiento, que restringe el paso del fluido. Éste también incluye, usualmente, válvulas antirretorno y reguladoras de caudal que hacen posible ajustar tanto su capacidad de amortiguación como un adecuado arranque en el sentido contrario. Estos sistemas requieren un cierto número de componentes, con mecanizado muy preciso y relativamente complejo, afectando tanto al pistón como al cuerpo del cilindro. Véase en figura 2.4 (a) una representación conceptual de este tipo de dispositivos.

El segundo tipo (desde ahora denominado de Tipo II) es una solución también común, donde el pistón al alcanzar el orificio de descarga del cilindro genera una gran resistencia a la salida del fluido al reducir la sección de salida de éste. Evidentemente esta solución dispone de una geometría mucho más sencilla y menos precisa que el anterior, lo que facilita su mecanización y, por tanto, minimiza su coste, afectando principalmente a la geometría del pistón. Por otro lado, hay que tener en consideración la asimetría propia del diseño, la cual puede tener implicaciones en su efectividad, fiabilidad y durabilidad. Véase en figura 2.4 (b) una representación conceptual de este tipo de dispositivos.



**Figura 2.4** – Dispositivos internos de amortiguación: (a) Tipo I; y (b) Tipo II.

Por último, se podría establecer un tercer grupo (desde ahora denominado de Tipo III) donde se englobarían el resto de dispositivos que no presentan las características de los tipos I y II. Generalmente se trata de múltiples soluciones de geometrías diversas que no tienen características comunes entre sí. Más adelante en el ANEXO C. Patentes se presentan algunos ejemplos de este tipo de dispositivos.

En la siguiente tabla 2.1 se confrontan resumidamente los pros y contras de los dos tipos más usuales, tipo I y tipo II. En esta comparativa no están incluidos los diseños de tipo III; debido a la diversidad de este tipo de soluciones no se considera criticar pros y contras, ya que cada caso se debería evaluar de forma particular.

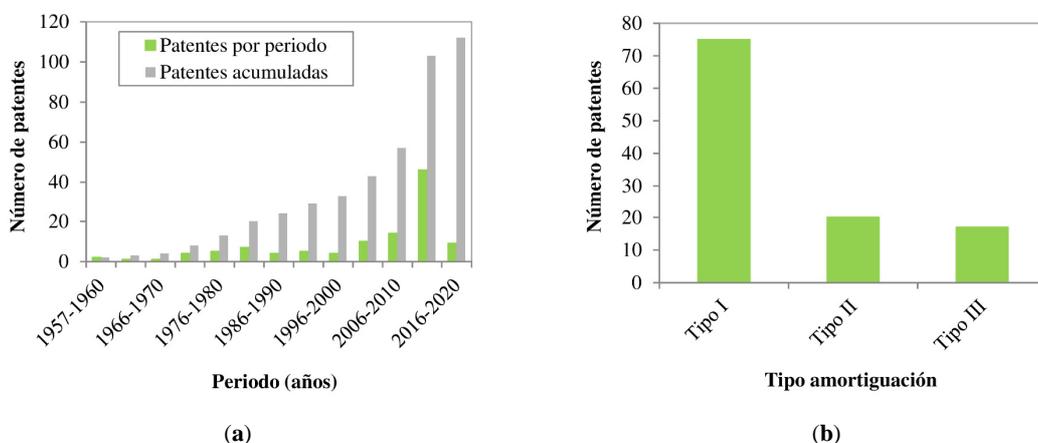
El gran interés de la industria en la obtención de sistemas de amortiguación de final de carrera en actuadores hidráulicos queda reflejado en el gran número de patentes existentes, destinadas a proteger distintos diseños y soluciones técnicas.

Cabe tener presente que una patente es un conjunto de derechos exclusivos de un inventor que impiden que terceros hagan uso de la tecnología patentada a no ser que se cumplan las condiciones que exija el titular. A pesar de las restricciones de uso de la tecnología que imponen las patentes, éstas son una fuente de información valiosa que permite visualizar y evaluar los problemas, las deficiencias de diseños ya existentes y las distintas soluciones o mejoras que han ido sucesivamente apareciendo a lo largo de los años.

**Tabla 2.1** – Comparativa de los sistemas internos de amortiguación.

TIPO	I	II
PROS	Se considera efectivo en multitud de aplicaciones, especialmente en máquinas industriales estáticas. Versatilidad y facilidad de ajuste. Mayor número de diseños y alternativas comerciales bajo catálogo o pedido específico. Mayor número de estudios académicos.	Coste bajo. Diseño más sencillo y robusto. No requiere ajustes. Bajo mantenimiento. Adecuado para aplicaciones móviles. Si se diseña bien permite una amortiguación progresiva por su naturaleza evolutiva a lo largo del recorrido.
	CONTRAS	Ajustes mecánicos muy precisos. Coste elevado. Número de piezas elevado con problemas y costes de mantenimiento. Rendimiento incierto frente al desgaste por uso. Menor factibilidad en aplicaciones móviles.

En todo caso, el contenido de una patente carece de evidencias experimentales o prácticas de su funcionalidad, por lo que las mejoras, soluciones o prestaciones especiales que en ellas se presentan pueden conllevar limitaciones técnicas o económicas desconocidas. Por ello, las patentes han de contemplarse como una visión general del campo tecnológico estudiado en lugar de una fuente de soluciones técnicas viables.



**Figura 2.5** – Número de patentes de sistemas internos de amortiguación de cilindros hidráulicos. Periodo 1957 a 2020. (a) Número de patentes por lustros y (b) número de patentes por tipo.

Tal como muestra la figura 2.5, se ha producido un gran incremento de patentes en la pasada década, principalmente procedentes de los países asiáticos como China, Corea y Japón. La solución claramente predominante sería los amortiguadores de tipo I, que suponen dos terceras partes del total de patentes reunidas.

En el ANEXO C. Patentes se recoge una relación de las patentes más relevantes, entre otras, clasificadas por tipo de amortiguación. Igualmente se describen en detalle algunas de las patentes

más representativas de los distintos tipos, especialmente las que por su antigüedad fueron más novedosas en su época y que serían una referencia en su ámbito.

Como se verá, la predominancia de patentes de los amortiguadores tipo I también se refleja en el ámbito del estado del arte, respecto al número de trabajos académicos que se describen en el siguiente apartado.

## 2.5 Estado del arte de la amortiguación de cilindros hidráulicos

La amortiguación de cilindros hidráulicos ha sido sujeto de estudio en el ámbito académico a lo largo de los años. En el presente apartado se presentará un análisis de las publicaciones científicas de mayor relevancia publicadas al respecto.

Se clasificarán en función del enfoque técnico de éstas, dependiendo de alcance del modelo realizado. Desde los sencillos modelos energéticos más tempranos a modelos mucho más completos, los cuales plantean un análisis integral que contempla todo el sistema mecánico e hidráulico. Esto incluye el sistema mecánico o mecanismo accionado por cilindros hidráulicos hasta el sistema de control, pasando por el circuito hidráulico.

### *Modelos analíticos basados en el balance de energía*

La aproximación clásica para evaluar la eficacia de un sistema de amortiguación se basa en modelos analíticos fundamentados en un balance de energía. Este enfoque fue adoptado en los primeros trabajos sobre esta materia dada la facilidad para su tratamiento matemático. Primeramente, Green (2) planteó, para un diseño de tipo I, el cálculo de la eficiencia de la amortiguación  $\eta$  según la siguiente expresión:

$$Ec_L = (1 - \eta)Ec_o$$

Donde  $Ec_o$  y  $Ec_L$  son la energía cinética inicial y tras la amortiguación, respectivamente. De este modo, conociendo la eficiencia es posible calcular la velocidad final de la amortiguación.

Ésta se calcularía cómo:

$$\eta = - \frac{p_M}{p_F} (1 - e^{-\lambda})$$

Siendo,

$$\lambda = \frac{p_M SL}{Ec_o}$$

$$P_F = \frac{p_E S_{pistón} \pm F}{S}$$

donde  $\lambda$  es un número adimensional,  $S$  es el área transversal y  $L$  es la longitud de la espiga de amortiguación,  $p_F$  la presión estática equivalente,  $p_E$  la máxima presión del sistema,  $S_{pistón}$  en el área efectiva del pistón en lado de impulsión y  $F$  la carga externa.

Más adelante Berninger, descrito en (5), presentó una propuesta considerando un orificio de geometría variable para un dispositivo de tipo I. Este orificio variable permite una deceleración más gradual con un incremento de presión más moderado. El modelo se basa en cuatro ecuaciones fundamentales como son la segunda ley de Newton, la ecuación de Bernoulli, la ley de continuidad o conservación de la masa y la ley de conservación de la energía. El autor propone, para el caso hipotético de presiones de alimentación y salida constantes, una expresión para calcular el área de flujo del amortiguador que proporcione una deceleración constante pero que no permite el cálculo de la velocidad final obtenida.

En ambos casos, la simplicidad de los modelos propuestos no permite obtener una evolución con respecto al tiempo de la velocidad o la presión durante la amortiguación. Igualmente, la aproximación a través del balance de energía no hace posible evaluar en detalle parámetros geométricos característicos del diseño de la amortiguación.

### *Simulación dinámica exclusivamente del cilindro con amortiguador*

A medida que existen herramientas de cálculo más potentes, es posible plantear modelos más complejos para abordar el estudio de la amortiguación. Existe así una familia de estudios donde se parte de la ecuación de movimiento del cilindro, establecida a partir de la segunda ley de Newton, la cual se conjuga con la ecuación de continuidad o conservación de masa y una ecuación del flujo característica de la geometría del orificio de amortiguación. Éstas representan un conjunto de ecuaciones diferenciales cuya resolución permite evaluar el comportamiento dinámico de la amortiguación bajo estudio respecto al tiempo.

En este grupo destacamos el trabajo de Lie et al. (6). Ellos presentan un modelo para analizar la amortiguación de un actuador lineal con un sistema de amortiguación de Tipo I un poco particular, que consiste en una geometría doblemente cónica tal como se muestra en la figura 2.6. Los autores parten de la ecuación de flujo laminar a través de una holgura concéntrica, integrándola en sus límites geométricos en las distintas posiciones de su recorrido. De este modo se obtiene una serie de expresiones que relacionan la variación de la presión asociada a la amortiguación, generada por el flujo viscoso a través del estrangulamiento progresivo, en función de la posición del actuador y el resto de parámetros geométricos, como por ejemplo la ecuación 2.3.

$$p_{f1} = \frac{6\mu Q}{\pi d_c} \cdot \frac{x[2(c + H_1 + H_2) - B_1x]}{(c + H_1 + H_2)^2(c + H_1 + H_2 - B_1x)^2} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

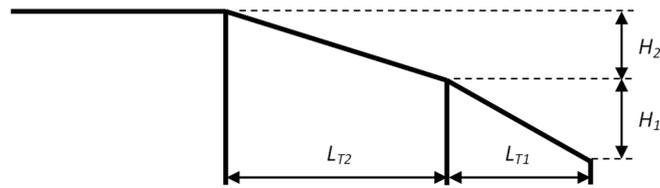


Figura 2.6 – Modelo de cálculo. Basado en (6)

Cabe destacar como el trabajo incorpora en el modelo el efecto de la más que probable excentricidad del dispositivo de amortiguación. Esto se realiza a través de un factor de incremento sobre el caudal  $Q$  tal como se muestra en la ecuación 2.4 :

$$Q = Q_f \cdot \left( 1 + 1,5 \left( \frac{\varepsilon}{e} \right)^2 \right) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

donde  $\varepsilon$  es la excentricidad y  $e$  la holgura, las cuales se consideran constantes a lo largo del tiempo, propias de descentramientos en la construcción del dispositivo.

Estas expresiones se implementan en el modelo dinámico a partir de la ecuación del movimiento del sistema incluyendo las pérdidas por fricción, las pérdidas de carga en el puerto de salida y excluyendo el efecto de la compresibilidad por negligible. Comparado con resultados experimentales, se observa como el pico de presión inicial está relacionado en mayor medida con la velocidad inicial y en menor medida con el espacio anular y la viscosidad del fluido.

De esta manera, el modelo evalúa la sensibilidad del diseño a parámetros incontrolados durante la operación del cilindro. En general, el modelo sobrevalora las presiones pico, incluso considerando la excentricidad. Por ello, éste evalúa el posible efecto de la reducción local de la viscosidad por el calentamiento durante el flujo en el reducido espacio anular.

Cabe indicar que la excentricidad, aunque destaque su previsible efecto sobre la eficacia del sistema de amortiguación, es experimentalmente incontrolada. Destacar cómo los autores exponen su interés en futuros trabajos basados en la técnica de CFD para valorar el efecto de la excentricidad.

Ding (7) establece un modelo para analizar la amortiguación de un actuador lineal de alta velocidad con un sistema de amortiguación de Tipo I de geometría cónica. Ding utiliza la ecuación de flujo ( $Q$ ) a través de una holgura concéntrica, en este caso en régimen turbulento, integrándola en sus límites geométricos.

Tal como se muestra en figura 2.7, se producen tres fases sucesivas denominadas (a) pérdida local de la presión por restricción de la sección; (b) limitación en el borde afilado y (c) regulación en la holgura. Como resultado ofrece una expresión que relaciona el incremento de presión asociada a la amortiguación ( $\Delta p$ ) en función de la posición del actuador ( $x$ ), ecuación 2.5.

De forma novedosa, la simulación incorpora en las fases (a) y (b) el efecto sobre la presión de amortiguación en una etapa temprana, cuando el actuador se aproxima a su final de carrera, pero sin llegar a insertar el vástago macho en su alojamiento hembra. Se trata concretamente cuando el conducto anular de holgura ( $\delta$ ) no está formado pero la geometría del sistema comienza a provocar una cierta influencia en el flujo y restricción de la sección de paso.

Desde un punto de vista ideal, el modelo considera la holgura radial concéntrica y la presión de amortiguación constante a lo largo de cada fase de la amortiguación. Finalmente, el estudio incorpora esta ecuación a la ecuación dinámica del actuador para realizar una simulación de su comportamiento funcional.

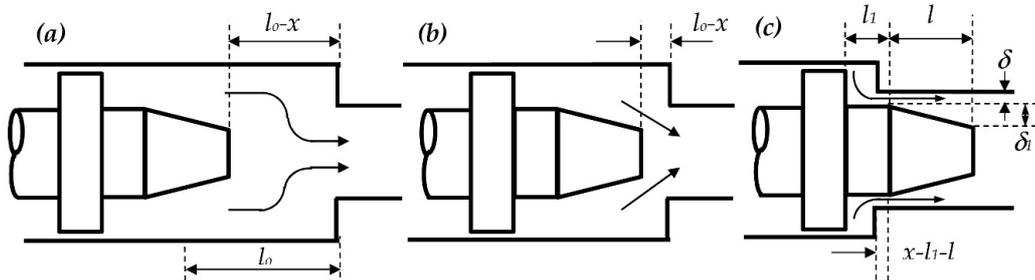


Figura 2.7 – Modelo de cálculo. Basado en (7)

$$Q = \frac{\pi d \Delta p (\delta_1 + \delta)^2 (\delta_1 - \delta_1 \frac{x - l_0}{l} + \delta)^2}{6\mu(x - l_0)(2\delta_1 + 2\delta_1 - \delta_1 \frac{x - l_0}{l})} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Borghetti et al. (8) analizaron el comportamiento dinámico de diversas geometrías Tipo I (cilíndrica, cónica, doble cónica y con ranuras) con el objetivo de establecer una correlación matemática, siendo ésta validada a través de resultados experimentales. Los modelos matemáticos se realizaron con el objetivo de evaluar parámetros dinámicos característicos de la amortiguación como son la velocidad y la presión de las cámaras del cilindro en función de la geometría del sistema de amortiguación.

Como es sabido, la deceleración del cilindro se realiza modulando la geometría del orificio de descarga del cilindro. En este caso, la modulación geométrica se caracteriza esencialmente por el espacio radial centrado y la longitud axial, los cuales condicionan el paso del flujo de descarga a través de un conducto estrecho, considerándose flujo laminar. Así, se establece la siguiente expresión:

$$Q_{2,c} = K_C(p_2 - p_{20}) \quad \text{Ecuación 2.6}$$

siendo  $p_2$  la presión en la cámara de amortiguación y  $p_{20}$  la presión en el puerto de descarga a tanque.

La ecuación 2.6 establece el parámetro  $K_c$ , como la conductancia hidráulica de la geometría de amortiguación estudiada. Esta conductancia se asimila a la ecuación de Poiseuille para una sección anular en geometrías cilíndricas o cónicas y a la ecuación de descarga turbulenta a través de un orificio para un diseño con entallas.

Con el objetivo de seleccionar el diseño óptimo se realiza un estudio de sensibilidad mediante un modelo numérico. El modelo integra en la ecuación de movimiento del cilindro las pérdidas por fricción, la compresibilidad de las cámaras del pistón, las pérdidas de carga en la válvula direccional y, finalmente, las mencionadas ecuaciones de la modulación del flujo a través de la geometría variable de la vía de descarga.

El estudio toma en consideración la eficiencia de distintos diseños mediante interesantes indicadores de amortiguación, tomando los resultados del diseño cilíndrico como referencia. Estos indicadores se muestran en la tabla 2.2.

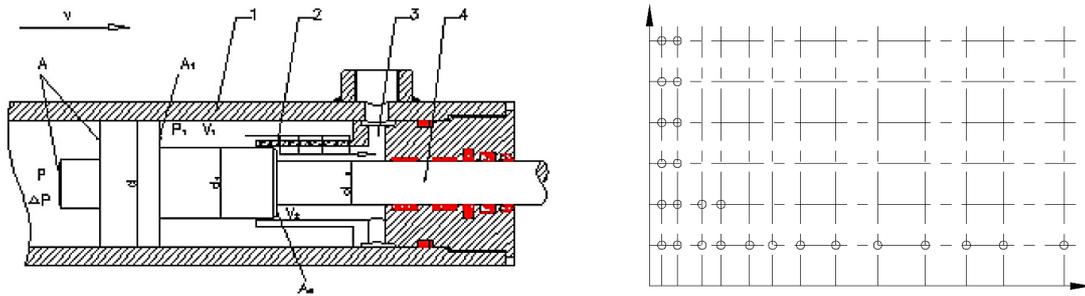
En general, los resultados numéricos muestran una buena concordancia respecto a los valores experimentales tanto en la velocidad y como la presión, aunque existe una subestimación de la presión máxima. Cabe destacar que el estudio experimental se realiza sin carga, a baja presión y baja velocidad, lo que, a nuestra opinión, podría ocultar fenómenos como el pico de presión en la cámara de amortiguación.

**Tabla 2.2** – Parámetros de caracterización de la amortiguación. (8)

Velocidad final (m/s)
Reducción velocidad (%)
Tiempo amortiguación (s)
$\Delta t_{\text{amort}} / \Delta t_{\text{tot}}$ (%)
Max p (Bar)
Max p / $\Delta t_{\text{amort}}$ (bar/s)

Pingxi et al. (9) desarrollan una nueva geometría para la amortiguación de final de carrera de cilindros hidráulicos, fundamentada en la estrangulación del flujo a través de la distribución de una serie de pequeños orificios en el curso de salida (flauta). Éste sería un ejemplo representativo de los sistemas de amortiguación denominados de Tipo III, donde su aplicación particular requiere un arranque y amortiguación suaves.

El estudio realiza un modelo de simulación mediante el cual establecer la distribución de orificios ideal para la obtención del efecto de amortiguación deseado, lo cual se comprueba experimentalmente para la distribución mostrada en la figura 2.8.



**Figura 2.8** – Geometría del dispositivo de amortiguación (Izquierda) y distribución de los orificios a lo largo del recorrido de amortiguación (derecha). (9)

Con la ayuda de las ecuaciones de Newton (movimiento del cilindro), la ecuación de flujo en la cámara de amortiguación del cilindro y la ecuación de flujo turbulento a través de un orificio se obtienen las ecuaciones diferenciales del modelo teórico, ecuación 2.7.

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} [(-p_1 A_1) + \Delta p A]$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \left( A_1 \frac{dl}{dt} - q \right) \frac{\beta}{V_1}$$

**Ecuación 2.7**

$$\frac{dl}{dt} = v$$

siendo  $l$  el recorrido del vástago. Las bondades del modelo se comparan con los parámetros de funcionamiento ideal deseados para este diseño respecto a velocidad, aceleración y presiones a lo largo de la amortiguación.

Más recientemente, Kline K. (10) desarrolla un modelo dinámico en Matlab que persigue predecir la respuesta en velocidad y presión durante la amortiguación. El modelo considera que la impedancia equivalente del amortiguador es la combinación de dos impedancias en serie, debidas a un orificio y a un conducto anular. Admite condiciones de flujo turbulento en el orificio y un flujo viscoso laminar en la sección anular. El balance de fuerzas ejerciendo sobre el pistón mediante la segunda ley de Newton completa el modelo. También incluye la capacitancia de la cámara de amortiguación, vital para predecir adecuadamente el pico de presión en una repentina obturación.

El perfil de velocidad obtenido se evalúa conforme al error RMSE (*root mean square error*) en comparación con un perfil ideal de aceleración constante. El modelo compara 4 geometrías comerciales de amortiguación de tipo I y III (denominado *Piccolo Spear*, similar al estudiado por Pingxi et al. (9)) con un nuevo diseño desarrollado (combinación de un perfil escalonado y parabólico) y optimiza los parámetros dimensionales de éstos. Si bien este trabajo afronta el análisis analítico de la amortiguación y su optimización de forma rigurosa, lamentablemente los resultados no se han corroborado mediante pruebas experimentales.

### ***Simulación dinámica de la arquitectura del circuito hidráulico y cilindro con amortiguación***

En los trabajos anteriores el análisis se ha ceñido estrictamente al interior del cilindro y su amortiguación, a pesar que, por lo comentado en la sección 2.2, la arquitectura y la dinámica del sistema hidráulico completo puede ser de gran influencia en la amortiguación.

En otros trabajos posteriores se ha tenido también en cuenta la influencia de ciertos elementos del circuito hidráulico que alimenta el cilindro. Destacadamente, Schwartz et al. (11) estudian el comportamiento de un sistema de amortiguación autoajustable tipo I. Éste consta concretamente de un émbolo móvil en la espiga de amortiguación, que permitiría omitir otros elementos ajustables manualmente propios de los amortiguadores tipo I como válvulas restrictoras o antirretorno.

El modelo matemático realizado es validado mediante una serie de pruebas experimentales. Se aplica un modelo no lineal basado en la conservación de la energía y la masa en todos los elementos del circuito hidráulico, así como la ecuación del movimiento del cilindro según la segunda ley de Newton.

Los dispositivos de amortiguación existentes en el mercado presentan a menudo geometrías complejas, por lo que este trabajo establece el factor de amortiguación  $f_c$ , el cual se determina experimentalmente a partir de la siguiente ecuación 2.8:

$$Q_{VB} = f_c \sqrt{\Delta p_c} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

asumiendo una relación cuadrática entre  $Q_{VB}$ , el caudal de salida en la cámara de amortiguación, y  $\Delta p_c$ , la pérdida de presión entre la cámara de amortiguación y el puesto de descarga a tanque.

Los resultados indican que este factor de amortiguación no se ve afectado por las condiciones de trabajo del cilindro (caudal, presión, carga, etc.) sino que éste depende exclusivamente de la geometría del dispositivo de amortiguación. Por ello, el factor  $f_c$  sería una propuesta de parámetro característico estandarizado para estos diseños.

El modelo incluye una representación detallada de las válvulas direccionales proporcionales y recalca la importancia de representar sus coeficientes de flujo en función de las condiciones operacionales para el correcto estudio del comportamiento del sistema interno de amortiguación.

Cabe destacar como el trabajo, a la hora de modelizar los resultados, toma en consideración el efecto de la fricción sobre la dinámica del cilindro, así como las variaciones en la presión del flujo debido al error inherente en las válvulas de alivio que regulan este parámetro funcional. El modelo se ajusta a partir de medidas experimentales del tiempo de respuesta de las válvulas, siendo sus parámetros de respuesta críticos en el comportamiento de la presión durante la amortiguación.

Los autores establecen unos objetivos genéricos para cualquier sistema de amortiguación que serían una velocidad final de menos de 0.1 m/s, minimizar los picos de presión, así como proveer una reducción gradual de la velocidad.

Das et al. (12) construyen un elaborado modelo dinámico de un cilindro hidráulico y el sistema de alimentación a través de la herramienta MATLAB-Simulink. De forma más destacable se incluye el efecto de la amortiguación final de carrera tipo I y del volumen de las conducciones hidráulicas de alimentación.

Su mayor contribución es incorporar al modelo una simulación numérica de las pérdidas de carga determinadas experimentalmente de las conducciones hidráulicas, las válvulas limitadoras de presión, direccional, antiretorno así como la fricción del cilindro. Incluye también la influencia de la compresibilidad en el volumen de las cámaras de amortiguación, así como de la ecuación de descarga a través de un orificio anular alrededor de la espiga de la amortiguación.

Si bien el modelo no es adecuado para evaluar las fases transicionales y su respuesta en frecuencia, sí parece adecuado para evaluar el espacio radial en la eficacia del dispositivo. En este caso se echa en falta la evaluación del sistema bajo condiciones de carga, así como el empleo de la respuesta dinámica en la válvula limitadora de presión. En este sentido, no se ha evaluado la importante respuesta en presión que generan las fases de transición del sistema de amortiguación.

En IMAMOTER (1) implementan un modelo de un amortiguador tipo I en la arquitectura completa del circuito hidráulico mediante la herramienta Easy5. Concretamente se ha evaluado el comportamiento dinámico de la amortiguación utilizando distintas arquitecturas de circuito hidráulico (circuito centros abiertos, circuito centros cerrados y circuito sensible a la carga, *load sensing*), en distintas condiciones operativas de velocidad, presión y carga.

Tras construir detalladamente cada uno de los elementos que componen el sistema bajo estudio y establecer los parámetros dimensionales característicos de los distintos casos bajo estudio, se explora la eficiencia de la amortiguación en los distintos supuestos. Esta eficiencia se define en este caso como el porcentaje de la energía cinética que es capaz de reducir la amortiguación.

Aquí se observa que la mayor eficiencia se obtiene para un circuito hidráulico de centros cerrados en el movimiento de retroceso. Así, cabe destacar el posible efecto de la asimetría del dispositivo de la amortiguación, en este caso de distinto diámetro de espiga y la mayor superficie efectiva del pistón, en su eficiencia. Otro efecto significativo detectado es la gran influencia de la carga en la forma de las curvas de velocidad y presión resultantes, pero en menor medida en la eficiencia obtenida.

Lee et al. (13) añaden un mecanismo de amortiguación a un servo actuador hidráulico, que es el elemento de control de la potencia de una turbina en una planta de generación de energía. El diseño

incorpora los elementos propios del circuito hidráulico que permite operar con gran rapidez el actuador en caso de ser necesaria la parada de emergencia de la turbina.

Algunos elementos son simulados a través de la correlación de sus propiedades según catálogo (cómo las válvulas direccionales o la servoválvula) aunque para otros se desarrolla un modelo conceptual (como las válvulas limitadoras de presión, cuya funcionalidad es crítica para la rápida respuesta del sistema) a partir de las ecuaciones del movimiento, continuidad y descarga en orificios. Todos los elementos se integran en la herramienta SimulationX para la ejecución de las simulaciones dinámicas.

Una parte importante del estudio se centra en la evaluación de la amortiguación final de carrera del cilindro, de tipo I con espiga cónica de dos etapas. Este elemento se modela en sus distintas cámaras y el espacio radial de la geometría cónica. En este caso no se detallan los modelos matemáticos de estos componentes, aparentemente basados en elementos de la biblioteca de la herramienta SimulationX. Además, muchos otros parámetros característicos del sistema no son descritos en el documento. La comprobación práctica del modelo se emplaza también para futuros trabajos.

### ***Simulación dinámica de la arquitectura del circuito hidráulico, del cilindro con amortiguación y la estructura mecánica.***

Chen X. et Al. (14) presentan un modelo multidominio mediante la plataforma *SimulationX* para el estudio del comportamiento de un cilindro hidráulico de alta presión en el brazo de una máquina excavadora. Concretamente, tienen como objetivo al análisis del comportamiento de la amortiguación final de carrera.

El cilindro estudiado dispone de un sistema de amortiguación tipo I, teniendo particularmente una configuración asimétrica en cada cámara del cilindro. De esta forma, la cámara de vástago tiene un vástago flotante de amortiguación con planos oblicuos para la regulación progresiva de la amortiguación; la cámara pistón dispone de vástago flotante además de un anillo de amortiguación. Este vástago tiene en su superficie ranuras trapezoidales y de orificio rectangular que permite un paso del fluido controlado en etapas avanzadas de la amortiguación.

Partiendo de un planteamiento similar a Ding (7), el modelo incluye la representación de las distintos estadios de la geometría a medida que avanza hasta su final de carrera. Un primer estadio es el de pérdida local, el segundo estadio es flujo a través del borde afilado y finalmente a través de los distintos caminos existentes, como el espacio anular alrededor del buje con anillo móvil. El modelo de los distintos caminos de flujo se integra en un modelo que incluye el circuito hidráulico completo, así como la estructura mecánica de un brazo de excavadora.

Los resultados numéricos obtenidos con este modelo muestran una adecuada conformidad respecto a los valores experimentales. El modelo parece ser adecuado para la identificación y optimización de distintos parámetros de diseño de la estructura estudiada incluso cuando se excluyen factores como las fugas internas o la fricción.

Los autores en todo caso plantean futuras mejoras en el modelo, como sería la incorporación de las pérdidas de presión, fricción o fugas internas del pistón. También sería de interés considerar la influencia del sistema hidráulico completo del brazo articulado, donde existen varios cilindros hidráulicos trabajando simultáneamente. En todo caso sorprende el poco detalle que se ofrece de los parámetros considerados a la hora de simular el circuito hidráulico, así como la estructura mecánica del brazo de la excavadora.

Por parte de Shen et al. (15) analizan el funcionamiento de un dispositivo tipo I, concretamente de espiga ranurada, empleado en la elevación de la pluma de una excavadora. Este sistema se modela con la herramienta SimulationX, representando de forma simplificada el estrangulamiento variable de la amortiguación. Concretamente se representa como una válvula de caudal variable, basa en las librerías del propio programa, y dimensionada respecto a la sección de paso del dispositivo de amortiguación. Seguidamente este submodelo se implementa en el sistema completo de tres cilindros del brazo de la excavadora alimentado a caudal constante. Finalmente se integra el modelo mecánico en 3D de la cinemática del brazo.

Como resultado, la amortiguación obtenida se muestra efectiva a costa de un pico de presión muy pronunciado en la cámara de amortiguación. Si bien el planteamiento general del modelo es muy interesante, incluyendo la totalidad del circuito hidráulico y la mecánica del brazo de la excavadora, el sencillo planteamiento para representar la amortiguación indicaría que los resultados no serían extrapolables a situaciones reales de uso, no siendo corroboradas experimentalmente en el trabajo.

Choi et al. (16) estudian el comportamiento de un sistema de amortiguación tipo I para cilindros hidráulicos empleados en la pala una excavadora. Para ello confeccionan un modelo a través de la herramienta AMESim donde se integran la arquitectura hidráulica de los distintos actuadores que mueven la pluma, el brazo y el cucharón, así como un modelo de la dinámica mecánica del equipo de trabajo completo. Si bien es de gran interés el planteamiento del trabajo presentado, a la vez que se comparan resultados numéricos con valores experimentales, destaca el bajo detalle en la descripción de las ecuaciones y parámetros característicos que gobiernan los distintos fenómenos descritos. Así no se encuentra la representación del flujo a través del dispositivo de amortiguación, así como el resto de parámetros del circuito hidráulico, en especial respecto a la interacción entre los distintos actuadores, o la evolución de las fuerzas en la excavadora respecto a su rango de desplazamiento.

### *Simulación fluidodinámica de la geometría detallada del amortiguador.*

A medida que aumenta la accesibilidad y empleabilidad de las herramientas de simulación fluido-dinámicas (CFD), aparecen interesantes trabajos que emplean esta técnica de modelización para la caracterización de sistemas de amortiguación de cilindros hidráulicos.

Lai et al. (17) realizan una comparación entre tres modelos distintos de simulación (modelo por parámetros concentrados, modelo de simulación integrado y modelo de simulación CFD) para un sistema tipo I de amortiguación en un actuador de alta velocidad y alta presión. Tal como se ha observado en otros trabajos, durante la amortiguación del cilindro se consideran tres fases sucesivas tal como son Pérdida de presión local, Regulación de borde afilado y Estrangulación de apertura.

El modelo numérico apilado se basa fundamentalmente, de forma análoga a los trabajos anteriormente mencionados, en la ecuación de pérdida de carga a través de la descarga turbulenta de un orificio de geometría reducida, junto con la ecuación del movimiento del cilindro hidráulico y la ecuación de continuidad.

El modelo de integración incluye la totalidad de los elementos del sistema hidráulico y las relaciones que los conectan entre sí en un modelo de transmisión de potencia construido en primera instancia a partir de un esquema de bloques.

Finalmente, el modelo de CFD representa el comportamiento de la cámara de amortiguación para un flujo newtoniano compresible no estacionario en régimen turbulento. Para ello se genera un mallado de movimiento dinámico en dos dimensiones representativo de la cámara de amortiguación a lo largo del recorrido de amortiguación

Tal como sería de esperar, los tres modelos revelan ventajas e inconvenientes comparando sus resultados con los resultados experimentales obtenidos. Finalmente, el modelo de integración fue el escogido para el estudio de optimización de la geometría, considerando el balance entre su precisión y el tiempo de cálculo requerido.

Por otro lado, los autores destacan como el modelo CFD es de ayuda para el análisis de la evolución del flujo y presión en la cámara de amortiguación. Obteniéndose los resultados óptimos para el diseño cónico, los parámetros clave a optimizar son el diámetro del alojamiento y la longitud del vástago, requiriendo ambas dimensiones de ajustadas tolerancias de fabricación, tal como es bien conocido para sistemas de tipo I. Los autores afirman que un esquema óptimo de amortiguación es capaz de reducir hasta un 50% la presión de pico, así como la velocidad final obtenida.

Kim et al. (18) analizan distintas geometrías de un amortiguador de tipo I con espiga escalonada. Para ello realiza simulaciones fluido-dinámicas mediante la herramienta ANSYS CFX, aplicando un modelo de turbulencia k- $\epsilon$ . Como resultado se obtienen una distribución de presión y velocidad para las distintas geometrías analizadas.

Para distintas condiciones de carga, evalúan el control que ofrece cada geometría en la reducción la energía cinética del sistema, en base al tiempo de amortiguación y la distribución de presiones. El trabajo utiliza un mallado de movimiento dinámico basado en tetraedros generado con la herramienta Fluent. La geometría con un paso de sección más gradual obtiene una reducción notable de los picos de presión durante la amortiguación a la vez que reduce efectivamente la velocidad. En todo caso no se observan evidencias experimentales que corroboren los resultados obtenidos.

Recientemente Lou et al. (19) analizan un diseño particular de tipo I, donde se incide en el diseño del espacio anular para reducir el pico de presión indicado durante la amortiguación. Frente a la dificultad de los modelos analíticos, el trabajo recaba especialmente en la simulación CFD empleando la herramienta ANSYS ICEM para el mallado desestructurado del espacio anular y PumpLinx para el mallado estructurado global de las cámaras del cilindro.

La simulación se realiza de forma dinámica, en etapas progresivas de avance del espacio anular durante amortiguación, para tres geometrías distintas bajo estudio. Esto permite evaluar la respuesta óptima en presión entre ellas.

Si bien el trabajo tiene un enfoque metodológico muy adecuado para la simulación CFD, el cual permite la comparación de las geometrías analizadas respecto a la presión, no se evalúa la respuesta dinámica del diseño, es decir, la efectividad en la reducción de la velocidad del actuador. Tampoco se acompañan evidencias experimentales al respecto.

## 2.6 Estado del arte en simulación *bond graph*

Siendo la técnica a emplear en la presente tesis para el modelo dinámico del cilindro hidráulico, se tiene a bien presentar los trabajos más relevantes en la aplicación de la técnica *bond graph* en el estudio y simulación de sistemas o componentes hidráulicos.

La metodología *bond graph* modela el intercambio de energía entre subsistemas o componentes que interaccionan entre sí. Ésta se basa en la primera ley de la termodinámica que mantiene que la energía no puede ser creada o destruida, sino que simplemente ésta cambia de una forma a otra. La base de esta metodología es crear un mapa de flujos de potencia a lo largo del sistema bajo estudio.

Los *bond graph* reflejan así la estructura física real del sistema y los enlaces entre sus distintos componentes. Dado que la primera ley de la termodinámica aplica a todos los tipos de energía, el mapa de flujos de energía del sistema es aplicable en la transferencia de potencia entre los límites de las distintas disciplinas de la ingeniería.

“El modelo *bond graph* es una técnica de modelado gráfico que preserva la estructura computacional y topológica del sistema que está siendo modelado. H.M. Paynter, un profesor del MIT, desarrolló en 1959 el modelo *bond graph* como una técnica de modelado interdisciplinar que transmite simultáneamente la estructura topológica y computacional del sistema” (20)(21).

Debido a sus características, la técnica *bond graph* se ha mostrado particularmente útil para el modelado dinámico de sistemas mecánicos e hidráulicos complejos. Además, su representación gráfica del sistema bajo estudio facilita el entendimiento de su mecánica de funcionamiento y su refinamiento de forma iterativa. Además, este modelado basado en la interconexión de objetos pone en relieve la estructura física del sistema. De este modo, una asignación adecuada de la causalidad permite, finalmente, deducir fácilmente las ecuaciones de estado del sistema dinámico.

Además, la precisión del análisis efectuado y la complejidad del modelo generado pueden ser fácilmente ajustados, donde los parámetros poder ser añadidos u omitidos dependiendo, por ejemplo, si se quiere evaluar condiciones dinámicas o en estado estacionario. Los siguientes estudios presentados muestran cómo es posible modular de forma práctica la complejidad del modelo en función a la naturaleza del objeto bajo estudio y del objetivo requerido.

Muvengi et al. (22) emplean un modelo *bond graph* simplificado para el estudio de las interacciones en un sistema de múltiples cilindros hidráulicos. Tal como se muestra en la figura 2.9, los autores realizan primeramente un análisis de la dinámica de un actuador de doble efecto controlado por una válvula direccional.

Este primer modelo se trata de una representación básica de este sistema hidráulico de uso común. El estudio demuestra cómo, en comparación con un modelo basado en ecuaciones diferenciales ordinarias, la técnica de *bond graph* permite realizar este tipo de simulaciones dinámicas de forma rápida y precisa.

El análisis se amplía posteriormente a un conjunto de dos actuadores que comparten la misma fuente de flujo. La versatilidad de la técnica de simulación empleada permite adaptar y combinar el modelo con sencillez para la predicción de las interacciones entre ambos cilindros.

Athanasatos et Al. (23) desarrollan un completo modelo *bond graph* de un sistema hidráulico de alta presión. De un modo académico, se representan en gran detalle los componentes característicos de este circuito hidráulico de uso frecuente. En todo caso, los autores revelan durante su utilización en un caso práctico, la necesidad de simplificaciones que hagan factible la computación del modelo. De este modo, se demuestra cómo es posible modular de forma práctica el grado de complejidad del modelo en función de la naturaleza del estudio a efectuar.

En una línea de trabajo similar, Romero et al (24) han elaborado un extenso estudio sobre la aplicabilidad de la técnica de simulación *bond graph* en sistemas hidráulicos, desarrollando el

modelo individual de diversos elementos como válvulas (direccional, antiretorno y reguladora de presión), bombas de caudal o cilindros hidráulicos, entre otros. La combinación de estos elementos permite la simulación de circuito hidráulicos complejos, en este caso concreto para el movimiento de una excavadora.

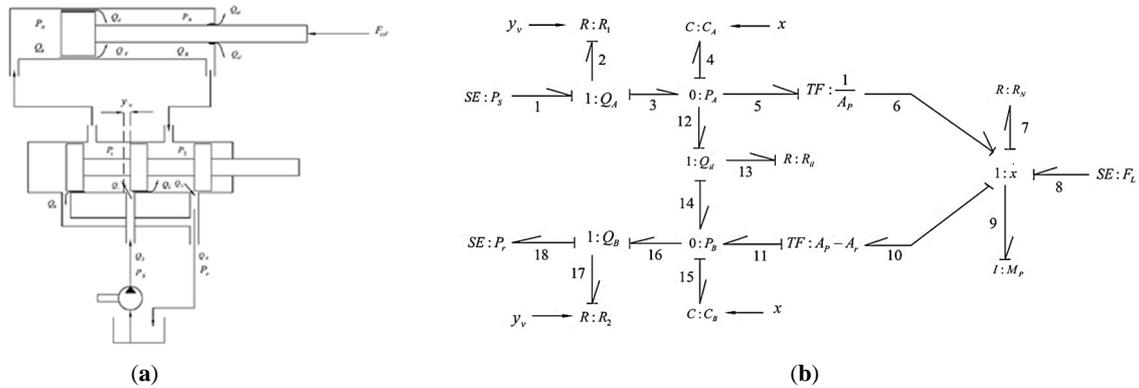


Figura 2.9 – Modelo del circuito hidráulico y actuador. (a) Representación esquemática; (b) Modelo *bond graph*. (22)

Posteriormente, tras el análisis de los resultados del sistema completo, es posible simplificar el modelo empleando expresiones que representen compactadamente el comportamiento observado de ciertas partes del sistema, reduciendo considerablemente la computación del sistema.

Los modelos *bond graph* muestran a su vez una fuerte aplicabilidad en la implementación de estrategias de control en la dinámica de sistemas mecánicos e hidráulicos. Arvani, et al (25) realizan una simulación *bond graph* de la dinámica de un vibrador hidráulico compuesto por un actuador controlado mediante una servoválvula. El resultado es un modelo simplificado que permite el análisis de su comportamiento dinámico a altas frecuencias de sollicitación.

Por otra parte, Tripathi et al (26) desarrollan un modelo *bond graph* para identificar la dinámica de la fuerza, el par y la velocidad en las juntas prismáticas del mecanismo de una grúa hidráulica. El modelo considera el cilindro hidráulico como "un cuerpo rígido de longitud contemporánea limitado por sus coordenadas de montaje". El *bond graph* permite, de este modo, modelar la transformación de potencia durante el análisis dinámico no lineal del cuerpo rígido y del circuito hidráulico.

Yong et al (27) exponen, a su vez, un modelo de una perforadora de roca de alta frecuencia. Este tipo de actuadores hidráulicos desarrollan una alta velocidad y un bajo desplazamiento del pistón. Para garantizar la función óptima del taladro, se evalúa gracias al modelo desarrollado la influencia de los parámetros clave como el caudal de suministro, la presión de trabajo y la presión de carga de los acumuladores.

Más recientemente, Xiao et al. (28) estudian como un novedoso actuador hidráulico compacto controla la posición de las unidades de reflexión de un gran radiotelescopio, donde se requiere una velocidad y un error de posición muy bajos para seguir el rastro del objetivo de observación. Los

resultados muestran cómo el algoritmo estudiado ofrece un control riguroso del funcionamiento dinámico del sistema, manteniendo los errores bajo los severos requisitos.

La técnica *bond graph* también se ha empleado con éxito en el análisis detallado de sistemas mecánicos e hidráulicos a pequeña escala. Afshari et Al (29) modelan una válvula de regulación de presión pilotada. El modelo incluye subsistemas como tuberías de entrada y salida, el orificio de control conectado con el diafragma y el orificio de control de flujo de salida secundario. Aquí, el área efectiva del diafragma y el módulo de rigidez del resorte principal se demuestran como los parámetros clave que afectan el rendimiento de la válvula.

Gad (30) desarrolla un modelo de *bond graph* dinámico para una válvula reguladora de presión de dos etapas. El autor destaca las bondades ya comentadas de la técnica de *bond graph* frente a los métodos analíticos convencionales, mostrando una buena concordancia de resultados entre ambos.

## 2.7 Discusión

Los diversos trabajos académicos existentes muestran el interés en el estudio y optimización de diseños de amortiguación de final de carrera, quedando también reflejado por el amplio número de patentes asociadas.

Cabe decir que sorprende la práctica ausencia de publicaciones técnicas que tengan como objetivo los sistemas de tipo II, donde la mayoría de los trabajos están enfocados a sistemas de Tipo I. Una de las posibles explicaciones se fundamenta en que los amortiguadores del tipo I son muy utilizados en aplicaciones industriales que requieren un control del movimiento, fase de frenado, mucho más preciso que los amortiguadores del tipo II, los cuales son utilizados exclusivamente en la maquinaria móvil (*off-road*).

Por otro lado, y en concreto en los últimos años, los usuarios de maquinaria móvil han requerido de una mayor productividad y ciclos de trabajo cada vez más cortos. Así, los fabricantes de este tipo de maquinaria han tenido que responder a esta demanda y, en consecuencia, implementar sistemas de amortiguación en los cilindros oleohidráulicos responsables de los movimientos de los aperos.

De este modo, podemos poner de relieve la necesidad de un estudio de los sistemas de amortiguación del tipo II que no habían sido evaluados por el momento, y que a nuestro entender tienen un enorme potencial.

A la vista de los apartados de este capítulo, se puede concluir que los diversos modelos analíticos de sistemas tipo I documentados están mayoritariamente destinados a la optimización de las geometrías de este tipo de diseños. Para ello, los modelos se centran, en la mayoría de casos, en el estudio de la presión y el caudal asociados a las cámaras de amortiguación. Éstos se basan en el

desarrollo de las ecuaciones de flujo fundamentales a través de las estrangulaciones que se generan las distintas geometrías de la amortiguación, a medida que ésta se acerca al final de carrera.

También se observa que existe un consenso en que la amortiguación se produce en diversas fases sucesivas, de distinto comportamiento fluido-dinámico, en función de la aproximación al final de carrera.

Pese a su inherente valor conceptual, de forma general no se toman en consideración algunos factores de influencia predecibles. Únicamente en algún caso se considera la excentricidad como un aspecto que incrementaría del caudal que circula a través de la sección de amortiguación; el efecto de la temperatura sobre la viscosidad también es tomado en consideración en algún trabajo.

Destacadamente, no existe un consenso general sobre el régimen de flujo durante la amortiguación, pudiendo considerarse laminar o turbulento dependiendo del estudio. Cabe indicar como los trabajos más recientes emplean también las simulaciones CFD, concluyendo su principal ámbito de utilidad el estudio de fenómenos locales, tal como plantea también nuestro grupo de trabajo.

Otro hecho interesante, a pesar de que se reconoce que podrían tener una influencia significativa, es la exclusión en muchos casos de la dinámica del sistema hidráulico completo.

Por su parte, la técnica *bond graph* se muestra de gran aplicabilidad en la simulación de la dinámica de sistemas hidráulicos y sus componentes, cómo los cilindros hidráulicos, donde existe una interacción directa entre los dominios hidráulico y mecánico.

Algunos de los modelos documentados incorporan habitualmente múltiples factores de influencia como fugas internas, pérdidas por fricción, sistema de control (i.e. PID) o la respuesta dinámica de válvulas con más o menos acierto; la gran ventaja de ésta técnica es la facilidad con la que se puede modular la complejidad del sistema bajo estudio.

En la mayoría de los documentos analizados, se constata que la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales que permiten modelar los fenómenos físicos de la amortiguación se realiza por métodos numéricos (tipo Euler, Runge Kutta, etc.). En algunos casos se ha recurrido a plantear algunas simplificaciones de las ecuaciones para evitar los problemas intrínsecos de la no linealidad de las ecuaciones.

Como se ha expuesto, la metodología de *bond graph* (diagramas de enlace) permite deducir de forma sistemática las ecuaciones de estado y gestionar con facilidad modelos que conllevan no linealidades. Dado que esto se presenta de forma relativamente frecuente en nuestro ámbito de estudio, hemos considerado prioritario modelar los sistemas de amortiguación mediante esta metodología.

A destacar también, que el *bond graph* nos permite unificar el tratamiento de sistemas multi-dominio, es decir, combinar en un mismo modelo, los submodelos del accionamiento mecánico, del circuito hidráulico y del amortiguador.

De acuerdo con toda la documentación consultada, no se ha podido identificar ningún modelo que, utilizando esta técnica pretenda, representar modelar de forma integral la amortiguación final de carrera de cilindros hidráulicos. Nuestra aproximación preliminar a este problema se encuentra detallada en el siguiente capítulo.

## 2.8 Referencias del capítulo 2

1. Imamoter. *New design and Manufacturing processes for High Pressure Fluid Power. Deliverable 2.5 V2*. **2004**.
2. Green W.L. *Cushioning for hydraulic cylinders*. *Hydraulics and Pneumatics*, **1968**, vol. 21, no. 5, p. 100-104.
3. Virvalo, T. *On the damping of a hydraulic cylinder drive*. The sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'99. Tampere, Finland: Tampere University of Technology, **1999**, p. 750-770.
4. Wang, C. et al. *Energy Dissipation Mechanism and Control Model of a Digital Hydraulic Damper*. Hindawi. *Shock and Vibration*, **2019**, vol. 2019, p. 20.
5. Yeaple, F. *Fluid Power Design Handbook. 3<sup>rd</sup> Edition*. London, CRC Press, **1995**. ISBN 9780824795627.
6. Lie, T., Chapple, P.J. y Tilley, D.G. *Actuator cushion performance simulation and test results*. Proceedings of the PTMC2000 Workshop on Power Transmission and Motion Control. Bath, UK: **2000**, p. 187-198.
7. Ding, F. *Study on cushion process of high speed hydraulic cylinder*. *Iron and Steel (Peking)*, **1998**, vol. 33, no. 8, p. 54-57.
8. Borghi, M. y Milani, M. *Mechanical Cushion Design Influence on Cylinder Dynamics*. SAE Technical Paper, **2005**, vol. 2005-01-36, p. 39-48. ISSN 0148-7191.
9. Pingxi, Y. y Wei, W. *Simulation of Non-impact Cushioning and Soft Starting for Pallet Feed Cylinder*. Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, ICMTMA 2011. Shanghai, China, **2011**, vol. 0, no. 4, p. 257-260.
10. Kline, K.. *Hydraulic system modeling and optimization to achieve performance characteristics*. Graduate Theses and Dissertations, Iowa State University, **2016**, paper 15018.
11. Schwartz, C., De Negri, V.J. y Climaco, J. V. *Modeling and analysis of an auto-adjustable stroke end cushioning device for hydraulic cylinders*. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **2005**, vol. 27, no. 4, p. 415-425. ISSN 1678-5878.
12. Das, J. et al. *Actuation dynamic modeling and characterization of an electrohydraulic system*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, **2016**, vol. 230, no. 6, p. 537-550. ISSN 0959-6518.

13. Lee, Y. y Yoon, Y.H. *Modeling & Simulation of a Hydraulic Servo Actuator Cushion for Power Plants*. Journal of the KSTLE (The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers), **2013**, vol. 29, no. 1, p. 7-12.
14. Chen, X. et al. *Cushioning structure optimization of excavator arm cylinder*. Automation in Construction. Elsevier B.V. **2015**, vol. 53, p. 120-130. ISSN 0926-5805.
15. Chen, X. et al. *Research on Cushion of Boom Cylinder in Hydraulic Excavator*. Advanced Materials Research, **2011**, vol. 354-355, p. 679-683. ISSN 1662-8985.
16. Choi, J.S., Kim, J.H. y Ju, B.H. *Study of the Cushion Characteristics in accordance with Hydraulic excavator's Behavior*. KFPS journal, 2010 Spring Conference. Seoul, Korea: **2010**, p. 44-48.
17. Lai, Q. et al. *Modeling and Analysis on Cushion Characteristics of Fast and High-Flow-Rate Hydraulic Cylinder*. Mathematical Problems in Engineering, **2016**, vol. 2016, no. Article ID 2639480, p. 17.
18. Kim, J. et al. *Motion Characteristics of Hydraulic Actuator with Various Cushion Shapes*. The KSFM Journal of Fluid Machinery, **2015**, vol. 18, no. 2, p. 48-53. ISSN 2287-9706.
19. Lou, F. et al. *Numerical research on the characteristics of variable annular gap cushioning for high speed hydraulic cylinder*. Proceedings of the 8th International Conference on Fluid Power and Mechatronics, FPM 2019. Wuhan, China: **2019**, p. 876-882. ISBN 9781728103112.
20. McBride, R.T. *System analysis through bond graph modeling*. PhD thesis, University of Arizona, **2005**.
21. Borutzky, W. *Bond Graph Methodology*. Springer, **2010**. ISBN 9781848828810.
22. Muvengei, M. y Kihui, J. *Bond Graph Modeling of Inter-Actuator Interactions in a Multi-Cylinder Hydraulic System*. International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering, **2011**, vol. 5, no. 3, p. 147-156. ISSN 2010376X.
23. Athanasatos, P. y Costopoulos, T. *An efficient modeling procedure of the dynamic behavior of high pressure hydraulic systems*. 2nd International Conference on Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization, 2nd IC-EpsMsO. Athens, Greece: **2007**, p.13.
24. Romero, G. et al. *Simulation of the hydraulic circuit of a wheel loader by using the bond graph technique*. Proceedings - 22nd European Conference on Modelling and Simulation, ECMS 2008. Nicosia, Cyprus: **2008**. ISBN 9780955301858.
25. Arvani, F., Rideout, G., Krouglicof, N. y Butt, S. *Bond Graph Modeling of a Hydraulic Vibration System: Simulation and Control*. The International Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation, IMAACA 2011. Rome, Italy: **2011**, p. 6.

26. Prakash, J., Sanjoy, T. y Dasgupta, K.G.K. *Bond graph modelling of a hydraulic cylinder - actuated planar manipulator*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. Springer Berlin Heidelberg, **2017**, vol. 39, no. 11, p. 4275-4287. ISSN 1806-3691.
27. Yong, G. et al. *Automation in Construction Hydraulic – mechanical coupling modeling by bond graph for impact system of a high frequency rock drill drifter with sleeve distributor*. Automation in Construction. Elsevier B.V. **2016**, vol. 63, p. 88-99. ISSN 0926-5805.
28. Xiao, J. et al. *Theoretical and Experimental Analysis of the Hydraulic Actuator Used in the Active Reflector System*. Mathematical Problems in Engineering, **2018**, vol. 2018, ID 8503628, p.13.
29. Afshari, H.H., Zanj, A. y Novinzadeh, A.B. *Simulation Modelling Practice and Theory Dynamic analysis of a nonlinear pressure regulator using bondgraph simulation technique*. Simulation Modelling Practice and Theory. Elsevier B.V. **2010**, vol. 18, no. 2, p. 240-252. ISSN 1569-190X.
30. Gad, O. *Bond Graph Modeling of a Two-Stage Pressure Relief Valve*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, **2013**, vol. 135, p. 1-12.



---

## Capítulo 3 – Modelización

---

Debido a la ausencia de trabajos sobre los sistemas internos de amortiguación de cilindros hidráulicos tipo II, se pretende caracterizar su comportamiento dinámico e identificar los principales factores de influencia en la amortiguación.

Para ello, en el presente capítulo se describe la representación mediante la técnica *bond graph* de un actuador hidráulico lineal y un circuito de potencia hidráulica estándar, el cual incluye una amortiguación interna tipo II, caracterizada por las ranuras perimetrales en el pistón.

El modelo pretende resaltar los efectos del régimen de flujo a través de éstas, así como del reducido espacio radial entre el pistón y el cilindro sobre el comportamiento dinámico del cilindro, entre otros aspectos constructivos u operacionales.

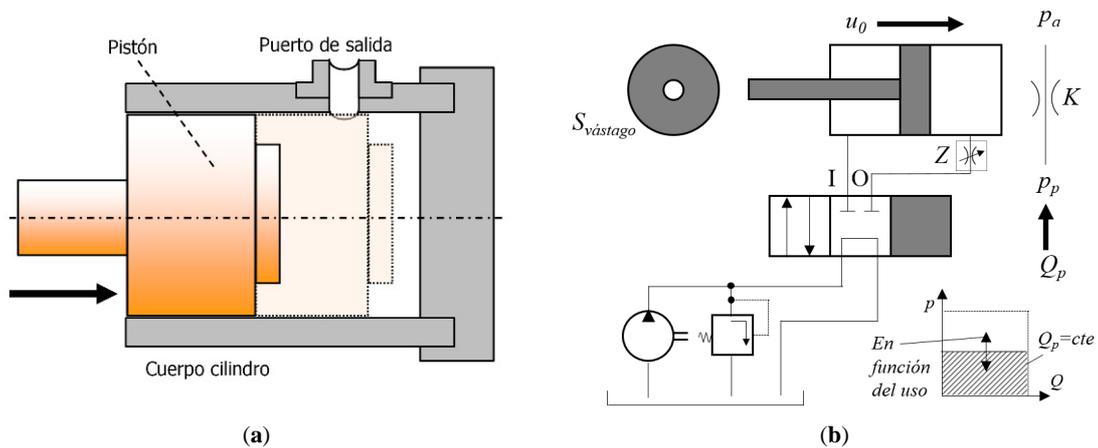
De este modo, se realiza una evaluación de la sensibilidad del modelo a distintos parámetros característicos del diseño del dispositivo de amortiguación y sus condiciones operativas.



### 3.1 Introducción

La anterior evaluación del estado del arte sobre los dispositivos internos de amortiguación de cilindros hidráulicos muestra la ausencia, prácticamente, de trabajos técnicos destinados a los dispositivos de tipo II, de uso habitual en aplicaciones móviles.

La finalidad del presente capítulo es presentar una primera aproximación a la modelización numérica de estos sistemas de amortiguación.



**Figura 3.1** – Representación esquemática de (a) el dispositivo de amortiguación tipo II y (b) del circuito de caudal constante (centros abiertos).

Como se ha apuntado anteriormente, la arquitectura del circuito hidráulico completo que alimenta el cilindro es de gran influencia en el comportamiento de la amortiguación. De esta manera se ha contemplado el estudio de un circuito hidráulico de caudal constante (centros abiertos), por ser una de las soluciones más habituales. Destacadamente, se incluirá la evaluación de la respuesta dinámica de su elemento activo clave, la válvula limitadora de presión.

A modo de recordatorio, la figura 3.1 muestra una representación esquemática del dispositivo de amortiguación tipo II y del circuito de caudal constante (centros abiertos) que lo alimenta, que se constituirán en el modelo dinámico.

Además, se pretende que el modelo incluya de forma razonada las ecuaciones representativas de los distintos fenómenos de flujo esperables para los caminos presentes en el diseño estudiado.

Con el presente modelo se quiere caracterizar el comportamiento dinámico del cilindro durante la amortiguación e identificar sus principales factores de influencia. En última instancia el modelo deberá permitir inferir en los distintos parámetros de diseño del sistema de amortiguación para optimizar su geometría.

## 3.2 Descripción general del modelo

Los modelos de simulación tienen como propósito general conseguir un compromiso entre utilidad, empleabilidad, y calidad de los resultados. En nuestro caso, éstos tienen dos objetivos principales: primero, obtener un conocimiento básico del comportamiento de los sistemas de amortiguación frente a parámetros de diseño y aplicación. Segundo, obtener un mejor entendimiento de la fenomenología intrínseca a nuestro tipo particular de amortiguador y aprovechar este conocimiento para identificar posibles binomios causa/efecto y potencializarlos para optimizar sus prestaciones finales.

Tal como se describe en el estado del arte, la bibliografía muestra como la técnica *bond graph* se adapta perfectamente a la modelización de los sistemas oleohidráulicos y mecánicos que encontramos durante la operación de cilindros hidráulicos. En el presente capítulo se utiliza dicha técnica para desarrollar y evaluar el modelo en el que se incluye un novedoso modelo de la amortiguación final de carrera de actuadores lineales hidráulicos.

Este modelo se verá afectado, completado o modificado a medida que avanza el resto de investigaciones de la presente tesis. En todo caso, el objetivo de esta sección es establecer un entorno de simulación a través del cual se puedan identificar e investigar preliminarmente los factores constructivos, operacionales y ambientales que afecten a la dinámica de los sistemas de amortiguación tipo II.

En última instancia, se pretende también identificar factores de diseño que sean de interés para su investigación posterior, sea experimentalmente o por simulación y establecer una serie de conclusiones preliminares que permitan obtener un prediseño del dispositivo de amortiguación.

El modelo está únicamente enfocado al estudio de la amortiguación del cilindro hidráulico. De este modo, se pretende identificar los factores operacionales del modelo que, *a priori*, no afecten a su rendimiento y que pudieran ser descartados en el modelo a efectos de simplicidad.

La representación gráfica de modelo *bond graph* del sistema estudiado se muestra en la figura 3.2 y sus elementos constitutivos se describen en detalle en las siguientes subsecciones.

El modelo está dividido en dos partes diferenciadas: el lado izquierdo, que se corresponde al submodelo de cilindro hidráulico y el circuito hidráulico que lo alimenta a caudal constante, y el lado derecho, que muestra el submodelo de la amortiguación, objeto principal de nuestro estudio.

El modelo se construye siguiendo estos supuestos:

- Los efectos resistivos y capacitivos se agrupan donde sea apropiado (modelo de parámetros concentrados).
- No hay fugas entre las cámaras del pistón.

- No se considera la fricción interna del cilindro.
- No actúa fuerza externa sobre el vástago del cilindro.
- No se considera la inercia del fluido.
- Se supone que la presión del tanque es igual a la presión atmosférica.
- Se considera la dinámica de la válvula limitadora de presión.
- El fluido considerado para el análisis es newtoniano.
- La temperatura y la viscosidad del aceite son constantes.

En este caso en particular, el modelo muestra la extensión del cilindro, siendo la impulsión realizada en la cámara del pistón y la amortiguación en la cámara del vástago. En todo caso, el modelo puede usarse para representar también la retracción del cilindro intercambiando el papel de las cámaras del cilindro.

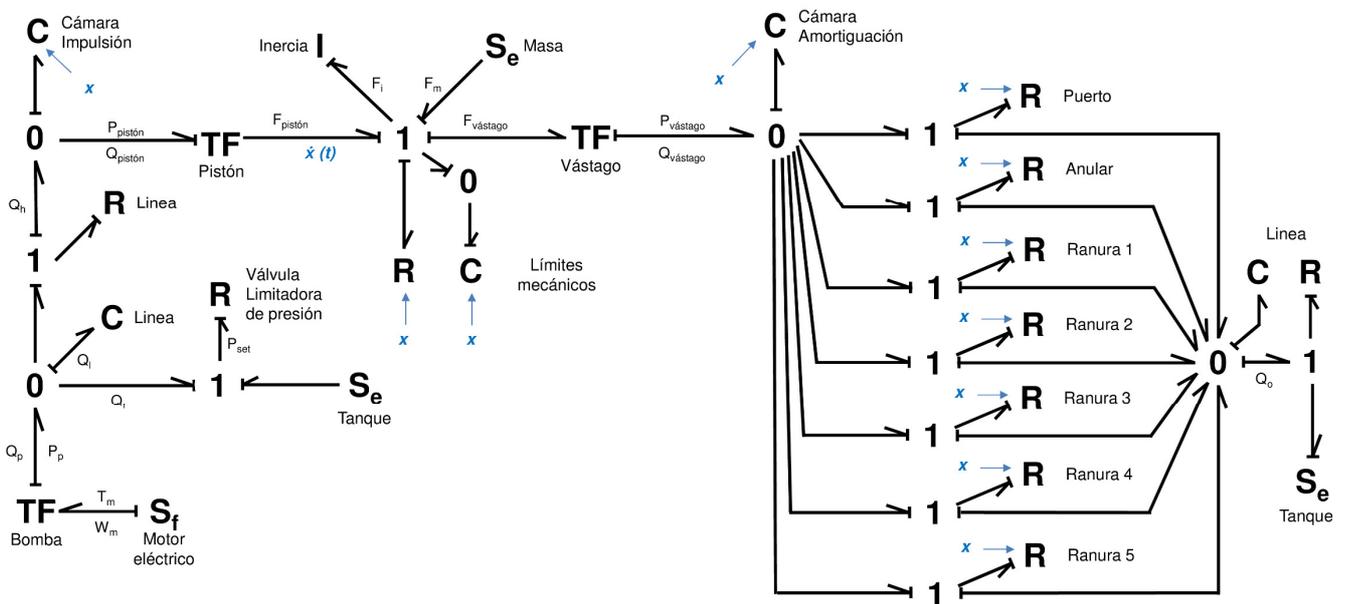


Figura 3.2 – Modelo bond graph.

Respetando una causalidad integral, la causalidad se establece utilizando el procedimiento de asignación secuencial.

### 3.3 Circuito hidráulico

Como se ha destacado anteriormente, en el estudio de la amortiguación es importante el comportamiento del circuito hidráulico completo que lo alimenta.

En adelante se describirá detalladamente cada uno de los elementos que lo componen, así como las ecuaciones que los gobiernan.

#### 3.3.1 Motor eléctrico

El motor eléctrico es una fuente de flujo en el dominio de la mecánica de rotación,  $S_r$ , con velocidad de rotación angular constante  $\omega_m$  (flujo) y par motor operativo  $T_m$  (esfuerzo). Así,

$$\omega_m = rpm \frac{2\pi}{60} = cte \quad \text{Ecuación 3.1}$$

#### 3.3.2 Bomba

Impulsada por el motor eléctrico, la bomba hidráulica se considera una fuente de flujo constante, independientemente de la presión de funcionamiento. Está representada por un *transformer*, TF, de potencia mecánica de rotación a potencia hidráulica. Así,

$$\begin{aligned} \frac{T_m}{V_r} &= p_p \\ T_m \omega_m &= p_p Q_p \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde,

$V_r$  es la relación volumétrica angular de la bomba, considerada constante.

$p_p$  es la presión en el puerto de descarga de la bomba (variable esfuerzo).

$Q_p$  es el caudal del puerto de descarga, constante (variable flujo).

#### 3.3.3 Línea hidráulica

Ubicada en una unión 0,  $C_{línea}$  representa la capacitancia global de la línea hidráulica con volumen  $V_l$ , correspondiente al volumen interno de la bomba, las válvulas y las tuberías. Así,

$$\begin{aligned} p_p &= \frac{\beta}{V_l} \int \Delta Q \partial t + p_p(0) \\ Q_h &= Q_p - Q_l - Q_r \\ C_{línea} &= \frac{\beta}{V_l} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde,

$\beta$  es la compresibilidad del fluido (*bulk modulus*)

$Q_l$  es el flujo retenido en  $V_l$ .

$Q_h$  es el flujo suministrado al cilindro.

$Q_r$  es el flujo a través de la válvula de alivio de presión

Ubicado en una unión 1,  $R_l$  representa la resistencia global de la línea de flujo a lo largo de los tubos, filtros o válvula direccional.

$$Q_h = \frac{1}{R_l} \cdot \Delta p_l = cte$$

**Ecuación 3.4**

$$\Delta p_l = p_p - p_h$$

Donde,

$\Delta p_l$  es la caída de presión en la línea hidráulica.

### 3.3.4 Válvula limitadora de presión

La válvula limitadora de presión se trata de una válvula de acción directa, pilotada internamente y se modela como un elemento de tipo R en una unión 1, donde el flujo se libera al tanque una vez que la presión supera la presión establecida. Así,

$$Q_r = \frac{1}{R_r} (p_p - p_{set}) \quad \text{if } p > p_{set}$$

$$Q_r = 0 \quad \text{if } p \leq p_{set}$$

**Ecuación 3.5**

Siendo,

$p_{set}$  la presión de apertura de la válvula, como la presión máxima que se acepta en la salida de la bomba.

$R_r$  la resistencia experimentada por el flujo de retorno al tanque cuando fluye a través de la válvula, que se considera constante.

Para el presente modelo se considera que el tiempo de respuesta de la apertura de la válvula limitadora puede ser un factor de influencia a analizar. Esto es debido a que durante la rápida transición entre la fase de movimiento libre del cilindro hidráulico y la amortiguación existe un súbito aumento de presión que generará, a su vez, el rápido aumento de la presión en el circuito de impulsión.

Generalmente, la respuesta dinámica de la válvula frente a fases de transición es desconocida por el usuario debido a la limitada información proveniente de los fabricantes. Pese a ello, existe un gran interés en el estudio de este fenómeno que se traduce en un amplio número de trabajos publicados al respecto, tanto para la oleohidráulica como la industria de procesos, entre otras.

Dado que el objetivo de este trabajo no es el implementar un modelo detallado de la válvula limitadora, el comportamiento dinámico documentado se ha representado de forma simplificada. Se observa en la bibliografía que éste puede representarse a partir de una función de transferencia de segundo orden (31)(32).

Es decir, el funcionamiento del mecanismo interno de una válvula limitadora de acción directa puede asimilarse de forma simplificada a un sistema en movimiento de tipo masa, muelle y amortiguador. Aquí, la presión de entrada  $p_p$  genera una fuerza hidráulica sobre la corredera de la válvula con una sección transversal de entrada  $S_r$  y masa  $m$ :

$$F_{hidraulica} = p_p \cdot S_r = m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + k x \quad \text{Ecuación 3.6}$$

donde  $b$  es el coeficiente de amortiguación y  $k$  es la constante elástica del muelle, cuya rigidez está ajustada para su apertura una distancia  $x$  a una presión determinada  $p_{set}$ .

En consecuencia, el sistema puede modelarse como una función de transferencia de segundo orden, tal como:

$$H(s) = A \cdot \frac{\omega_n}{s^2 + 2 \xi \omega_n s + \omega_n^2} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

siendo en este caso:

$$\frac{x(s)}{a(s)} = H(s) = \frac{m}{k} \frac{k/m}{s^2 + \frac{b}{m}s + \frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

donde la ganancia  $A$ , la frecuencia natural del sistema  $\omega_n$  y el coeficiente de amortiguación  $\xi$  se definen como:

$$A = \frac{m}{k} \quad \text{Ecuación 3.9}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$\xi = \frac{b}{2 \sqrt{k m}} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

En este caso, se considera un sistema sobreamortiguado, el cual ofrecerá un retraso en la apertura de la válvula. En la figura 3.3 se muestra un ejemplo de la respuesta en escalón de este tipo de función de transferencia cuyos parámetros adimensionales se han ajustado para obtener un tiempo de apertura en torno a 0.01 segundos sobre una sollicitación de valor unitario.

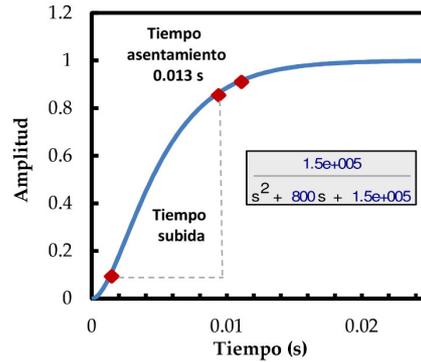


Figura 3.3 – Respuesta en escalón sobreamortiguada de la válvula limitadora.

### 3.3.5 Cámaras del cilindro

Las cámaras del cilindro hidráulico se modelan como una capacitancia de volumen variable. Durante la extensión del cilindro, el volumen de las cámaras varía con el recorrido del pistón  $x$ . Para la cámara de impulsión (lado pistón) se establece como:

$$p_{pistón} = \frac{\beta}{V_{pistón}(x)} \int \Delta Q_{pistón} \partial t + p_{pistón}(0)$$

$$Q_h = \Delta Q_{pistón} + Q_{pistón}$$

$$C_{pistón}(x) = \frac{\beta}{V_{pistón}(x)}$$

$$V_{pistón}(x) = S_{pistón}x + V_{pistón}(0)$$

Ecuación 3.12

Siendo,

$p_{pistón}$  la presión en la cámara del pistón.

$Q_h$  el flujo que entra en la cámara del pistón.

$\Delta Q_{pistón}$  el flujo retenido en  $V_{pistón}(x)$ .

$C_{pistón}$  la capacitancia de la cámara del pistón.

$V_{pistón}$  es el volumen de la cámara del pistón.

Téngase en cuenta que, sólo cambiando los parámetros geométricos, la ecuación 3.12 también es aplicable para la cámara de vástago.

### 3.3.6 Lado pistón del actuador

Dado que la relación de transformación durante la extensión del cilindro es el área del pistón  $S_{pistón}$ , el *transformer*  $TF_{pistón}$  convierte la potencia hidráulica en potencia mecánica de traslación. De

esta manera, el flujo que ingresa a la cámara de impulsión puede acelerar y desplazar la carga con la masa inercial  $I$  a la velocidad  $u$  en la trayectoria  $x$ .

$$\begin{aligned} F_{pistón} &= P_{pistón} S_{pistón} \\ u &= \frac{Q_{pistón}}{S_{pistón}} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

En la cámara opuesta (lado vástago), la velocidad experimentada se transforma en flujo hidráulico de salida y contrapresión generada en la salida del cilindro como:

$$\begin{aligned} P_{vástago} &= \frac{F_{vástago}}{S_{vástago}} \\ Q_{vástago} &= S_{vástago} u \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Donde,

$F_{pistón}$  y  $F_{vástago}$  son las fuerzas debidas a la presión en las cámaras de impulsión y amortiguación, respectivamente.

$S_{pistón}$  y  $S_{vástago}$  son el área efectiva del pistón y el vástago en el lado de las cámaras de impulsión y amortiguación, respectivamente.

### 3.3.7 Vástago del actuador

La unión tipo 1 representa, en el dominio mecánico de traslación, el equilibrio de fuerzas experimentado en el vástago del cilindro. El modelo permite calcular la velocidad operativa obtenida según la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} F_{pistón} &= F_{vástago} + F_i + F_m \\ u &= \frac{1}{m} \int F_i dt + u(0) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Siendo,

$m$  la masa que mueve el cilindro.

$F_i$  la fuerza de inercia, donde  $F_i = m \frac{\partial x}{\partial t}$ .

$F_m$  la fuerza debida a la gravedad que actúa sobre la masa que desplaza el cilindro, donde  $F_m = m g \sin \alpha$  donde  $\alpha$  es el ángulo desde el eje vertical. Véase figura 2.2 cómo referencia.

Finalmente, se incluye en la unión un elemento resistivo tipo  $R_{límite}$  que representa los límites mecánicos del pistón, donde se genera una resistencia "infinita" cuando el cilindro alcanza su final de carrera. Para evitar una respuesta rígida poco realista, se agrega a su vez un elemento capacitivo

tipo  $C_{límite}$  correspondiente a la elasticidad mecánica del cuerpo del cilindro una vez que se alcanza el final de la carrera.

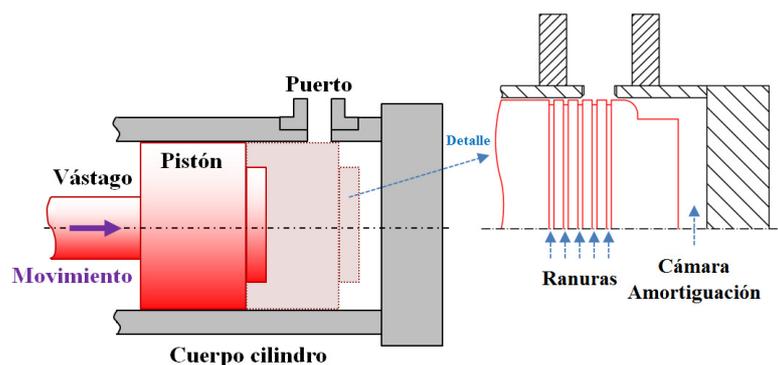
### 3.4 Amortiguación

Tras definir el circuito hidráulico y el cilindro hidráulico, este apartado describe el modelo construido para representar la amortiguación final de carrera tipo II. Primeramente, se presentarán las características de diseño del amortiguador y se establecerán sus parámetros geométricos característicos. Posteriormente se definirán las distintas fases de la amortiguación y se justificarán las ecuaciones de flujo adoptadas para su representación.

#### 3.4.1 Diseño del dispositivo de amortiguación

El sistema de amortiguación interna de final de carrera estudiado en la presente tesis se engloba dentro del denominado tipo II (véase el apartado 2.4). El actuador hidráulico estudiado dispone de los puertos de entrada y salida de flujo en los laterales del cuerpo del cilindro. Así, a medida que el cilindro avanza hacia su final de carrera, el pistón cubre paulatinamente estos puertos de salida, el flujo a través de ellos se ve restringido y se obtiene la amortiguación.

Este diseño se particulariza por la presencia de ranuras perimetrales en el pistón tal como se muestra esquemáticamente en la figura 3.4, las cuales están destinadas a provocar y modular la deceleración del movimiento del conjunto pistón/vástago/masa.



**Figura 3.4** – Sistema de amortiguación del cilindro hidráulico por ranuras perimetrales en el pistón.

Considerando  $X_0$  la posición donde el pistón cierra totalmente el puerto de salida de la cámara de amortiguación, los parámetros característicos del diseño de amortiguación estudiado se detallan en la figura 3.5 para un máximo de 5 ranuras perimetrales ( $G_i$  para  $i = 1$  a 5). Las ranuras tienen una sección rectangular de ancho  $b_i$  y profundidad  $h_i$ , separadas de  $X_0$  una distancia  $L_i$ .  $D_{puerto}$  es el diámetro del puerto de salida. El espacio radial libre entre el pistón y la pared interna del cilindro se define como  $e$ .

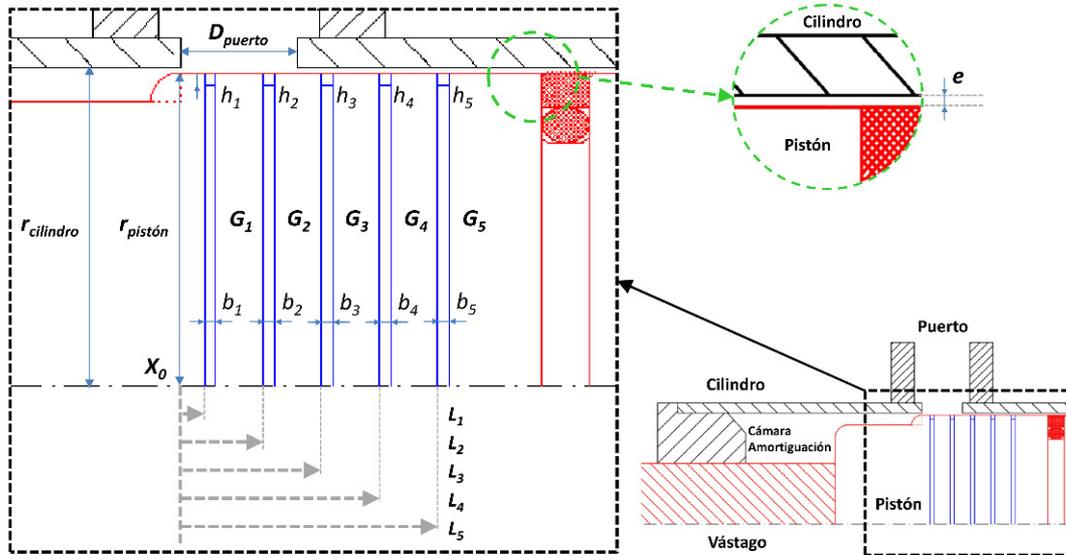


Figura 3.5 – Parámetros de diseño de la amortiguación.

El espacio radial libre  $e$  viene definido por la siguiente expresión, donde se puede apreciar que está formado por las estrechas tolerancias de ajuste entre la pared interna del cilindro y el diámetro externo del pistón.

$$e = r_{cilindro} - r_{pistón} \quad \text{Ecuación 3.16}$$

A medida que el cilindro se acerca a su final de carrera, el pistón cierra el puerto de salida de fluido, comenzando a estrangular la sección de flujo y generando una presión de amortiguación resultante. Dicho flujo se producirá desde la cámara de amortiguación a través de la sección de paso que deja libre el pistón en función de su posición respecto al puerto y la presencia de las ranuras perimetrales.

Las secciones siguientes detallarán en qué modo puede producirse dicho flujo y los modelos analíticos que serían representativos de éste.

### 3.4.2 Fases de la amortiguación

A partir de la geometría establecida, se cree que el flujo de salida de la cámara de amortiguación se produce a través de tres caminos distintos, que pueden producirse de forma sucesiva o simultánea a lo largo de la amortiguación. Por lo tanto, el diseño estudiado produciría la amortiguación en tres condiciones denominadas flujo de puerto, flujo anular y flujo de ranura, como se muestran esquemáticamente en la figura 3.6.

El flujo de puerto se produce a través de la sección transversal que queda libre a medida que el avance del pistón obtura paulatinamente el puerto de salida de la cámara de amortiguación. Se establece que éste será nulo cuando el pistón haya cubierto por completo el puerto de salida.

El flujo anular se produce a través del reducido espacio entre la superficie del pistón y la pared interna del cuerpo del cilindro hidráulico. Las micras que separan estos dos elementos, parametrizadas por el espacio radial  $e$ , generan un conducto de sección anular que permite el flujo de salida desde la cámara de amortiguación.

El flujo de ranura se produce a través de aquellas ranuras que se encuentran frente al puerto de salida del cilindro. Éstas generan un canal que recibiría el flujo de la cámara de amortiguación y de la sección anular que los rodea.

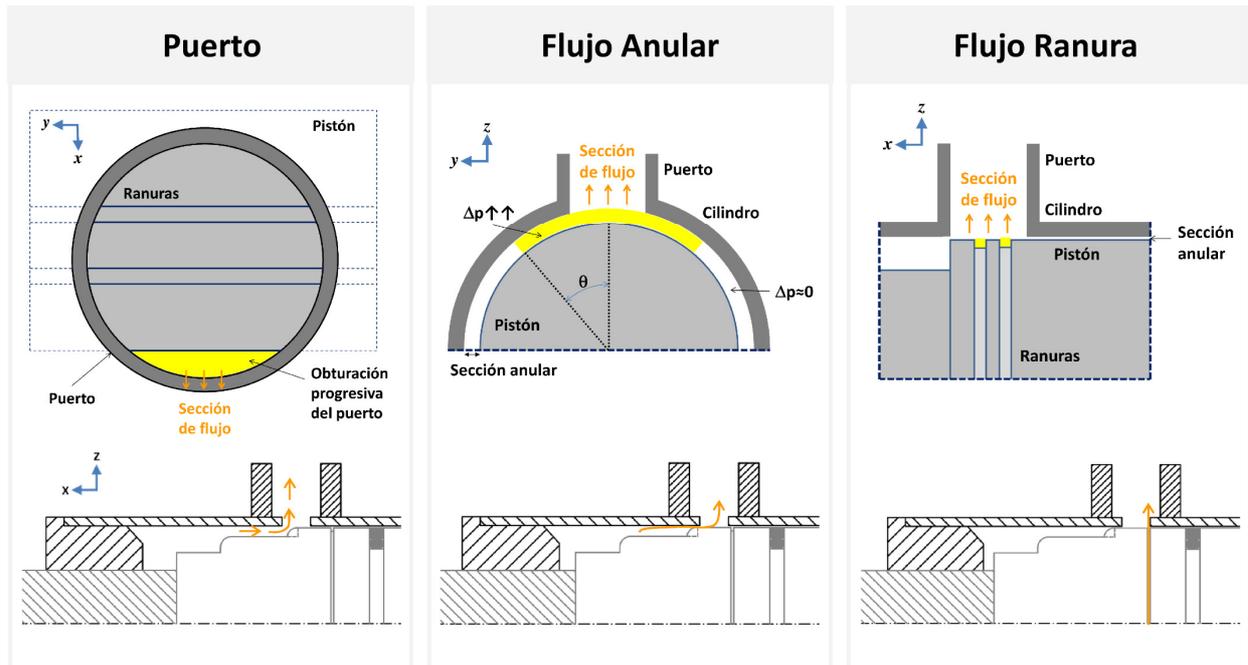


Figura 3.6 – Condiciones de flujo durante la amortiguación.

De este modo, cada condición descrita tiene unas características de flujo particular, el cual se produce alrededor de una zona de la geometría establecida. Éstas se evaluarán y describirán detalladamente en las secciones siguientes.

### 3.4.3 Flujo del puerto

El flujo del puerto,  $Q_{puerto}$ , tiene lugar desde la coincidencia del pistón con la sección de salida del puerto hasta su oclusión total. Está representado por la ecuación de flujo un orificio de pared delgada en régimen turbulento, donde el flujo es proporcional a la raíz cuadrada de la caída de presión en el orificio  $\Delta p$  (33):

$$Q_{puerto} = C_d S_{puerto} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

en el que  $C_d$  es el coeficiente de descarga y  $\rho$  la densidad del fluido.

La sección de flujo efectivo  $S_{puerto}$  se representa, como se muestra en la figura 3.7, como un segmento circular:

$$S_{puerto} = \frac{D_{puerto}^2}{8} (\gamma - \text{sen } \gamma) \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Donde el ángulo  $\gamma$  se escribe cómo:

$$\gamma = 2 \arccos \left( 1 - \frac{2 \lambda}{D_{puerto}} \right) \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Siendo,

$D_{puerto}$  el diámetro del puerto.

$\lambda$  la longitud del diámetro del puerto cerrado por el pistón.

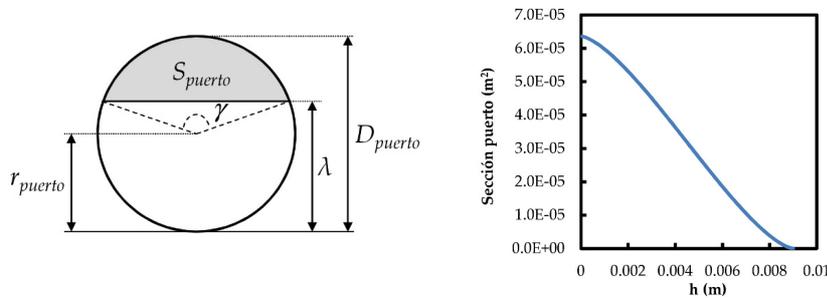


Figura 3.7 – Sección de flujo efectiva durante la oclusión del puerto.

Durante el avance de la amortiguación la longitud del conducto cerrado aumenta, reduciendo la sección efectiva para el paso del fluido y disminuyendo la capacidad de evacuar el caudal desde la cámara de amortiguación. Por la naturaleza de la función numérica de la sección circular del puerto, ésta no se evoluciona de forma lineal si no que varía más suavemente al inicio y en los últimos milímetros del recorrido.

### 3.4.4 Flujo sección anular

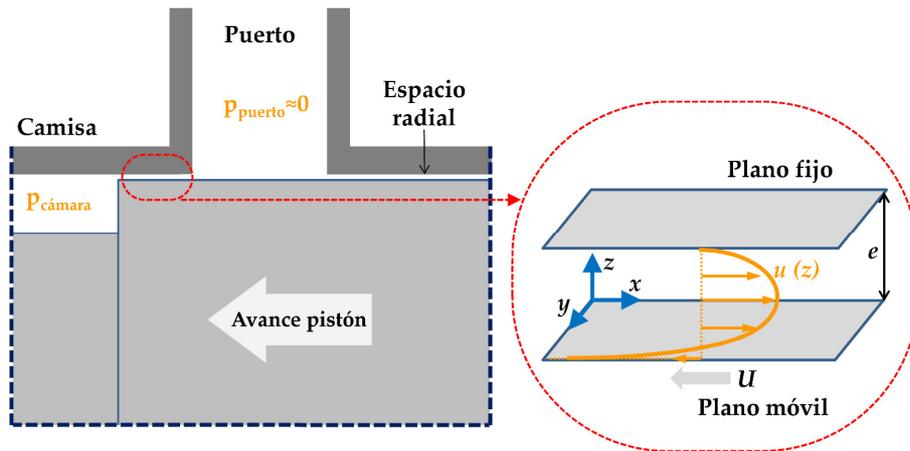
Una vez que el avance del pistón cubre toda la sección del puerto de salida, la única de salida existente para el flujo es la sección anular en el pequeño espacio entre el pistón y el cilindro del cilindro.

El presente apartado tiene como objetivo evaluar detalladamente el modelo analítico de flujo a través de una sección anular y la influencia del flujo de Couette, para su empleo en el modelo *bond graph*.

En dinámica de fluidos es conocido el flujo de Couette como el flujo de tipo laminar para un fluido viscoso que se produce entre dos superficies paralelas, una de las cuales se encuentra en movimiento relativo respecto a la otra. Dicho flujo se produce gracias a la fuerza de arrastre que

actúa sobre el fluido, en combinación con un eventual gradiente de presión que tenga lugar en sentido paralelo a dichas dos superficies. Este flujo es nombrado en honor al profesor de Física de la *Catholic University of Angers*, Dr. Maurice Marie Alfred Couette.

Tal como se ha expuesto anteriormente y se representa esquemáticamente en la figura 3.8, durante la amortiguación del cilindro hidráulico parte de la salida de fluido se produce a través de la sección anular. Concretamente, el pistón se desplaza en sentido contrario al flujo de salida generado por el gradiente de presión entre la cámara de amortiguación y el puerto de salida del actuador. Así, el caso expuesto sería asimilable al flujo de Couette.



**Figura 3.8** – Representación del flujo de Couette en el espacio radial durante la amortiguación.

Partiendo de las ecuaciones de Navier-Stokes en coordenadas cartesianas (34) para condiciones estacionarias, se considera un fluido newtoniano incompresible, posición horizontal del plano  $xy$  y ausencia de fuerza externas. Así, la ecuación de continuidad de flujo para un fluido incompresible se expresa como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

Por otro lado, la ecuación de conservación del momento lineal para el eje  $x$  sería:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

donde  $u$  es la velocidad en el eje  $x$ ,  $v$  es la velocidad en el eje  $y$ ,  $w$  es la velocidad en el eje  $z$ ,  $\rho$  es la densidad del fluido,  $g$  es la fuerza de la gravedad y  $p$  la presión del fluido.

Como se puede ver en la figura 3.8, se considera el eje  $x$  como la dirección en la que se produce el flujo. Igualmente se asume que la dirección  $y$  es infinitamente larga, por lo que no hay dependencia de la velocidad en este eje. Cabe indicar que, a la práctica, la dimensión  $y$  del canal de flujo es al menos 4 órdenes de magnitud mayor que el espacio radial  $e$ . De este modo, la velocidad en el eje  $x$  es  $u = U \neq 0$  para  $z = 0$  y las velocidades en los ejes  $y$  y  $z$  son nulas,  $v = w = 0$ .

Así, la ecuación de continuidad de flujo quedaría como  $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$

De este modo, simplificado la ecuación de Navier-Stokes resultaría la siguiente ecuación aplicable,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

Ecuación que se integraría a continuación,

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} z^2 + C_1 z + C_2$$

En este caso se aplicarían las siguientes condiciones límite, asumiendo que no existe deslizamiento:

$$(i) \quad z=e, u=0$$

$$(ii) \quad z=0, u=-U$$

Resultando,

$$c_2 = -U$$

$$c_1 = \frac{U}{e} - \frac{e}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x}$$

Así se obtiene la expresión final para la velocidad:

$$u(z) = \frac{\Delta p}{2\mu L_p} (z^2 - ez) + \frac{U}{e} z - U \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Donde se asume que el gradiente de presión  $\Delta p$  es constante y lineal en la distancia  $L_p$  entre la cámara y el puerto, es decir:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\Delta p}{L_p}$$

A partir de la ecuación 3.20 se obtienen las expresiones para la velocidad media  $\bar{u}$  (ecuación 3.21) y el caudal que circula por la sección anular  $Q$  (ecuación 3.21).

$$\bar{u} = \frac{e^2 \Delta p}{12\mu L_p} - \frac{U}{2} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

$$Q = \frac{\theta \pi D_{pistón} e^3 \Delta P}{12\mu L_p} - D_{pistón} e \theta \frac{U}{2} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

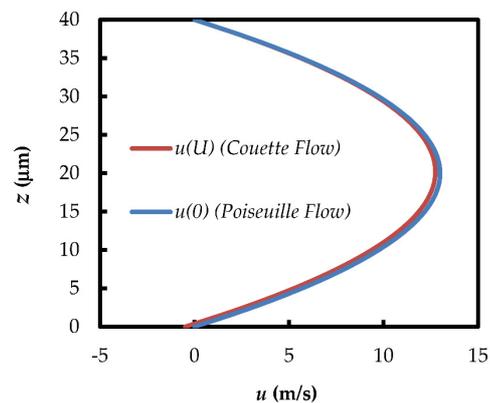
donde  $D_{pistón}$  es el diámetro del pistón y  $\theta$  es el ángulo que circunscribe la sección de flujo sobre total del perímetro del pistón.

La ecuación 3.22 es la expresión que representaría la velocidad de flujo de *Couette* en la presencia de un gradiente de presión. Cabe destacar que para el caso límite de  $U = 0$ , la ecuación se convierte en la ecuación de Poiseuille de velocidad de flujo en un espacio anular, tal como se muestra en la figura 3.9. Esta figura compara los perfiles de velocidades obtenidas para una velocidad  $U$  (ecuación de Couette) y en ausencia de velocidad (ecuación de Poiseuille) para una serie de parámetros de funcionamiento característicos durante la fase de amortiguación por sección anular en cilindros hidráulicos.

Se puede observar que la velocidad  $U$  tiene una influencia moderada sobre el perfil de velocidad. De este modo se pretende evaluar más su influencia en el cálculo de la velocidad. Para ello se introduce el factor  $\epsilon(\bar{u})$ , como la influencia sobre la velocidad media de la velocidad  $U$ , definido en porcentaje, tal como:

$$\epsilon(\bar{u}) = \frac{\bar{u}(0) - \bar{u}(U)}{\bar{u}(0)}$$

Parámetro	Valor	Unidades
$U$	0.3	m/s
$e$	40	$\mu\text{m}$
$\partial p$	10	MPa
$D_{\text{pistón}}$	0.0055	m
$\mu$	0.028	Pa·s

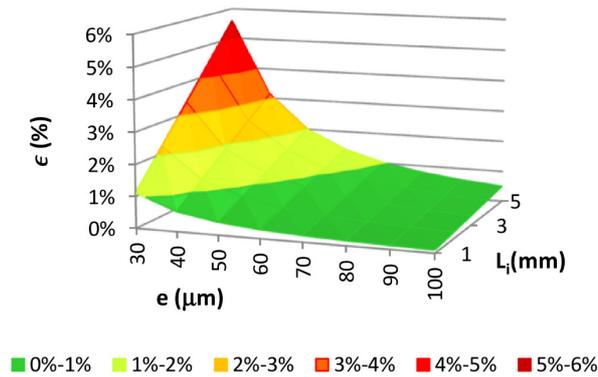


**Figura 3.9** – Comparativa de las ecuaciones de Couette y Poiseuille, en su perfil de velocidad resultante  $u$ .

La finalidad de esta evaluación es la conveniencia de eliminar el factor  $U$  del cálculo del caudal a través de la sección anular. Esto sería ventajoso para el modelo de simulación dinámica, donde la velocidad  $U$  es un resultado en lugar de una variable dentro del propio modelo de cálculo.

Así, se puede determinar que la influencia de la velocidad de desplazamiento del pistón  $U$  estaría en la mayoría de casos por debajo del 2%, por lo que se podría considerar adecuada su simplificación.

Más detalladamente, la figura 3.10 muestra como al final de la fase de amortiguación por sección anular, donde la distancia  $L_i$  se hace máxima y el espacio radial  $e$  disminuye debido al desplazamiento radial del pistón, el efecto de  $U$  aumenta notoriamente. En todo caso, la influencia de  $U$  se considera despreciable ya que en estas circunstancias el caudal de la sección anular disminuye rotundamente, respecto al cubo del espacio radial  $e$ , a la vez que aumenta el caudal que circula por las ranuras perimetrales.



**Figura 3.10** – Efecto de la velocidad  $U$  en función de los parámetros característicos ( $U = 0.3$  m/s).

En conclusión, dada el pequeño error obtenido al despreciar el flujo de Couette, se considera adecuado el empleo de la ecuación de Poiseuille (ecuación 3.23) en el modelo *bond graph* para la representación del flujo en la sección anular durante la fase de amortiguación por espacio radial.

$$Q = \frac{\theta \pi D_{\text{pistón}} e^3 \Delta p}{12 \mu L_p} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Concretamente, el flujo anular,  $Q_{\text{anular}}$ , se modela como,

$$Q_{\text{anular}} = \frac{\theta \pi D_{\text{pistón}} e^3 p_{\text{cushioning}}}{12 \mu L_p} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

donde  $D_{\text{pistón}}$  es el diámetro del pistón,  $e$  el espacio anular entre el pistón y la pared interna del cilindro,  $\mu$  la viscosidad dinámica,  $p_{\text{amortiguación}}$  la presión en la cámara de amortiguación y  $L_p$  la longitud del canal de flujo. El espacio anular  $e$  se revela como un factor clave en el flujo anular, ya el flujo se ve afectado por el valor cúbico de éste.

### 3.4.5 Flujo ranuras

En el presente apartado se evaluará razonadamente la selección de la ecuación de descarga en un orificio para la representación analítica del flujo a través de las ranuras perimetrales del pistón durante la amortiguación.

Durante la fase de la amortiguación que se realiza bajo la influencia de las diversas ranuras perimetrales, éstas se presentan sucesivamente frente al puerto de salida a medida que el pistón avanza su recorrido. Por ejemplo, en un diseño de cinco ranuras estudiado en todo momento se encuentran dos ranuras frente al puerto de salida, salvo al final de recorrido que solo existe la última ranura.

El flujo en una ranura individual se puede asimilar al producido en una conducción de sección rectangular con un diámetro hidráulico  $D_h$  a lo largo de su longitud  $l$ . Esta conducción, si atendemos

a sus parámetros constructivos, tiene una ratio aproximada de  $l/D_h < 50$ . Cabe indicar que la influencia del radio de curvatura se ha considerado despreciable ya que éste es varios ordenes de magnitud superior al diámetro hidráulico.

Generalmente la fase de amortiguación por ranuras se produciría a una velocidad de desplazamiento del pistón inferior a 0.3 m/s. Esto lleva a que el flujo a través de las distintas ranuras se produce en el peor de los casos con un numero de Reynolds entre 2000 a 4000 (régimen de transición a turbulento), situándose claramente por debajo de los 2000 en condiciones habituales de funcionamiento menos severas (es decir, bajo flujo laminar).

La ecuación de flujo a través de un orificio  $Q_o$  se deriva de la ecuación de Bernoulli (33). Definido más convenientemente para al área del orificio  $S_o$ , quedaría como:

$$Q_o = C_d S_o \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

siendo  $C_d$  el coeficiente de descarga.

Los parámetros característicos del diseño estudiado y sus condiciones de flujo nos llevan a pensar que el flujo podría ser asimilable al flujo a través de un orificio formado por un tubo corto, cumpliéndose aproximadamente para ratios  $l/D_h \approx 50$ . Pese a que existen algunas expresiones analíticas, de incierta aplicabilidad en nuestro caso bajo estudio, el coeficiente  $C_d$  debe ser, preferiblemente, determinado experimentalmente para cada geometría bajo estudio en las condiciones operativas deseadas.

A pesar de que la ecuación 3.25 está definida para valores de Reynolds altos, existe la posibilidad de su uso más extenso para régimen laminar. Se ha determinado que para número de Reynolds bajos el coeficiente de descarga es proporcional a la raíz del número de Reynolds, i.e.

$$C_d = k\sqrt{Re}$$

definiendo Reynolds para un conducto rectangular tal como,

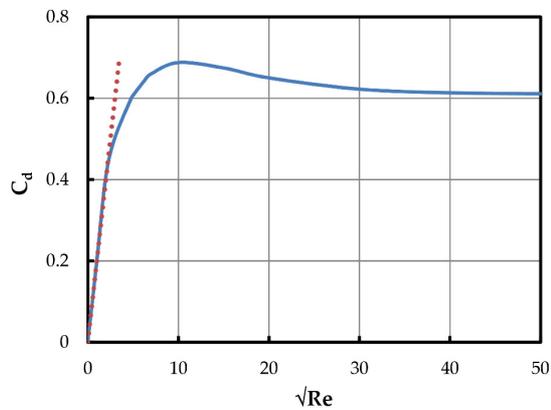
$$Re = \frac{\rho \left(\frac{Q_o}{S_o}\right) D_h}{\mu}$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $Q_o$  el caudal a través del orificio.

Esto lleva a que para régimen laminar la ecuación de flujo a través de un orificio sería:

$$Q_o = \frac{2k^2 D_h S_o}{\mu} \Delta p \quad \text{Ecuación 3.26}$$

De este modo el caudal en flujo laminar sería directamente proporcional a la presión tal como se deduce tradicionalmente de forma analítica para flujo viscoso. La versatilidad del empleo del coeficiente de descarga para ambos regímenes de flujo se resume en el tradicional diagrama introducido por Merritt (33):



**Figura 3.11** – Coeficiente de descarga *versus* Reynolds para un orificio de descarga. En rojo relación lineal para régimen laminar,  $C_d = k \sqrt{Re}$ . (Basado en Merritt (33))

La figura 3.11 muestra como el coeficiente de descarga recoge tanto las condiciones de régimen laminar (relación lineal a Reynolds bajos) como turbulento (tendencia asintótica hacia  $C_d$  constante), así como la zona de transición, donde se alcanza un máximo.

Con el objetivo de su empleo en modelos de simulación, varios autores han trabajado en el desarrollo de una expresión analítica representativa de este comportamiento complejo. Por ejemplo, Borutzky et al. (35) evaluaron distintas expresiones propuestas, destacando que en todos los casos sobrestiman las pérdidas en la complicada zona de transición.

En resumen, se observa como la ecuación de flujo a través de un orificio puede ser representativa tanto de las condiciones de flujo esperadas en las ranuras de amortiguación (desde régimen laminar a transición a turbulento) como de las características geométricas del caso bajo estudio, flujo a través de un orificio formado por un conducto corto. Esta versatilidad hace que haya sido empleada en multitud de trabajos académicos (véase el apartado 2.5) como representación del flujo a través de un estrechamiento.

De este modo, la complejidad del sistema a representar, bajo condiciones de flujo variables, así como condiciones constructivas que no aseguran en todos los casos un flujo laminar plenamente desarrollado, requiere ser representada por un modelo analítico versátil.

La ecuación de descarga de orificio, mediante una adecuada determinación experimental de los coeficientes de descarga  $C_d$ , puede ofrecer resultados representativos en todas las condiciones requeridas.

En conclusión, una vez que la primera ranura alcanza el puerto de salida, aparece el flujo de la ranura. Este flujo se modela con la ecuación de flujo de orificio de bordes afilados, ecuación 3.27. Ésta considera que la sección de la ranura,  $S_{ranura}$ , existe en ambos lados del pistón, simétricamente, en frente del puerto del cilindro.

$$Q_{ranura} = 2C_d S_{ranura} \sqrt{\frac{2 p_{amortiguación}}{\rho}} \quad \text{Ecuación 3.27}$$

### 3.5 Evaluación del modelo

En la actual sección se pretende evaluar el comportamiento del modelo generado mediante una exploración sistemática de variables, así como establecer las relaciones generales de éstas como una aproximación mediante el modelo al funcionamiento de un amortiguador tipo II.

#### 3.5.1 Grados de libertad

En la figura 3.12 se presenta gráficamente una representación esquemática de los principales factores que se prevén de influencia en el rendimiento de la amortiguación.

Los factores estudiados están clasificados en cuatro familias principales que son “Construcción”, conforme a los parámetros geométricos del dispositivo, “Operación”, en relación a las condiciones de uso del cilindro hidráulico, “Suministro”, respecto a las características del circuito hidráulico y, finalmente, las características del fluido hidráulico empleado.

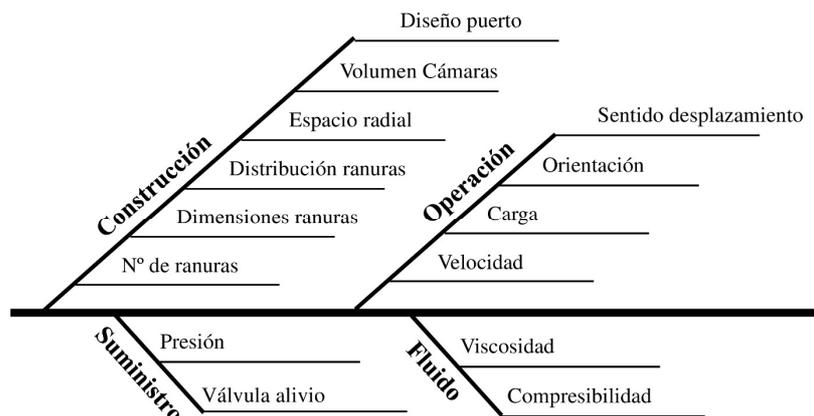


Figura 3.12 – Grados de libertad en la explotación del modelo.

Dichos grados de libertad del modelo se evalúan sistemáticamente mediante una búsqueda de sus parámetros característicos, tal como se muestra en tabla 3.1. En una serie de experimentos sucesivos se modificará en cada caso un parámetro, dentro de un rango de valores realistas y predecibles, y se evaluará su influencia sobre el comportamiento simulado de la amortiguación.

De forma general, se han elegido unas condiciones de uso de severidad media y que, a su vez, puedan revelar los fenómenos que se pretenden evaluar.

**Tabla 3.1** – Parámetros en los distintos experimentos virtuales realizados.

Parámetros y Variables	Velocidad (m/s)	Presión (MPa)	Carga (kg)	Espacio radial ( $\mu\text{m}$ )	Nº ranuras	Distribución ranuras	Volumen de cámaras ( $\text{cm}^3$ )	Orientación	Sentido de desplazamiento	Viscosidad	Módulo Compresibilidad (GPa)	Dinámica válvula limitadora
Número de ranuras	0.3	15	500	100	*	Nº 3	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Distribución tamaño de ranuras	0.3	15	500	100	5	*	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Espacio anular	0.3	15	500	*	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Volumen de cámaras	0.3	15	500	100	5	Nº 1	*	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Diseño del puerto *	0.3	15	500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Carga	0.3	15	*	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Presión de suministro	0.3	*	500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Dinámica válvula Limitadora de presión	0.3	15	1500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	*
Velocidad	*	15	500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Orientación	0.3	15	500	100	5	Nº 1	10	*	Extensión	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Sentido de desplazamiento	0.3	15	500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	*	ISO 32 a 40°C	1.8	Instantánea
Compresibilidad	0.3	15	1500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	ISO 32 a 40°C	*	Instantánea
Viscosidad	0.3	15	500	100	5	Nº 1	10	Horizontal	Extensión	*	1.8	Instantánea

(\*) Variable durante el experimento.

Los valores de los parámetros adoptados se resumen en la siguiente tabla 3.2.

### 3.5.2 Parámetros de diseño

Por otro lado, se establecen una serie de parámetros de diseño que no son sujetos a variación durante los experimentos.

Las siguientes características del cilindro y su sistema de amortiguación permanecen constantes debido a las limitaciones que se presentan, *a priori*, para su posterior validación

experimental. De cualquier modo, el caso bajo estudio constituido sería representativo de un sistema empleado en una aplicación móvil.

Así, se establecen constantes:

- El tamaño del cilindro, es decir las dimensiones del vástago, del pistón y del puerto de salida.
- La arquitectura del circuito hidráulico, de caudal constante y centros abiertos.
- La fuerza externa, con valor nulo.
- Los coeficientes de descarga del puerto y las ranuras se utilizan a partir de un valor estimado y se asumen constantes.

### 3.5.3 Indicadores de calidad

En los siguientes apartados se presentarán los resultados obtenidos para los distintos parámetros estudiados.

Para su evaluación se establecen los siguientes indicadores, que se describen gráficamente en la figura 3.13, tal como:

- Ratio de presión máximo  $\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$  (%): es la razón de la sobrepresión máxima respecto a la presión de amortiguación en régimen estable. Esta ratio valora el incremento de presión en fases transitorias frente al valor nominal de la presión de amortiguación.
- Ratio de gradiente de presión,  $\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$  (MPa/s). Esta ratio pondera el incremento de presión en periodos transitorio con la duración total de la amortiguación.
- Eficiencia (%): es el porcentaje de reducción de la energía cinética del conjunto masa desplazada/cilindro en la amortiguación.

**Tabla 3.2** – Parámetros del modelo.

Parámetro	Valor
Recorrido del cilindro	0.35 m
Diámetro nominal del pistón	0.055 m
Diámetro del vástago	0.030 m
Diámetro del puerto	0.008 m
Densidad del fluido	870 kg/m <sup>3</sup>
C <sub>d</sub> puerto	0.6
C <sub>d</sub> ranuras	0.4
C <sub>línea</sub>	0.2 m <sup>4</sup> s <sup>2</sup> kg <sup>-1</sup>
R <sub>línea</sub>	0.005 kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup>
Velocidad motor	1450 rpm

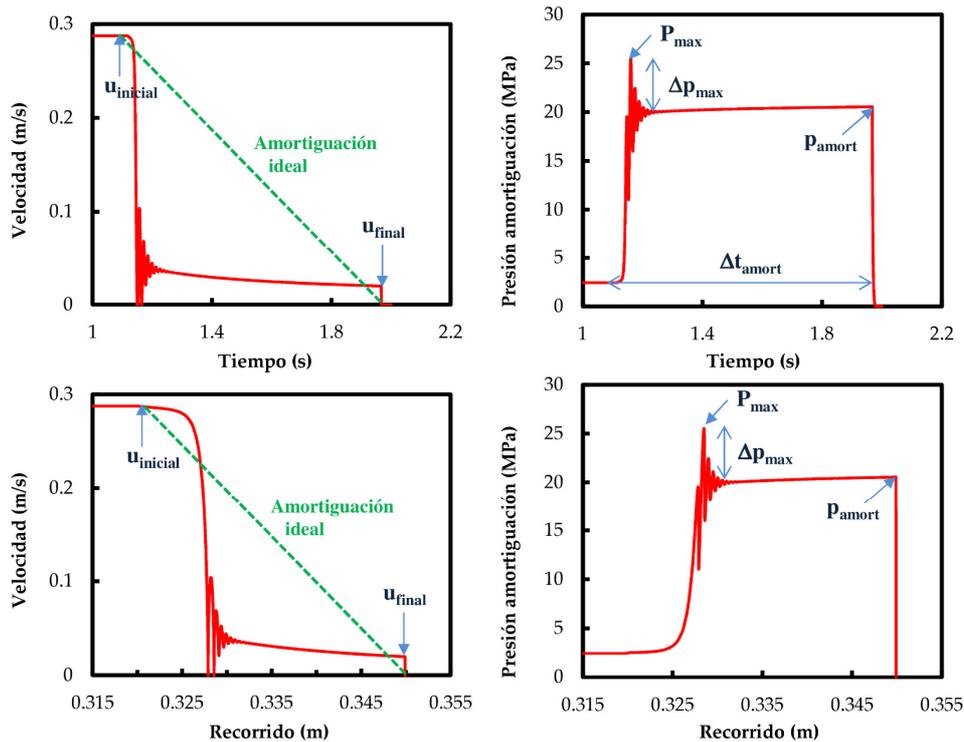


Figura 3.13 – Parámetros característicos de la amortiguación y representación de la amortiguación ideal, en verde.

En este punto, cabe definir el comportamiento deseado para la amortiguación. Para ello, se representa en la figura anterior una curva de amortiguación ideal la cual se define por una reducción constante de la velocidad, es decir de deceleración constante, y una velocidad final nula. A su vez, ésta debería conseguirse con la menor sobrepresión posible.

### 3.5.4 Evaluación parámetros de diseño

En el presente apartado se valorarán los distintos parámetros geométricos que definen el diseño del dispositivo de amortiguación, afectando concretamente a la geometría del pistón, como son el número de ranuras perimetrales, la distribución de su tamaño, el espacio radial libre, el diseño del puerto y el volumen inicial de la cámara de amortiguación. Véase figura 3.5 cómo referencia.

#### *Número de ranuras*

En la figura 3.14 se muestra el comportamiento de la amortiguación a medida que se aumenta el número de ranuras perimetrales. Frente al diseño sin ranuras, donde un pico súbito de presión de amortiguación resulta en una reducción brusca de la velocidad, a medida que aumenta el número de ranuras se obtiene un perfil de velocidad y presión más progresivo.

Los parámetros de estos diseños, para las ranuras 1 a 5 son los establecidos para la distribución 3 en la tabla 3.4.

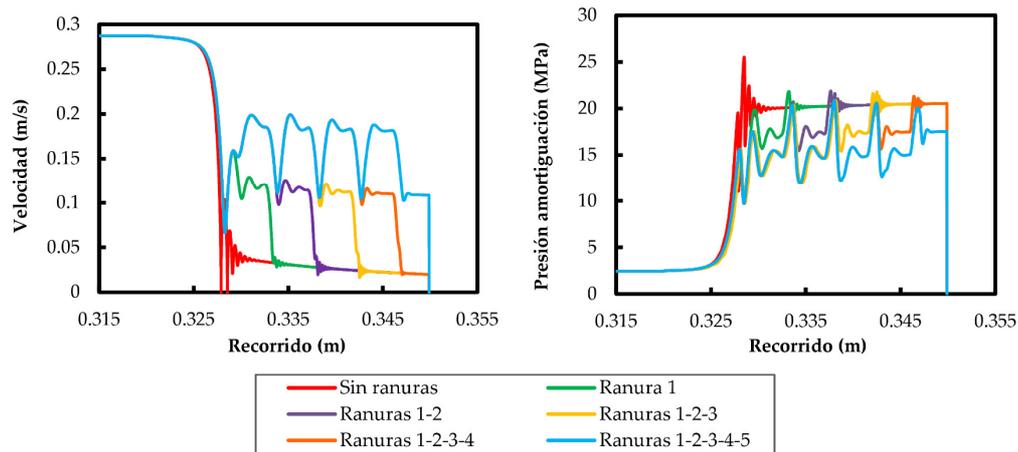


Figura 3.14 – Amortiguación para distinto número de ranuras perimetrales.

Cada condición de flujo durante la amortiguación (flujo de puerto, anular y ranuras) se caracteriza por una sección de flujo diferente debido a la posición particular del pistón en relación con el puerto de salida. A pesar de que las diferentes rutas de flujo se muestran en paralelo en el modelo *bond graph*, se programan en función de la posición  $x$  para que aparezcan en serie o en paralelo dependiendo del comportamiento deseado.

Una de las ventajas del modelo *bond graph* es que se pueden obtener fácilmente los caudales de cada una de las secciones de flujo. Así, la figura 3.15 presenta el flujo por cada sección de paso durante la amortiguación para el diseño de 5 ranuras.

Se observa cómo a medida que cada ranura se presenta de forma sucesiva frente al puerto su sección de paso permite el flujo de salida. Éstas aparecen y desaparecen frente al puerto de forma progresiva y la distancia que las separa es tal que existen en todo momento dos ranuras frente al puerto de salida. Dado que su coeficiente de descarga y sección son idénticos, el flujo a través de éstas también lo es.

El espacio anular a su vez permite el flujo a lo largo de toda la amortiguación, teniendo una contribución moderada al total de flujo de salida.

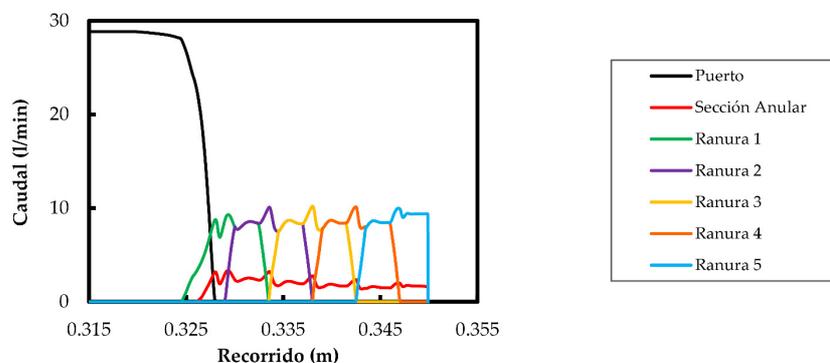


Figura 3.15 – Flujo por cada sección de paso durante la amortiguación para el diseño de 5 ranuras.

Los indicadores se presentan en la tabla 3.3. Se observa que el diseño de 5 ranuras obtiene el menor incremento y un gradiente de presión moderado, aunque con un menor rendimiento de la amortiguación. La duración de la amortiguación se reduce al obtenerse un perfil de velocidad media superior.

**Tabla 3.3** – Amortiguación para distinto número de ranuras perimetrales. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Sin ranuras	25%	0.86	0.59	99.5%
Ranura 1	7%	0.76	0.18	99.5%
Ranuras 1-2	7%	0.64	0.23	99.5%
Ranuras 1-2-3	7%	0.49	0.29	99.5%
Ranuras 1-2-3-4	4%	0.32	0.28	99.5%
Ranuras 1-2-3-4-5	2%	0.18	0.22	84%

### *Tamaño y distribución de las ranuras*

Se ha observado que el mayor número de ranuras favorece una presión de amortiguación más contenida. Pese a todo, se observa que un perfil de sección constante en las ranuras no parece una solución óptima para el objetivo marcado.

A modo comparativo se establecen una serie de perfiles de variación progresiva de la sección de paso (distribución 1 y 2), partiendo de una sección más grande y disminuyendo hasta una sección de paso pequeña. El resultado es el exhibido en la figura 3.16 en comparación con el perfil de sección constante (distribución 3).

Las dimensiones empleadas en estas distribuciones se definen en la siguiente tabla 3.4.

**Tabla 3.4** – Parámetros dimensionales de las ranuras. Dimensiones en milímetros (mm).

Distribución	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	b <sub>5</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	h <sub>5</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>5</sub>
1	1	1	1	1	1	1.5	1.2	1	0.8	0.5	4.5	9	13.5	18	22.5
2	1	1	1	1	1	1.3	1.2	1.1	1	0.9	4.5	9	13.5	18	22.5
3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	4.5	9	13.5	18	22.5

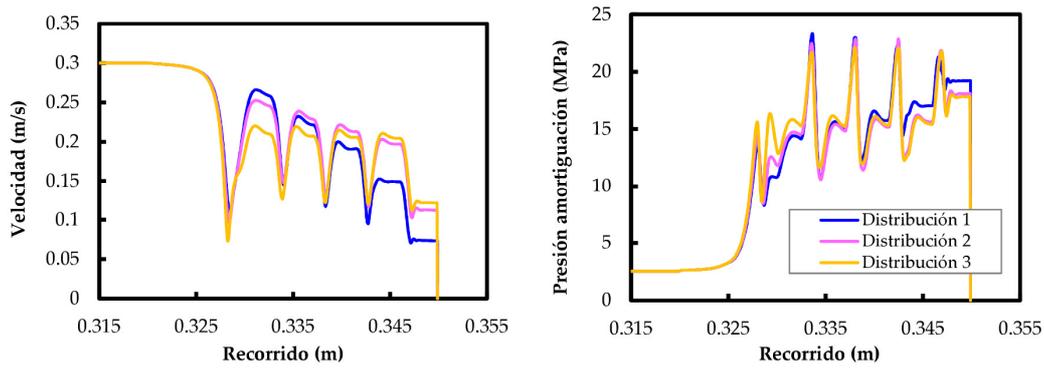


Figura 3.16 – Amortiguación para distintas distribuciones de las ranuras.

Tabla 3.5 – Amortiguación para distintas distribuciones de las ranuras. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Distribución 1	21%	0.18	2.3	94%
Distribución 2	26%	0.15	3.1	87%
Distribución 3	24%	0.16	2.7	84%

En este caso, el perfil más progresivo de sección de paso recoge los mejores resultados, consiguiendo la mejor eficiencia con la menor gradiente de presión. En este punto, esta distribución 1, por su óptimo resultado, es la elegida para realizar los experimentos a continuación.

### *Distancia radial*

En la figura 3.17 se observa el efecto de aumentar la distancia radial sobre la amortiguación. Tal como era previsible por las características de la ecuación que la representa, ecuación 3.24, tiene como resultado un aumento muy significativo del caudal que circula por la sección anular respecto a la distancia radial, mostrado en la figura 3.18.

Éste a su vez resulta en un detrimento muy grande de la eficiencia de la amortiguación debido al menor gradiente de presión de amortiguación obtenido. Si bien, reduce las oscilaciones de la presión y genera un aumento más progresivo de la presión desde el inicio de la amortiguación.

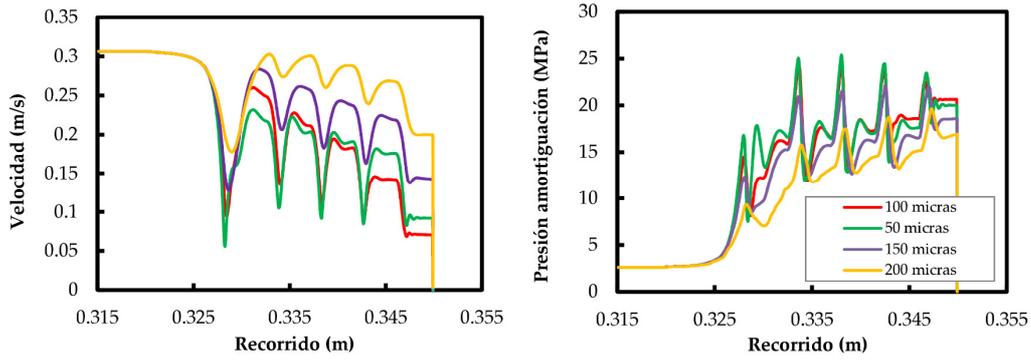


Figura 3.17 – Amortiguación para distinta distancia radial.

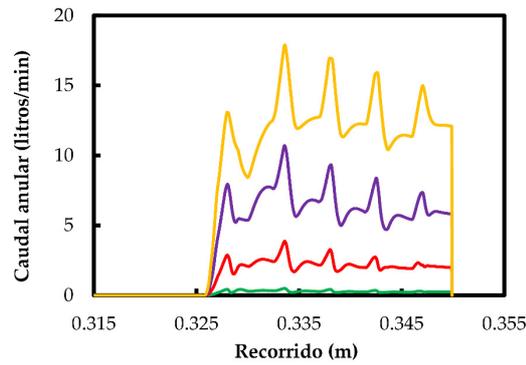


Figura 3.18 – Caudal en la sección anular para distinta distancia radial.

Tabla 3.6 – Amortiguación para distinta distancia radial. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
50 $\mu\text{m}$	23%	0.11	4.3	95%
100 $\mu\text{m}$	24%	0.13	3.6	92%
150 $\mu\text{m}$	19%	0.18	1.9	78%
200 $\mu\text{m}$	22%	0.17	2.2	61%

### Volumen de cámaras

La geometría del pistón hace que exista un volumen mínimo remanente en la cámara de amortiguación. Si bien tienen un efecto muy leve sobre la amortiguación, el aumento del volumen reduce apreciablemente el gradiente de presión.

Así, un mayor volumen remanente actúa de cojín frente a la sobrepresión por la compresibilidad del volumen de la cámara, la cual se maximiza a medida que disminuye dicho volumen remanente.

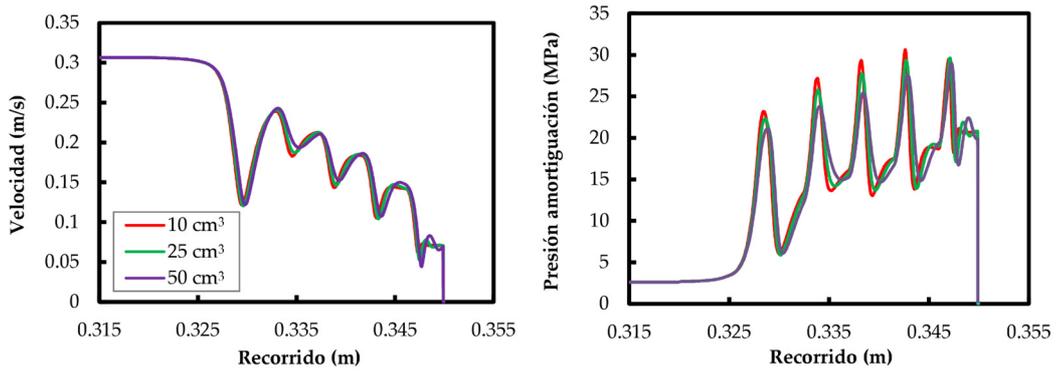


Figura 3.19 – Amortiguación para distinto volumen de cámara de amortiguación.

Tabla 3.7 – Amortiguación para volumen de cámara de amortiguación. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
10 cm <sup>3</sup>	48%	0.18	5.5	95%
25 cm <sup>3</sup>	43%	0.18	4.9	95%
50 cm <sup>3</sup>	40%	0.18	4.6	95%

### Diseño del puerto

Tal como hemos visto para el número de ranuras, una de las bondades del modelo *bond graph* es la facilidad en que puede inferir en el diseño del amortiguador modificando o incluyendo conceptos nuevos al diseño.

Por ejemplo, una de las problemáticas observadas en el comportamiento del actuador es la brusca reducción de la velocidad en el periodo de transición entre la obturación del puerto y la actuación de las primeras ranuras perimetrales.

Por ello, se plantea un hipotético diseño alternativo para el puerto del pistón, el cual incorpora una entalla en forma triangular que añade a éste una sección de flujo adicional hacia una posición más avanzada del recorrido de la amortiguación. Esta geometría se describe en la figura 3.22 siguiente.

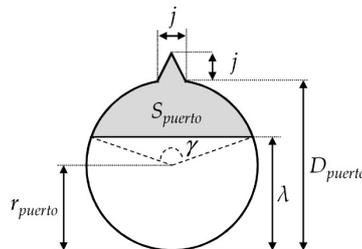


Figura 3.20 – Diseño del puerto de amortiguación con entalla triangular.

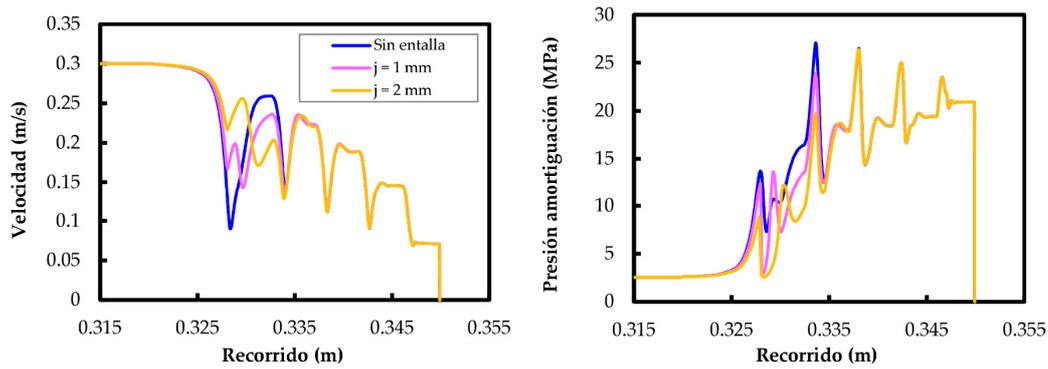


Figura 3.21 – Amortiguación para distinto tamaño de entalla en el puerto de salida.

Tabla 3.8 – Amortiguación para distinto tamaño de entalla en el puerto de salida.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Sin entalla	29%	0.183	3.4	94%
j = 1 mm	26%	0.182	3.0	94%
j = 2 mm	26%	0.18	3.0	94%

Se observa así que con la adición de una pequeña entalla mejora sensiblemente el comportamiento relacionado con la obturación del puerto, consiguiendo una reducción más gradual de la velocidad a una presión más reducida.

Este tipo de diseño no sería necesariamente aplicable en primera instancia a nivel industrial, debido a dificultades operativas y costes de fabricación. Sí que pondría de relieve la importancia de la modulación de la sección de flujo en torno a la zona de transición entre la obturación del puerto y la actuación de las primeras ranuras perimetrales.

Esto, por ejemplo, se podría modular también a través de la distancia radial o las dimensiones de las primeras ranuras perimetrales del pistón, tratadas en anteriores apartados.

### 3.5.5 Evaluación parámetros de operación

Dentro de este apartado se encuentran los parámetros que se hayan relacionados con las condiciones de operación, es decir, aquellas condiciones que son variables según el uso y que implican una distinta sollicitación del sistema de amortiguación.

#### *Carga*

La carga está relacionada con la masa que desplaza en su movimiento el actuador, en este caso considerándose la posición horizontal del actuador.

Destacablemente, el rendimiento del sistema de amortiguación no se ve afectado por la carga. En este caso, la efectividad se mantiene a costa de aumentar visiblemente el gradiente de presión y la presión máxima alcanzada.

Las principales diferencias se observan al principio de la amortiguación y a medida que la velocidad se reduce, cuando la curva de desplazamiento converge en un comportamiento inalterable por la masa.

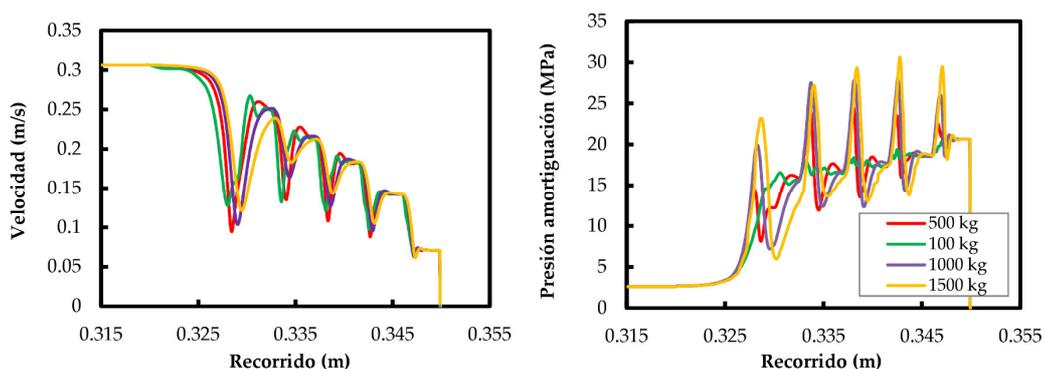


Figura 3.22 – Amortiguación para distintas condiciones de carga.

Tabla 3.9 – Amortiguación para distintas condiciones de carga. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
100 kg	0%	0.18	0.0	95%
500 kg	19%	0.18	2.2	95%
1000 kg	36%	0.18	4.1	95%
1500 kg	48%	0.18	5.5	95%

### Orientación

La orientación del cilindro en su posición de uso tiene también un efecto sobre las condiciones de carga, o más concretamente, sobre el balance de fuerzas actuantes sobre éste. Tal como se establece en la ecuación 2.1 y figura 2.2, la fuerza (debida a la gravedad) que ejerce la masa desplazada sobre el vástago del cilindro está relacionada con su ángulo de orientación frente a la horizontal.

Tal como hemos visto con la carga, el cambio de orientación no tiene un efecto significativo en el rendimiento de la amortiguación, pero puede generar cambios en la presión. En este caso la presión estática de amortiguación se ve afectada por el peso de la masa.

En comparación con la posición horizontal, donde la masa no ejerce fuerza al ser perpendicular al efecto de la gravedad, una orientación vertical ascendente favorece una amortiguación a menor presión. Esto es debido a que la fuerza se ejerce en sentido opuesto al movimiento.

Por el contrario, una posición vertical descendente reduce la efectividad de la amortiguación a mayor presión en la cámara de amortiguación ya que la fuerza de la masa actúa en el sentido del movimiento.

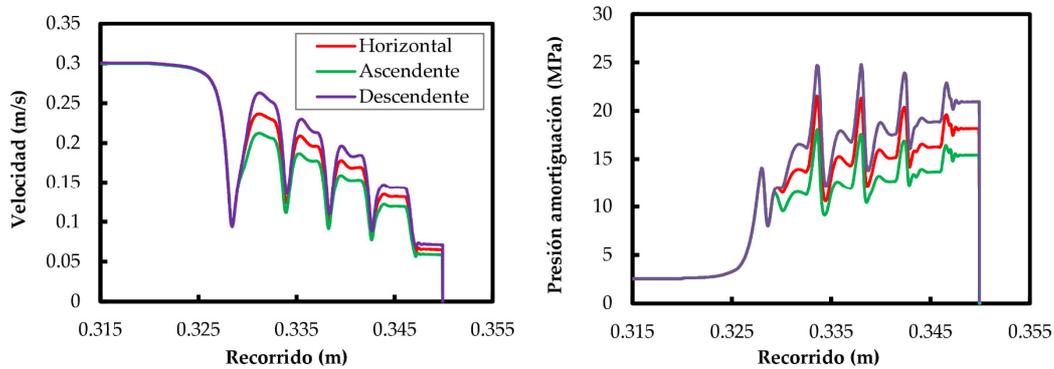


Figura 3.23 – Amortiguación para la orientación del actuador.

Tabla 3.10 – Amortiguación para la orientación del actuador. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{max}/p_{amortiguación}$ (%)	$\Delta t_{amort}$ (s)	$\Delta p_{max}/\Delta t_{amort}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Horizontal	18%	0.22	1.5	95%
Ascendente	17%	0.2	1.3	96%
Descendente	19%	0.24	1.6	94%

**Velocidad**

De modo similar a la carga, el aumento de la velocidad mejora la eficiencia de la amortiguación. Si bien existe una sobrepresión marcada en los primeros momentos de la amortiguación a las velocidades más altas, la velocidad converge hacia una misma velocidad final. Esto se traduce en una mejora de la eficiencia de la amortiguación a medida que aumenta la velocidad, aunque con un coste elevado sobre la presión en la cámara de amortiguación.

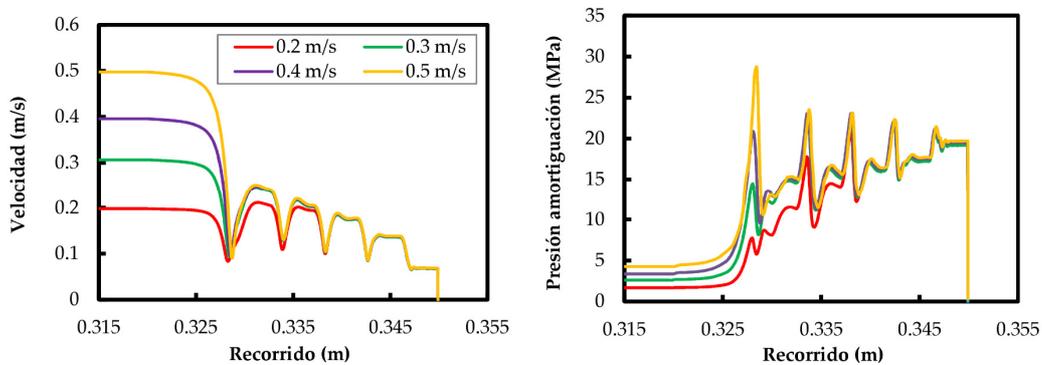


Figura 3.24 – Amortiguación para distinta velocidad de extensión.

**Tabla 3.11** – Amortiguación para distinta velocidad de extensión. Indicadores.

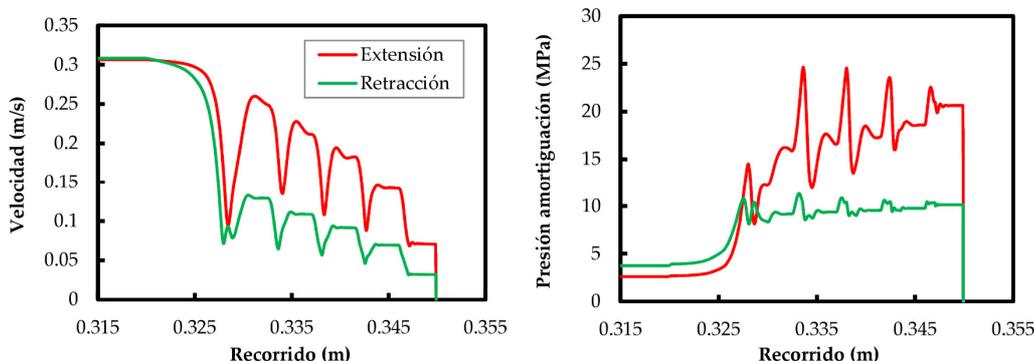
Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
0.2 m/s	11%	0.21	1.0	86%
0.3 m/s	14%	0.19	1.4	95%
0.4 m/s	17%	0.19	1.7	97%
0.5 m/s	46%	0.18	5.0	98%

**Sentido**

En la figura 3.25 siguiente se observan las diferencias del sentido de desplazamiento en el comportamiento de la amortiguación.

En igualdad de condiciones, el sentido de extensión se revela como el caso más desfavorable para el dispositivo de amortiguación. Sin duda la menor sección efectiva del pistón en el lado de la cámara de amortiguación es la causa de la menor efectividad y de la mayor presión experimentada.

Esto hace que el sentido de extensión sea el de mayor interés para evaluar un diseño de amortiguación y el empleado en los experimentos mostrados en este capítulo.



**Figura 3.25** – Amortiguación para el sentido de desplazamiento del cilindro.

**Tabla 3.12** – Amortiguación para el sentido de desplazamiento del cilindro. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Extensión	19%	0.18	2.2	95%
Retracción	12%	0.34	0.4	99%

**3.5.6 Evaluación parámetros de suministro**

En este apartado se exploran los parámetros característicos de ajuste y funcionamiento del circuito hidráulico, así como la dinámica de su elemento más característico, como es la válvula de alivio.

**Presión**

La presión máxima de suministro, para el circuito hidráulico de centros abiertos contemplado, viene dada por el ajuste de la presión de tarado de la válvula limitadora de presión. Esta se ajusta al valor máximo necesario en función de la masa a desplazar y el área efectiva del pistón.

Se observa como el comportamiento de la amortiguación empeora ostensiblemente a medida que aumenta la presión de suministro, obteniendo tanto una menor eficiencia como una mayor presión resultante.

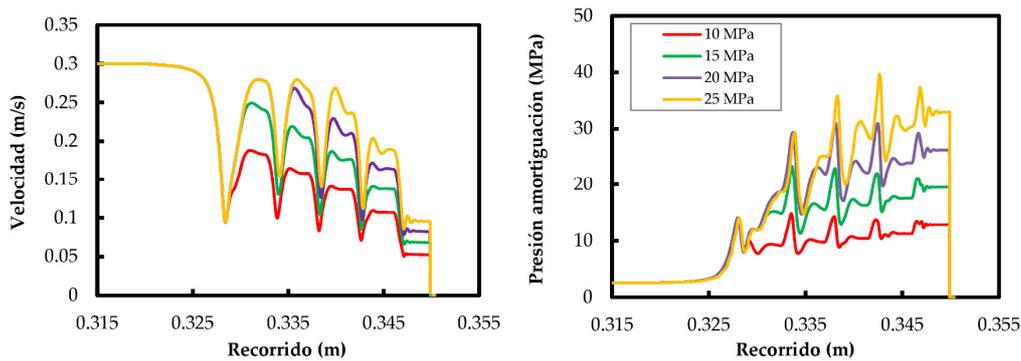


Figura 3.26 – Amortiguación para la presión de suministro.

Tabla 3.13 – Amortiguación para la presión de suministro. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{max}/p_{amortiguación}$ (%)	$\Delta t_{amort}$ (s)	$\Delta p_{max}/\Delta t_{amort}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
10 MPa	55%	0.26	2.7	97%
15 MPa	19%	0.21	1.8	95%
20 MPa	18%	0.18	2.6	93%
25 MPa	21%	0.17	4.0	89%

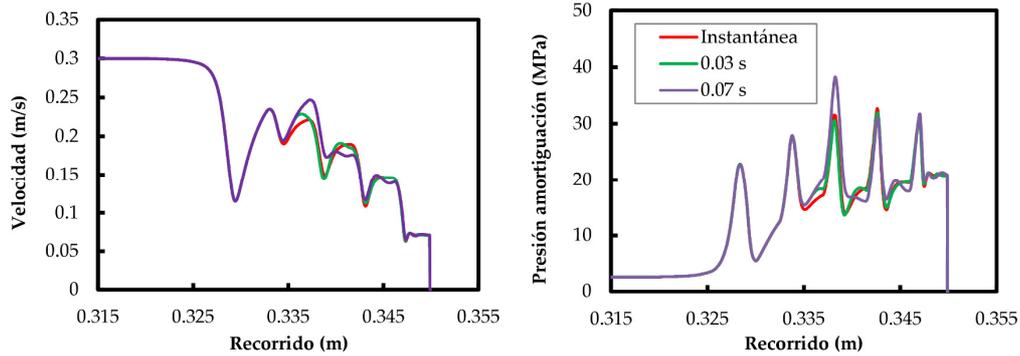
**Dinámica válvula limitadora de presión**

La respuesta dinámica de la válvula limitadora, es decir, el tiempo de apertura frente a los rápidos cambios de presión que se producen durante la amortiguación, se muestra a su vez de cierta importancia. A medida que el tiempo de apertura representa un porcentaje más importante sobre la duración total de la amortiguación, su efecto es más visible en el comportamiento de la amortiguación.

Si bien tiene una afectación menor en la curva resultante de velocidad, el pico de sobrepresión muestra un notable incremento para un tiempo de respuesta más lento. Un retraso en la apertura de la válvula de menos de una décima de segundo supone un incremento considerable en el pico de presión resultante.

**Tabla 3.14** – Amortiguación para la dinámica de la válvula limitadora. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{\max}/p_{\text{amortiguación}}$ (%)	$\Delta t_{\text{amort}}$ (s)	$\Delta p_{\max}/\Delta t_{\text{amort}}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
Instantánea	55%	0.180	6.5	94%
0.03 s	51%	0.176	6.1	94%
0.07 s	81%	0.174	9.8	94%



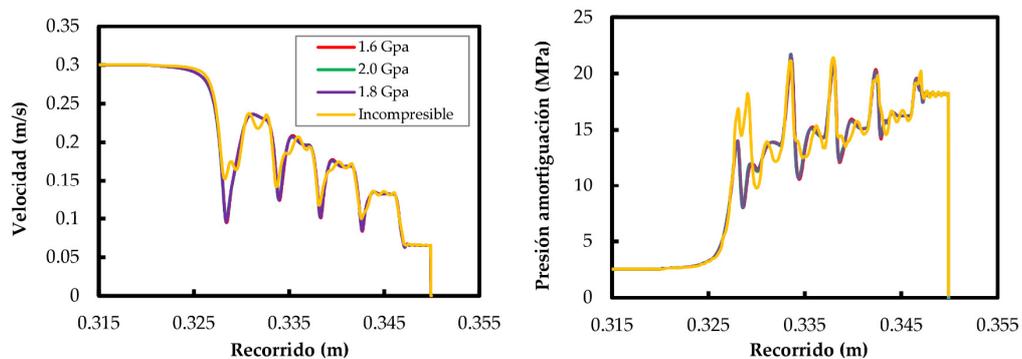
**Figura 3.27** – Amortiguación para la dinámica de la válvula limitadora.

### 3.5.7 Evaluación parámetros del fluido

Finalmente se evalúa el efecto de las características del fluido hidráulico sobre el comportamiento del modelo de la amortiguación. Aquí se valoran dos parámetros que pueden presentar variabilidad durante el uso de un actuador hidráulico debido a los cambios de temperatura o por la presencia de aire en el circuito hidráulico (36), como son la compresibilidad y la viscosidad.

#### *Compresibilidad*

En este caso la compresibilidad tiene un efecto muy leve en la amortiguación, aunque no puede descartarse, comparándolo con un hipotético caso de fluido incompresible.



**Figura 3.28** – Amortiguación para la compresibilidad del fluido hidráulico.

**Viscosidad**

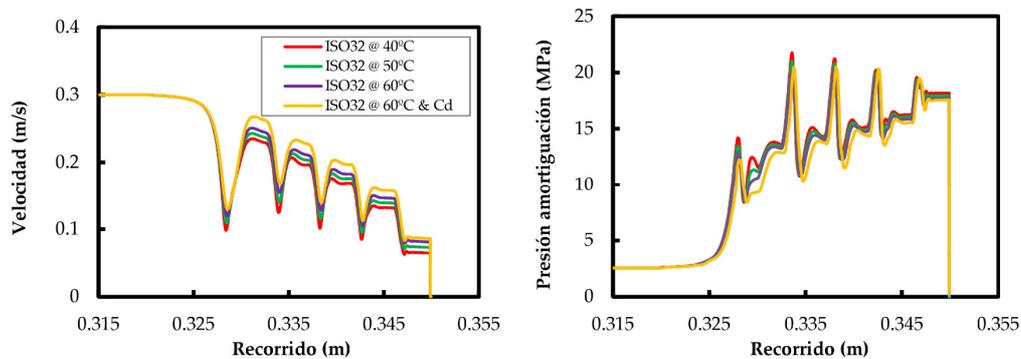
Por otro lado, los cambios en la viscosidad tienen un efecto visible, aunque leve, sobre el funcionamiento de la amortiguación. Aquí se parte de un fluido hidráulico con las características nominales descritas en la norma ISO32, de uso habitual, cuya viscosidad varía de forma conocida con la temperatura.

Debido a la concepción del modelo, el parámetro de viscosidad únicamente está implementado en la ecuación del flujo a través del espacio anular, así que los cambio de ésta únicamente afectan, de forma teórica, al flujo en este apartado.

En cualquier caso, un cambio de la viscosidad podría también afectar al valor de los coeficientes de descarga empleados en las ecuaciones de flujo del puerto y de las ranuras perimetrales del pistón. Si bien es difícil prever *a priori* en qué medida pueden variar dichos coeficientes, una menor viscosidad debería favorecer el flujo, lo que haría aumentar estos coeficientes.

Este eventual efecto se ha evaluado aplicando un incremento del 10% en el coeficiente de descarga de las ranuras, a partir de la evolución esperada del coeficiente respecto al número de Reynolds descrito en la ecuación 3.26. Éste se ha indicado en las figuras cómo  $\Delta C_d$ .

En cualquier caso, si bien un incremento de 20°C puede reducir la viscosidad a menos de la mitad, su efecto sobre la amortiguación, pese a ser negativo, es afortunadamente de un nivel muy leve, tal como se exhibe en la figura 3.29.



**Figura 3.29** – Amortiguación para la viscosidad del fluido hidráulico.

**Tabla 3.15** – Amortiguación para la viscosidad del fluido hidráulico. Indicadores.

Experimento	$\Delta p_{max}/p_{amortiguación}$ (%)	$\Delta t_{amort}$ (s)	$\Delta p_{max}/\Delta t_{amort}$ (MPa/s)	Eficiencia (%)
ISO32 @ 40°C	16%	0.2	1.5	95%
ISO32 @ 50°C	17%	0.19	1.6	94%
ISO32 @ 60°C	15%	0.18	1.5	93%
ISO32 @ 60°C & $\Delta C_d$	16%	0.17	1.7	92%

### 3.6 Discusión

La exploración exhaustiva de los distintos parámetros relacionados con el diseño y las condiciones de funcionamiento del actuador hidráulico hacen posible evaluar el comportamiento del modelo de la amortiguación. De esta manera se identifican los principales factores de influencia y se hace posible evaluar una posible estrategia de diseño.

Cabe destacar que, para un mismo diseño, el sentido de extensión del cilindro es el más desfavorable en la amortiguación. Esto sería debido a la menor sección que dispone el pistón en la cámara del vástago, haciendo menos efectiva la presión generada durante la amortiguación. Por dicho motivo el sentido de extensión es el estudiado en el presente capítulo.

Respecto a los parámetros constructivos, se observa como el perfil de velocidad obtenido mejora a medida que aumenta el número de ranuras perimetrales en el pistón. Sin embargo, para una eficiencia alta con el menor incremento de presión posible es necesario emplear una distribución gradual de la sección de las ranuras, disminuyendo progresivamente a medida que avanza la amortiguación.

Por su parte, la distancia radial tiene asimismo un efecto muy significativo, ya que un incremento de ésta hace aumentar en gran medida el caudal a través del espacio radial, reduciendo la presión de amortiguación, pero reduciendo su eficiencia.

El estudio de una nueva geometría del puerto de salida con entalla demuestra que el modelo de simulación desarrollado permite evaluar posibles nuevos diseños, de forma fácil y versátil. Aunque estos diseños puedan no ser viables en primera instancia desde el punto constructivo sí que indican que existen diversas estrategias posibles para modificar la caída abrupta de velocidad al inicio de la amortiguación y optimizar la curva de frenado.

Por otro lado, otros parámetros estudiados tienen una afectación más moderada sobre el comportamiento de la amortiguación. Por ejemplo, sería recomendable aumentar el volumen inicial de las cámaras del cilindro en la medida de lo posible, ya que permiten reducir en cierta medida los picos de presión durante la amortiguación.

Respecto a las condiciones operativas, destacar que tanto la velocidad nominal de avance como la carga que desplaza el cilindro tienen un efecto muy leve en la eficiencia de la amortiguación. En todo caso, para cargas y velocidades crecientes se obtiene un incremento marcado en la presión de amortiguación (no deseable) en respuesta de estas condiciones de uso más severas.

Por el contrario, al aumentar la presión de suministro del circuito hidráulico, la eficiencia de la amortiguación disminuye a la vez que aumenta la presión de amortiguación. Estos resultados indican que, para optimizar la amortiguación, ésta presión debería siempre ajustarse a su valor justo y suficiente para la aplicación requerida.

En relación al fluido hidráulico, una reducción de la viscosidad conlleva una reducción, aunque leve, de la eficiencia de la amortiguación. En cambio, el efecto de la compresibilidad del fluido no tiene un efecto relevante, aunque no pueda ser despreciable.

Finalmente, siendo tan importante el efecto de la presión de suministro, se observa como el tiempo de respuesta de la válvula limitadora del circuito hidráulico, tiene un protagonismo notable en la presión máxima obtenida en la amortiguación. Este elemento clave en la regulación de la presión de suministro, siendo el principal elemento activo del circuito hidráulico escogido, tiene un efecto apreciable incluso para tiempos de respuesta del orden de unas pocas décimas de segundo.

En conclusión, el modelo de simulación indicaría que la amortiguación ofrecería resultados favorables para un diseño de 5 ranuras con un perfil de secciones decreciente.

Por su parte la holgura radial debería presentar un valor de compromiso entre la efectividad y la presión de amortiguación resultante. Desde un punto de vista teórico, sería ideal que dicha distancia fuera variable, comenzando con un valor grande y reduciéndose gradualmente a lo largo de la amortiguación.

A partir de los resultados expuestos se observa el papel crucial que tendrían la geometría y las condiciones internas de flujo tanto del espacio anular como de las ranuras perimetrales, en el rendimiento de la amortiguación. Así, en el siguiente capítulo se pretenderá caracterizar mediante una herramienta de simulación fluido-dinámica, los fenómenos internos de flujo existentes alrededor del pistón, así como la determinación fundada de coeficientes de flujo representativos de éstos.

### 3.7 Referencias capítulo 3

31. Ortega, A.J. et al. *A numerical model about the dynamic behavior of a pressure relief valve*. 12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences. Belo Horizonte, Brazil: **2008**, p. 8.
32. Licskó, G. y Champneys, A. *Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve*. Proceedings of the World Congress on Engineering, WCE 2009. London, U.K: **2009**, p. 8. ISBN 9789881821010.
33. Merritt, H.E. *Hydraulic Control Systems*. **1967**.
34. Batchelor, G.K. *Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge Mathematical Library, **2002**.
35. Borutzky, W., Barnard, B. y Thoma, J. *An orifice flow model for laminar and turbulent conditions*. Simulation Modelling Practice and Theory, **2002**, vol. 10, p. 141-152.
36. Watton, J. *Fundamentals of Fluid Power Control*, Vol. 10. **2009**.



---

## Capítulo 4. Simulación fluido-dinámica

---

En el apartado anterior, la modelización dinámica del sistema de amortiguación tipo II ha revelado la necesidad de una adecuada caracterización y cuantificación de los fenómenos internos de flujo existentes en estos dispositivos.

Son de especial interés el proceso de obturación del puerto, el flujo a través del espacio anular y de las ranuras perimetrales del pistón. Para su estudio, se ha creado un modelo de simulación fluido-dinámica computacional.

Primeramente, se ha construido una representación 3D del diseño estudiado, para distintas posiciones longitudinales y axiales del pistón. Tras un adecuado mallado del volumen interno de flujo, se han establecido las condiciones de contorno para la resolución numérica de las ecuaciones de flujo newtoniano, incomprensible, laminar y estacionario.

Esta simulación se ha contrastado con resultados experimentales, para la optimización del método de simulación computacional y la obtención justificada de los coeficientes de descarga durante la obturación del puerto de salida y de las ranuras perimetrales.

Los resultados permiten evaluar cuantitativa y cualitativamente la distribución de presión y velocidad para distintas situaciones geométricas y operacionales del diseño de amortiguador. Gracias a ellos se han identificado algunos de sus principios de funcionamiento, en relación con los fenómenos de flujo interno existentes.



## 4.1 Introducción

En el capítulo anterior se ha construido un modelo mediante la técnica *bond graph* para la evaluación del comportamiento dinámico de un sistema de amortiguación de cilindros hidráulicos de tipo II.

Si bien el modelo dinámico presentado tiene su valor propio desde el punto de vista conceptual, es necesario emplazarlo en términos cuantitativos para que éste tenga una relación adecuada con la aplicación real.

De este modo, se ha planteado la necesidad de una simulación fluido-dinámica computacional (en inglés *computational fluids dynamics* o CFD), la cual se validará mediante pruebas experimentales. Con ello se pretende conseguir una metodología asequible para la determinación de coeficientes de descarga que completen cuantitativamente el modelo dinámico, así como para la identificación, caracterización y cuantificación de fenómenos internos de flujo existentes.

Para ello, se ha creado primeramente un modelo en 3D del final de carrera del cilindro hidráulico, que comprende la cámara de amortiguación, el puerto de salida y diversos modelos de pistón con 5 ranuras perimetrales. Estos elementos forman así los límites del volumen donde se produce la amortiguación. Es decir, donde se genera la pérdida de carga del flujo del aceite hidráulico alrededor de la geometría definida, a medida que abandona la cámara de amortiguación.

Mediante una sencilla manipulación, la representación 3D permite variar la posición relativa del pistón respecto al puerto de salida, lo cual se produce paulatinamente a medida que se acerca a su final de carrera. Para una posición dada del pistón, se delimita un volumen determinado donde se produce el flujo hacia el puerto de salida.

Para la simulación fluido-dinámica, el espacio de flujo se divide primeramente en un número de volúmenes finitos (o celdas), mediante una determinada estructura de mallado. Luego, el flujo del fluido hidráulico se representa a través de las ecuaciones para flujo newtoniano incompresible y estacionario. Finalmente, el campo de velocidades y presiones en cada una de las celdas se obtiene resolviendo estas ecuaciones mediante los métodos de cálculo por volúmenes finitos propios de la técnica de CFD.

Con este procedimiento es posible representar numéricamente el flujo durante la amortiguación y determinar, aparentemente, sus parámetros característicos como la pérdida de carga generada, fenómenos de flujo interno o esfuerzos mecánicos generados.

En todo caso, existen un número considerable de factores que puede afectar a la veracidad de los resultados computacionales obtenidos. Por un lado, cabe considerar la exactitud de la representación geométrica y la calidad y estructura del mallado, así como la correcta definición de sus condiciones iniciales y de contorno. Por otro lado, existe la complejidad propia de la técnica

computacional, en lo que respecta a la representación del régimen de flujo, los métodos de discretización de las ecuaciones o la configuración del algoritmo de resolución (*solver*), entre muchos otros.

Para ello, se ha considerado necesaria la determinación experimental de las pérdidas de presión en un montaje que representa la configuración del pistón durante la amortiguación. De este modo, estos resultados experimentales pueden ser comparados posteriormente con los valores de presión obtenidos con el modelo de simulación CFD.

Este proceso permite comprobar el grado de fiabilidad de las técnicas computacionales y su utilidad en fases posteriores del trabajo de tesis. En un proceso iterativo es posible mejorar los parámetros geométricos y computacionales hasta obtener un ajuste adecuado entre ambas experiencias.

Finalmente, utilizando el modelo de simulación CFD validado, se realizarán sucesivas simulaciones a lo largo del recorrido del pistón en la amortiguación, en distintas posiciones características y condiciones de operación. Para cada una de ellas se calcula los coeficientes de descarga de cada una de las ranuras que intervienen en la amortiguación. Este proceso se puede efectuar para cualquier diseño de pistón que se pretenda evaluar.

Los coeficientes de descarga calculados se implementarán, en capítulos posteriores, en el modelo de *bond graph* del cilindro hidráulico, incluyendo las distintas fases de la amortiguación consideradas.

Tal como se ha descrito en el capítulo anterior, partiendo de un modelo según el estado del arte, éste incorpora diversos elementos propios de la amortiguación como son la obturación del puerto o el flujo a través de las ranuras perimetrales. Se espera que estos elementos sean representados más detalladamente a partir de los parámetros características del flujo observado a través de CFD.

Además, estas simulaciones permiten observar las características del flujo interno alrededor del dispositivo de amortiguación. Esto haría posible replantear, si fuera necesario, las ecuaciones representativas del flujo a implementar en el modelo *bond graph*.

Todo este proceso pretende tomar como punto de partida los trabajos realizados anteriormente, los cuales se presentan en el siguiente apartado, e implementar un amplio abanico de mejoras conceptuales y metodológicas.

## 4.2 Estado del arte en simulaciones CFD

Tal como se ha descrito en el apartado 2.5 sobre el estado del arte, existe un número reducido de trabajos académicos que emplean la técnicas fluido-dinámicas en el estudio de sistemas internos para la amortiguación de cilindros hidráulicos, exclusivamente enfocados a los dispositivos de tipo I.

Por otra parte, el flujo viscoso en espacios anulares se ha estudiado extensamente en el ámbito de bombas o motores de pistones, cuyo flujo de fuga está relacionado con el importante proceso de lubricación de sus componentes móviles.

En ellos desataca la dificultad de los análisis numéricos, donde existe una elevada relación de aspecto entre la holgura radial y el diámetro del cilindro. Un procedimiento es el escogido por Zawistowski y Kleiber (37), donde se simula estos dos elementos de distinta escala por separado, enlazando ambos modelos en sus condiciones de contorno. Emplean el código Fluent CFD para el modelo simplificado de la cámara de los pistones, emplazando un mallado dinámico (*moving dynamic mesh*, MDM).

Bajo este concepto, el mallado del modelo se deforma a medida que se retraen o se extienden sus límites, respecto a la ecuación del movimiento propia de la dinámica del sistema. La ecuación del flujo de lubricación en el espacio anular se determina en régimen laminar, claramente gobernada por el flujo de Couette debido al rápido movimiento recíproco de los pistones.

Destacan también las contribuciones de Bergada et al., donde se evalúa la influencia de ranuras en el patín y su oblicuidad en la fuerza de fricción y flujo de lubricación en su deslizamiento (38). Los resultados de un modelo 3D utilizando el código Fluent 6.1 CFD, el cual resuelve la ecuación de Reynolds para la lubricación en régimen laminar, muestran una buena correlación frente a resultados experimentales. Las fugas entre el pistón con ranuras perimetrales y la camisa se han evaluado a su vez mediante un elaborado modelo numérico también basado en la ecuación de Reynolds para la lubricación (39). De nuevo se asume una distribución de velocidad propia del flujo Couette-Poiseuille en el estrecho espacio anular entre el pistón y la camisa.

Ivantysynova and Huang (40) desarrollan un modelo para evaluar el efecto del complejo flujo en el estrecho espacio anular sobre la fricción entre el par pistón/cilindro. Destaca como la altura de la holgura varía de forma compleja en función de las condiciones operativas del pistón en particular y debido a su enlace mecánico con la posición del resto de pistones.

El objetivo es encontrar una solución de compromiso entre minimizar la fricción y, a su vez, las fugas volumétricas resultantes. Debido a la pequeña holgura existente, también se considera la respuesta elástica a la presión de los materiales constructivos, implementada en un modelo de

simulación por elemento finitos con el programa ANSYS, lo que mejora la correspondencia con los resultados experimentales.

El modelo, resuelto a través de un programa de creación propia denominado CASPAR, integra estos elementos junto a la ecuación de Reynolds y la ecuación de la energía, que representa el calentamiento local del fluido por la energía disipada en la holgura y su efecto sobre la viscosidad.

Respecto al tema que nos ocupa, uno de los objetivos del proyecto PROHIPP, titulado “*New design and manufacturing processes for high pressure fluid power*” (1), fue aplicar por primera vez la dinámica de fluidos computacional para la caracterización de la amortiguación de cilindros hidráulicos de tipo II, junto con la implementación complementaria de modelos dinámicos y su corroboración experimental.

Cabe indicar que la aplicación de la técnica CFD requiere, esencialmente, el estudio a pequeña escala de un componente adecuadamente acotado. Esto es debido principalmente a los importantes requerimientos computacionales y temporales para el cálculo de estas simulaciones. En la práctica, esto hace que solamente sea aplicable, generalmente, a un número limitado de casos de estudio.

Así, el estudio acotó, en primera instancia, estos requerimientos de la técnica de acuerdo a los siguientes criterios:

- Definición del caso de estudio: primeramente, la amortiguación en el actuador de tipo II se obtiene mediante la restricción del flujo de salida por la obturación sucesiva del puerto de salida. A continuación, la descarga se realiza a través de la holgura entre la cámara y el pistón, donde la longitud del recorrido del fluido a través de la holgura crece progresivamente.
- Definición de la geometría 3D: como se dijo es necesario plantear la geometría a estudiar de forma acotada y a pequeña escala, aunque de la forma más representativa posible del problema a estudiar. Este proceso se hace de forma sucesiva en las distintas posiciones del cilindro, utilizando geometrías 3D diseñadas al efecto, hasta llegar al final de carrera del actuador. En particular, este caso consideró la presencia de hasta dos ranuras perimetrales en el pistón, una holgura radial en torno a 100 micras y posición centrada del pistón.
- Condiciones iniciales y de contorno: Se considera una presión en el puerto de salida de 1 bar imponiendo una velocidad constante en la superficie del pistón. Se establece un modelo de simetría para ambos lados del pistón, reduciendo la simulación a una de sus mitades, separadas por un plano de simetría.
- Mallado: A partir de las geometrías 3D se crea un mallado de movimiento dinámico (MDM), es decir, cuya geometría de mallado cambia a medida que se desplaza el pistón, siendo éste gobernado por la ecuación del movimiento (i.e. ecuación 2.1). Tal como se ha

visto en la bibliografía consultada, pese a su aparente complejidad técnica, esta parece ser una solución habitual en este ámbito (37)(41)(42). El mallado resultante tiene cerca de  $10^6$  elementos, principalmente hexaédricos.

- Cálculo: Con el objetivo de encontrar un balance entre la exactitud de los resultados obtenidos y la velocidad de computación, se ha de establecer adecuadamente el algoritmo de resolución del modelo numérico. La simulación fue realizada con el programa Ansys Fluent tanto en régimen laminar como usando un modelo de turbulencia k-ε, imponiendo un residual de  $10^{-4}$ .

Los resultados obtenidos sirvieron principalmente como marco preliminar para la aplicación de la técnica del CFD en la amortiguación de actuadores hidráulicos. Éstos encontraron como principal dificultad la realización de un adecuado mallado a lo largo de la reducida holgura camisa-pistón para el paso del fluido.

Gran parte del trabajo radicó en la búsqueda de una herramienta de mallado que conjagara la precisión geométrica de la estructura mallada, la calidad de ésta respecto a las herramientas de cálculo numérico de las ecuaciones de flujo y, todo ello, en equilibrio con la capacidad computacional disponible.

Gran parte de la solución obtenida radicó en dos ejes principales, la simplificación de la geometría, reduciendo el estudio a la cámara de amortiguación, y la descomposición del problema, centrándose en primera instancia en la obturación del puerto de salida sin considerar el espacio radial.

Por otro lado, estas laboriosas simulaciones paso a paso estudian en condiciones estáticas y discretas, con unas condiciones de contorno preestablecidas y estacionarias, el recorrido en realidad dinámico del pistón durante la amortiguación. Todo ello hace muy incierta la caracterización efectiva del comportamiento dinámico del sistema de amortiguación sin la utilización complementaria de otros modelos analíticos o numéricos. Por ello el proyecto PROHIPPI utiliza la herramienta CFD para generar parámetros de entrada, en este caso el cálculo de admitancias, para los modelos dinámicos (en este caso realizadas a través del simulador AMESsim).

Como se dijo, el trabajo se basa en un mallado dinámico deformable a medida que avanza el pistón. Lamentablemente, debido a las dificultades metodológicas y computacionales encontradas en su momento en el proceso de mallado, el flujo a través del espacio anular sólo se pudo evaluar, con gran esfuerzo, de forma preliminar.

Aquí se observa como la mayor parte de la pérdida de presión se produce en el espacio anular. Éste muestra velocidades elevadas de flujo en el reducido espacio existente, aunque a pesar de ello dicho flujo se produce a números de Reynolds relativamente bajos. Los resultados exponen también un caudal circulante a través de las ranuras perimetrales del pistón.

Pese a las limitaciones del estudio realizado, este tipo de simulaciones sí serían de gran interés para el descubrimiento de ciertos aspectos funcionales, cómo por ejemplo efectos mecánicos locales sobre los componentes del actuador.

Singularmente, se observó como el flujo de salida por el puerto generaría una fuerza radial sobre el pistón orientada hacia el puerto, de cierta magnitud en algunos casos, que hasta la fecha había sido ignorado en los estudios sobre la amortiguación. El estudio relaciona dicha fuerza radial a un efecto indeseado que puede incrementar la fuerza de fricción, así como favorecer la inestabilidad del funcionamiento hidráulico.

La interacción de los modelos de CFD con simulaciones dinámicas ofrece resultados de interés, aunque la comparación con resultados experimentales presenta evidentes dificultades que requieren ajustes. La técnica permite obtener resultados cualitativos adecuados pero requiere de mejoras metodológicas para obtener resultados numéricos precisos. Igualmente existe la dificultad propia de la laboriosidad para realizar el proceso inverso, si se quiere iterativo, de implementar los resultados y conclusiones de los estudios dinámicos en mejoras de las simulaciones CFD.

Aunque el trabajo no profundiza en el rol del espacio anular ni de la fuerza axial existente, así como otros parámetros de diseño u operativos, arroja interesantes conclusiones. Por ejemplo, para sistemas de múltiples ranuras un modelo de redes de orificios caracterizados con coeficientes de descarga parece ser adecuadamente representativo.

En conclusión, el trabajo realizado en el proyecto PROHIPP estableció unas bases adecuadas para el empleo de las simulaciones CFD en la caracterización de sistemas de amortiguación internos de actuadores lineales hidráulicos. En todo caso, éste adolece de las limitaciones tecnológicas de su época, en la década pasada, así como de una falta de cierta concreción propia de la gran envergadura del proyecto realizado.

En el presente capítulo se pretende sobrepasar estas limitaciones empleando las mejoras actuales en el *hardware* y *software* así como de realizando un trabajo enfocado y específico para el diseño tipo II bajo estudio, claramente ligado con su uso posterior en un modelo dinámico.

### **4.3 Metodología simulación**

Los significativos resultados anteriormente citados fueron motivadores de un estudio mucho más extenso y detallado. Éste está basado, esta vez, en un diseño evolucionado de 5 ranuras, incluyendo una validación experimental de los resultados.

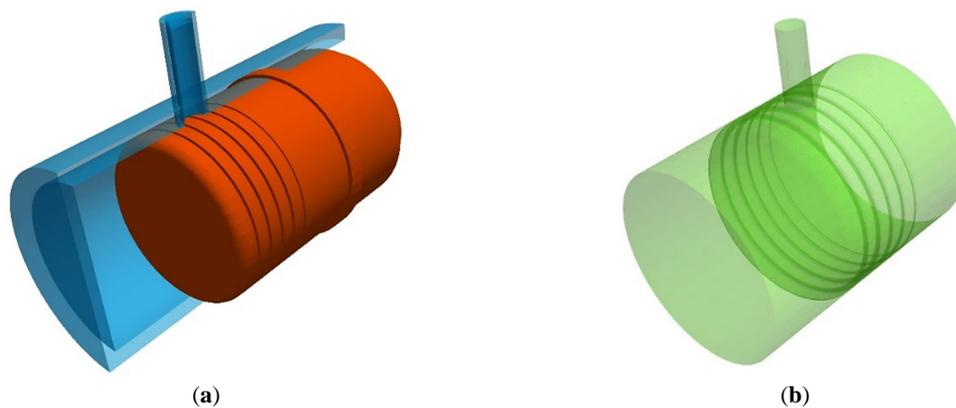
Concretamente, existe un gran interés en conocer el rol de las ranuras perimetrales y la excentricidad respecto a los fenómenos de flujo interno y la posible fuerza radial generada sobre el pistón.

### 4.3.1 Geometría

Tal como se ha descrito, uno de los objetivos principales de este trabajo es la determinación de los coeficientes de descarga del diseño de amortiguación estudiado, concretamente para un pistón con 5 ranuras perimetrales. Para ello se construye un modelo de simulación CFD a partir de un diseño en tres dimensiones del sistema de amortiguación.

El diseño 3D realizado se muestra en la figura 4.1, incluyendo el cuerpo del cilindro (en azul), el pistón dentro de éste (en naranja) y el volumen interno resultante, limitado entre estos dos elementos (en verde). La posición presentada muestra las ranuras 2 y 3 frente al puerto de salida y el volumen interno representa el espacio de flujo en un momento concreto durante la amortiguación.

Más detalladamente, los planos de los distintos pistones estudiados se encuentran en el ANEXO A. Planos. De forma resumida, los tres pistones estudiados disponen de distintos tamaños de ranuras, así como de distintas tolerancias radiales respecto al diámetro interno del cuerpo del cilindro.



**Figura 4.1** – Modelo 3D de la cámara de amortiguación del cilindro.  
(a) Cilindro, en corte en sección, y pistón; (b) Volumen interno delimitado.

La simulación se hace de forma sucesiva para distintas posiciones del pistón a medida que se aproxima a su final de carrera. Variando la posición del pistón respecto al puerto de salida es posible representar la evolución, paso a paso, del volumen interno a lo largo de la amortiguación. De esta manera, se encuentran presentes distintas ranuras frente al puerto de salida del cilindro. Primero las ranuras 1 y 2, luego las 2 y 3 y así sucesivamente.

Esto se realiza para posiciones concretas, detalladas en figura 4.2, las cuales representan el avance del pistón hasta su final de carrera. En particular, para cada posición existen dos ranuras interpuestas frente al puerto de salida.

En esta figura se significa la distancia  $L_p$ , cuyo origen es la total obturación del puerto por el pistón, siendo éste el punto de referencia de la posición durante la amortiguación, tal como se mostraba anteriormente en la figura 3.5.

Las posiciones impares representan la reciente entrada de una ranura, su aparición frente al puerto de salida debido al avance del pistón; por ejemplo, la G2 en la posición 1 o la G3 en la posición 3. Las posiciones pares representan la inminente salida de una ranura, es decir, su obturación al abandonar la apertura del puerto durante el avance del pistón; por ejemplo, la G1 en la posición 2 o la G2 en la posición 4.

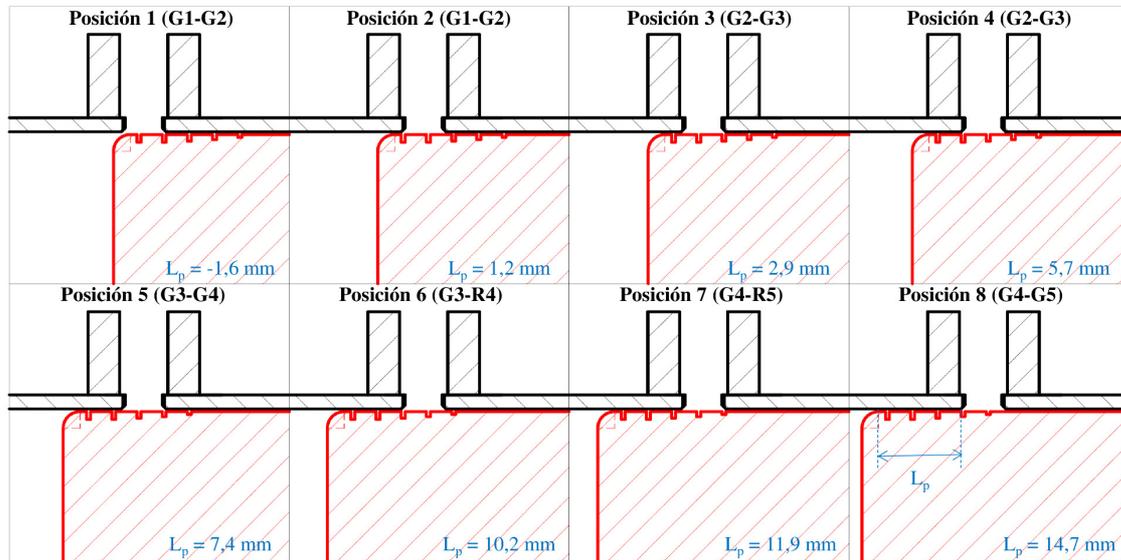


Figura 4.2 – Posiciones del pistón estudiadas respecto al recorrido.

Además de variar el recorrido del pistón, es posible manipular la distancia entre el diámetro del cilindro y el pistón y ajustar el espacio radial entre ambos. A partir de un cierto valor de  $e$ , definido en la ecuación 3.16, se considera que el pistón puede encontrarse en cualquier posición de la coordenada vertical  $z$  de la figura 4.3

Así, se establecen tres posibles escenarios respecto a la posición del pistón dentro del cuerpo del cilindro, en relación a su desplazamiento en el eje  $z$ , las cuales se describen esquemáticamente en figura 4.3. Siendo:

- Centrada: donde la distancia radial libre es  $e$ .
- Intermedia: donde la distancia radial libre es  $e/2$ .
- Atracada: donde la distancia radial libre es nula.

Cabe decir que a medida que se estrecha la distancia entre el pistón y el puerto de salida se amplía la distancia en el lado opuesto de la cámara de amortiguación.

Finalmente, destacar que se ha considerado en todo momento una posición centrada del pistón respecto a la horizontal, en el eje  $y$ .

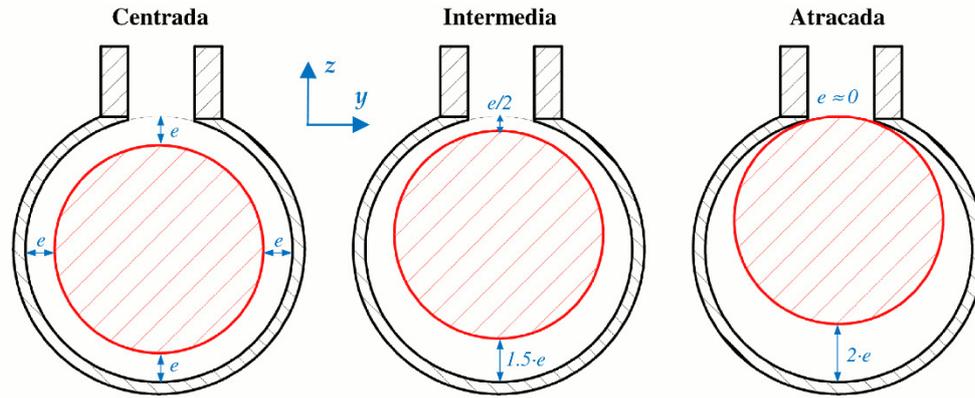


Figura 4.3 – Posiciones del pistón estudiadas respecto a la distancia radial.

### 4.3.2 Condiciones iniciales y de contorno

Una vez definida la geometría, es necesario establecer las condiciones iniciales y de contorno que representan los fenómenos físicos básicos y el entorno de operación que representan el caso bajo estudio.

En el modelo, para una geometría dada, se ha impuesto una velocidad de avance del pistón, hacia el final de carrera. Así la superficie que delimita el pistón dentro del volumen interno tendrá una velocidad constante en el eje  $x$ . El resto de superficies imponen una velocidad nula al fluido, lo que consiste en una premisa de no deslizamiento.

Por otro lado, en la salida del fluido, situada al final del puerto, la presión y el gradiente de velocidad se consideran nulos ya que se supone evacuación a tanque; se obvian en este caso la existencia de los conductos de salida.

El gradiente de presión sobre las superficies del cilindro y el pistón se establece a su vez nulo.

Todo ello pretende representar formalmente las condiciones reales existentes durante la amortiguación, resumiéndose gráficamente en la figura 4.4. Así, la velocidad de avance de la superficie del pistón y la presión nula del puerto de salida crean las condiciones para el flujo de salida del volumen contenido en la cámara de amortiguación a través de la reducida sección de paso que crea la geometría del dispositivo de amortiguación.

Finalmente, se ha considera un fluido newtoniano incompresible con una viscosidad equivalente a un aceite mineral hidráulico según la norma ISO32 a 40°C.

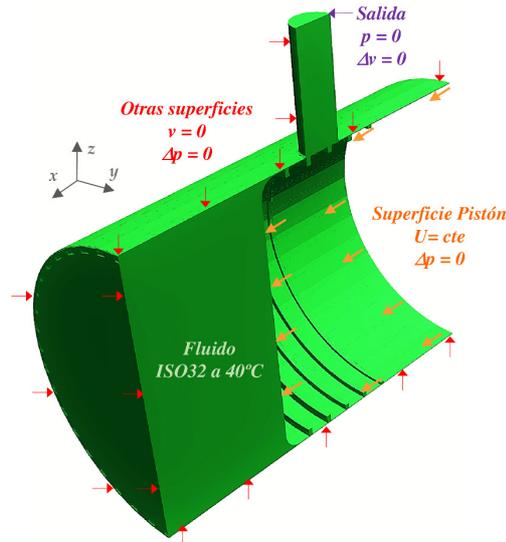


Figura 4.4 – Corte en sección del volumen interno. Condiciones iniciales y de contorno.

### 4.3.3 Mallado

Las simulaciones se han realizado con el programario libre OpenFOAM® versión 6 (43) (gestionado por OpenCFD Ltd, UK). Este contiene un código de mallado denominado *snappyHexMesh*, el cual es una herramienta versátil, robusta, estable y que, por sus características propias, se revela ideal para nuestro trabajo (44).

La premisa principal es realizar un mallado de espaciado pequeño en la zona limitada entre la superficie del pistón y la pared interior del cilindro hidráulico. Se intenta de esta manera aumentar la sensibilidad del modelo en las zonas donde se espera que se produzcan los fenómenos de flujo más complejos y la mayor parte de la pérdida de carga.

Una de las principales características de la herramienta *snappyHexMesh* es que hace posible generar fácilmente un mallado más denso alrededor de las superficies límite del modelo. Tiene como inconveniente que para ello se requiere un mallado estructurado previo subyacente, tal como se muestra en la figura 4.5. Éste actúa como base para el mallado posterior y es primordial para un resultado adecuado y de calidad.

Técnicamente, se ha incrementado el número de celdas del mallado previo en las zonas de mayor interés, realizando una reducción gradual del espaciado radial del mallado a medida que se aproxima a la superficie del cilindro hidráulico. También se ha realizado una gradación del espaciado longitudinal, en el eje  $x$ , a medida que se acerca la posición de las ranuras perimetrales y el puerto de salida. Todo ello persigue optimizar el número de celdas para minimizar la computación necesaria.

El posterior mallado con el código *snappyHexMesh* primeramente divide el mallado subyacente en celdas de menor tamaño alrededor de las superficies limítrofes, en función de unos

parámetros de refinamiento delimitados; luego extrae las celdas que no se encuentran dentro del volumen interno a estudiar. Es por esto que es tan importante el mallado subyacente, el cual marca en gran medida la densidad y calidad de las celdas en las zonas de interés del modelo.

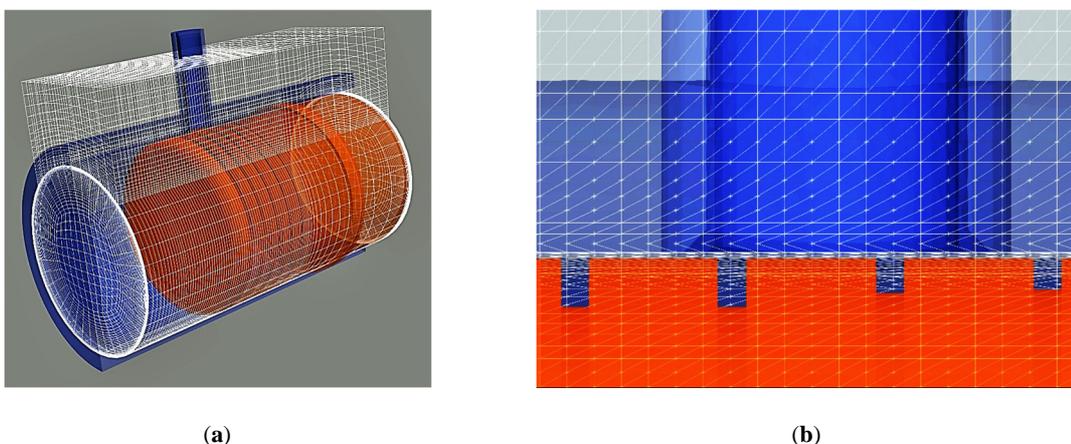
Finalmente, la herramienta de mallado refina iterativamente las dimensiones y geometría de las celdas, principalmente hexaédricas, para ajustarlas en la medida de lo posible a las superficies de la geometría que contiene el volumen mallado, en nuestro caso delimitados por el cilindro y el pistón. Este último proceso se realiza estableciendo unos límites para la calidad deseada de las celdas resultantes.

Tras el proceso descrito se obtiene una malla de hasta 3.1M de celdas. Si bien el número de celdas y la calidad del mallado obtenido varía ligeramente en función de la geometría concreta estudiada, la mayoría de las celdas son de tipo hexaédrico, aunque el proceso de refinamiento final obtiene cerca de un 10% de las celdas de tipo poliédrico.

Existen diversos parámetros que permiten cuantificar la calidad de la malla empleada. Esto es relevante ya que cualquier diferencia respecto a una malla perfectamente estructurada puede comportar dificultades en la computación de las ecuaciones y, por tanto, de convergencia en la solución, exigiendo técnicas de corrección adicionales dentro del proceso de cálculo del *solver*. En nuestro caso, cabe destacar la no-ortogonalidad y la oblicuidad (en inglés, *skewness*).

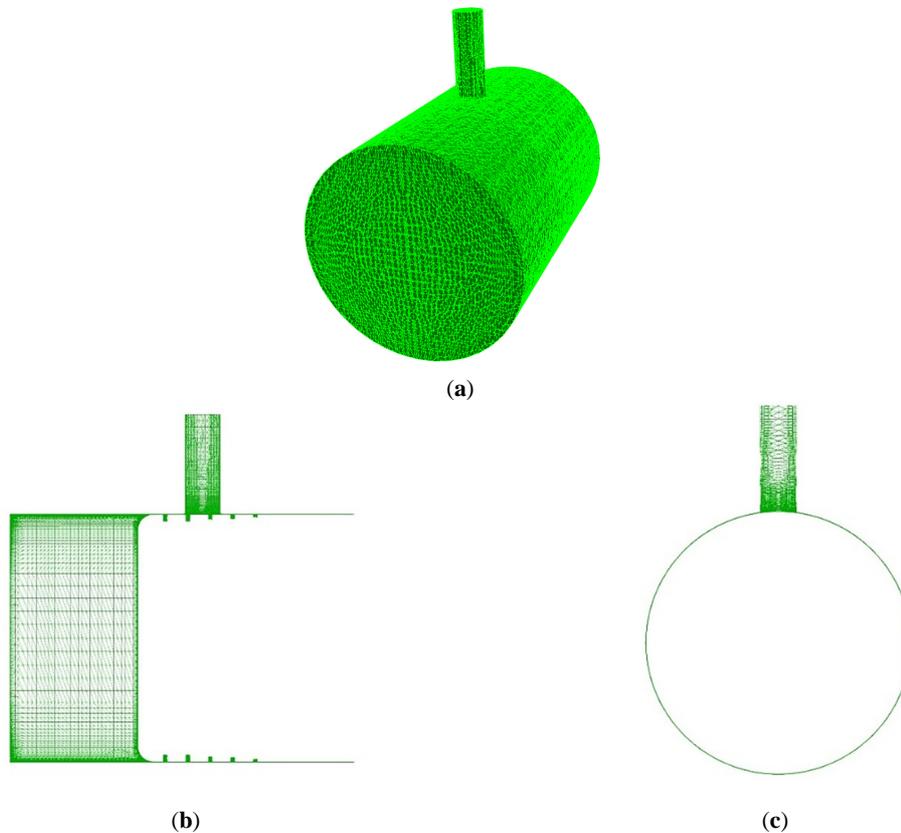
En mallados no estructurados, como es nuestro caso, los vectores perpendiculares a la superficie de las caras y el vector de unión entre los centroides de elementos contiguos no son colineales; así, se define la no-ortogonalidad como el ángulo de desviación entre ambos.

La oblicuidad se define como el grado de similitud entre el elemento 3D y un elemento ideal descrito por su esfera. Cuando un elemento presenta oblicuidad hace que la línea que une los centroides de elementos contiguos no pase necesariamente por el centro de sus caras. (45)



**Figura 4.5** – Mallado subyacente estructurado y gradación del espaciado. Camisa del cilindro en azul, en corte en sección, y pistón en naranja. (a) Vista general y (b) detalle del puerto salida en el plano  $xz$ .

Todo el proceso de mallado descrito conduce a una malla de calidad moderada, siendo su no-ortogonalidad media menor de  $30^\circ$  aunque se registran valores puntuales de hasta  $85^\circ$ . La oblicuidad máxima está en torno a 20, afectando al 0.2% de las caras.



**Figura 4.6** – Mallado. (a) Vista general; (b) sección  $xz$ ; (c) sección  $yz$ .

Esto es debido principalmente a la dificultad del mallado en la estrecha zona delimitada por el espacio radial y en las inmediaciones del puerto de salida, así como la existencia de ángulos agudos en las ranuras perimetrales del pistón. Todo ello viene dado, de forma irremediable, por la complejidad propia de la geometría bajo estudio, concentrándose además en las zonas de mayor interés.

#### 4.3.4 Métodos numéricos

Las simulaciones se han realizado igualmente con el programario libre OpenFOAM® versión 6, empleando el algoritmo de resolución *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (SIMPLE) (45) implementado en su *solver* simpleFOAM. Una referencia práctica y didáctica para el uso de este programa fue publicada por Maric et Al. (46)

El *solver* SIMPLE resuelve las ecuaciones estándar de Navier-Stokes en estado estacionario, despreciando el efecto de la gravedad, para fluidos incompresibles y newtonianos:

$$(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \nu\nabla^2\mathbf{u}$$

Ecuación 4.1

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$$

donde  $\mathbf{u}$  es el vector velocidad del fluido,  $p$  es la presión,  $\rho$  es la densidad del fluido y  $\nu$  es la viscosidad cinemática. Entre otros, el desarrollo de estas ecuaciones ha sido expuesto de forma detallada y comprensiva, especialmente para su uso en aplicaciones de ingeniería, por Holzmann (47).

Las simulaciones se realizaron con un esquema de divergencia lineal de segundo orden (*second-order linear upwind divergence scheme*) para la velocidad. Se ha considerado como criterio de convergencia cuando los residuales caen por debajo de  $10^{-3}$  para la velocidad y la presión.

La moderada calidad del mallado, anteriormente descrita, hace que se hayan empleado coeficientes de relajación de 0.3 para todas las variables. Esto hace que se obtenga una convergencia más lenta pero un proceso más robusto, especialmente en condiciones de turbulencia.

Aunque se han experimentado factores de relajación superiores para simulaciones en posición centrada del pistón y baja velocidad, se ha adoptado este principio general de prudencia dada la variedad (de geometrías y condiciones iniciales) de las simulaciones realizadas.

Pese a que las condiciones descritas hacen prever unos tiempos de computación largos, se ha aprovechado la posibilidad que ofrece OpenFOAM® de realizar las simulaciones en múltiples procesadores en paralelo. Bajo las condiciones descritas, las simulaciones emplean hasta 48 h y 8000 iteraciones en un *cluster* Ubuntu de 8 nodos. En particular, las simulaciones de velocidades de pistón mayores y en posiciones más avanzadas son las de una convergencia más lenta.

### 4.3.5 Experimentos

A través de la geometría establecida y los métodos numéricos descritos anteriormente es posible evaluar, de forma simulada fluido-dinámica, el comportamiento de la amortiguación.

Para ello, se genera una matriz de experimentos basada en distintas situaciones operacionales esperables. Así, se estudian las siguientes variables descritas a continuación:

- Diseño del pistón: para tres diseños Versión 1, Versión 2 y Versión 3 detallados en ANEXO A. Planos.
- Recorrido del pistón: a lo largo de las ocho posiciones sucesivas descritas en la figura 4.2.
- Distancia radial: para tres posiciones radiales, denominadas centrada, intermedia y atracada que son descritas en la figura 4.3.

- Velocidad: a partir de los resultados del modelo dinámico del apartado 3.5, se establecen cuatro velocidades de avance del pistón de 0.2, 0.1, 0.05 y 0.02 m/s.

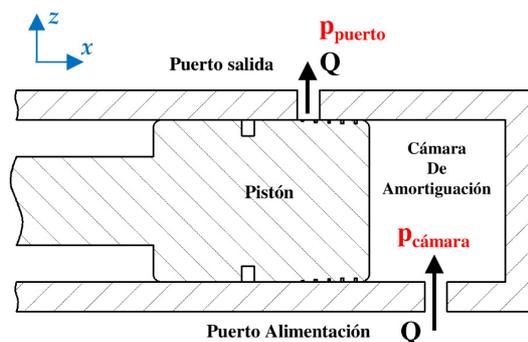
#### 4.4 Correlación experimental

En condiciones ideales, son de gran interés disponer de valores de referencia que permitan refinar el modelo para adecuarlo en la medida de lo posible a la realidad del sistema representado. En nuestro caso, la validez del método de simulación fluido-dinámica se ha corroborado con una serie de pruebas experimentales.

Para ello, se ha construido un dispositivo experimental que representa la cámara de amortiguación en la retracción del cilindro hidráulico, descrito esquemáticamente en figura 4.7. Éste se construye a partir de un cilindro hidráulico modificado, el cual permite la entrada de fluido directamente en la cámara de amortiguación.

Este útil permite fijar el pistón en distintas posiciones a lo largo de su recorrido, eje  $x$ , y se emplaza en posición centrada o atracada al puerto de salida en función de su desplazamiento radial, en el eje  $z$ .

Este dispositivo experimental se conecta al circuito hidráulico de alimentación y los equipos de medida descritos en la figura 4.8 y cuyos componentes se detallan en la tabla 4.1. Los ensayos se realizan con aceite hidráulico mineral según la norma ISO 32 a 40°C con una viscosidad cinemática de  $3.2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ .



**Figura 4.7** – Cilindro hidráulico modificado. Entrada y salida del caudal  $Q$ .

El método de control utilizado consiste en variar la presión de la válvula reguladora manteniendo el caudal a su valor máximo. Así se observa que la presión dentro de la cámara es la de la válvula reguladora menos las pérdidas de carga que pueda haber de la válvula distribuidora y la bomba. De esta manera es posible determinar experimentalmente las pérdidas de cargas en función del caudal de salida de la cámara de amortiguación.

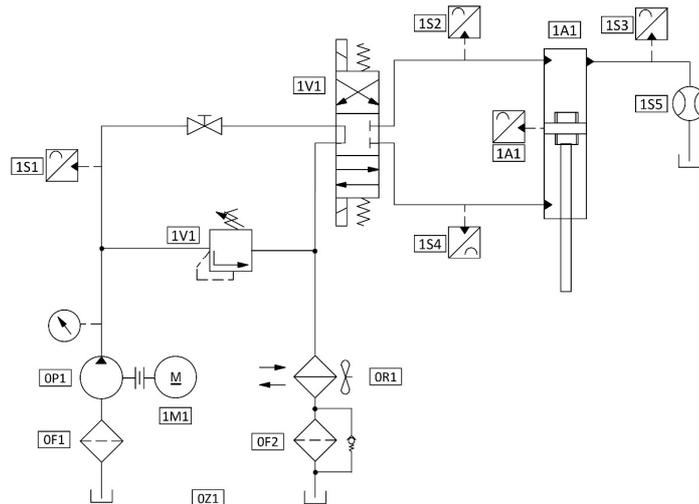


Figura 4.8 – Circuito hidráulico y sensores de medida.

Tabla 4.1 – Identificación de los componentes del circuito hidráulico y de medida.

Descripción	Componente
Bomba de engranajes - hasta 35 litros/min	P1
Motor eléctrico	M1
Depósito	Z1
Válvula direccional	V1
Válvula de Alivio de presión - hasta 250 bar	V2
Cilindro hidráulico modificado	A1
Sensor de presión—Rango 0 a 400 bar ± 0.5% FS	S1 a S4
Caudalímetro – 4 a 60 l/min ± 1% FS	S5
Filtros	F1, F2
Refrigerador	R1



Figura 4.9 – Vista del dispositivo experimental.

Los experimentos se han realizado bajo los siguientes parámetros geométricos y operacionales:

- Diseño del pistón: para el diseño Versión 2 detallado en ANEXO A. Planos.
- Recorrido del pistón: a lo largo de las tres posiciones 4, 6 y 8 descritas en la figura 4.2. Estas presentan frente al puerto las ranuras G2-G3, G3-G4 y G4-G5, respectivamente.
- Distancia radial: la posición radial atracada que es descrita en la figura 4.3.

- Velocidad: el caudal equivalente a cuatro velocidades de desplazamiento del pistón de 0.2, 0.1, 0.05 y 0.02 m/s.

Debido a limitaciones experimentales, relacionadas con la dificultad de posicionar de forma precisa el pistón en otras posiciones, los resultados se obtienen para la posición atracada del pistón, cuando éste se encuentra totalmente en contacto con el puerto de salida.

En la figura 4.10 se muestra una comparativa entre los valores experimentales y los obtenidos por simulación CFD, de la pérdida de presión generada por el flujo,  $\Delta p$ , desde la cámara de amortiguación hacia el puerto de salida.

Los resultados obtenidos muestran la siguiente relación general:

$$\Delta p \sim Q^{1.4}$$

La pérdida de presión obtenida por ambos métodos muestra una correlación adecuada, con una desviación promedio del 12% y máxima del 18%. Los valores obtenidos indican como la pérdida de presión estaría ligeramente subvalorada por CFD en la posición 4 y que la mayor desviación tiende a producirse para los caudales más elevados.

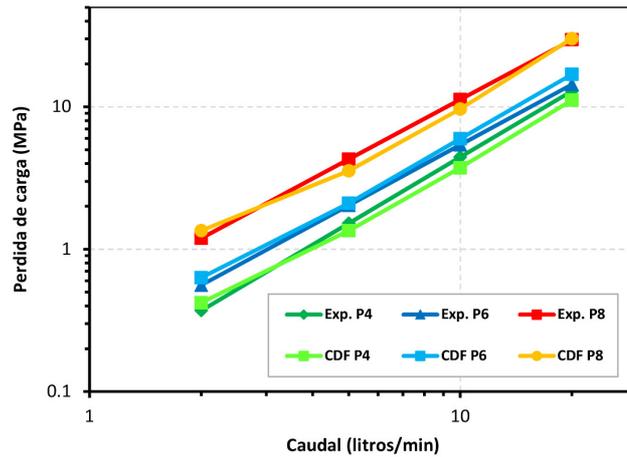
En cualquier caso, no existe una tendencia general de desviación, al alza o a la baja, de los valores obtenidos. Esto podría ser atribuible, pues, a los errores generales metodológicos existentes tanto en la metodología experimental como en la simulación fluido-dinámica.

Más concretamente, esta divergencia con los resultados experimentales tendría dos principales causas; primero, las dificultades en la configuración del mallado en ciertas zonas para las primeras ranuras, donde existe un flujo más complejo en las proximidades de la esquina redondeada; segundo, el nivel de confianza estimado para los valores empíricos de las pérdidas de presión.

La correlación obtenida demostraría en primera instancia como el modelo de simulación descrito no requiere aparentemente de correcciones adicionales y sería de suficiente fiabilidad para la representación del fenómeno de la amortiguación a nivel fluido-dinámico.

En todo caso, en apartados posteriores se efectuarán evaluaciones y comprobaciones adicionales de la influencia de estas desviaciones sobre los parámetros característicos del flujo y, en capítulos posteriores, sobre el comportamiento general de la amortiguación.

Gracias a todo ello, se hace posible emplear este modelo CFD con garantías para la caracterización de los fenómenos internos de flujo y el cálculo de coeficientes de descarga, tal como se explicará en los siguientes apartados.



**Figura 4.10** – Comparativa de la pérdida de carga experimental (Exp.) y mediante simulación CFD.

## 4.5 Fenómenos de flujo interno

Una vez desarrollada y validada la metodología de simulación fluido-dinámica del sistema de amortiguación bajo estudio, es de interés evaluar los fenómenos de flujo interno observables gracias a dicho modelo.

Los resultados de las simulaciones se analizan a través de la herramienta de post-procesado de *software* libre ParaView® versión 5.4.1 (desarrollada, entre otros, por Kitware, Advanced Simulation and Computing (ASC) y Sandia National Laboratories, EEUU). Esta herramienta permite visualizar, filtrar o procesar tanto el mallado como los campos de velocidad y presión obtenidos, para la obtención de vistas, gráficos o datos, entre muchas otras utilidades (48).

A partir de los resultados obtenidos, es posible analizar la distribución de presión y velocidad para las ocho posiciones sucesivas y sus ranuras G1 a G5. Por motivos de claridad en este apartado se evalúan únicamente las dos posiciones extremas del pistón dentro del interior del cilindro: centrada y atracada frente al puerto de salida del cilindro.

Para la posición centrada, el flujo se produce en gran medida a través del espacio anular entre el pistón y el cilindro del cilindro; solo una parte se hace a través de las ranuras perimetrales. Además, la distribución de presión en la cámara de amortiguación hace que el flujo solo se produzca en una pequeña porción del perímetro, delimitándose principalmente en las proximidades del puerto.

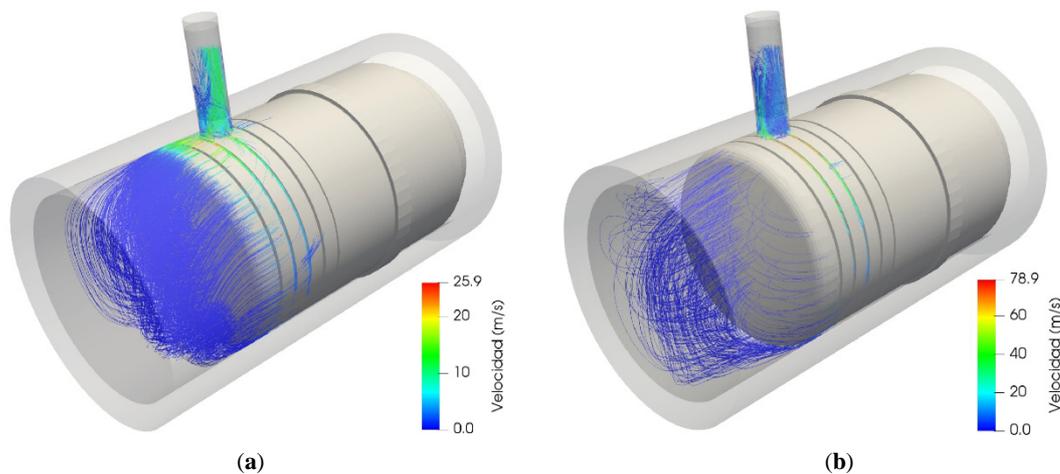
Por otro lado, la posición atracada del pistón muestra cómo se produce el flujo únicamente a través de las ranuras. La posición descentrada produce una presión uniforme hasta el cuarto superior del perímetro, donde se produce el flujo en la última longitud de las ranuras.

En la posición atracada se aprecia, además, como las ranuras reciben su aportación del flujo principalmente a través del espacio anular de la mitad inferior de la cámara de amortiguación.

Evaluándose para un caudal constante, la velocidad de flujo en las ranuras es considerablemente mayor al de la sección anular.

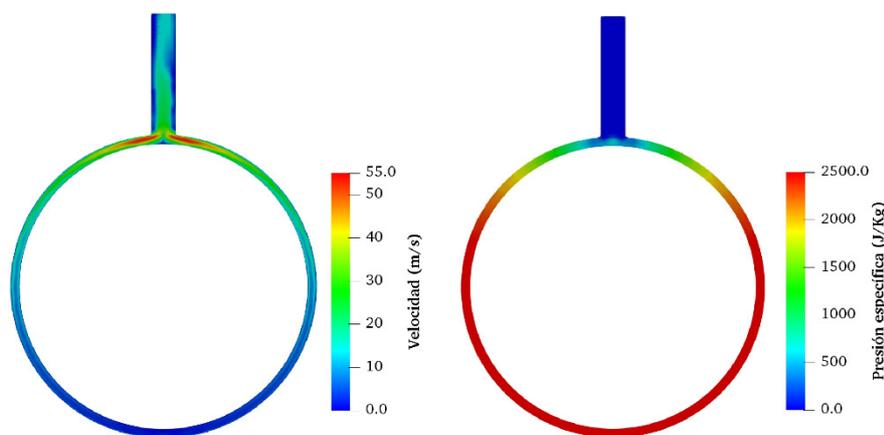
Estos patrones de flujo descritos se muestran en la figura 4.11 para la posición 5 para una velocidad de avance del pistón de 0.1 m/s.

Observamos que las ranuras perimetrales del pistón modulan el flujo de salida durante la amortiguación gracias a su distribución de sección y en función de su posible posición radial. La ranura recibe así el flujo hidráulico desde el espacio intermedio entre el pistón y el cuerpo del cilindro mediante un pronunciado gradiente de presión dirigido al puerto del cilindro de salida.



**Figura 4.11** – Líneas de flujo para posición (a) centrada y (b) atracada del pistón. Posición 5 para ranuras G2 y G3.

A modo de ejemplo se representa en la figura 4.12 la distribución de presión y velocidad de flujo de la ranura 2 en la posición 5 para una velocidad de avance del pistón de 0.1 m/s. Ambas imágenes muestran valores constantes, tanto de velocidad como de presión, en aproximadamente la mitad inferior del círculo, opuesta al puerto de salida.



**Figura 4.12** – Distribución de velocidad y presión específica en la ranura 2, posición 5.

Vemos con estos ejemplos prácticos cómo el modelo de simulación fluido-dinámico, el cual ha sido corroborado experimentalmente, permite mejorar en el entendimiento de los sistemas de amortiguación tipo II.

Por ejemplo, se hace posible graficar la presión y velocidad normalizadas a lo largo del perímetro de las distintas ranuras, cuyos resultados se muestran en la figura 4.13 para las posiciones 2, 4, 6 y 8. El perímetro tiene una longitud  $2\pi$  y el puerto de salida se encuentra en  $0$  y  $2\pi$ , cuyo lado opuesto es  $\pi$ . Así,  $v^*$  es la velocidad normalizada con la velocidad media en el puerto de salida y  $p^*$  es la presión normalizada con la presión dinámica en el puerto de salida.

A partir de los resultados mostrados en dicha figura 4.13. se aprecian algunos fenómenos de interés como:

- La velocidad y la caída de presión es mayor en las ranuras para la posición atracada, como podría ser de esperar.
- Existe una presión uniforme en la mitad opuesta al puerto de salida de la cámara de amortiguación, lo que genera poco o nulo flujo en esta zona. En consecuencia, el flujo y el gradiente de presión se produce en la mitad superior del perímetro del pistón.
- A medida que avanza el pistón, la sección de paso generada por las ranuras presentes disminuye, aumentando la velocidad y la pérdida de carga. Esto sería esperable teniendo en cuenta que se ha representado para un caudal de salida constante para una velocidad del pistón de 0.1 m/s.

A partir de los resultados expuestos, la distribución irregular de presión y la dirección de flujo ascendente alrededor del pistón sugieren la existencia de un componente de fuerza en el sentido del flujo, la cual es posible cuantificar fácilmente gracias a las posibilidades de la técnica. Concretamente, vemos en la figura 4.14 como a medida que crece el número de ranuras en el interior de la cámara de amortiguación, con el avance del pistón, la fuerza radial (eje  $z$ ) aumenta en consecuencia.

Así, estas evidencias apuntarían a que durante la primera parte de la amortiguación el pistón tendría tendencia a estar en posición centrada. Por otro lado, a medida que participan más ranuras con el avance de la amortiguación, el pistón tendría tendencia a la posición descentrada como resultado de una fuerza radial creciente.

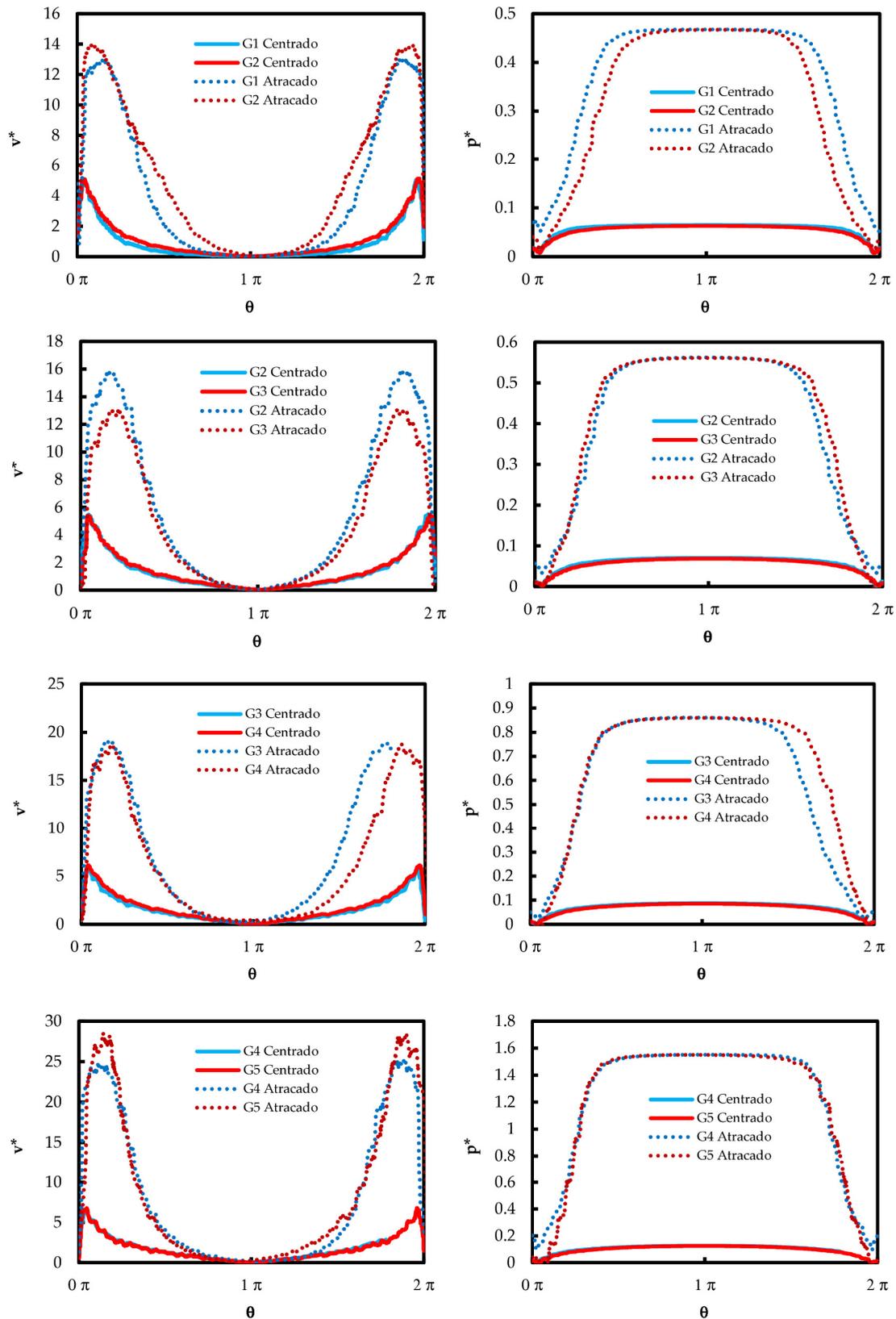
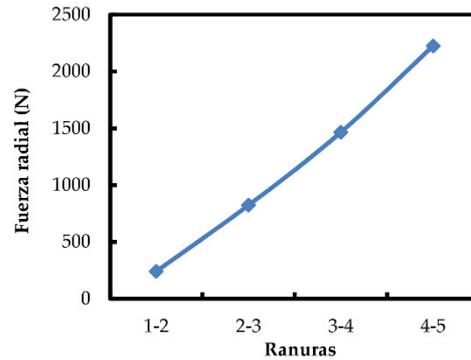


Figura 4.13 – Velocidad ( $v^*$ ) y presión ( $p^*$ ) normalizadas en las posiciones 2, 4, 6 y 8.



**Figura 4.14** – Fuerza radial (eje  $z$ ) en función de las ranuras. Posición centrada del pistón.

## 4.6 Análisis de la turbulencia

Si bien la simulación en régimen laminar ha mostrado una correspondencia adecuada con los resultados experimentales, cabe señalar que la simulación se ha estudiado también en régimen turbulento. Así, tras la convergencia en régimen laminar se ha realizado la simulación mediante un modelo de turbulencia  $k-\omega SST$ , el cual trabaja como un modelo  $k-\omega$  cerca de las paredes y  $k-\varepsilon$  en el campo más lejano (49).

Estos modelos Reynolds-Averaged Navier–Stokes (RANS), están basado en la hipótesis de Boussinesq. Así, éstos son un aproximación para el cálculo de la viscosidad efectiva,  $\nu_{eff}$ , como una combinación de la viscosidad cinemática,  $\nu$ , más una viscosidad adicional debida a la turbulencia, en analogía de la viscosidad molecular,  $\nu_t$  (50), es decir:

$$\nu_{eff} = \nu + \nu_t \quad \text{Ecuación 4.2}$$

Donde se define el número de Reynolds cómo,

$$Re = \frac{UD_{pistón}}{\nu} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

Donde  $D_{pistón}$  es el diámetro del pistón,  $U$  es la velocidad del pistón y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aceite. Con ello se calcula la intensidad de la turbulencia como:

$$I = 0.16Re^{-1/8} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Los valores iniciales de la energía cinética de la turbulencia  $k$ , el factor de disipación  $\varepsilon$  y el factor específico de disipación  $\omega$  se estiman como:

$$k = \frac{3}{2}(UI)^2$$

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{l}$$

Ecuación 4.5

$$\omega = \frac{\sqrt{k}}{l}$$

Donde se toma habitualmente el valor de  $c_\mu = 0.09$  y la longitud de escala de la turbulencia  $l$  se ha estimado en  $l = 0.07d$ .

En la figura 4.15 se observa, para una velocidad de 0.1 m/s, como la pérdida de carga no se ve influenciada de forma significativa por el modelo de turbulencia. Para las posiciones más tempranas se registra una variación máxima del 5% sin una tendencia clara de cambio. A partir de las posiciones más avanzadas 6 a 8, el modelo de flujo turbulento tiende a sobrevalorar los valores de pérdida de carga hasta en un 8% respecto al valor obtenido en régimen laminar.

En conclusión, todo parecería indicar, junto con las evidencias experimentales aportadas en el apartado 4.4 Correlación experimental, que el régimen de flujo predominante durante la amortiguación sería principalmente el laminar.

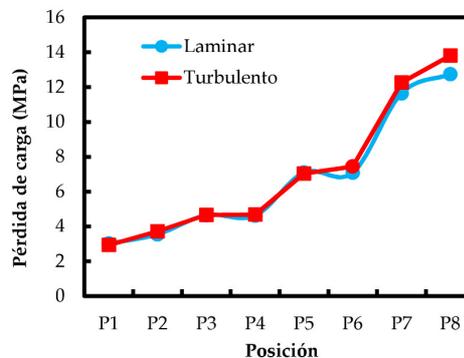


Figura 4.15 – Pérdida de carga en régimen turbulento y laminar en distintas posiciones durante la amortiguación.

## 4.7 Coeficientes de descarga ranuras

Tal como se ha descrito en las secciones anteriores, el modelo de simulación CFD desarrollado se muestra adecuado para la representación de los fenómenos dinámicos de flujo que se producen durante la amortiguación de cilindros hidráulicos en el diseño tipo II bajo estudio.

Esto hace posible calcular, en última instancia, los coeficientes de descarga  $C_d$  para cada ranura a partir de los valores de velocidad y presión de las simulaciones CFD. Para ello se ejecutan las simulaciones descritas en el apartado 4.3.5 Experimentos, en función de la geometría, posición y velocidad del pistón.

Concretamente, se calcula el coeficiente de descarga  $C_d$  a partir de los resultados numéricos obtenidos en las simulaciones CFD empleando la ecuación 4.6 siguiente. Despejando la ecuación 3.27, anteriormente descrita, obtenemos la expresión para el cálculo del coeficiente de descarga  $C_d$ , tal como:

$$C_d = \frac{Q_{ranura}}{2S_{ranura}} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{amortiguación}}} = \frac{v_{ranura}}{2} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{amortiguación}}} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Ésta considera que la sección de la ranura,  $S_{ranura}$ , existe en ambos lados del pistón en frente del puerto del cilindro. El valor de velocidad media en las ranuras  $v_{ranura}$  y presión en la cámara de amortiguación  $p_{amortiguación}$  se obtienen a través de la simulación fluido-dinámica.

Concretamente, se establece una metodología específica para determinar la velocidad de flujo a través de la sección de cada ranura, inmediatamente antes de la descarga en el puerto de salida.

Tal como se muestra en la figura 4.16, se realiza un corte en sección del campo de velocidad, a cada lado, inmediatamente antes del puerto de salida. La zona de corte se detalla en la zona punteada de la figura 4.17.

En el ejemplo mostrado se observa como el flujo se produce únicamente en las dos ranuras interpuestas frente al puerto, en este caso las ranuras 2 y 3. El valor de velocidad medio obtenido para cada una de sus secciones será el empleado en el cálculo del coeficiente de descarga.

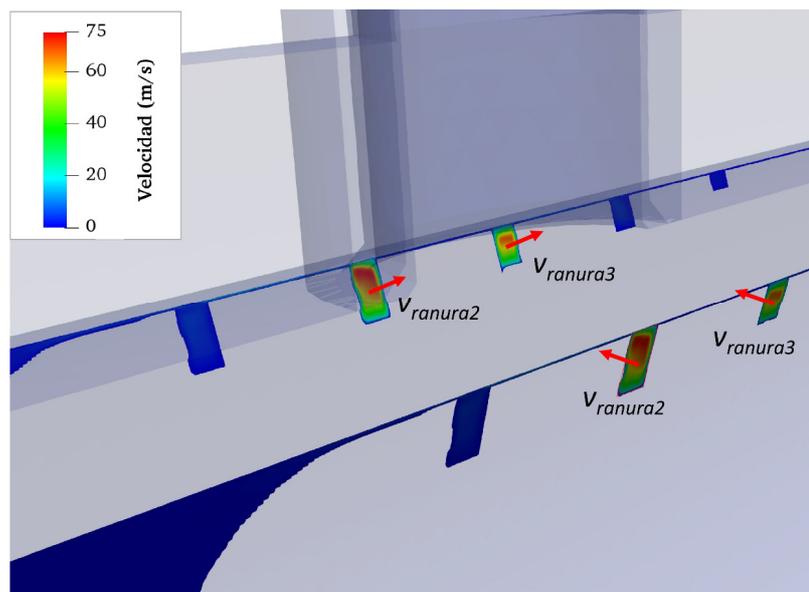
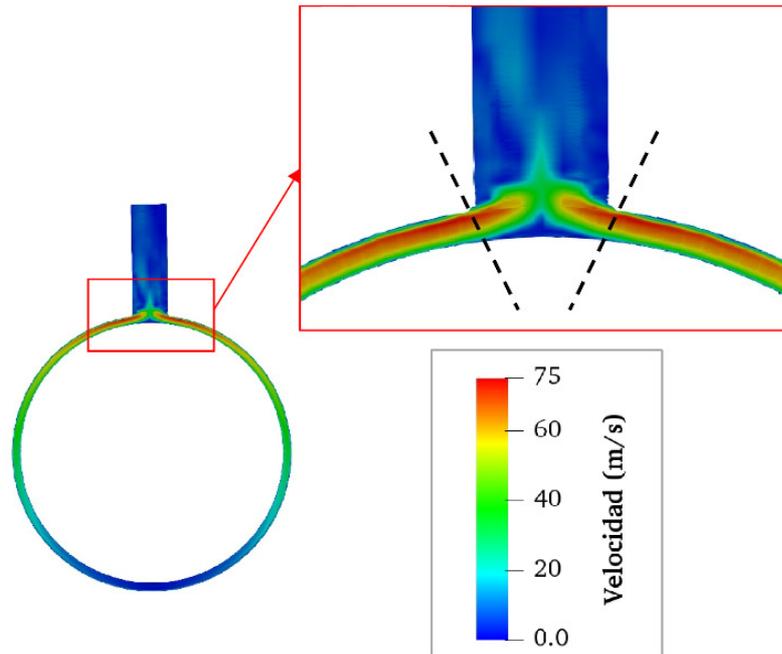


Figura 4.16 – Velocidad en las ranuras contiguas al puerto de salida. Cortes en sección.



**Figura 4.17** – Velocidad en las ranuras contiguas al puerto de salida, plano yz.  
Localización del corte en sección en línea punteada.

En las figuras 4.18 (a) a 4.20 (a) se muestran la distribución de coeficientes de descarga obtenidos para los pistones de diseños Versión 1, Versión 2 y Versión 3 en cada una de las ranuras a lo largo de su recorrido, caudales de suministro y posición radial.

A partir de dicha distribución de coeficientes se calcula la ecuación del plano que forman, como una representación matemática de los resultados, tal como se muestran gráficamente en las figuras 4.18 (b) a 4.20 (b). Éstas tienen la forma general de la siguiente ecuación:

$$C_d = a' \cdot Q_{ranura} + b' \cdot L_p + c' \quad \text{Ecuación 4.7}$$

donde  $L_p$  es el recorrido del pistón (en centímetros) y  $Q_{ranura}$  el caudal de flujo a través de la ranura en (en litros/min). Los coeficientes  $a'$ ,  $b'$  y  $c'$ , los cuales se determinan mediante un ajuste por mínimos cuadrados para los distintos experimentos establecidos, se encuentran detallados en la tabla 4.2.

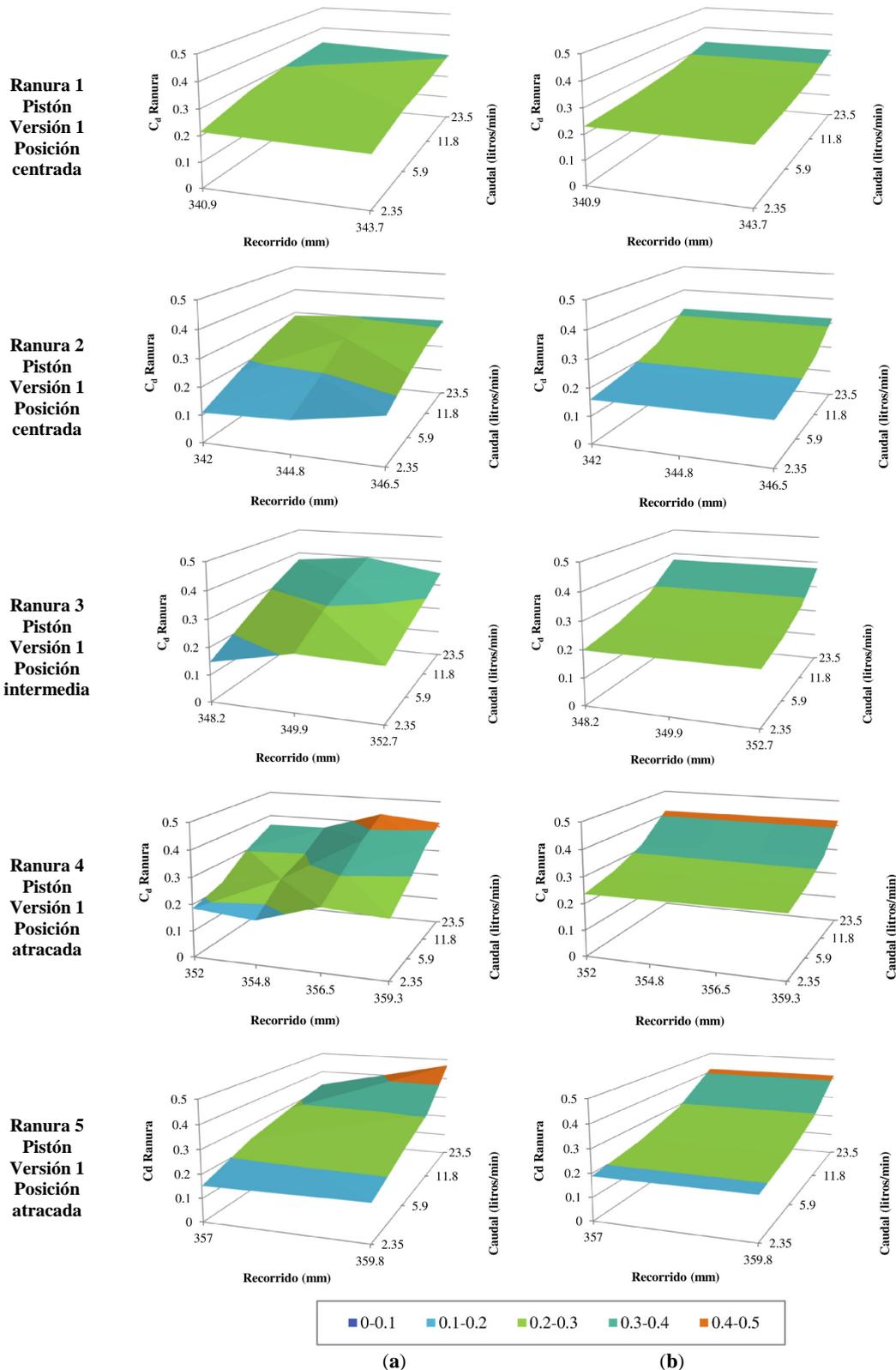
Estas ecuaciones calculadas serán implementadas posteriormente en el modelo de simulación *bond graph* descrito en el capítulo 3 Modelización. De esta forma se disponen, de una forma práctica, de los coeficientes de descarga en función de las condiciones operacionales que vayan apareciendo en la ejecución del modelo.

**Tabla 4.2** – Coeficientes determinados para la ecuación 4.7. Diseños de pistón Versión 1,2 y 3.

<b>Diseño pistón</b>	<b>Versión 1</b>				
Ranura	G1	G2	G3	G4	G5
Posición	Centrada	Centrada	Intermedia	Atracada	Atracada
a'	0.0045	0.0075	0.0082	0.0085	0.0107
b'	0	0.0044	0.0030	0.0061	0.0046
c'	0.2197	-0.0100	0.0755	0	0
<b>Diseño pistón</b>	<b>Versión 2</b>				
Ranura	G1	G2	G3	G4	G5
Posición	Centrada	Centrada	Intermedia	Atracada	Atracada
a'	0.0055	0.0059	0.0124	0.0090	0.0065
b'	0.0099	0	0	0.0054	0.0037
c'	0	0.2813	0.1515	0	0
<b>Diseño pistón</b>	<b>Versión 3</b>				
Ranura	G1	G2	G3	G4	G5
Posición	Centrada	Centrada	Intermedia	Atracada	Atracada
a'	0.0045	0.0072	0.0082	0.0085	0.0107
b'	0	0.0044	0.0058	0.0061	0.0046
c'	0.2198	0	0	0	0

Destacar que la confianza del valor de presión obtenido por simulación, el cual ha mostrado una desviación de hasta el 18% respecto a los valores experimentalmente obtenidos, hace que se estime una incertidumbre máxima del valor de  $C_d$  obtenido de  $\pm 0.07$  según el método de cálculo descrito. La extrapolación matemática de la ecuación del plano de coeficientes de descarga respecto a los valores individuales, por la simplificación que implica, supone a su vez un error RMSE máximo sobre el valor de  $C_d$  de  $\pm 0.04$ .

Cabe indicar que el trabajo de simulación fluido-dinámica y determinación de coeficientes de descarga que se ha descrito hasta este punto fue publicado, en una versión preliminar, en nuestro trabajo titulado “*Pressure-drop coefficients for cushioning system of hydraulic cylinder with grooved piston: a computational fluid dynamic simulation*” (Castilla, R., Alemany, I., Algar, A. et Al. Revista *Energies*, 25 Octubre 2017, vol. 10, núm. 11, p. 1704-1-1704-14.).



**Figura 4.18** – Coeficientes de descarga  $C_d$  de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación.  
**(a)** Datos de simulación y **(b)** plano calculado para el pistón Versión 1.

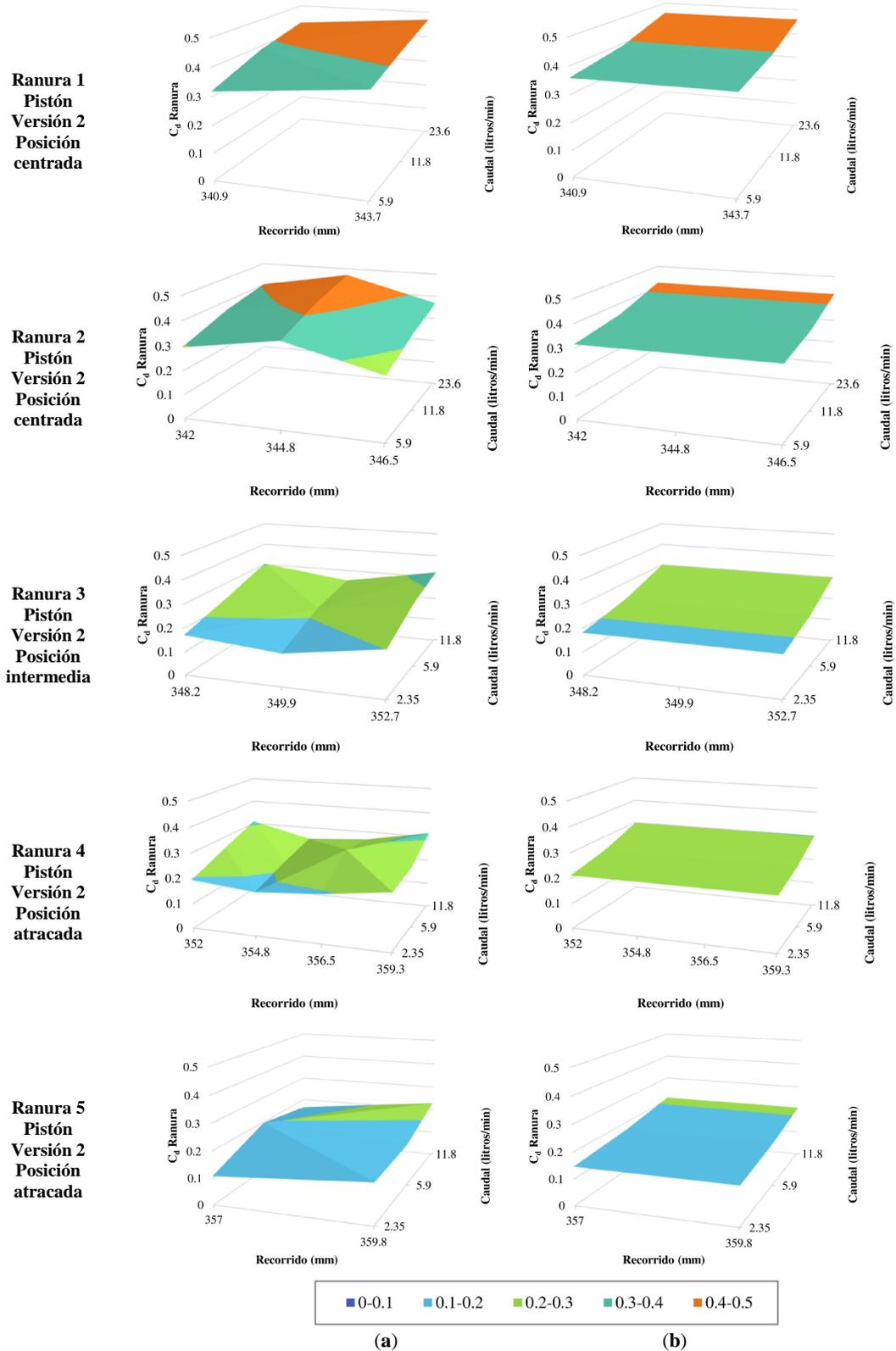


Figura 4.19 – Coeficientes de descarga  $C_d$  de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación.

(a) Datos de simulación y (b) plano calculado para el pistón Versión 2.

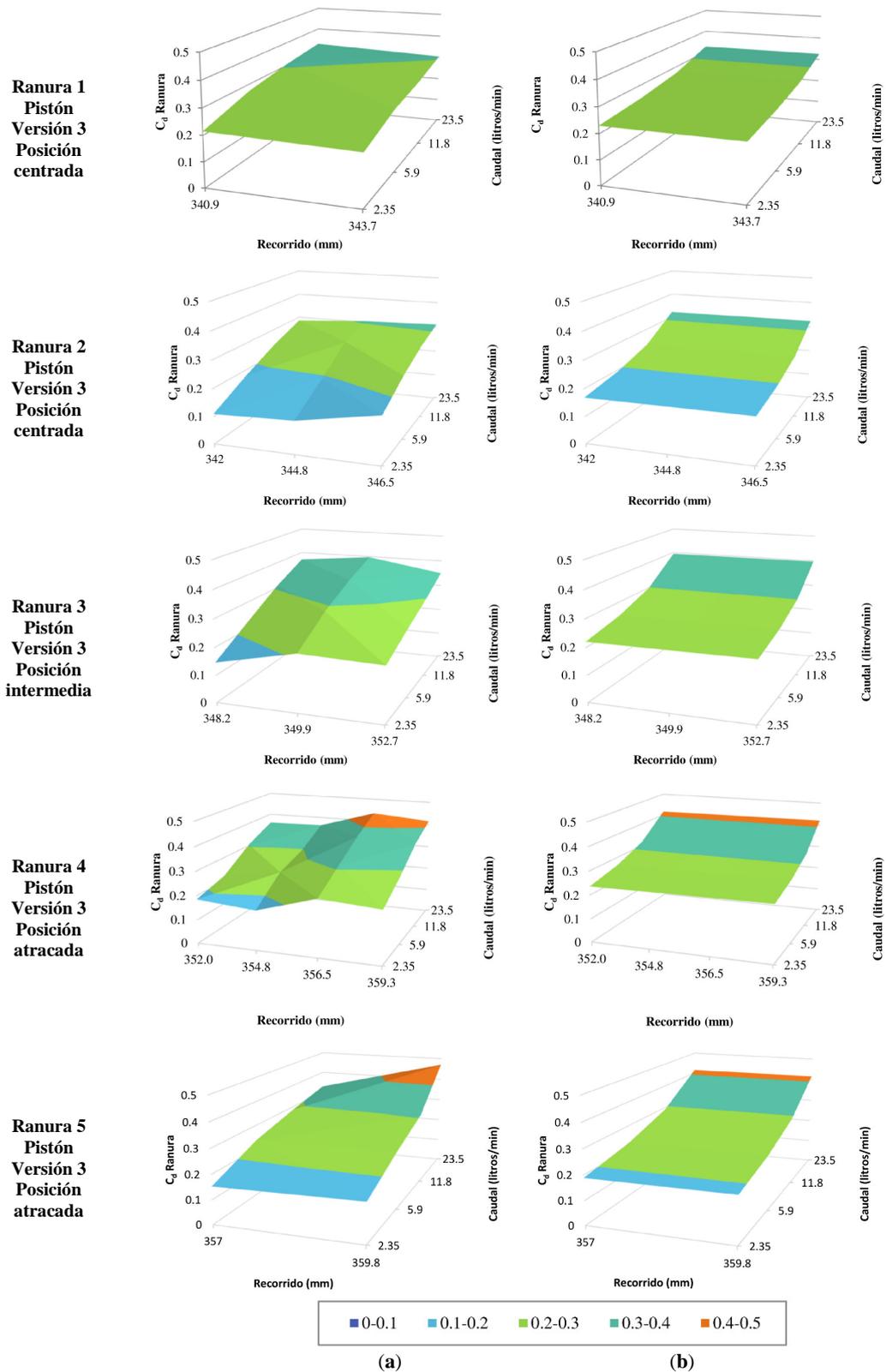


Figura 4.20 – Coeficientes de descarga  $C_d$  de las ranuras para su recorrido y caudales de alimentación.

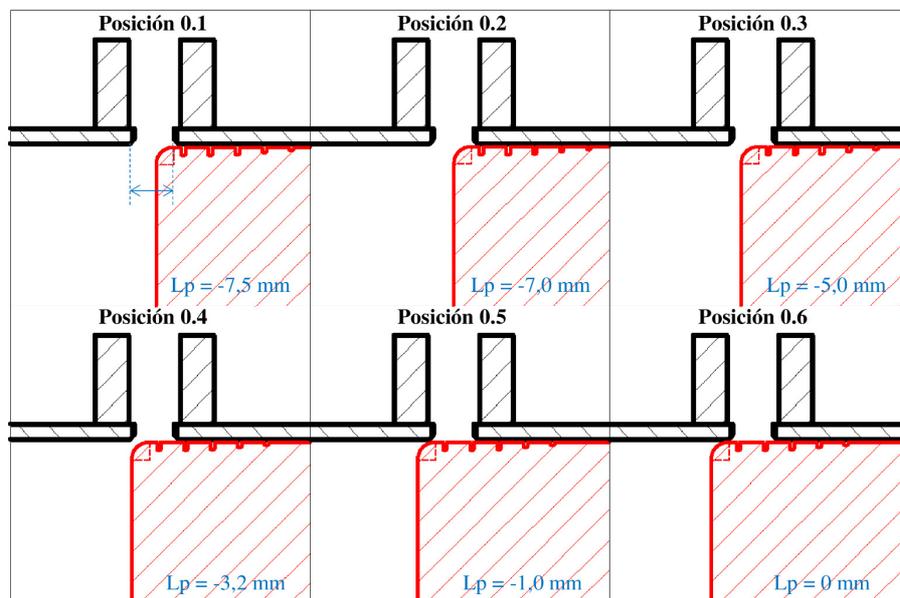
(a) Datos de simulación y (b) plano calculado para el pistón Versión 3.

## 4.8 Coeficiente descarga del puerto

De forma análoga al análisis que se ha realizado para las ranuras perimetrales, se estudia el proceso de obturación del puerto de salida.

Para ello, se genera una matriz de experimentos basada en distintas situaciones operacionales esperables. Así, se estudian las siguientes variables descritas a continuación:

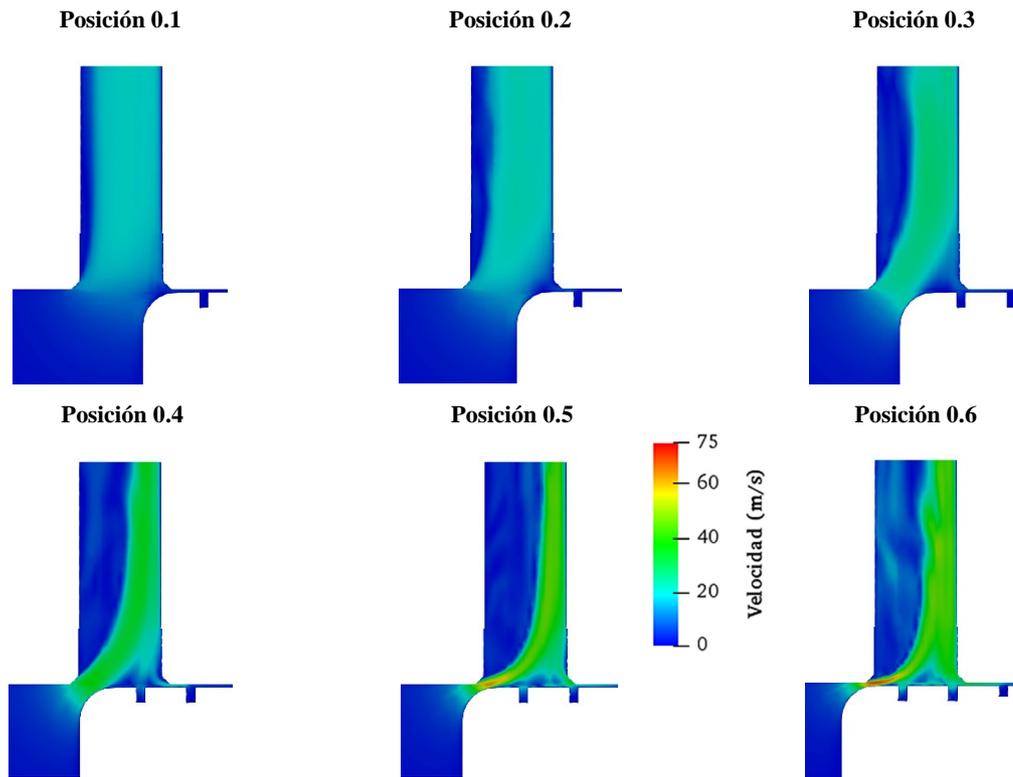
- Diseño del pistón: el diseño Versión 2 representado en ANEXO A. Planos.
- Recorrido del pistón: a lo largo de las seis posiciones sucesivas 0.1 a 0.6 descritas en la figura 4.21.
- Distancia radial: se considera posición centrada durante la obturación del puerto.
- Velocidad: a partir de los resultados del modelo dinámico del apartado 3.5, se establecen cuatro velocidades de avance del pistón de 0.4, 0.3, 0.2 y 0.1 m/s.



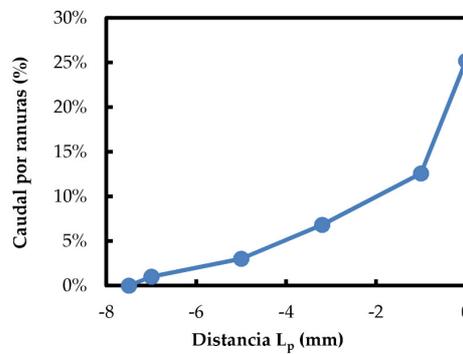
**Figura 4.21** – Posiciones del pistón estudiadas respecto al recorrido en la obturación del puerto.

Los perfiles de velocidad mostrados en la figura 4.22 revelan como a medida que avanza el pistón la velocidad de flujo se incrementa de forma localizada en el meato de tamaño decreciente formado entre el puerto de salida y el pistón.

También se observa cómo, para posiciones más avanzadas, parte del flujo de salida viene aportado por la sección de paso que generan las ranuras perimetrales. El caudal que circula a través de éstas, pese a no ser mayoritario, crece de forma importante en los últimos 2 milímetros del pistón antes de la obturación total del puerto. Esto se representa gráficamente en la figura 4.23.



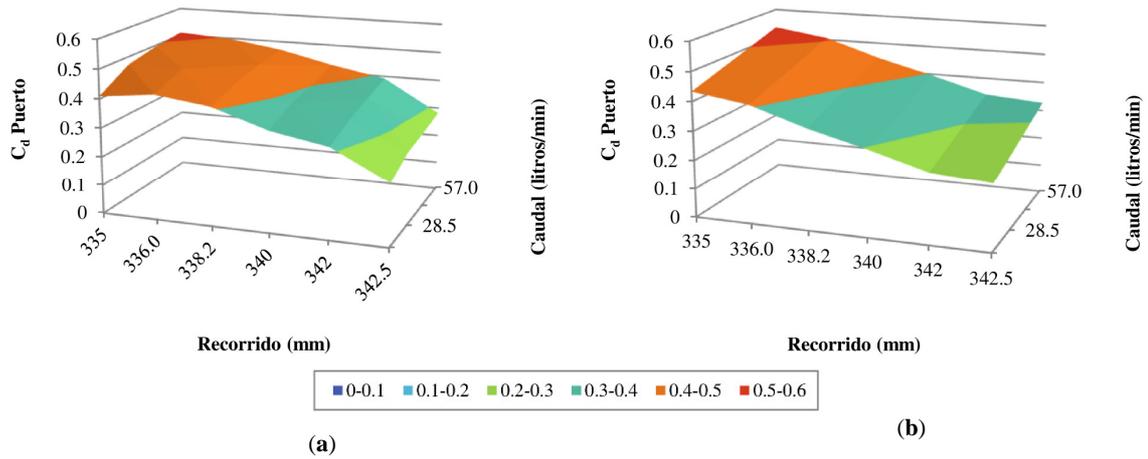
**Figura 4.22** – Velocidad de flujo en las distintas posiciones estudiadas para experimentos a 0.3 m/s. Plano  $xz$  en la zona del puerto de salida.



**Figura 4.23** – Caudal a través de las ranuras durante la obturación del puerto (% del total, valor promedio entre experimentos).

De forma análoga al cálculo realizado para las ranuras, se determina para la ecuación 4.8, los coeficientes de descarga a lo largo de la obturación del puerto, tal como se muestran gráficamente en la figura 4.24. Así, se obtiene:

$$C_d = 0.0023 \cdot Q_{puerto} - 0.2757 \cdot L_p + 9.6350 \quad \text{Ecuación 4.8}$$



**Figura 4.24** – Coeficientes de descarga  $C_d$  del puerto para su recorrido y caudales de alimentación.

(a) Datos de simulación y (b) plano calculado.

## 4.9 Discusión

El trabajo de simulación fluido dinámica realizado y expuesto en el presente capítulo permite profundizar en el conocimiento de los mecanismos de funcionamiento de los dispositivos de amortiguación interna de actuadores hidráulicos tipo II.

En primera instancia, la correlación de los valores de pérdida de carga con valores experimentales permite el refinamiento del modelo hasta la concordancia con los valores reales esperados. Para ello hay que inferir en un refinado modelo 3D de la geometría, así como en un adecuado mallado, especialmente en el espacio anular y en las zonas próximas el puerto de descarga, donde se produce la mayor parte de la pérdida de carga.

La técnica CFD permite al investigador evaluar de forma accesible fenómenos internos, que no sería posibles por otros medios. Por ejemplo, el flujo interno que abandona la cámara de amortiguación se observa íntimamente relacionado con la geometría y posición del pistón. Éste se produce mayoritariamente a través de la sección anular para posiciones más centradas y a través de las ranuras perimetrales en posiciones atracadas del pistón. De este modo, las características dimensionales del espacio anular y las ranuras perimetrales se convierten en elementos clave de regulación de la sección de flujo durante la amortiguación.

Por otro lado, un importante componente de fuerza estimado, creciente con el número de ranuras, estaría ligado aparentemente a la asimetría del flujo existente. Todo ello llevaría a pensar en un posible movimiento radial del pistón durante la amortiguación, con tendencia a estar en posición atracada. No en vano, se ha observado como los fenómenos de flujo interno están fuertemente influenciados por la posición radial del pistón, lo que haría del movimiento radial un factor de importancia.

En consecuencia, el trabajo presentado se consideraría un buen ejemplo de aplicación de la técnica CFD a una geometría 3D, donde pueden existir fuertes asimetrías y que, a su vez, está ligada con las simulaciones dinámicas.

La simulación fluido-dinámica, validada experimentalmente, permite a su vez la obtención práctica de coeficientes de descarga del puerto de salida y de las ranuras perimetrales con lo que aportar parámetros de funcionamiento realistas al modelo de simulación dinámico.

Los coeficientes de descarga de las ranuras determinados presentan una tendencia clara a disminuir a medida que disminuye el caudal circulante y, por tanto, la velocidad de avance del pistón. Este fenómeno sería coherente con el objetivo de disminuir la velocidad durante la amortiguación.

Por otro lado, los coeficientes de descarga de las ranuras serían aproximadamente constantes o solo ligeramente ascendentes a medida que avanza el pistón, sin registrarse una tendencia significativa considerando la incertidumbre estimada para los valores calculados.

En cualquier caso, se observan diferencias relevantes entre los tres diseños de pistón observados. Los valores de  $C_d$  para las distintas ranuras de los diseños Versión 1 y Versión 3 son similares, dentro de un rango en torno a 0.2-0.4, sin una tendencia de cambio apreciable. Por otra parte, el diseño Versión 2 muestra un valor de coeficiente de descarga cada vez menor en sus sucesivas ranuras; por ejemplo, en torno a 0.4 para la ranura G1 y 0.2 para la ranura G5.

La principal diferencia del diseño Versión 2 es una mayor distancia radial en su espacio anular, de 250 micras, frente a las 125 micras del diseño Versión 1. Esto haría prever, debido a la tendencia decreciente de los coeficientes de descarga, un posible comportamiento distinto de la amortiguación cuando exista una mayor holgura radial.

Por lo que respecta al coeficiente de descarga durante la obturación del puerto, éste disminuye claramente con la disminución del caudal y también con el avance del pistón. Ambos fenómenos serían coherentes con la marcada disminución de la velocidad relacionada con la obturación del puerto.

En el siguiente capítulo se pretende caracterizar empíricamente el comportamiento durante la amortiguación de un dispositivo de amortiguación interno tipo II, especialmente en relación al rol de las ranuras perimetrales del pistón. Destacadamente, los resultados obtenidos por simulación sugieren una evolución de la posición radial del pistón durante la amortiguación, la cual se espera determinar experimentalmente.

#### 4.10 Referencias del capítulo 4

37. Zawistowski, T. y Kleiber, M. *Gap Flow Simulation Methods in High Pressure Variable Displacement Axial Piston Pumps*. Archives of Computational Methods in Engineering. Springer Netherlands, **2017**, vol. 24, no. 3, p. 519-542. ISSN 18861784.
38. Bergada, J.M. et al. *The hydrostatic/hydrodynamic behaviour of an axial piston pump slipper with multiple lands*. Meccanica, **2010**, vol. 45, no. 4, p. 585-602. ISSN 00256455.
39. Bergada, J.M. et al. *A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples*. Applied Mathematical Modelling. Elsevier Inc., **2012**, vol. 36, no. 4, p. 1731-1751. ISSN 0307904X.
40. Ivantysynova, M and Huang C. *Investigation of the Gap Flow in Displacement Machines Considering Elastohydrodynamic Effect*. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, **2002**, vol. 2002, Issue 5-1, p. 219-229.
41. Lai, Q. et al. *Modeling and Analysis on Cushion Characteristics of Fast and High-Flow-Rate Hydraulic Cylinder*. Mathematical Problems in Engineering, **2016**, vol. 2016, p. 17.
42. Kim, J. et al. *Motion Characteristics of Hydraulic Actuator with Various Cushion Shapes*. The KSFM Journal of Fluid Machinery, **2015**, vol. 18, no. 2, p. 48-53.
43. OpenCFD Ltd. *OpenFOAM®* [programario]. [consulta: 20 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.openfoam.com/>.
44. OpenCFD Limited. *OpenFOAM. The Open Source CFD Toolbox. User Guide*. **2019**.
45. Moukalled, F. et Al. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics. An Advanced Introduction with OpenFoam® and Matlab®*. Springer International Publishing, Switzerland, **2016**. p. 812. ISSN 0926-5112.
46. Maric, T., Höpke, J. y Mooney, K. *The OpenFOAM® Technology Primer*. Sourceflux UG, **2014**. ISBN 978-3-00-046757-8.
47. Holzmann, T. *Mathematics, Numerics, Derivations and OpenFOAM®, 2017*. ISBN 0852965443.
48. Moreland, K. et al. *The ParaView Guide*. Sandia National Laboratories, **2016**. ISSN 19357524.
49. Menter, F.R. *Improved Two-Equation k-w Turbulence Models for Aerodynamic Flows*; Technical Report; NASA Technical Memorandum: Moffet Field, CA, USA, **1992**.
50. Wilcox, D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries: La Cañada Flintridge, CA, USA, **2006**; p. 522.



---

## Capítulo 5. Metodología experimental

---

Los modelos, dinámicos de *bond graph* y fluido-dinámico, presentados en los anteriores capítulos han facilitado, desde el punto de vista de la simulación numérica, el estudio del funcionamiento de los sistemas de amortiguación interna de cilindros hidráulicos tipo II.

Sus resultados se corroborarán y ampliarán en la investigación experimental del comportamiento de sistemas de amortiguación por ranuras, enfocada a la determinación de la respuesta dinámica del cilindro durante su ciclo operativo.

A partir del desarrollo de un completo montaje experimental se pretende poner de relevancia los factores clave en la amortiguación en función del diseño del pistón y de diversos parámetros operacionales.

El trabajo realizado señalará la importancia de los resultados obtenidos, en especial de la influencia del número de ranuras perimetrales y del rol del desplazamiento radial del pistón durante la amortiguación.



## 5.1 Introducción

En los dos capítulos anteriores se han construido dos modelos de simulación numérica; un modelo dinámico mediante la técnica *bond graph* de un actuador lineal hidráulico con una amortiguación interna tipo II, regulado por ranuras perimetrales en el pistón, y un modelo fluido-dinámico de la cámara de amortiguación de éste.

Siendo los modelos fundamentados, de forma argumentada, en los principios de la física mecánica y la dinámica de fluidos, éstos permiten evaluar numéricamente el comportamiento general de estos dispositivos de amortiguación, dentro de un rango esperado de condiciones de uso. Pese a ello, se hace necesario corroborar y ampliar los conocimientos adquiridos mediante evidencias experimentales.

De este modo, en esta siguiente etapa del trabajo de tesis se ha planteado como objetivo la caracterización experimental rigurosa del comportamiento dinámico de un actuador lineal hidráulico, incluyendo éste diversos modelos de amortiguador de final de carrera de tipo II regulado por ranuras perimetrales en el pistón.

Para ello, se ha implementado un completo montaje experimental que persigue la plena monitorización de los parámetros característicos del funcionamiento del cilindro, como serían desplazamientos (longitudinales y radiales), velocidades y presiones.

Particularmente, se han evaluado diversas estrategias que pudieran posibilitar la medida del eventual desplazamiento radial del pistón. Finalmente se empleó una estrategia innovadora consistente en el empleo de un sofisticado sensor de desplazamiento por *eddy current* emplazado en el interior del pistón. Tras conseguir una instalación precisa y segura de éste, el sensor permite la medida del desplazamiento radial del pistón dentro del cuerpo del cilindro hidráulico.

Este completo montaje experimental permitiría la plena caracterización del ciclo de extensión y retracción del cilindro hidráulico para diseños de una, dos y cinco ranuras perimetrales en el pistón. Esto pretende correlacionar el comportamiento del cilindro con la posición relativa del pistón respecto a los puertos de salida del fluido y, especialmente, el rol de las ranuras perimetrales durante las fases de arranque y amortiguación.

Así, se valora el posible efecto de las dimensiones y número de las ranuras respecto a parámetros funcionales como la presión de alimentación o la configuración de los ejes de fijación del cilindro.

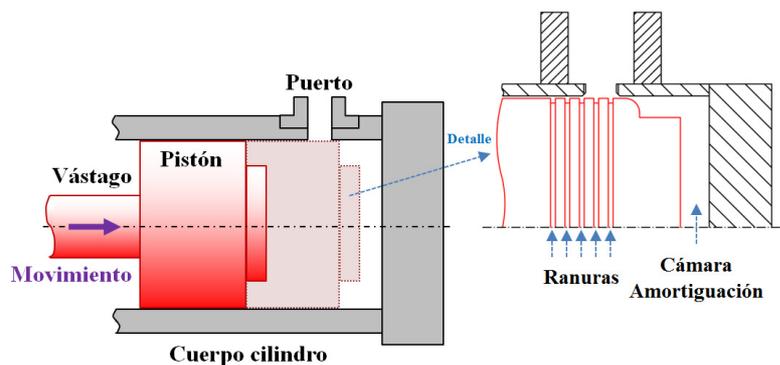
Finalmente, se estudia el rol de las ranuras en las condiciones de flujo interno y los desplazamientos axiales del pistón registrados durante la amortiguación, comparando los resultados con las simulaciones CFD realizadas previamente. Así, se evaluará la coherencia de las

observaciones experimentales con los resultados analíticos, especialmente respecto a los aparentes modelos de flujo presentes y la posible fuerza ejercida por el flujo sobre el pistón.

## 5.2 Diseño del dispositivo de amortiguación

El sistema de amortiguación interna de final de carrera estudiado en la presente tesis se engloba dentro del denominado tipo II (véase el apartado 2.4). El actuador hidráulico estudiado dispone de los puertos de entrada y salida de flujo en los laterales del cuerpo del cilindro. Así, a medida que el cilindro se extiende hacia su final de carrera, el pistón cubre paulatinamente estos puertos de salida, el flujo a través de ellos se ve restringido y se obtiene la amortiguación.

Este diseño se particulariza por la presencia de ranuras perimetrales en el pistón tal como se muestra esquemáticamente en la figura 5.1, las cuales están destinadas a regular el rendimiento de la amortiguación.



**Figura 5.1** – Sistema de amortiguación del cilindro hidráulico tipo II con ranuras perimetrales en el pistón.

A partir de las características generales descritas en el apartado 3.4.1 Diseño del dispositivo de amortiguación, se han empleado tres diseños de pistón, cuyos parámetros característicos son enumerados en la tabla 5.1.

Estos tres diseños están implementados en dos pistones distintos. El primer pistón dispone de una ranura en el lado de cámara de vástago y dos en el lado de cámara pistón (véase figura 5.5a y plano en Anexo B.1). Fundamentado en los resultados de la simulación dinámica, el segundo pistón se trata de una evolución a partir de los resultados obtenidos para el primer pistón e incorpora cinco ranuras en cada lado (véase figura 5.5b y plano en Anexo B.2).

**Tabla 5.1** – Parámetros constructivos de los pistones (en mm).

Parámetro	Pistón de 1 ranuras	Pistón de 2 ranuras	Pistón de 5 ranuras
$h_1$	1.00	1.00	1.40
$h_2$	---	1.00	1.40
$h_3$	---	---	1.00
$h_4$	---	---	0.90
$h_5$	---	---	0.50
$b_1$	0.78	1.48	0.80
$b_2$	---	0.76	0.80
$b_3$	---	---	0.80
$b_4$	---	---	0.80
$b_5$	---	---	0.80
$L_1$	8.91	3.93	2.00
$L_2$	---	10.78	6.50
$L_3$	---	---	11.00
$L_4$	---	---	15.50
$L_5$	---	---	20.00
$e$	0.125	0.125	0.25

### 5.3 Dispositivo experimental

El dispositivo experimental empleado se compone de un circuito hidráulico y de los sensores de monitorización tal como se muestran en las figuras 5.2 y 5.3.

Como se detalla en la tabla 5.2, el sistema hidráulico se trata en un cilindro de doble efecto (A1) que se desplaza con una masa despreciable. Éste es alimentado por una bomba de desplazamiento constante (P1) accionada por un motor (M1), junto con todos los sensores de medida necesarios para una supervisión completa del sistema (S1 a S7).

La presión de alimentación se ajusta mediante una válvula limitadora de presión (V2). La dirección del movimiento del cilindro del vástago se gobierna con una válvula direccional convencional (V1).

El registro de datos (desplazamiento axial y radial del pistón y presiones del circuito hidráulico) se realiza con un sistema de adquisición de National Instruments USB-6343 NI y el software Labview (versión 2010, National Instruments Corporation, Austin, TX, EE. UU.). Se ha utilizado una frecuencia de muestreo de hasta 10 KHz.

Para este estudio se ha empleado un cilindro hidráulico de doble efecto [55 × 35 × 365] con los sistemas internos de amortiguación descritos en el anterior apartado 5.2. Concretamente, se han analizado dos posiciones de montaje del cilindro hidráulico distintas, en relación con el eje de fijación de éste: primero con ejes perpendiculares y segundo con ejes paralelos. Además, dependiendo de la orientación del vástago del cilindro, el sensor de desplazamiento dentro del pistón (S7) puede medir el desplazamiento del eje horizontal y o vertical  $z$ , como se detalla en la figura 5.3.

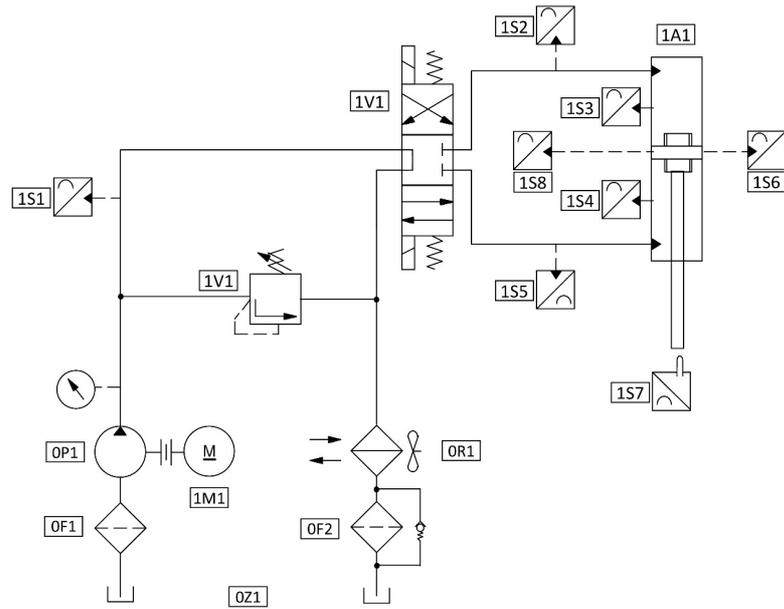


Figura 5.2 – Circuito hidráulico.

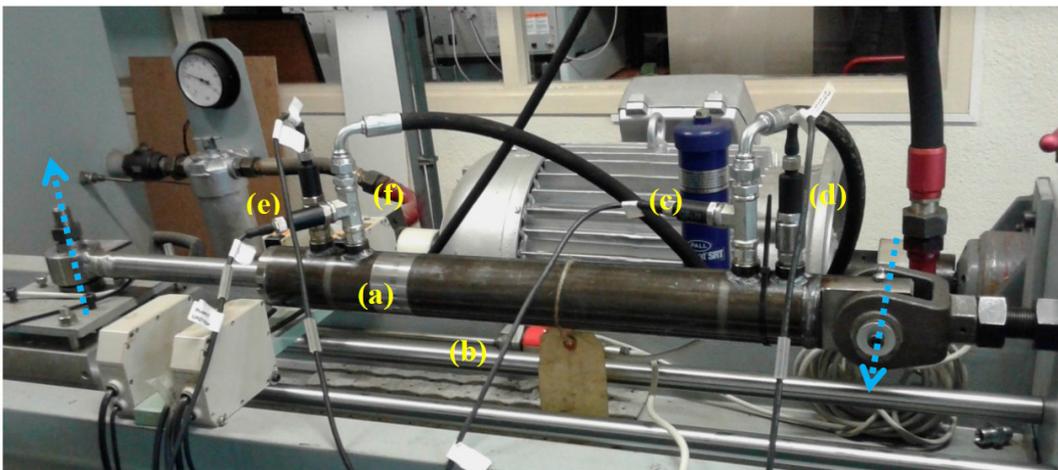


Figura 5.3 – Banco de ensayo en configuración de ejes perpendiculares: (a) cilindro hidráulico de doble efecto A1; (b) Sensor de desplazamiento longitudinal S7; y (c-f) sensores de presión S2, S3, S4 y S5, respectivamente.

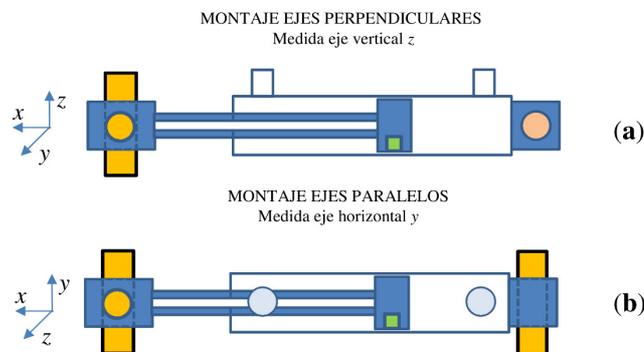


Figura 5.4 – Configuraciones de montaje del cilindro hidráulico: (a) ejes perpendiculares; y (b) ejes paralelos. La posición del sensor de desplazamiento dentro del pistón (S7) está marcada en verde.

**Tabla 5.2** – Identificación de los componentes del circuito hidráulico.

Descripción	Componente
Bomba de pistones de caudal regulable	P1
Motor eléctrico	M1
Depósito	Z1
Válvula direccional	V1
Válvula de Alivio de presión	V2
Cilindro hidráulico	A1
Sensor de presión—Rango 0 a 250 bar $\pm$ 1% FS	S1 to S5
Sensor de desplazamiento por <i>Eddy-current</i> —Rango 0 a 0.5 mm $\pm$ 0.02% FS	S6
Sensor de desplazamiento—Rango 0 a 950 mm $\pm$ 0.02% FS	S7
Filtros	F1, F2
Refrigerador por aire	R1

Tal como se ha evidenciado en los resultados de la simulación fluido-dinámica, los flujos de internos alrededor del pistón generarían un componente de fuerza que tendería a desplazar el pistón hacia una posición atracada contra el puerto de salida, durante a la amortiguación.

Es por ello que fue de gran interés la implementación de un sistema adecuado para la medida del desplazamiento radial del pistón, lo que supuso uno de los principales retos en la creación del montaje experimental.

En primera instancia, se experimentó con la medida indirecta de la velocidad y el desplazamiento a través de la integración de medidas de aceleración. La facilidad de su instalación, su bajo coste y la versatilidad de los acelerómetros disponibles fueron los principales motivadores para ello.

Si bien la amplia literatura existente en este campo pone de relevancia, de entrada, los importantes requerimientos en el adecuado tratamiento de las medidas de aceleración, fruto de sus inevitables errores de medida, los infructuosos resultados iniciales obtenidos hicieron necesario un trabajo de evaluación más amplio.

Se consideró necesario evaluar la idoneidad de esta estrategia de medida indirecta en función de las características propias los sensores de bajo coste disponibles y de la naturaleza del sistema mecánico bajo estudio. Esto es debido a la falta de un método universal para el procesado de señal que pueda requerir cada aplicación, donde no parece haber un consenso en las principales fuentes de error que afectan a los resultados ni en el método de supresión de estos en función de la naturaleza del objeto bajo medida.

De este modo, se puso en valor la experiencia adquirida en los trabajos descritos en el capítulo 3. Modelización para construir un modelo de simulación *bond graph* que evaluara las características propias del sistema mecánico bajo estudio y de la medida imperfecta de la aceleración en la reconstrucción del desplazamiento del pistón por doble integración.

La investigación realizada se describe ampliamente en el ANEXO B. Evaluación de las medidas de acelerometría. Si bien se ha considerado, por el ámbito técnico que desarrolla, fuera de

la línea de investigación principal de la tesis, se ha querido incluir anexa ya que presenta resultados de valor significativo y es metodológicamente de interés dentro del trabajo realizado.

Los resultados obtenidos revelan que la severa propagación de los errores en la doble integración de la medida de acelerometría dificultan enormemente su uso para la medida del desplazamiento del pistón. Concretamente, a parte del error de sesgo y saturación de señal del sensor estudiado, la medida del pequeño desplazamiento en sentido radial se ve seriamente afectada por la sensibilidad cruzada entre ejes del sensor. Esto es debido a los importantes valores de aceleración experimentados en el desplazamiento longitudinal del pistón.

Debido a las dificultades descritas, finalmente fue empleado un método de medida directa del desplazamiento del pistón. Para ello, dentro del pistón se instala un sensor de desplazamiento de corriente parásita o de Foucault, en inglés *eddy current* (serie Micro-Epsilon © eddyNCDT 3300/3301 modelo EU05-65, Micro-Epsilon EE. UU., Brownleigh, NC, EE. UU.). El sensor mide la distancia relativa entre la superficie del perímetro del pistón, o más exactamente, desde la superficie de medición del sensor y la pared interior del cuerpo del cilindro.

El principio de medición de corriente parásita es aplicable a materiales ferromagnéticos o no ferromagnéticos conductores de electricidad. “Una bobina está integrada dentro de la carcasa del sensor, que es alimentada por una corriente alterna de alta frecuencia. El campo electromagnético de la bobina induce corrientes de Foucault en el objeto de medición conductivo, lo que hace que cambie la resistencia de corriente alterna resultante de la bobina. Este cambio de impedancia provoca una señal eléctrica que es proporcional a la distancia del objeto de medición a la bobina del sensor” (51).

El campo electromagnético del sensor de corriente parásita penetra en materiales no conductores eléctricos lo que permite mediciones a través del aceite hidráulico a una velocidad de medición alta, con una alta sensibilidad y precisión por debajo de un micrómetro. La principal limitación de este sensor es su bajo rango de medición, restringido a pocos milímetros; en nuestro caso, hasta 0.5 mm.

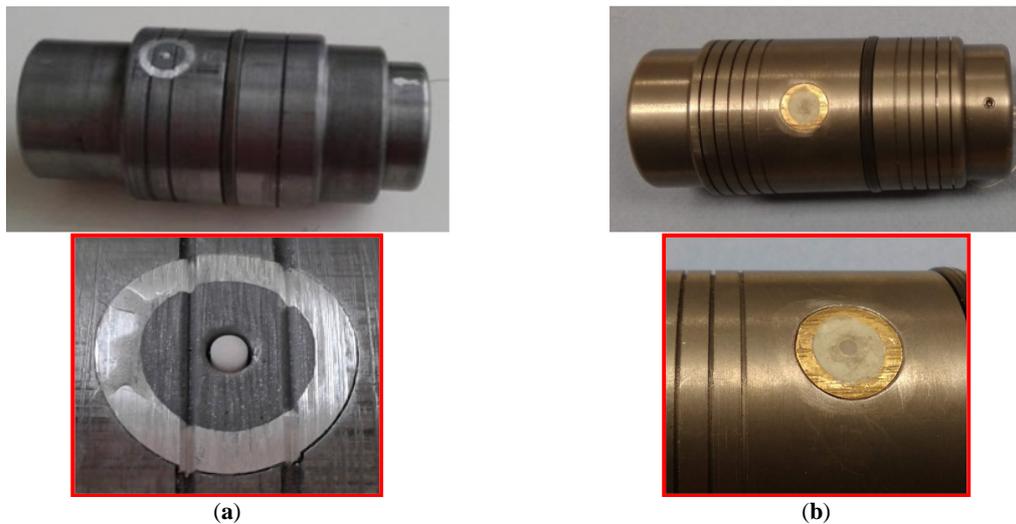
En todo caso, la medida directa del desplazamiento radial no está exenta de dificultades. Debido al estrecho espacio a medir entre la camisa y el pistón, así como el limitado rango de medida del sensor, hacen necesario un posicionamiento muy preciso de éste. Además, se necesita una estructura hueca del pistón y del vástago para extraer el cableado.

El dispositivo mecánico que permite el montaje del diminuto sensor de distancia sobre la superficie del pistón se encuentra descrito detalladamente en el Anexo A.6, cuya primera versión se fabrica en aluminio y en su última versión se fabrica en latón.

Este dispositivo permite, con una cuidadosa manipulación, ajustar la posición del sensor en relación a la superficie del pistón de forma precisa y segura, a la vez que estanca frente a la presión

de aceite hidráulico. El cable del sensor atraviesa el espacio hueco mecanizado en el pistón y a través del vástago hueco del cilindro se conecta a su controlador.

Cabe reseñar que las pruebas descritas en este apartado son las de un cilindro hidráulico que mueve una masa despreciable. A partir de los resultados de la simulación, es sabido que la masa es un factor clave que afecta al comportamiento del dispositivo de amortiguación interno, especialmente sobre a respuesta en presión. Sin embargo, la incorporación de una masa significativa (500 kg, por ejemplo, representan un volumen muy importante) haría que esta fase de pruebas sea técnicamente muy difícil.



**Figura 5.5** – Sensor de desplazamiento por corriente parásita S7 montado en el pistón (a) de una y dos ranuras y (b) de 5 ranuras. Vista general del pistón y detalle de la localización del sensor.

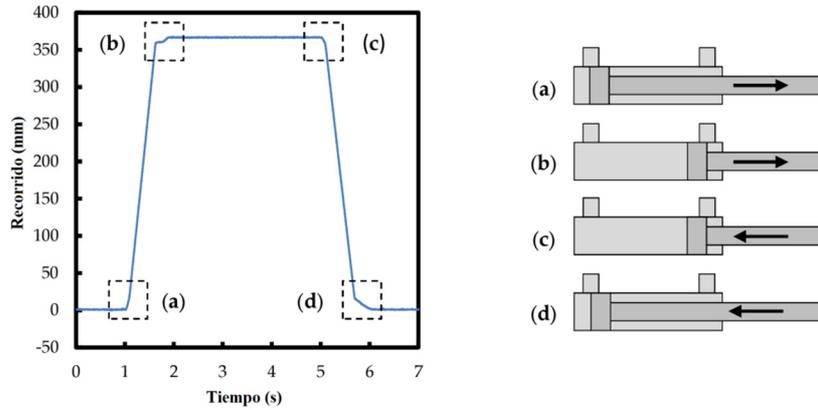
En el estudio experimental actual se ha utilizado una estructura de soporte ligera y de mesa para permitir cambios rápidos de configuración, como la orientación del eje de montaje. Además, una varilla ligera y hueca es la que permite insertar el cableado del sensor de desplazamiento de corriente parásita hasta el interior del pistón. Por otro lado, consideramos, *a priori*, que podría enmascarar la importancia del movimiento radial que pretendemos medir.

#### 5.4 Extensión del cilindro

En primera instancia se ha estudiado experimentalmente el comportamiento del primer diseño de pistón de una y dos ranuras perimetrales (véase figura 5.5a y plano en Anexo A.1), que por su sencillez facilitaría la identificación de los fenómenos existentes.

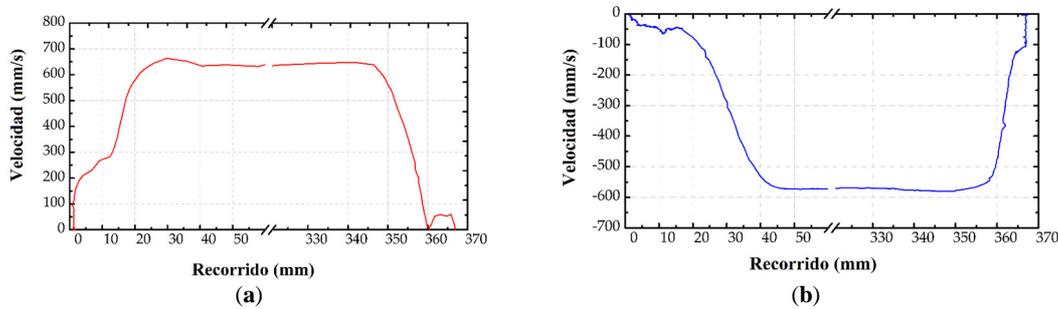
El cilindro hidráulico realiza un ciclo de extensión-retracción tal como se muestra en la figura 5.6 en su desplazamiento. Este ciclo tiene cuatro zonas de interés principal: las zonas de arranque (a y c) y las zonas de amortiguación de final de carrera (b y d).

Se observa que en las zonas de arranque la velocidad del pistón aumenta rápidamente. Por el contrario, durante la amortiguación hay una reducción más gradual de la velocidad del cilindro, ambas manifestadas en un cambio de la pendiente de la curva.



**Figura 5.6** – Ciclo de extensión-retracción del cilindro hidráulico: (a, c) zonas de arranque; y (b, d) zonas de amortiguación de final de carrera.

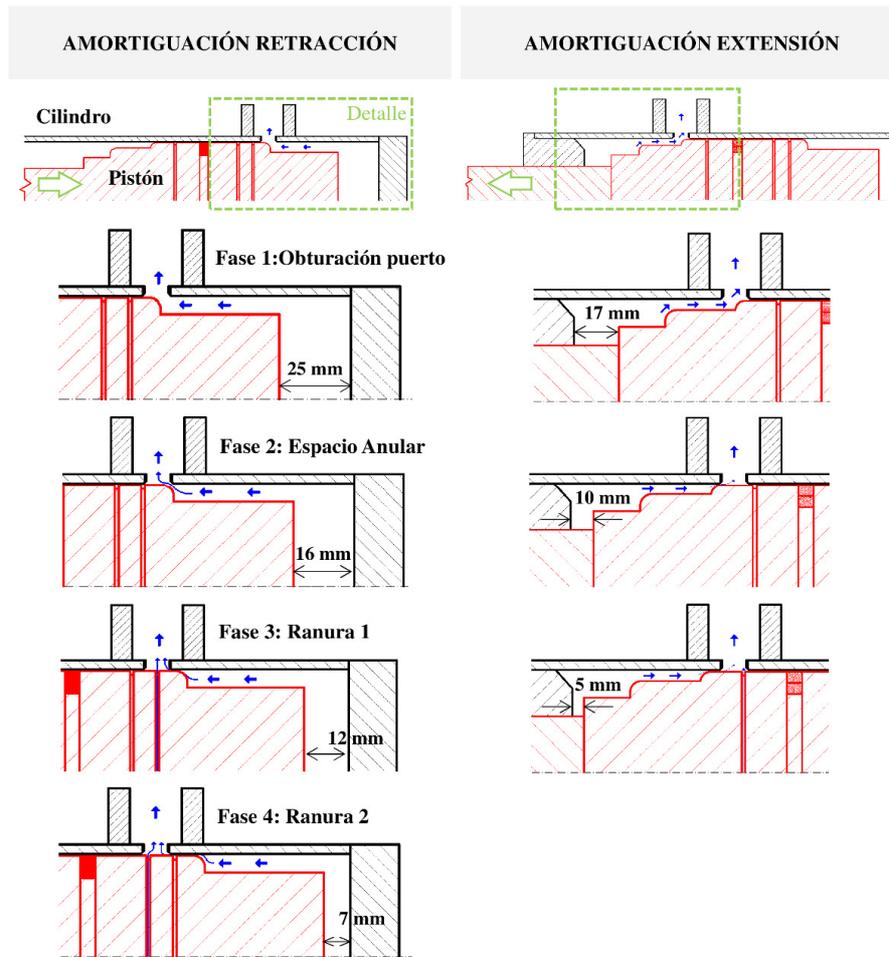
Desde otro punto de vista, la figura 5.7 representa la velocidad del pistón a lo largo del recorrido de extensión y retracción. En ambos casos, la velocidad aumenta repentinamente en el arranque, se mantiene aproximadamente constante en el avance y sufre una reducción en la fase amortiguación.



**Figura 5.7** – Ciclo de extensión-retracción: (a) velocidad de arranque y de amortiguación final de carrera en la extensión; y (b) velocidad de arranque y de amortiguación final de carrera en la retracción.

A partir de las características de la curva de velocidad, a lo largo del recorrido del actuador, es posible analizar el rol de la geometría del dispositivo durante la amortiguación. De este modo, la velocidad del cilindro tiene una relación directa con el caudal de fluido hidráulico alrededor de los elementos constructivos del cilindro y, más específicamente, la posición exacta del pistón con respecto a los puertos de salida del fluido hidráulico.

La figura 5.8 muestra las diferentes fases de la amortiguación de acuerdo con la posición relativa del pistón en el interior de la cámara del cilindro y respecto a los puertos de flujo de salida, en ambos finales de carrera. La ilustración señala como, a medida que el pistón avanza hasta el final de su carrera, éste se interpone progresivamente en el camino del flujo, produciendo la reducción de velocidad registrada.



**Figura 5.8** – Fases de amortiguación en relación con la posición relativa del pistón y los puertos de salida de aceite.

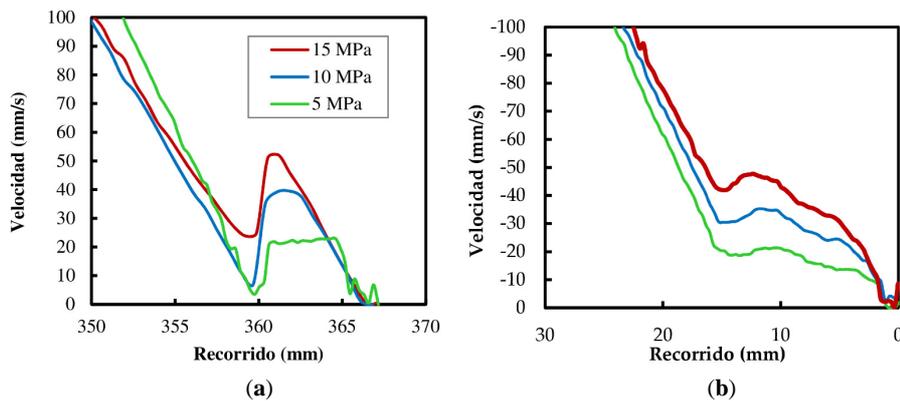
La mayor parte de la disminución de la velocidad se produce durante la Fase 1: Obturación del puerto, donde el puerto de salida se obtura gradualmente; ésta tiene lugar en un recorrido de 8 mm, equivalente al diámetro del puerto. Seguidamente, el flujo de aceite se restringe sólo a través del reducido espacio radial entre el pistón y la cámara del cilindro; en la Fase 2 la velocidad es prácticamente nula al obstruirse casi completamente el flujo.

Durante las siguientes fases de amortiguación 3 y 4 se registra un perfil muy característico, mostrando pequeños incrementos y reducciones en la velocidad. En estas fases la variación de velocidad está estrechamente vinculada al número y ubicación de las ranuras perimetrales del pistón. Así, la velocidad muestra un pequeño aumento cuando la ranura perimetral alcanza el puerto de salida, durante la Fase 3: ranura.

Para el diseño de una ranura se observa que la amortiguación se produce fundamentalmente durante las Fases 1 y 2 como consecuencia de la modulación de la geometría del orificio de descarga y el comportamiento dinámico de la válvula limitadora de presión. El limitado papel de la ranura perimetral obtiene únicamente una aproximación lenta pero irregular al final de carrera del cilindro. Por otro lado, la presencia de dos ranuras en el lado de la cámara del pistón del pistón produce una

variación más gradual de la velocidad en la amortiguación de retracción. Es decir, reduce la duración de la Fase 2 y aumenta la influencia de las Fases 3 y 4.

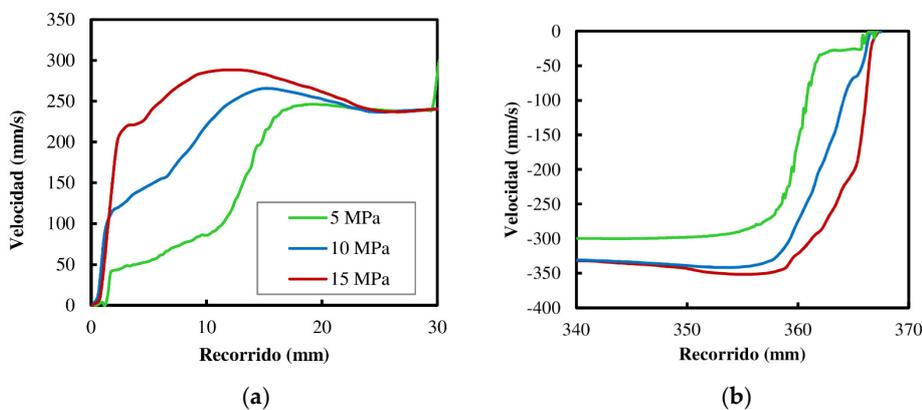
La figura 5.9 muestra la velocidad de amortiguación para los movimientos de extensión y retracción en relación con las presiones de suministro. Como se apuntó anteriormente, puede observarse el marcado efecto del distinto número de ranuras en la forma de las estas curvas ampliadas y el efecto visible de la presión de trabajo.



**Figura 5.9** – Velocidad de amortiguación dependiendo de la presión de operación: (a) velocidad de amortiguación de extensión; y (b) velocidad de amortiguación de retracción.

En la figura 5.10 se aprecian las diferencias significativas entre las curvas de velocidad de la amortiguación y las fases de inicio. La primera diferencia es en el aumento repentino de la velocidad durante los primeros 3 mm de carrera inicial. Esta ganancia de velocidad inicial depende en gran medida del suministro de presión (sensor S1 en la figura 5.2). Para una presión de 15 MPa, por ejemplo, se alcanzan inicialmente casi el total de la velocidad de extensión nominal.

Además, en oposición a la fase de amortiguación, la forma de la curva de velocidad durante la fase inicial no se ve afectada aparentemente por el número de ranuras. Dado que los elementos constructivos del cilindro no se modifican con la dirección del movimiento, se puede concluir que la dinámica de flujo se produce en distintas circunstancias durante la amortiguación que en la fase de arranque.



**Figura 5.10** – Velocidad del cilindro dependiendo de la presión de operación en fase de arranque: (a) velocidad de extensión; y (b) velocidad de retracción.

## 5.5 Desplazamiento radial

Tal como se detallan en el apartado anterior, se han registrado diferencias significativas de comportamiento en las fases de amortiguación y arranque del cilindro. Teniendo en cuenta que los elementos estructurales no se modifican según el sentido del movimiento, así como los resultados obtenidos por los anteriores modelos de simulación, se sospecha que la dinámica interna del fluido podría verse afectada por la posición del pistón dentro del cilindro.

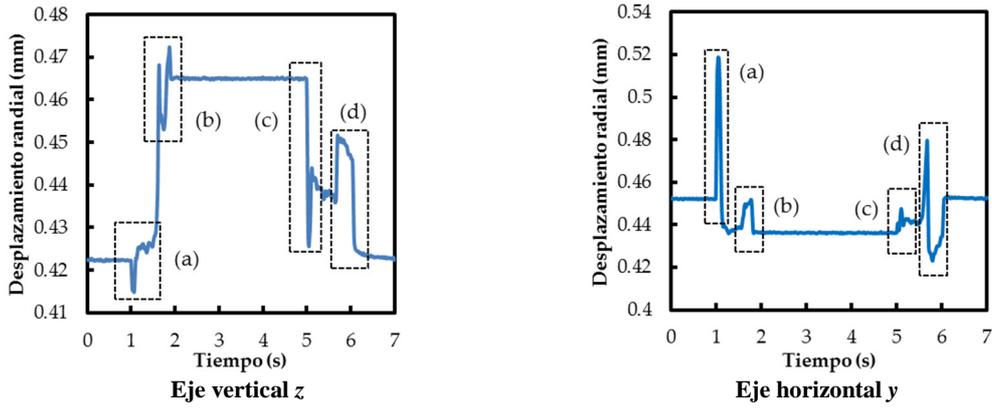
La instalación del sensor por corriente parásita dentro del pistón del cilindro hidráulico permite medir la distancia relativa entre la superficie exterior del pistón, o más precisamente, desde la superficie de medición del sensor y la pared interna del cuerpo del cilindro hidráulico. Se puede registrar su medición a lo largo de la carrera del cilindro y evaluar su progresión a lo largo de las diversas etapas de su ciclo funcional.

Como se presenta en la figura 5.11, la distancia registrada muestra una evolución real a lo largo de un ciclo completo de extensión y retracción del cilindro. La distancia entre el sensor y la superficie interna del cilindro en el eje vertical (eje  $z$  de la figura 5.4) difiere aproximadamente 43  $\mu\text{m}$  entre la posición totalmente extendida y retraída; este espacio se reduce a 16  $\mu\text{m}$  para el eje horizontal (eje  $y$  de la figura 5.4).

La desalineación entre los ejes de fijación del vástago y el cuerpo del cilindro, según el eje de desplazamiento longitudinal, parecen ser una causa probable de este fenómeno. Se considera que esta desalineación es inevitable, siendo típica de las tolerancias de montaje habituales o por el desgaste de los anillos guía.

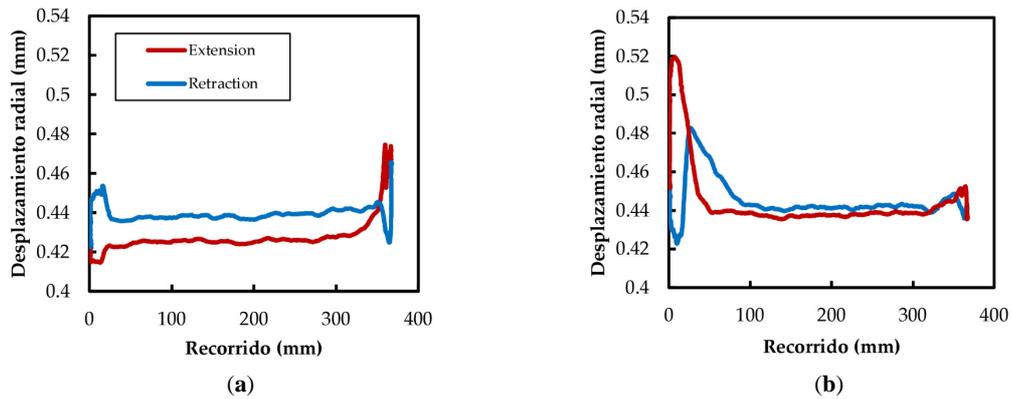
Más detalladamente, la imperfección inicial en la alineación crea un ángulo entre el eje del centroide del vástago y del tubo del cilindro, que evoluciona dependiendo de la carrera del pistón (52). Cabe remarcar que la causa sería interna del propio cilindro y no de los anclajes de éste; pruebas desalineando hasta en 30 mm los puntos de fijación del cilindro al banco de ensayo no han tenido efecto sobre este fenómeno.

Aunque sería de esperar que en el ciclo de extensión y retracción la distancia radial medida evolucionara de un nivel a otro de forma aproximadamente lineal, se observan varias desviaciones importantes en esa linealidad esperada. Éstas coinciden de forma precisa con las fases de arranque (figura 5.11, a y c) y amortiguación (figura 5.11, b y d) a lo largo del movimiento del cilindro. Los montajes de ejes paralelos y perpendiculares representan el desplazamiento radial de los ejes  $z$  e  $y$ , respectivamente, como se detalla en la figura 5.4.



**Figura 5.11** – Desplazamiento radial del pistón para los ejes horizontal y y vertical z durante un ciclo de extensión-retracción: zonas de arranque (a, c); y zonas de amortiguación de carrera final (b, d) remarcadas.

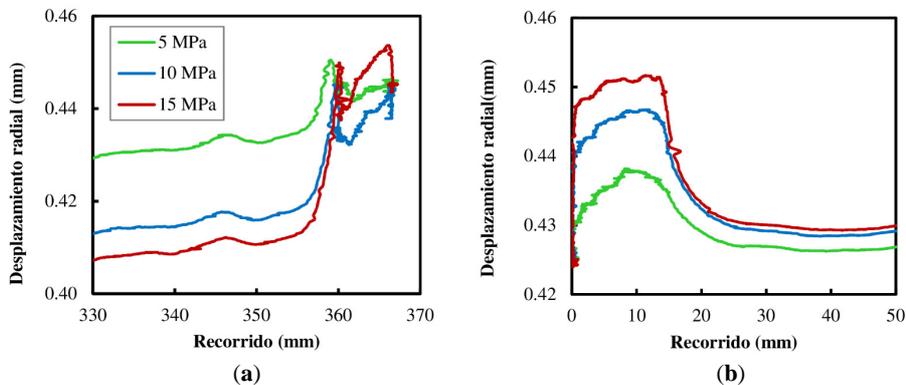
Por otro lado, también se ha establecido que la distancia relativa entre el pistón y el cilindro es diferente durante el recorrido del pistón dependiendo de la dirección de la carrera del cilindro, presumiblemente por un efecto dinámico de fluido, como se puede ver en la figura 5.12.



**Figura 5.12** – Desplazamiento radial del pistón del cilindro para un ciclo de Extensión-Retracción:

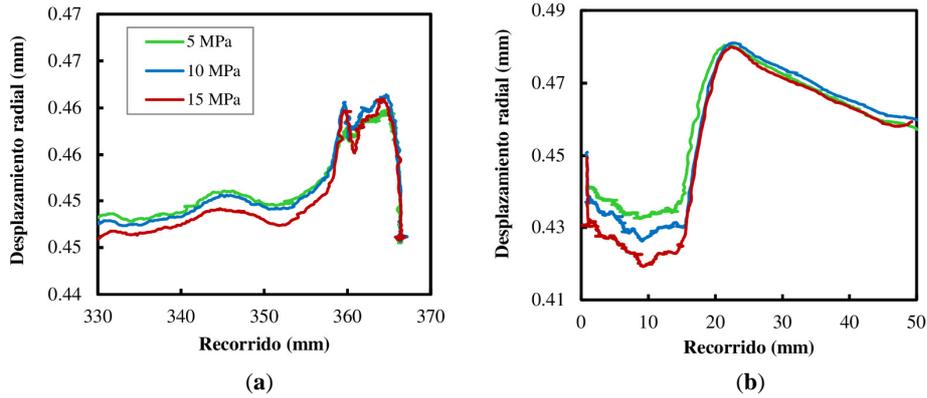
(a) eje vertical z; y (b) eje horizontal y.

Más detalladamente, las figuras 5.13 a 5.16 muestran el desplazamiento radial del pistón durante las fases de operación para distintas presiones de suministro y los ejes de medida horizontales y verticales.



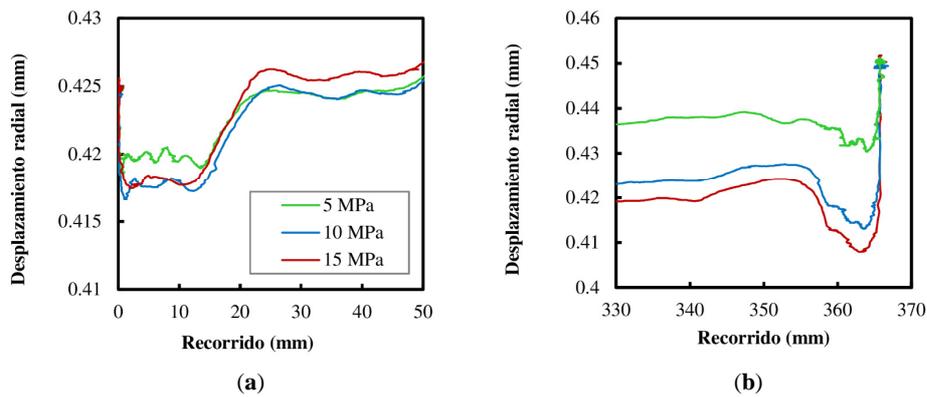
**Figura 5.13** – Desplazamiento radial del pistón (eje vertical z) para montaje perpendicular:

(a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.

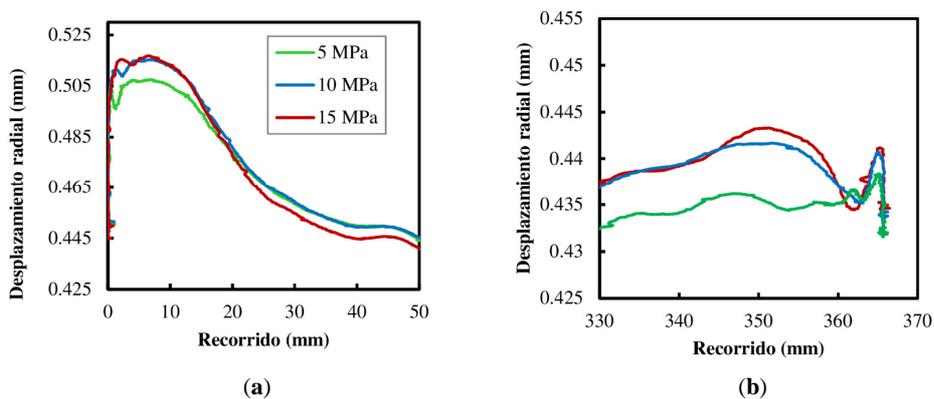


**Figura 5.14** – Desplazamiento radial del pistón (eje horizontal  $y$ ) para montaje paralelo: (a) amortiguación de extensión; (b) y amortiguación de retracción.

Destacadamente, se observa un efecto significativo de la presión sobre el desplazamiento radial del pistón del eje  $z$  durante las fases de amortiguación y de arranque. Por el contrario, la presión no tiene un efecto evidente en el desplazamiento radial del pistón del eje  $y$ .



**Figura 5.15** – Desplazamiento radial del pistón (eje vertical  $z$ ) para montaje perpendicular: (a) arranque extensión; y (b) arranque retracción.



**Figura 5.16** – Desplazamiento radial del pistón (eje horizontal  $y$ ) para montaje paralelo: (a) arranque extensión; y (b) arranque retracción.

En resumen, los valores registrados del sensor de corriente parásita demuestran el movimiento del pistón dentro del cilindro durante las fases de amortiguación y arranque, lo que puede explicarse principalmente por un razonamiento fluido-dinámico.

La figura 5.17 resume de manera simbólica la dirección del desplazamiento del pistón observado en las diferentes fases funcionales, obtenida dependiendo de la orientación del eje de fijación. Dado que se midieron en diferentes configuraciones del dispositivo experimental, resaltar que los movimientos representados en los ejes  $z$  e  $y$  pueden no ocurrir estrictamente de forma simultánea como han sido representados y pueden divergir en dirección y magnitud dependiendo de la configuración de montaje del cilindro.

La figura 5.17 muestra como el pistón puede adaptar su posición en el eje  $z$  dentro del interior del cuerpo del cilindro dependiendo de las condiciones de presión y flujo, favoreciendo naturalmente las funciones de amortiguación o arranque.

En primer lugar, en las fases iniciales, el pistón se mueve en la dirección del flujo debido a la presión de entrada, lo que ayuda a la entrada de fluido. Sería por ello que no se observa el efecto de las ranuras en las curvas de desplazamiento del cilindro; es decir, el desplazamiento del pistón hace irrelevante la presencia de las ranuras durante el arranque.

Durante la amortiguación, por otro lado, el pistón se presiona contra el puerto de salida, logrando así un cambio en la restricción del flujo. En este caso, la presión en la cámara de amortiguación aumenta repentinamente en las Fases 1 y 2 mientras el flujo está siendo restringido y, por lo tanto, la presión en el puerto de salida se vuelve casi cero. Este diferencial de presión desplazaría al pistón en la dirección registrada. Ambos comportamientos explicarían como la fase de inicio es, en todos los casos estudiados, significativamente más rápida que las fases de amortiguación.

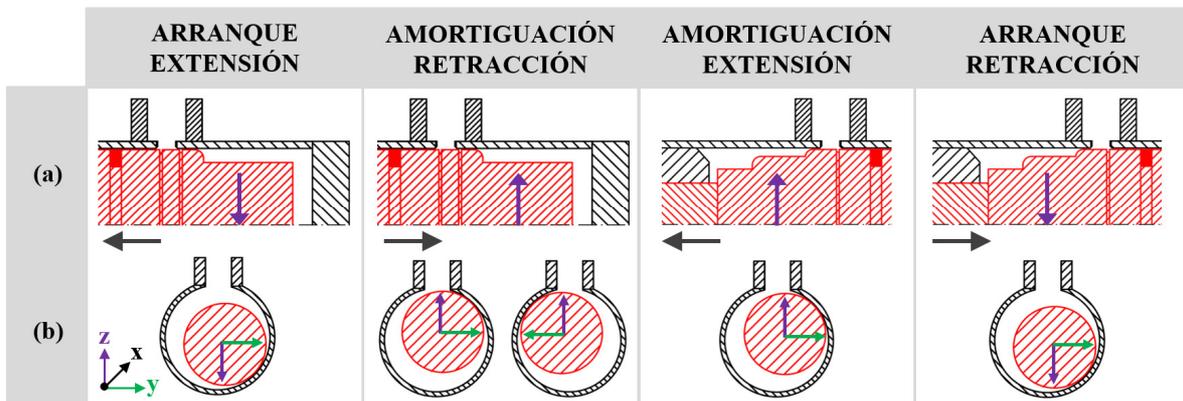


Figura 5.17 – Desplazamiento del pistón para cada zona característica:

(a) vista en el plano  $xz$ ; y (b) vista en el plano  $yz$ .

## 5.6 Configuración de montaje

Como se indica en la figura 5.6, hay cuatro zonas características de arranque y amortiguación en las que se observa la interacción del pistón con los puertos hidráulicos. La duración de estas fases

se puede determinar, por ejemplo, a partir de los cambios de pendiente a lo largo de la carrera del cilindro, como se describe en la figura 5.18 y cuyos resultados se muestran en la figura 5.19.

Destacablemente, la duración de la amortiguación en la extensión se ve sensiblemente afectada con la configuración de montaje los ejes de fijación del cilindro, con ejes de fijación paralelos o perpendiculares. Dado que los elementos constructivos interiores del cilindro no se modifican con el ensamblaje de los ejes de sujeción del cilindro, la dinámica del fluido se produciría en diferentes circunstancias dependiendo de la configuración del ensamblaje.

Los resultados muestran como la existencia de dos ranuras en la amortiguación de retracción haría menos sensible este diseño a la configuración de los ejes de montaje y aumentaría la duración de la amortiguación.

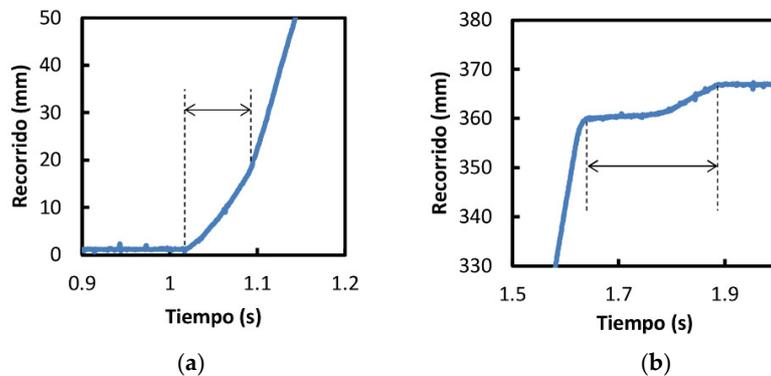


Figura 5.18 – Duración de las zonas características: (a) arranque de extensión; y (b) amortiguación de extensión.

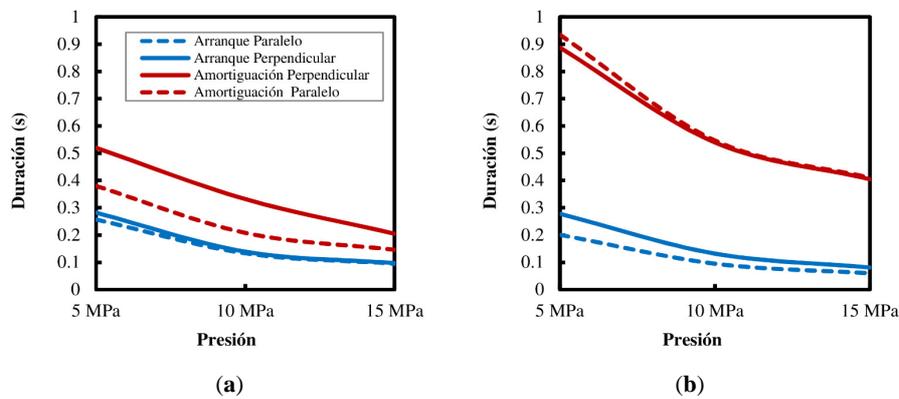
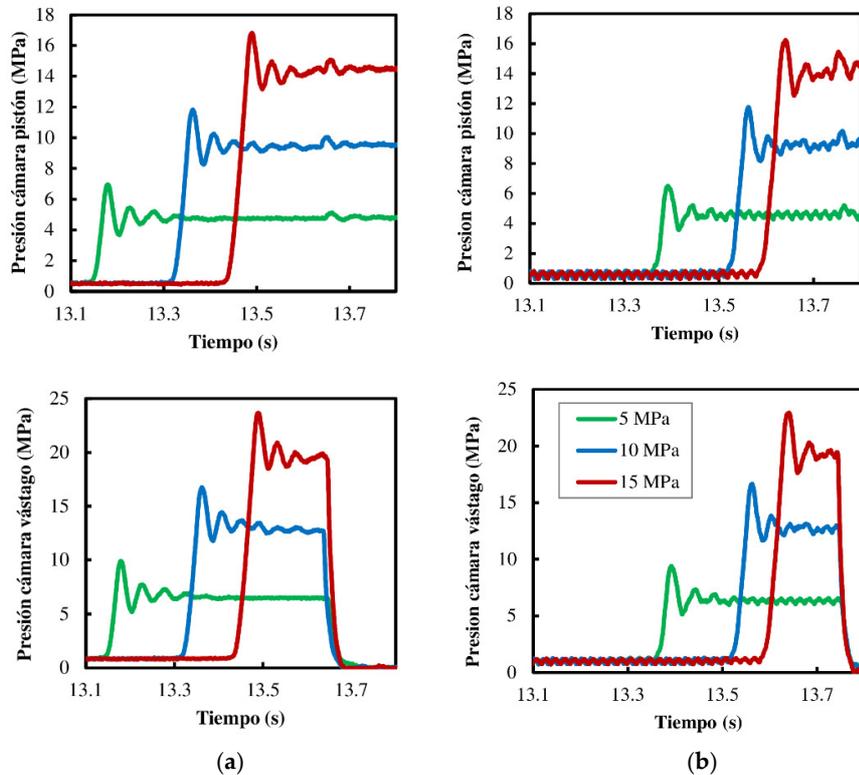


Figura 5.19 – Duración de la amortiguación y arranque dependiendo de las posiciones de montaje de los ejes de fijación del cilindro y la presión: (a) movimiento de extensión; y (b) movimiento de retracción.

Aparentemente, las diferencias de rendimiento entre los ejes de fijación paralelos y perpendiculares, registrados en la figura 5.19, no se explican por cambios en la presión de funcionamiento, como se muestra en la figura 5.20. En estas curvas destaca un característico pico de sobrepresión registrado al inicio de la amortiguación, en torno a 2 MPa por encima de la presión nominal.

En este punto, cabe indicar que gran parte de la investigación experimental realizada sobre el pistón de una y dos ranuras perimetrales y expuesta en este capítulo fue publicada en nuestro trabajo titulado "*Experimental study of 3D movement in cushioning of hydraulic cylinder*" (Algar, A., Codina-Macia, Esteban, Freire, F.. Revista *Energies*, 2017, vol. 10, núm. 6, p. 746-1-746-19).



**Figura 5.20** – Presión de amortiguación de carrera final en la extensión según las condiciones de funcionamiento: (a) fijación perpendicular; y (b) fijación paralela.

## 5.7 Diseño de 5 ranuras

En la línea del trabajo expuesto para el diseño de pistón de una y dos ranuras, en el presente apartado se analizan los resultados experimentales obtenidos para un diseño de pistón con 5 ranuras perimetrales.

Aparentemente, conforme a los resultados anteriores, el comportamiento de la amortiguación y el arranque mejoraría al aumentar el número de ranuras. Asimismo, dado que el movimiento interno del pistón se adapta a las fases funcionales del cilindro, sería razonable aumentar el espacio radial entre el pistón y el cuerpo del cilindro para favorecer este fenómeno. El diseño de este nuevo pistón de 5 ranuras está motivado por estos razonamientos, cuyos parámetros constructivos se detallan en el apartado 5.2.

Adicionalmente, se realizan una serie de mejoras en el dispositivo experimental. Primeramente, se modifican los puntos de fijación del cilindro a la bancada de soporte para hacer posible la medida del desplazamiento radial en los ejes  $z$  e  $y$ , tanto en configuración de ejes de fijación

paralelos como perpendiculares. Además, se mejora el elemento que aloja el sensor radial para facilitar el ajuste preciso de su posición, más centrada, y su instalación más estanca y segura.

Las figuras 5.21 y 5.22 muestran la evolución de la distancia radial a lo largo del ciclo funcional. Respecto al diseño anterior, se observan movimientos con una morfología similar pero más amplios, especialmente en el eje z. Por otro lado, en los periodos de velocidad constante el pistón se encuentra en una posición más centrada.

Tal como se conoce en el ámbito del diseño de válvulas, la presencia de ranuras perimetrales en el ajustado perímetro de una corredera propicia el balance de la presión en su contorno, una posición centrada y una reducción de las fuerzas de fricción (53). Este fenómeno y su efecto sobre la lubricación también se ha observado para el movimiento recíproco del pistón en motores (54).

Es de esperar que la presencia de las ranuras perimetrales en el pistón del actuador propicie, mediante el mismo mecanismo, la posición centrada de éste registrada durante la fase de recorrido libre, a velocidad constante.

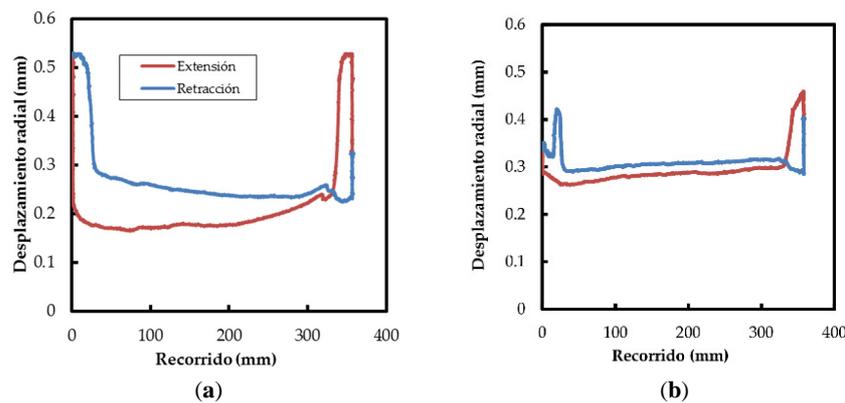


Figura 5.21 – Desplazamiento radial del pistón en ejes paralelos para un ciclo de extensión-retracción: (a) eje vertical z; y (b) eje horizontal y.

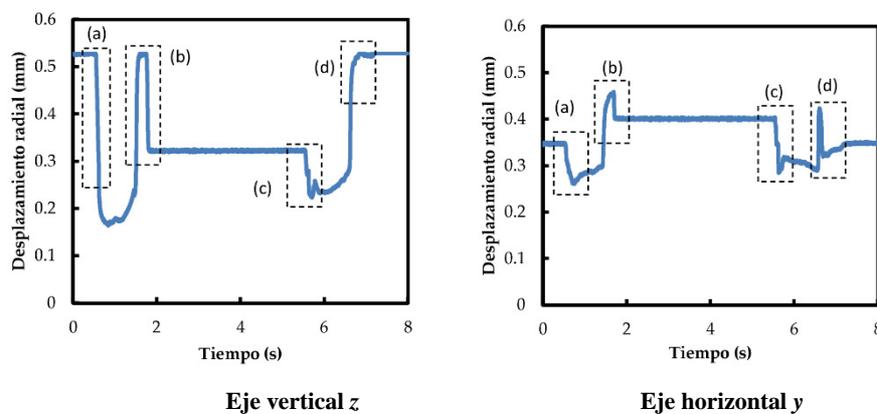
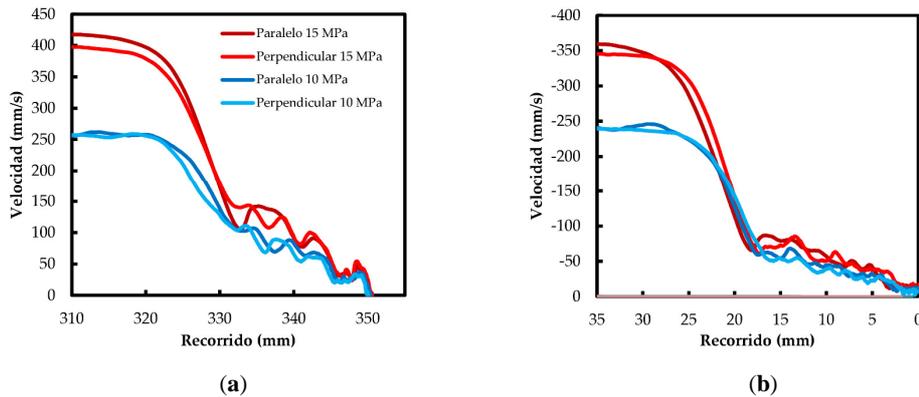


Figura 5.22 – Desplazamiento radial del pistón durante un ciclo de extensión-retracción en ejes paralelos: zonas de arranque (a, c); y zonas de amortiguación de carrera final (b, d) remarcadas.

Por otro lado, las curvas de velocidad de la figura 5.23 revelan una reducción más gradual que para el diseño de una y dos ranuras. Como era de esperar, la velocidad experimenta una reducción marcada durante la obturación del puerto. En cambio, en los últimos 25 mm de recorrido, bajo la presencia de las ranuras perimetrales, la velocidad muestra una reducción aproximadamente lineal hasta alcanzar el final de carrera.

Esta tendencia muestra pocas variaciones respecto a la velocidad inicial, la presión de trabajo o la orientación de los ejes de montaje. En todo caso, la amortiguación durante la retracción presenta un perfil menos gradual que la amortiguación durante la extensión.



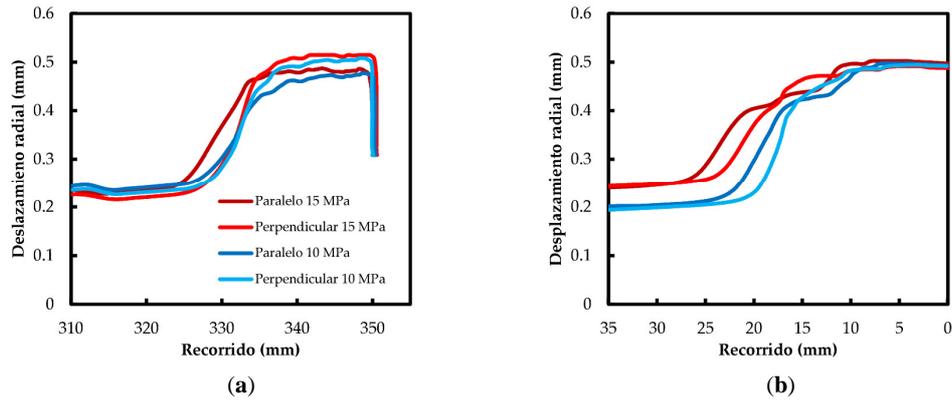
**Figura 5.23** – Velocidad de amortiguación dependiendo de las condiciones de operación: (a) velocidad de amortiguación de extensión; y (b) velocidad de amortiguación de retracción.

Conforme al desplazamiento radial en el eje vertical  $z$ , durante la fase de amortiguación por ranuras, el pistón se desplaza claramente hacia una posición atracada respecto al puerto de salida del fluido, en ambos sentidos de desplazamiento. Véanse las figuras 5.24 y 5.25.

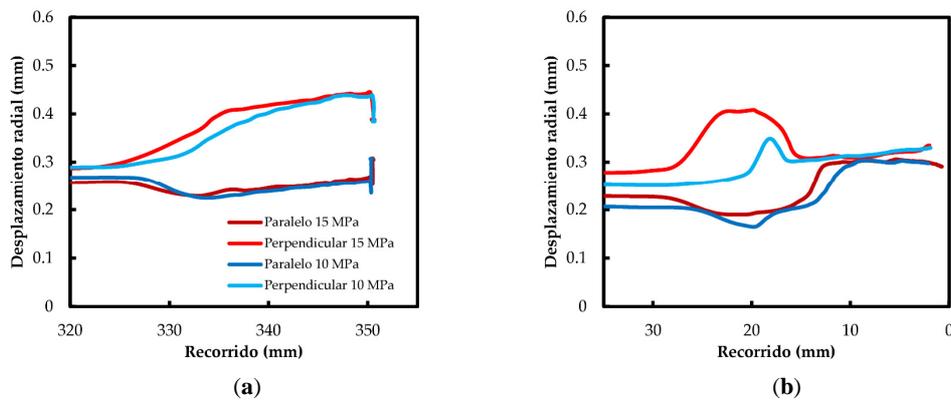
Cabe destacar que, para el cilindro empleado, la posición de reposo del pistón en el final de carrera de retracción se encuentra en una posición muy descentrada, cerca del fondo de escala del sensor de distancia radial. Esto podría afectar al movimiento natural del pistón influyendo en la curva de velocidad, tal como se ha observado anteriormente. Este comportamiento también haría el desplazamiento radial en la amortiguación de extensión más sensible a la presión.

El desplazamiento radial en el eje horizontal y se produce durante la amortiguación desde una posición aproximadamente centrada hasta un desplazamiento lateral de pequeña magnitud, en torno a 100 micras.

En este caso, se observa un comportamiento distinto entre los ejes de fijación paralelos y perpendiculares; éstos muestran perfiles similares, pero en sentidos de desplazamiento opuestos. Estos serían atribuibles a pequeñas variaciones en la fluido-dinámica interna debido a los cambios en el montaje.

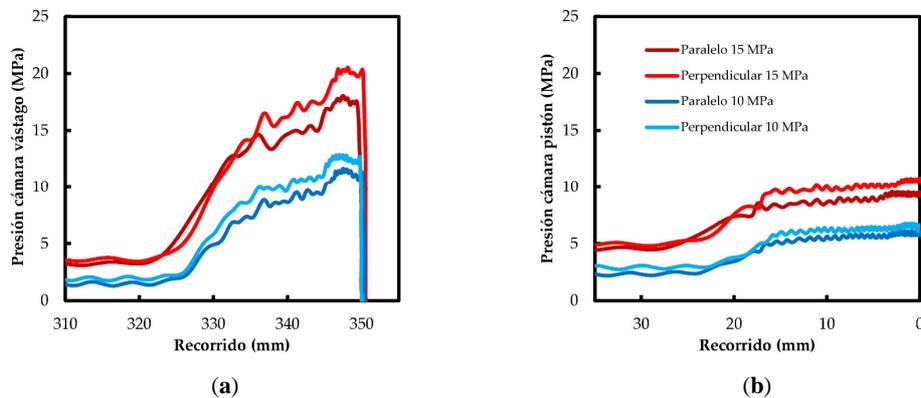


**Figura 5.24** – Desplazamiento radial del pistón en el eje vertical z: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.



**Figura 5.25** – Desplazamiento radial del pistón en el eje horizontal y: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.

Cabe señalar que el diseño de pistón de 5 ranuras arroja una respuesta de presión durante las fases de amortiguación mucho más favorable que el diseño anterior. En este caso no se produce un pico de sobrepresión al inicio de la amortiguación si no un aumento gradual de ésta a medida que se aproxima al final de carrera. Este comportamiento se evidencia en la figura 5.26.



**Figura 5.26** – Presión en la cámara de amortiguación: (a) amortiguación de extensión; y (b) amortiguación de retracción.

Finalmente, se presenta el comportamiento durante el arranque para el diseño de 5 ranuras en la figura 5.27. Éste tiene un comportamiento homogéneo tanto para el sentido de extensión como la

retracción y no se ve afectado por la orientación de los ejes de fijación. Aquí se produce un aumento repentino de la velocidad, entorno del 60% de la velocidad nominal, y aumenta gradualmente en los siguientes 25 mm de carrera.

Esto se relaciona con el amplio movimiento radial el pistón registrado, hacia una posición centrada, sucediendo inmediatamente al iniciar la carrera y favoreciendo la entrada del aceite a la cámara de impulsión.

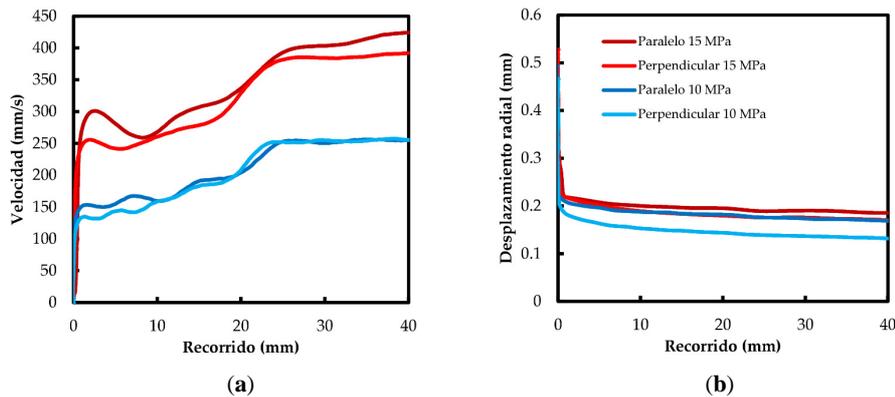


Figura 5.27 – Ejemplo del arranque en la extensión: (a) velocidad; y (b) desplazamiento radial.

## 5.8 Discusión

El dispositivo experimental empleado ha permitido evaluar de forma adecuada el comportamiento del cilindro hidráulico e identificar factores clave que afectan a su funcionamiento.

Los resultados experimentales obtenidos muestran diferencias significativas de rendimiento funcional en la amortiguación y el arranque. Debido a que los elementos constructivos internos del cilindro no se modifican dependiendo de estas condiciones de funcionamiento, se sospecha que la dinámica interna del fluido podría verse afectada por la posición del pistón dentro del cilindro.

Los valores registrados del sensor de desplazamiento de corriente parásita muestran que el pistón sufre una secuencia de movimientos radiales dentro del cuerpo del cilindro vinculados estrechamente con las diferentes fases operativas de arranque y amortiguación, lo que puede explicarse principalmente por un razonamiento fluido-dinámico.

Particularmente, se observa como el comportamiento está íntimamente ligado al diseño particular del pistón, especialmente el número y posición de las ranuras perimetrales, el espacio radial libre con la camisa y la posición respecto al puerto de salida de pistón en la cámara de amortiguación.

Comparando distintos diseños se observa una mayor efectividad de la amortiguación y el arranque a medida que aumenta el número de ranuras y se incrementa el espacio radial. Favoreciendo el movimiento del pistón y regulado el camino del flujo a través de ranuras perimetrales en el pistón se obtiene una reducción de la velocidad más gradual y sin sobrepresiones en la cámara de

amortiguación. Además, el mayor número de ranuras hace irrelevante la configuración de los ejes de montaje.

En conclusión, debido a la existencia de un movimiento 3D del pistón en estos sistemas de amortiguación interna Tipo II, éste se convierte en un elemento activo y autoajutable a lo largo del ciclo funcional del cilindro.

Cabe señalar que estos resultados están en plena consonancia con los trabajos previamente realizados por simulación numérica, donde se analiza el papel fundamental de las ranuras y de la posición radial del pistón en el rendimiento de la amortiguación.

El número y ubicación de las ranuras actúan en la regulación del flujo hacia el puerto de salida, donde se registra un gradiente de presión creciente con una excentricidad del pistón creciente. Además, el gradiente de presión generado produce sobre el pistón un movimiento radial significativo que aumenta con el número ranuras.

Por otro lado, se identifica la importancia de la correcta alineación interna del par cilindro-pistón ya que en casos extremos puede afectar al rendimiento.

Por último, las dos orientaciones de los ejes de fijación permitieron detectar un posible efecto de las asimetrías en el movimiento horizontal variable del pistón, lo cual sería de interés sustancial para ser estudiado. A partir de los datos existentes, se desconoce el rol de los desplazamientos laterales en el rendimiento de la amortiguación.

## 5.9 Referencias del capítulo 5

51. Micro-Epsilon. *Glossary. Eddy current sensor*. Micro-Epsilon website, **2017** [en línea].  
Disponible en: <http://www.micro-epsilon.com/glossar/Wirbelstrom.html> [consulta: 1 de mayo de 2017].
52. Gamez-Montero, P.J. et al. *Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder*. *International Journal of Mechanical Sciences*, **2009**, vol. 51, no. 2, p. 105-113. ISSN 00207403.
53. Milani, M. *Designing hydraulic locking balancing grooves*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, **2001**, vol. 215, no. 5, p. 453-465.
54. Mezghani, S. et al. *The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction*. *Precision Engineering*, **2012**, vol. 36, no. 2, p. 210-217. ISSN 0141-6359.

---

## Capítulo 6. Integración de los modelos

---

El presente capítulo presenta la integración de los resultados obtenidos por la computación fluido-dinámica y las observaciones experimentales para evaluar los parámetros requeridos en la modelización (modelos de parámetros concentrados) y así poder completar el modelo de simulación dinámica *bond graph*.

En última instancia, el modelo dinámico pretende estimar la evolución temporal durante la amortiguación del actuador en el movimiento del brazo de una retroexcavadora, validarla con los resultados obtenidos experimentalmente y determinar los principales factores de influencia.

Estas actividades descritas arrojan interesantes conclusiones sobre el comportamiento y rendimiento del diseño de amortiguador estudiado en condiciones de uso en una aplicación real.



## 6.1 Introducción

En los anteriores capítulos se han presentado tanto el modelo dinámico mediante la técnica *bond graph*, como las simulaciones fluido-dinámicas desarrolladas para el cálculo de coeficientes de descarga. Todo ello ha permitido un mayor entendimiento del funcionamiento de los mecanismos básicos de amortiguación de cilindros hidráulicos.

Por otro lado, se han obtenido registros experimentales del comportamiento de tres diseños de pistón durante la amortiguación. Éstos corroboran, entre otros aspectos, la influencia del número de ranuras, así como el papel activo del movimiento radial del pistón en la amortiguación.

Siguiendo la línea de trabajo realizada, el presente capítulo pretende completar el modelo *bond graph*, integrando en éste los resultados obtenidos por la computación fluido-dinámica y el comportamiento observado en los ensayos realizados.

En última instancia se pretende contrastar los resultados de la simulación dinámica con el comportamiento experimental registrado en condiciones reales de uso del actuador, especialmente durante el movimiento del brazo de una retroexcavadora, cargada con una masa predeterminada en su extremo.

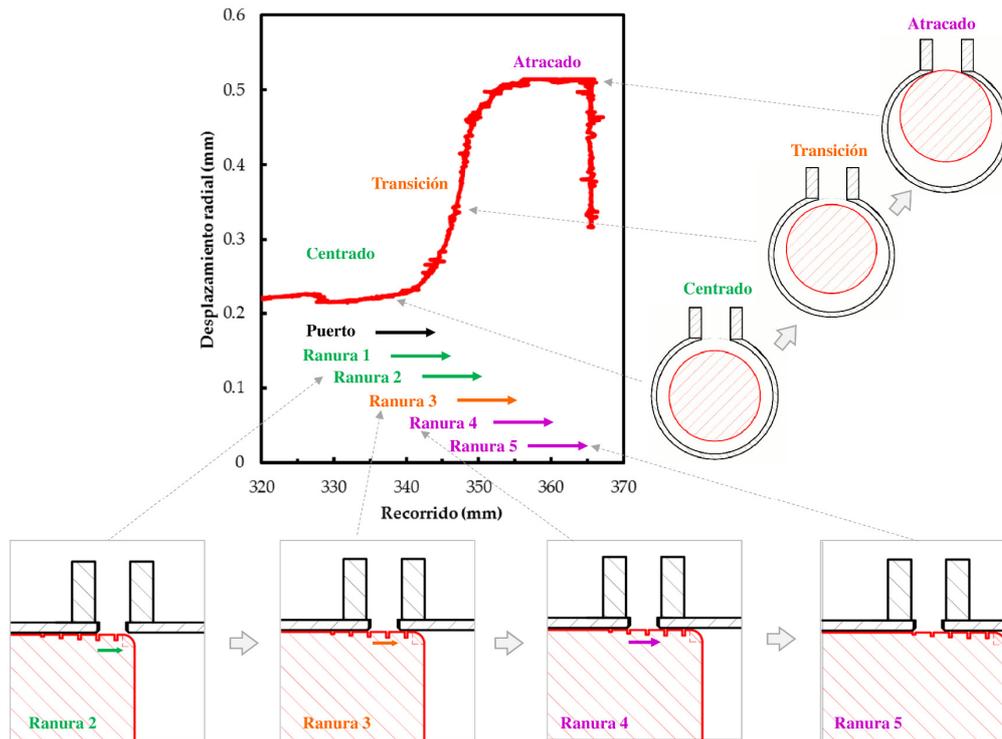
El proceso donde se integran de forma práctica todas las actividades anteriores de la investigación se encuentra descrito detalladamente en el siguiente apartado.

## 6.2 Integración de los modelos

En primera instancia, la integración de las distintas estrategias de investigación pone en especial valor ciertos resultados del trabajo experimental. Se trata, en concreto, de la evolución de la componente radial del movimiento del pistón en el interior de la camisa del cilindro durante el recorrido de amortiguación (véase capítulo 5.5 Desplazamiento radial).

En particular, para los resultados expuestos en la figura 5.24 (a), correspondientes al diseño de pistón descrito en el Anexo B.2, es posible visualizar el desplazamiento radial del pistón a lo largo del recorrido del pistón por el interior de la camisa del actuador, en las inmediaciones del puerto (orificio de salida del aceite) durante la amortiguación. Esto se muestra gráficamente en la figura 6.1, correspondiendo a una presión de suministro de 15 MPa y para la amortiguación de extensión.

Cabe recordar, tal como se ha expuesto detalladamente en el anterior apartado 5.7 Diseño de 5 ranuras, que dicho movimiento radial del pistón se produce tanto en la amortiguación de extensión como de retracción (véase figura 5.24). También se produce, a su vez, en el arranque de extensión y retracción, favoreciendo la entrada de fluido en la cámara de impulsión (véase figura 5.27).



**Figura 6.1** – Evolución del desplazamiento radial respecto a la posición del puerto y las ranuras perimetrales.

En esta figura se ha representado la posición radial del pistón en función de recorrido del actuador y de las ranuras que se encuentran frente al puerto de salida en cada caso. Aquí se observa como durante la obturación del puerto y el recorrido de las ranuras 1 y 2 el pistón se encuentra en una posición aproximadamente centrada (en verde). Luego, al final de la ranura 2, durante toda la ranura 3 e inicios de la ranura 4, el pistón se encuentra en una fase de transición (en naranja). Finalmente, para el final de la ranura 4 y toda la ranura 5 la posición del pistón es atracado contra el puerto de salida (en violeta), tal como se definían estas posiciones en la figura 4.3.

Con esto podemos concluir y corroborar que los pistones con ranuras manifiestan un movimiento radial que empieza a detectarse en las primeras ranuras hasta llegar a una posición atracada en las ultimas ranuras. Este análisis se espera que sea extrapolable al resto de diseños con un número mínimo de ranuras (por ejemplo, superior a 3). Con ello, se asume que las distintas dimensiones de las ranuras (sección trasversal) no tendrían una influencia significativa en este tipo de comportamiento (movimiento radial).

Una vez corroborado este movimiento radial, y en virtud de las simulaciones fluido-dinámicas realizadas en el capítulo anterior, podemos concluir que los coeficientes de descarga  $C_d$  aplicables para cada posición concreta del conjunto pistón/camisa en la zona de amortiguación serán los detallados en la figura 4.18 y tabla 4.2.

A partir de aquí podemos afirmar que disponemos de un modelo *bond graph* que permite la simulación teórica de la amortiguación del actuador. En los siguientes apartados, se expone un

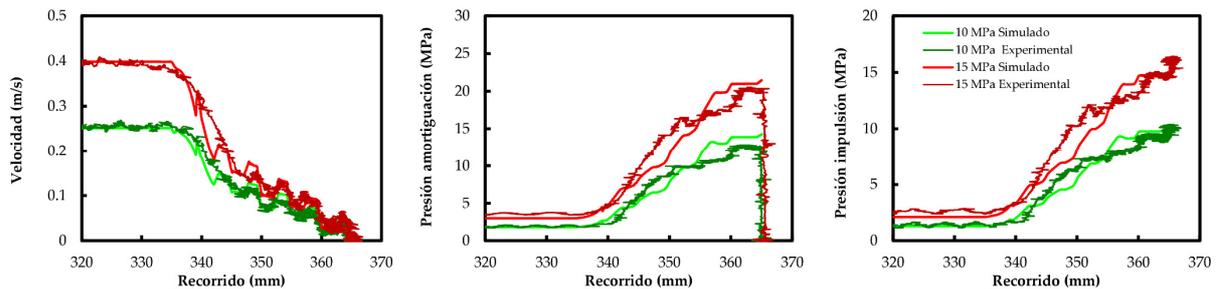
estudio comparativo entre los resultados numéricos obtenidos con este modelo y los obtenidos experimentalmente en el laboratorio.

### 6.3 Resultados sin carga

En primer lugar, se comparan los resultados experimentales obtenidos sin carga, representados inicialmente en la figura 5.23a, con los obtenidos por simulación dinámica *bond graph*.

Los experimentos representados en la figura 6.2 se basan en los siguientes parámetros operativos:

- Diseño de pistón de 5 ranuras Versión 0, equivalente a Versión 2. (Anexo A.2).
- Masa desplazada despreciable.
- Sentido de extensión en posición horizontal.
- Presión de suministro 10 y 15 MPa.
- Coeficientes de descarga de las ranuras según figura 4.18 y del puerto según figura 4.24.



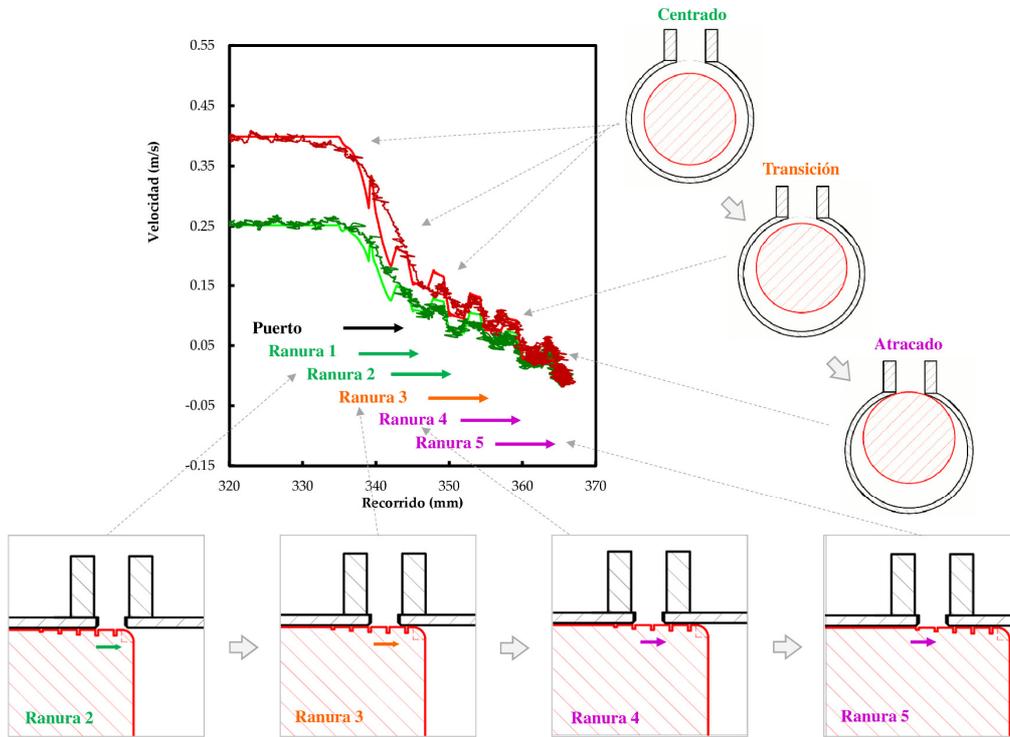
**Figura 6.2** – Amortiguación de extensión para valores experimentales y por simulación dinámica.

Un primer análisis de las gráficas de la figura 6.2 nos indica una buena correspondencia entre los resultados experimentales y los resultados numéricos. Tanto la evolución espacial de la velocidad del pistón como la evolución de la presión de las cámaras de amortiguación e impulsión muestran el efecto restrictivo de las ranuras que entran en escena.

Cabría destacar que el modelo sobrevalora ligeramente la presión en la cámara de amortiguación al final de recorrido de extensión, donde la velocidad de avance es muy reducida. A su vez infravalora levemente la velocidad del pistón en la compleja zona de transición entre la obturación del puerto y la amortiguación en las dos primeras ranuras perimetrales. Esto se muestra gráficamente, en función de la posición de las ranuras perimetrales, en la figura 6.3.

En esta gráfica se observa claramente que la evolución de la velocidad está relacionada con la posición de las ranuras frente al puerto de salida. Sucesivamente, cuando coinciden dos ranuras frente

el puerto la velocidad aumenta y decrece cuando solo coincide una ranura. Esto es sin duda por la evolución de la sección de paso para el flujo existente en cada momento.



**Figura 6.3** – Valores simulados y experimentales frente a la geometría de la amortiguación.

Desde otro punto de vista, es interesante comparar la presión en la cámara amortiguación y la presión de impulsión. Para ello, se define la diferencia de presión como la presión equivalente de la impulsión en referencia a la cámara de amortiguación menos la presión de amortiguación existente, tal como se establece en las siguientes ecuaciones 6.1 y 6.2.

Para la amortiguación de extensión se determina como:

$$Diferencia\ presión = P_{impulsión} \frac{S_{pistón}}{S_{vástago}} - P_{amortiguación} \quad \text{Ecuación 6.1}$$

Y para la amortiguación de retracción sería:

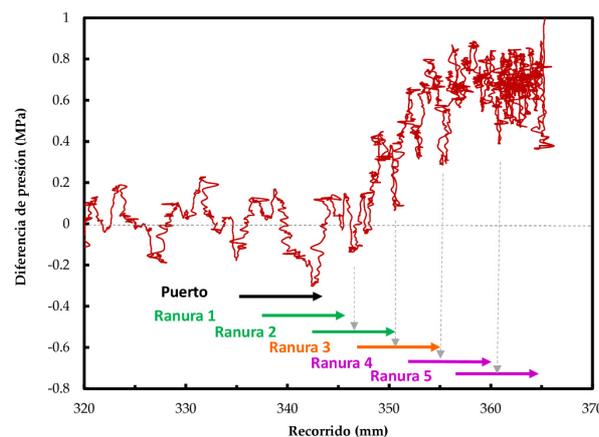
$$Diferencia\ presión = P_{impulsión} \frac{S_{vástago}}{S_{pistón}} - P_{amortiguación} \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Una diferencia de presión negativa representa una presión de amortiguación superior a la esperada por la dinámica hidráulica. En general, la reducción de la energía cinética resulta en un aumento en la presión en la cámara de amortiguación y, por tanto, en una diferencia de presión negativa. Dado que trabajamos en un circuito hidráulico a caudal constante (véase figura 6.5), el pico

negativo que se obtiene en la primera reducción de velocidad, muy marcada, se relaciona también con la apertura de la válvula limitadora de presión.

Este comportamiento, en un rango muy moderado en este caso, se muestra respecto a la geometría del amortiguador en la figura 6.4. Para facilitar su interpretación, los registros representados se han ajustado restando las presiones equivalentes al rozamiento identificadas en la fase anterior al inicio de la amortiguación, propias de las pérdidas de carga del sistema en movimiento. Así los valores mostrados representan exclusivamente el efecto del sistema de amortiguación.

Por otro lado, una vez abierta la válvula limitadora de presión, el resto del recorrido hasta alcanzar el final de carrera corresponde a una creciente impedancia por la sección reducida que conforman las ranuras perimetrales y el estrecho espacio anular. Aquí, esta restricción se revela como una diferencia de presión positiva y creciente, relacionada con la decreciente sección de paso. En esta fase se observan ciertos mínimos locales en la diferencia de presión que están en consonancia con la transición de dos a solo una ranura frente al puerto de salida y la menor sección de paso resultante.

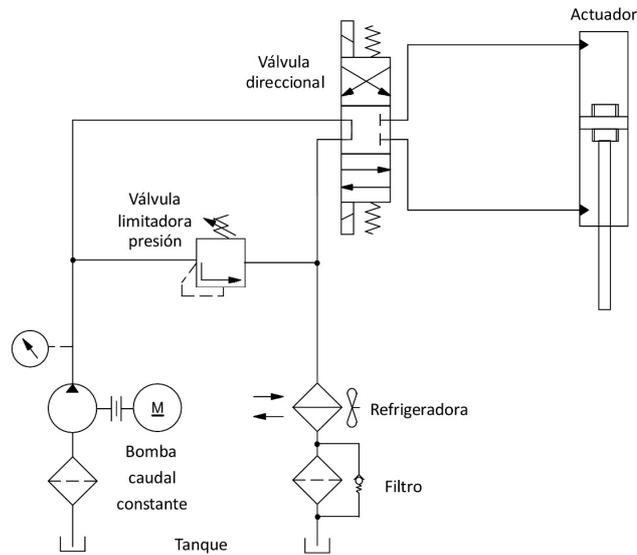


**Figura 6.4** – Diferencia de presión y geometría de la amortiguación, experimento a 15 MPa.

Cabe destacar que el modelo se basa en las siguientes hipótesis sobre el modelo de flujo:

- 1) Al inicio de la amortiguación, se ha considerado que el flujo a través del espacio anular y a través de las ranuras perimetrales aparecen a partir de los 4 últimos milímetros durante la obturación del puerto. Esto ha sido establecido a partir de los resultados numéricos mostrados en la figura 4.23.
- 2) Para el cálculo del flujo en el espacio radial, según la ecuación 3.24 y figura 3.5, la distancia radial  $e$  es constante durante las ranuras 1 y 2 y se reduce linealmente durante la ranura 3 hasta un valor nulo durante las ranuras 4 y 5.
- 3) También para la ecuación 3.24, se considera el ángulo  $\theta = \pi/8$  rad, lo que circunscribe este flujo a las inmediaciones del puerto tal como se observa en la líneas de flujo representadas

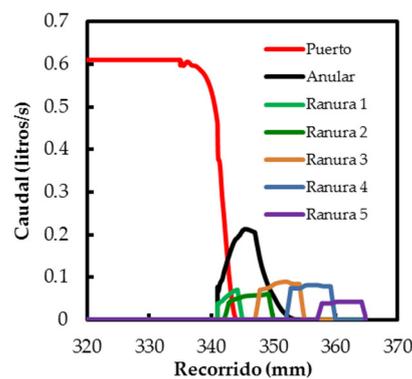
en la figura 4.11 (a). Para valor de  $\theta$  mayores los resultados numéricos del flujo parecerían sobrevalorados por esta ecuación.



**Figura 6.5** – Circuito hidráulico, de caudal constante, empleado en los experimentos.

Estas consideraciones tienen especial influencia en la curva de velocidad resultante, especialmente en la difícil zona de transición entre la obturación del puerto y el inicio de la influencia de las distintas ranuras perimetrales, donde el flujo anular tiene un protagonismo importante.

Esto queda reflejado en la figura 6.6, para el experimento a 10 MPa, donde se representan los caudales circulantes a través de la sección anular y las distintas ranuras a lo largo de la amortiguación. Se observa como el caudal del espacio anular es muy importante desde el final de la obturación del puerto y disminuye desde la aparición de la ranura 3 donde el pistón se desliza a posición atracada.



**Figura 6.6** – Valores simulados de caudal para cada sección de paso, a 10 MPa.

Los anteriores resultados muestran, en conclusión, una buena correspondencia entre los registros experimentales sin carga y el modelo dinámico *bond graph*. En consecuencia, se pretende extender este estudio a una situación de uso real del actuador y evaluar su comportamiento bajo una situación de sollicitación elevada (elevada masa inercial). Para ello, se empleará este mismo actuador

para accionar el brazo de una retroexcavadora, cuya actividad realizada se describe en el siguiente apartado.

#### 6.4 Montaje experimental del brazo de la retroexcavadora

El dispositivo experimental empleado para registrar el comportamiento de la amortiguación en condiciones operativas reales se muestra en la figura 6.7. En ésta se puede ver el brazo balancín de una retroexcavadora pequeña, donde se ha substituido la cuchara por una serie de pesos intercambiables en forma de discos de acero.

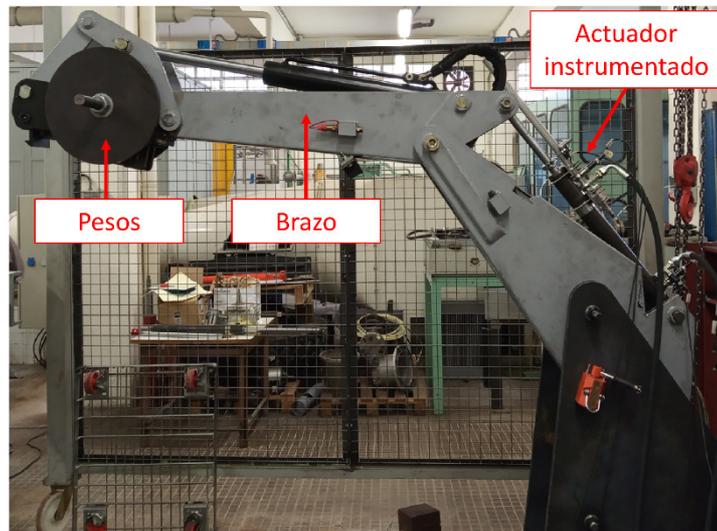


Figura 6.7 – Dispositivo experimental mediante el brazo de una retroexcavadora.

Este dispositivo integra la instrumentación del montaje experimental descrito en el apartado 5.3 Dispositivo experimental en el actuador que realiza la elevación del brazo de la retroexcavadora.

Debido a las limitaciones técnicas que impone el trabajar con la retroexcavadora en condiciones de carga, no se ha podido realizar los experimentos midiendo el desplazamiento radial del pistón, excluyendo del montaje experimental el sensor S6 de la tabla 5.2. En resumen, la instrumentación empleada permite registrar el desplazamiento de extensión y retracción del vástago del actuador junto con las presiones en sus cámaras.

En estos ensayos se utiliza un actuador de iguales características que el utilizado en el capítulo 5, pudiendo incorporar los distintos diseños de pistón bajo estudio, pero con el vástago macizo y el robusto sistema de unión pistón/vástago empleados comercialmente.

Las características principales del balancín de retroexcavadora, tal y cómo se indica en la figura 6.8, son los siguientes:

- Masa propia ( $m_{propia}$ ): 142.5 kg
- Masa carga ( $m_{carga}$ ): variable hasta 122 kg, en forma de discos intercambiables.

- Radio de movimiento de la masa propia ( $r_{propia}$ ): 0.850 m
- Radio de movimiento de la carga ( $r_{carga}$ ): 1.110 m
- Radio de movimiento de la masa reducida ( $r_{reducida}$ ): 0.287 m

Aquí, la extensión o retracción del cilindro actúa sobre la distancia  $x$  causando una velocidad angular  $\omega$  en el brazo.

En este punto se hace necesario definir los parámetros característicos de la dinámica del brazo de excavadora estudiado. Estos se describen detalladamente en el siguiente apartado, desarrollando el método de cálculo para la masa reducida y la fuerza reducida que experimenta el actuador en función del peso que desplaza éste y su posición.

## 6.5 Dinámica del brazo de excavadora.

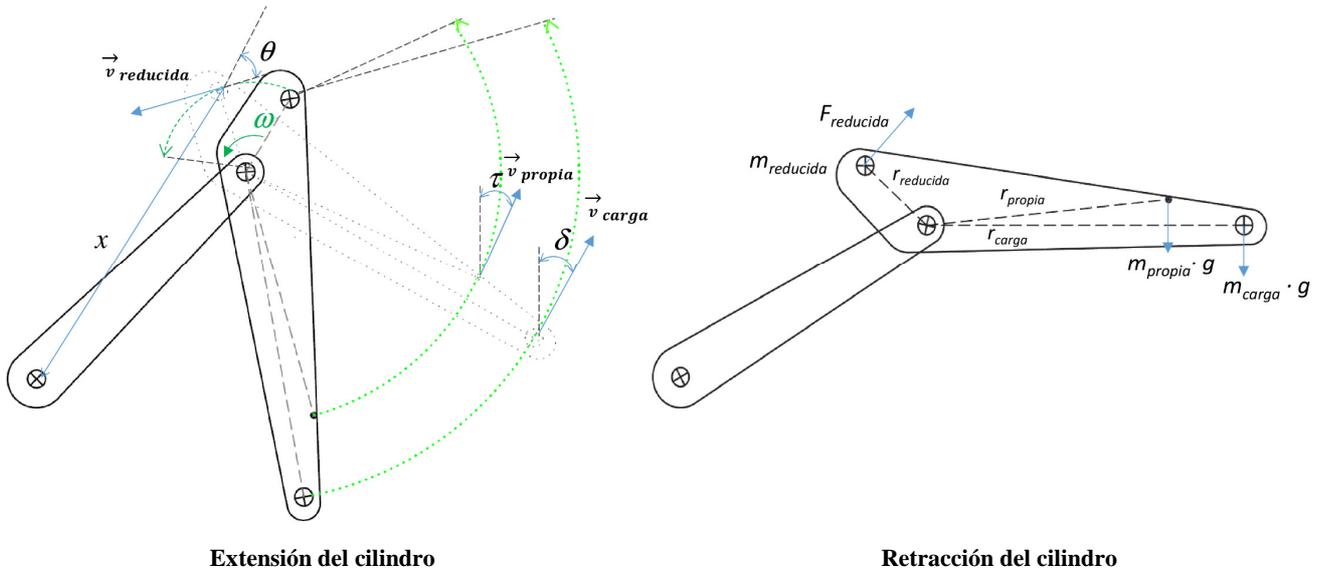
En la presente sección se describe el cálculo de los principales parámetros dinámicos del brazo de excavadora empleado experimentalmente. Como se verá, estos parámetros dinámicos serán implementados posteriormente en el modelo de amortiguación del actuador hidráulico.

Cabe indicar que este trabajo es una aproximación práctica y simplificada a la compleja cinemática de un brazo de excavadora, la cual ha sido sujeto de investigación en distintas fuentes (55)–(57).

Para ello se establecen una serie de simplificaciones en el modelo dinámico planar que se detallan a continuación. La geometría el brazo de excavadora empleado experimentalmente se muestra en la figura 6.8.

- Los efectos inerciales de la masa del cilindro hidráulico se consideran negligibles.
- El cilindro hidráulico únicamente está sometido a fuerzas en la misma dirección que la de su eje axial.
- Las fuerzas de rozamiento en las juntas de estanqueidad y de los puntos de fijación son despreciables.
- Los vínculos y puntos de fijación mecánicos son perfectamente rígidos.
- Los puntos de fijación con el cilindro, el centro de rotación y las masas soportadas están alineadas en el mismo eje.
- Solo se considera la acción del cilindro sobre el brazo balancín representado.

La masa del balancín y las masas móviles existentes (carga) se encuentran en el campo gravitatorio terrestre y además se mueven con una aceleración variable. Eso genera una fuerza sobre el cilindro que las desplaza, lo que denominaríamos la fuerza reducida ( $F_{reducida}$ ) que actúa sobre el cilindro, resultante del efecto de las fuerzas másicas y de la geometría del mecanismo.



**Figura 6.8** – Geometría de la retroexcavadora y representación de las fuerzas y masas presentes.

En este estudio se han considerado los pesos propios y las fuerzas y pares de inercia siguiendo el principio de d’Alembert. Este principio establece que la suma de las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo y las denominadas fuerzas de inercia forman un sistema de fuerzas en equilibrio, lo que implica que el trabajo desarrollado por un sistema de fuerzas aplicado sobre un cuerpo que sufre un cierto desplazamiento es igual al trabajo de su resultante.

Entonces, el cálculo de la fuerza reducida, viene dado por la siguiente expresión:

$$F_{reducida} \cdot \partial L_{reducida} = \sum_i F_i \cdot \partial L_i$$

donde  $F_i$  son las distintas fuerzas presentes en el sistema y  $L$  la distancia recorrida.

Para nuestro sistema en particular, derivando la expresión anterior se obtiene:

$$F_{reducida} \cdot v_{cilindro} = m_{propia} g v_{propia} \cos \tau + m_{carga} g v_{carga} \cos \delta \tag{Ecuación 6.3}$$

Siendo  $v_{cilindro}$  la velocidad de movimiento del cilindro,  $v_{propia}$  la velocidad del brazo de la retroexcavadora referida a su centro de masas,  $v_{carga}$  la velocidad de la carga desplazada y  $g$  aceleración de la gravedad. Cabe señalar que geoméricamente se determina que los ángulos  $\delta$  y  $\tau$  son esencialmente idénticos.

Es necesario indicar que para el sentido de retracción, representado en la figura 6.8, esta fuerza tiene signo negativo ya que se opone al sentido del movimiento (carga resistiva). En cambio, para el sentido de extensión, la fuerza tendría sentido positivo, en el sentido del movimiento (carga de embalamiento)

Con una velocidad angular  $\omega$ , para el sistema estudiado se comprueba que:

$$\omega = \frac{|v_{reducida}|}{r_{reducida}} = \frac{|v_{propia}|}{r_{propia}} = \frac{|v_{carga}|}{r_{carga}}$$

$$|v_{reducida}| = \frac{v_{cilindro}}{\cos \theta} = \omega r_{reducida}$$

Lo que finalmente reduce la ecuación 6.3 a:

$$F_{reducida} = -\frac{g \cos \delta}{\cos \theta} (m_{propia} r_{propia} + m_{carga} r_{carga}) \quad \text{Ecuación 6.4}$$

Aquí observamos como la fuerza reducida depende de las masas existentes, de las distancias desde el eje de rotación y de los ángulos del sistema. Estos ángulos  $\theta$  y  $\delta$  evolucionan en relación a la extensión del cilindro  $x$  a través de la geometría del sistema, tal como se muestra en la figura 6.9.

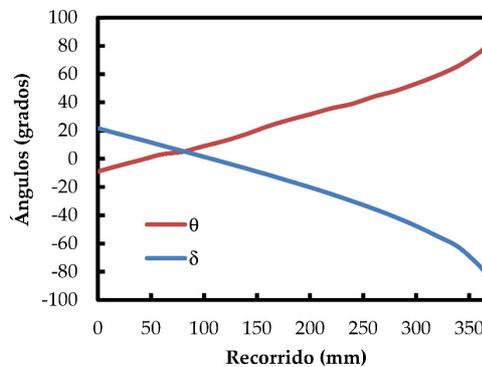


Figura 6.9 – Ángulos  $\theta$  y  $\delta$  en función del recorrido del actuador.

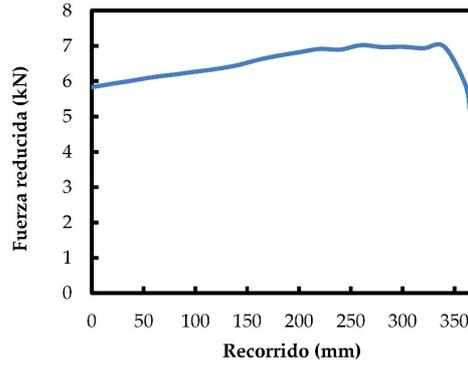
Esto lleva a una fuerza reducida variable a lo largo del recorrido del cilindro tal como se muestra en la figura 6.6, para una carga de 78 kg. Esta fuerza es ligeramente creciente en el sentido de extensión hasta alcanzar un máximo y reducirse en la proximidad del final de carrera de extensión.

Por otra parte, definimos la masa reducida como aquella masa puntual que situada en el extremo del vástago tiene la misma energía cinética que el brazo y las otras masas móviles. En el sistema evaluado la velocidad angular del cilindro hidráulico es muy pequeña por lo que consideraremos, en primera aproximación, únicamente la velocidad relativa del vástago respecto a la camisa del cilindro.

El cálculo de la masa inercial reducida se realiza a partir de la siguiente expresión:

$$E_{c\ reducida} = \sum_i E_c^i$$

siendo  $E_{c\ reducida}$ , la energía cinética de la masa reducida y  $E_c^i$  la energía cinética del resto de masas del sistema.



**Figura 6.10** – Fuerza reducida para carga de 78 kg.

Para el sistema bajo estudio, la anterior expresión se establece concretamente como:

$$\frac{1}{2}m_{reducida}(\omega r_{reducida} \cos \theta)^2 = \frac{1}{2}m_{propia}(\omega r_{propia})^2 + \frac{1}{2}m_{carga}(\omega r_{carga})^2 + \frac{1}{2}I_{propia}\omega^2 + \frac{1}{2}I_{carga}\omega^2$$

Lo que conduce a la expresión final para la masa reducida:

$$m_{reducida} = \frac{m_{propia}r_{propia}^2 + m_{carga}r_{carga}^2 + I_{propia} + I_{carga}}{r_{reducida}^2 \cos^2 \theta} \quad \text{Ecuación 6.5}$$

Siendo el momento de inercia de la carga tal como,

$$I_{carga} = \frac{1}{2}m_{carga}r_{disco}^2$$

donde  $r_{disco}$  es el radio del disco que actúa como carga en el dispositivo experimental.

Por otra parte, el cálculo del momento de inercia del brazo balancín de la excavadora, denominado  $I_{propia}$ , así como la determinación de su centro de masas, se realiza a partir de un modelo 3D en una herramienta CAD (programario libre FreeCAD® V0.13) (58)(59), obteniéndose el siguiente valor:

$$I_{propia} = 31.2 \text{ kgm}^2$$

La ecuación 6.5 arroja unos valores de masa reducida tal como se detallan en la siguiente figura 6.13. Se aprecia como la masa reducida resultante adquiere un valor muy elevado, el cual crece casi-exponencialmente al aproximarse al final de carrera de extensión del cilindro, principalmente, debido a la evolución del ángulo  $\theta$ .

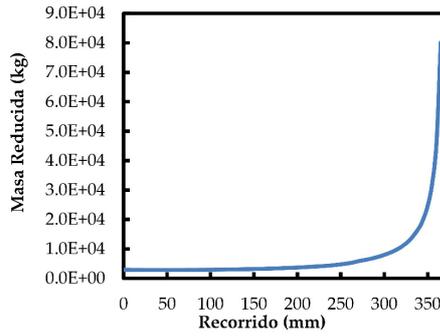


Figura 6.11 – Masa reducida para carga de 78 kg.

Finalmente, el análisis aquí descrito se implementa en el modelo dinámico *bond graph*, mostrado en la figura 6.12. Los valores obtenidos por la ecuación 6.4 y ecuación 6.5 se implantan en los elementos Se (Masa) para la Fuerza reducida y I (Inercia) para la Masa reducida, respectivamente.

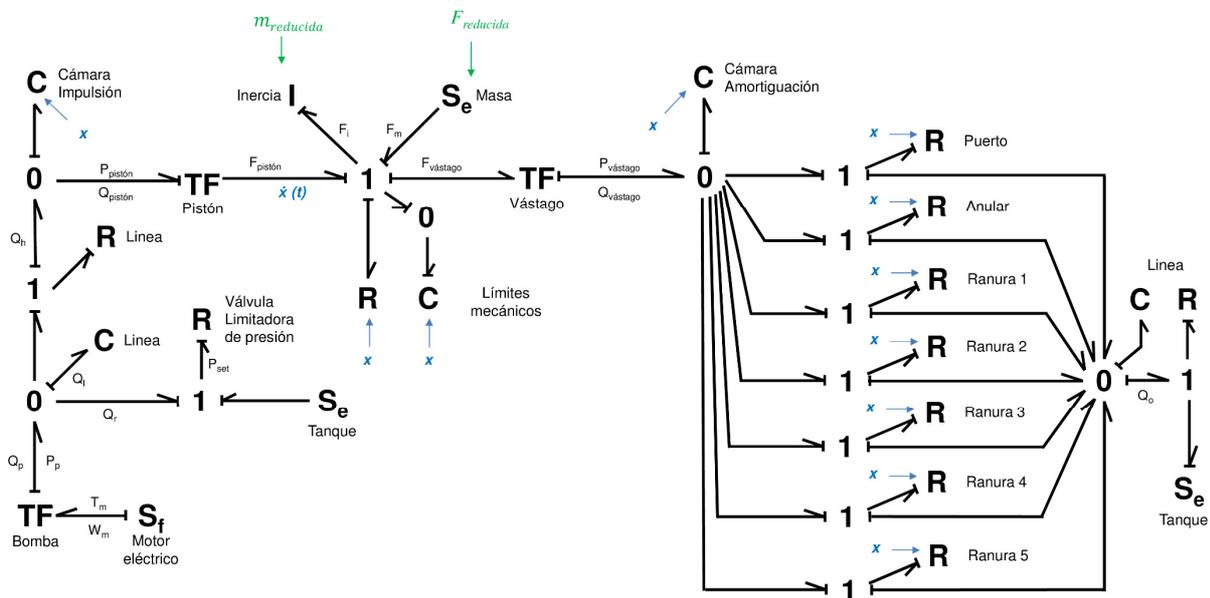


Figura 6.12 – Modelo *bond graph*. Entrada de fuerza y masa reducidas.

Cabe indicar que la relación general entre la fuerza y una masa reducida, para un sistema de un grado de libertad como el estudiado se establece según la siguiente expresión (ecuación de Eksergian):

$$F_i = m_{reducida} \frac{\partial \dot{x}}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial m_{reducida}}{\partial x} \dot{x}^2 \tag{Ecuación 6.6}$$

Ésta se puede simplificar finalmente en la ecuación 6.7 resultante, a través de dos consideraciones (60). Primero, debido a que durante gran parte de la amortiguación la velocidad tiene un valor muy reducido, disminuyendo el peso del segundo término de la ecuación. Además, la masa reducida es aproximadamente constante durante el recorrido de amortiguación de retracción. Como se verá, el resultado de estas consideraciones se evaluará más adelante.

$$F_i = m_{reducida} \frac{\partial \dot{x}}{\partial t} \quad \text{Ecuación 6.7}$$

El estudio comparativo entre los resultados experimentales obtenidos en el movimiento del brazo de la retroexcavadora y su correspondencia con el modelo dinámico se describen en los siguientes apartados.

## 6.6 Resultados con carga

Tal y cómo se ha evaluado en el apartado anterior, la compleja dinámica del balancín de la retro excavadora presenta importantes diferencias entre el final de carrera de retracción y el de extensión del actuador hidráulico.

En dicho contexto, se pretende evaluar experimentalmente el comportamiento de la amortiguación para tres diseños de pistón con ranuras perimetrales, tal como se describen en los Anexos A.3 y A.4. Estos diseños son conceptualmente idénticos al diseño utilizado en los apartados anteriores con las diferencias que se indican a continuación.

Como descripción general, diríamos que los diseños versión 1 (V1) y versión 2 (V2) tiene una configuración idéntica de 5 ranuras, pero con una holgura radial de 125 y 250  $\mu\text{m}$  respectivamente. El diseño Versión 3 (V3) tiene, por su parte, una holgura radial de 125  $\mu\text{m}$  y unas ranuras perimetrales de mayor sección transversal de paso (mayor profundidad) respecto a los anteriores V1 y V2.

Los experimentos, mostrados a continuación, se realizan a distintas presiones de suministro (7, 10 y 12.5 MPa) y distintas cargas (34, 78 y 122 kg).

### 6.6.1 Amortiguación en retracción

Primeramente, se analizarán los resultados del sentido de retracción del cilindro, tal y como se muestran en las figuras 6.13 y 6.14. Aquí la cámara de impulsión es la cámara del vástago y la cámara de amortiguación es la cámara de pistón. El movimiento de retracción del actuador es el correspondiente al movimiento de elevación del brazo balancín de la retroexcavadora y de la carga situada en su extremo.

El comportamiento general observado es el siguiente:

- 1) El actuador se aproxima a su final de carrera a una velocidad estable, creciente con la presión de suministro y decreciente con la carga, lo que sería coherente con una situación de carga resistiva elevada. Es decir, la sollicitación asociada a la fuerza reducida existente condicionaría la velocidad máxima alcanzada. Cabe recordar que el circuito hidráulico

dispone de una bomba de caudal constante y una válvula limitadora de presión para regular la presión, tal como se describe en la figura 6.5.

- 2) La velocidad de entrada del vástago sufre una reducción muy marcada (amortiguación) coincidiendo con la obturación del puerto y la presencia de las primeras dos ranuras del pistón. Esto conlleva un pico de presión en la cámara de amortiguación moderado, en torno a 1.5 veces la presión de impulsión. En esta fase, la presión de impulsión alcanza su valor máximo preestablecido por la válvula limitadora de presión.
- 3) Durante los últimos 18 mm de carrera se produce una aproximación lenta hasta el final de carrera, a una velocidad que varía desde un valor inferior a los 100 mm/s hasta valores imperceptibles. Ésta evolución es similar independientemente de las condiciones de operación.
- 4) Para presiones de suministro y cargas más elevadas se observa unos movimientos menos suaves, de “parada y arranque” hacia los últimos milímetros de carrera. Esto se manifiesta con la existencia de una esporádica velocidad nula y una súbita bajada y subida en la presión de amortiguación.

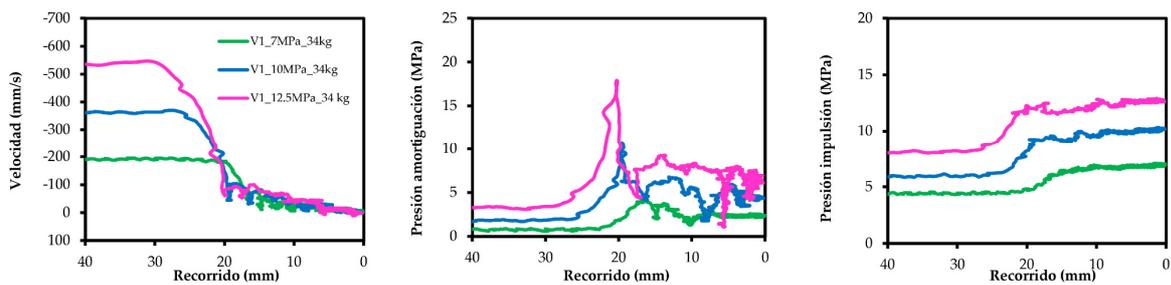


Figura 6.13 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 34 kg.

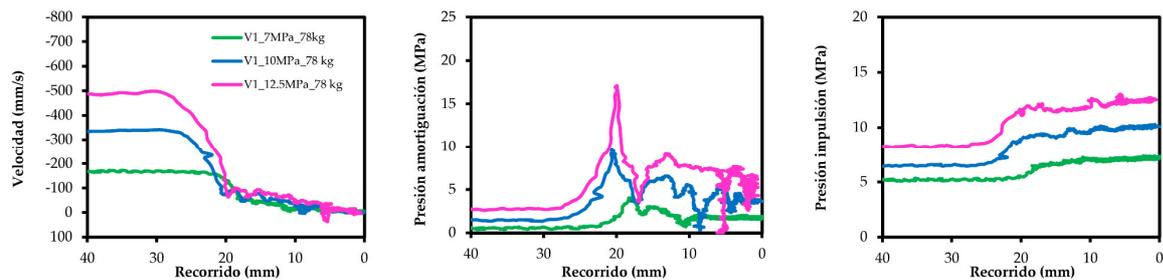


Figura 6.14 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 78 kg.

De forma análoga se pueden evaluar los resultados obtenidos para el diseño V3, mostrados en las figuras 6.15 y 6.16. En términos generales, se obtiene un comportamiento similar al diseño V1 que tiene el mismo juego radial, pero se diferencian por la profundidad de las ranuras (mayores en la V3). La profundidad de las ranuras (mayor sección transversal de las ranuras) permite controlar una progresión más gradual de la velocidad y una respuesta en presión más moderada respecto al diseño V1, tal como se puede observar en la comparativa de la figura 6.18.

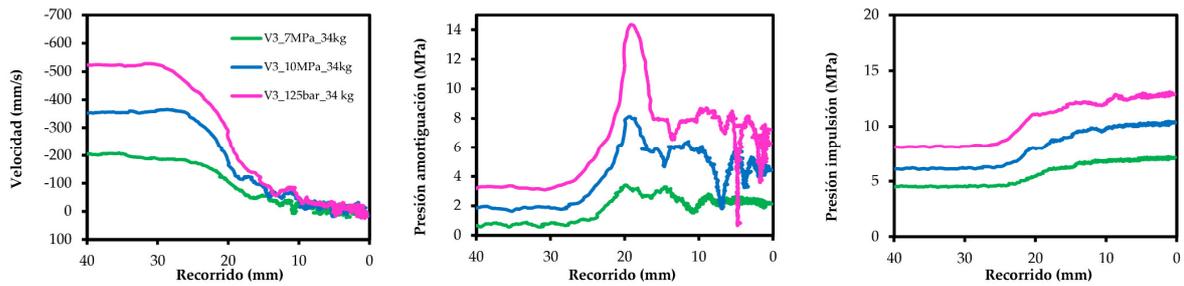


Figura 6.15 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 34 kg.

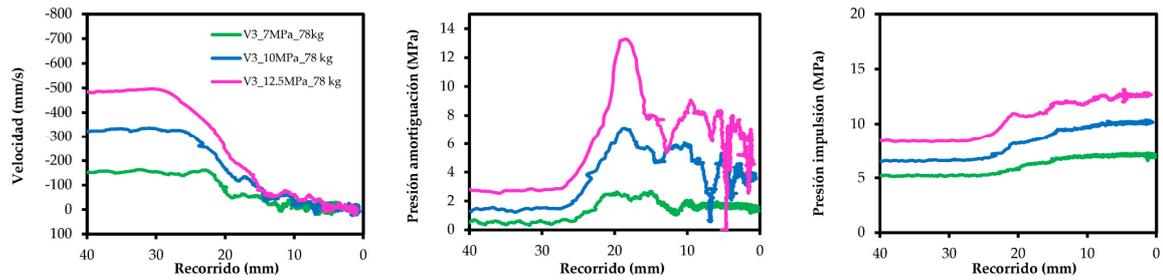


Figura 6.16 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 78 kg.

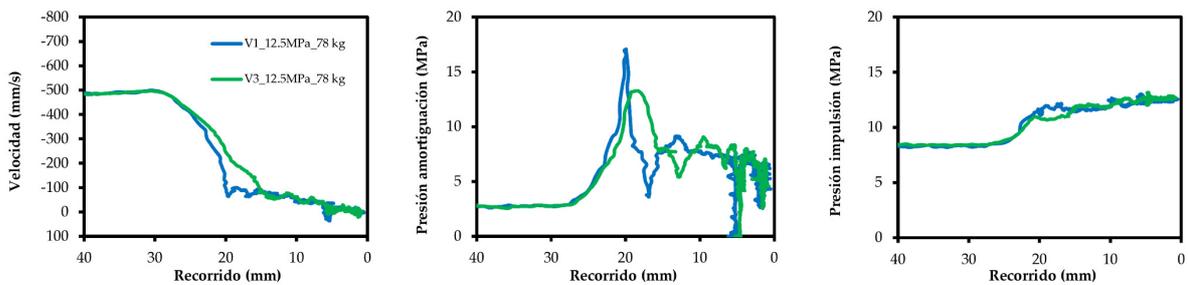


Figura 6.17 – Comparativa en registros experimentales de diseño V1 y V3.

La comparativa se puede hacer extensiva también al diseño V2. Ésta se muestra en la figura 6.18 para una carga de 122 kg y una presión de suministro de 7 MPa. Aquí se aprecia un rendimiento general similar en todos los casos, tanto en velocidad como presión resultante, aunque se pueden intuir las siguientes diferencias:

- 1) El diseño V3 presenta una reducción de la velocidad más progresiva, que se manifiesta una poco antes que los diseños V1 y V2. Además, en los últimos milímetros se muestra claramente unas fluctuaciones de velocidad que son consecuencia exclusiva de que el flujo aceite solo puede ser regulado por las ultimas ranuras.
- 2) El diseño V3 muestra una respuesta en presión más moderada respecto a los diseños V1 y V2.

Cabe destacar como el comportamiento general descrito en estos experimentos es coherente con las conclusiones preliminares expuestas para la simulación *bond graph* en el apartado 3.5, ya que la presión de amortiguación aumenta con la velocidad inicial y con la presión de suministro crecientes. Igualmente, no se observa un efecto significativo al aumentar la carga desplazada.

También se fue previsto un perfil de velocidad de aproximación lenta independientemente de las condiciones de suministro.

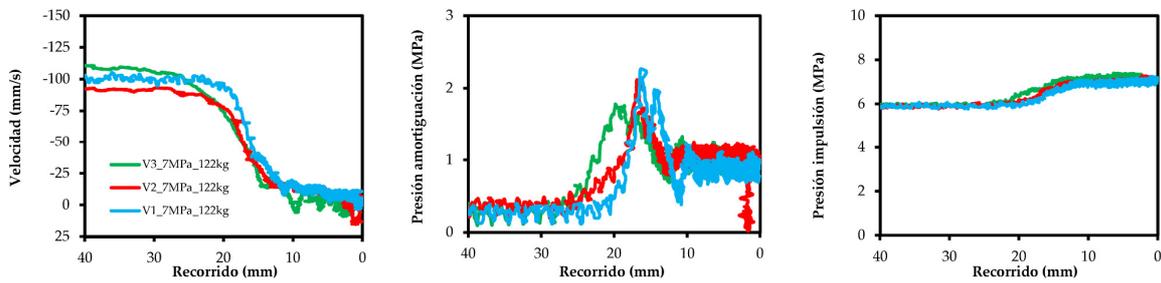


Figura 6.18 – Registros experimentales durante la retracción. Carga 122 kg.

Tal y como se muestra en la figura 6.19, las sucesivas bajadas y subidas de la velocidad en la aproximación lenta al final de carrera pueden explicarse por la presencia frente al puerto de una o dos ranuras perimetrales. Esto se observa en la entrada de las ranuras 2, 3 y, en menor grado, la 4.

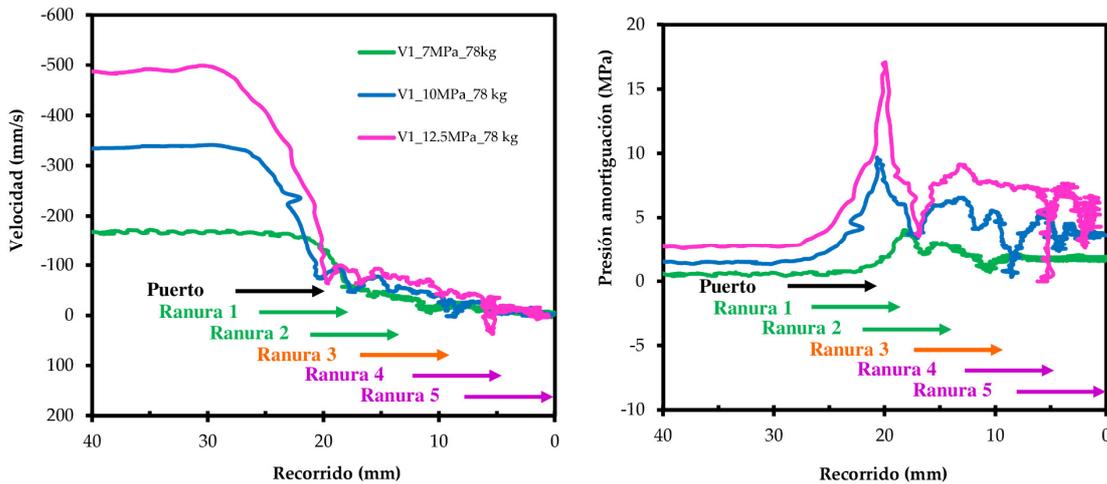


Figura 6.19 – Registros experimentales durante la retracción y geometría de amortiguación.

En esta figura podemos ver como el inicio de la amortiguación se obtiene para una posición más retardada a medida que se reduce la presión de suministro. Esto podría ser dado por la menor sección de paso necesaria para la salida del fluido de la cámara de amortiguación, donde se obtendría una presión de amortiguación más retardada para una velocidad inicial más baja.

Por otro lado, como ya se ha explicado, la primera parte de la amortiguación está condicionada por el tiempo de respuesta de la válvula limitadora de presión a las condiciones cambiantes existentes. Además, nos encontramos con un sistema hidráulico de caudal constante que trabaja bajo una carga resistiva. Así, a medida que la velocidad disminuye gracias a una presión de amortiguación mayor, el caudal que se está divergiendo a través de la válvula limitadora de presión es también mayor. En este sentido, los registros experimentales, resumidos en la tabla 6.1, muestran una respuesta más lenta para una presión de regulación menor.

Cabe destacar que este fenómeno no se observó en los experimentos sin carga (véase figura 6.2). En este punto, cabe puntualizar que la válvula limitadora de presión es distinta que la empleada en los experimentos con carga. Además, en los experimentos sin carga ésta se sitúa muy cercana a la cámara de impulsión (contigua al actuador) y más lejana que en los experimentos con carga (sobre el grupo hidráulico). Todo ello, recalca la importancia para la amortiguación del comportamiento de la válvula limitadora en el circuito hidráulico de caudal constante.

Tal y como se analizó para los experimentos sin carga (véase figura 6.4), se muestra en la figura 6.20 la evolución de la diferencia de presión en la amortiguación de retracción con carga, en un experimento tipo. De igual modo, los registros representados se han ajustado restando las presiones equivalentes al rozamiento y carga resistiva identificadas en la fase anterior al inicio de la amortiguación.

**Tabla 6.1** – Respuesta de la presión de impulsión frente a la amortiguación.

<b>Experimento</b>	<b>Tiempo de subida (ms)</b>	<b>Presión inicial (MPa)</b>	<b>Presión final (MPa)</b>
V1_7MPa_78Kg	57	5.3	6.4
V1_10MPa_78Kg	24	6.5	8.7
V1_12.5MPa_78Kg	16	8.3	11.6
V3_7MPa_78Kg	132	5.3	6.7
V3_10MPa_78Kg	84	6.6	9.4
V3_12.5MPa_78Kg	52	8.6	12.0

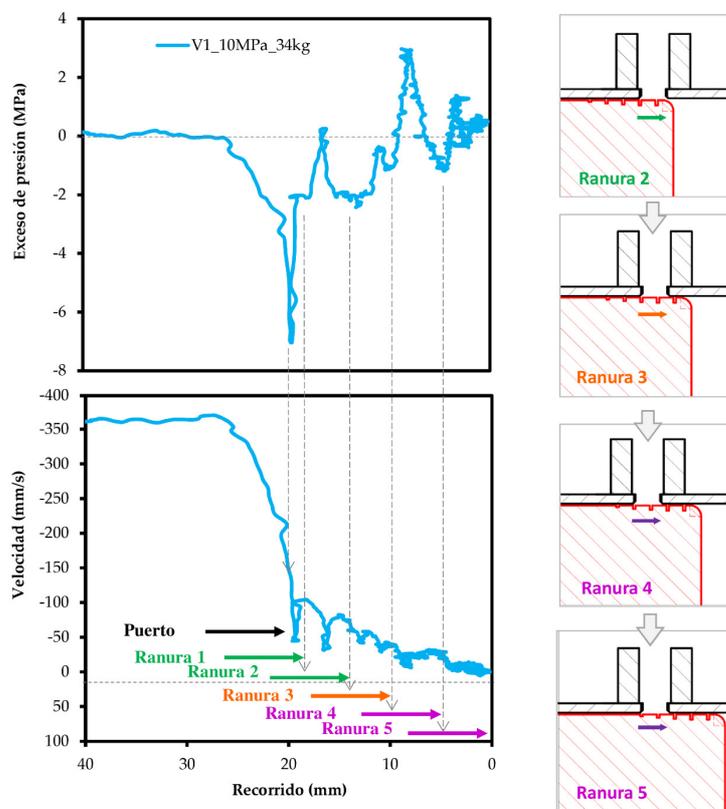
De nuevo se registra una correlación entre la evolución de la velocidad con la presencia de una o dos ranuras frente al puerto de salida y, en definitiva, de la evolución de la sección de paso para el flujo. Aquí aparece, tras la obturación del puerto, un significativo pico negativo propio de las condiciones de mayor severidad debido a la mayor energía cinética. Luego, se producen claramente sucesivas reducciones en la curva de diferencia de presión características de las sucesivas reducciones de velocidad y la contrapresión generada en la cámara de amortiguación.

Por otro lado, la elevada diferencia de presión positiva, de hasta 3MPa, que observamos en la curva hacia el final de carrera está relacionada con la depresión en la cámara de amortiguación debida al efecto de “parada y arranque” que se analizará a continuación.

Claramente visibles en las gráficas mostradas anteriormente, es de interés analizar más pormenorizadamente el comportamiento de “parada y arranque” y los rebotes a final de carrera registrados para valorar el posible origen de éstos.

Como se ha descrito anteriormente, la amortiguación final de carrera está gobernada por la sección anular existente y por la sección efectiva de las ranuras perimetrales del pistón que se encuentra frente al puerto de salida en cada punto de su recorrido.

En todo caso, en los últimos milímetros del recorrido, la sección de paso de fluido en este punto sería, *a priori*, la existente en las ranuras perimetrales. Cabe recordar que, tal como se muestra en la figura 6.1, durante el recorrido de la ranura tres el pistón se encontraría en una posición intermedia y durante el recorrido de las ranuras 4 y 5 éste se encuentra en posición atracada. Es por ello que, a medida que se reduce la sección de flujo anular, la sección de las ranuras gobernaría la amortiguación al final de ésta. En la figura 6.21 se indica con una flecha el recorrido de las tres últimas ranuras existentes, ranuras 3, 4 y 5.



**Figura 6.20** – Diferencia de presión y velocidad en función de la geometría de amortiguación.

Dicho esto, la distribución de las ranuras empleada hace que en algunas partes del recorrido exista sólo una ranura en frente al puerto y en otros momentos existan dos. De este modo, cuando se produce un cambio de dos a solo una ranura, y por tanto de la reducción de la sección de paso resultante, se observa en las curvas una reducción brusca de la velocidad llegando puntualmente a velocidades negativa (frenado y retroceso del avance). Esto sería además coherente con la presencia de una significativa carga resistiva que en condiciones de baja velocidad cause una parada puntual del avance del actuador. Ésta se traduce, a la par, en una depresión y una subida repentinas de la presión en la cámara de amortiguación.

En todo caso, este comportamiento no sería totalmente coherente con una posición perfectamente atracada en todo momento. No obstante, el comportamiento irregular descrito se manifiesta en todos los experimentos a una velocidad de desplazamiento muy baja (menor de 40 mm/s). Por ello, sería posible explicar este comportamiento a baja velocidad por la pérdida de la hidrodinámica del pistón, viéndose afectado por otros fenómenos mecánicos presentes.

En otras palabras, al desplazarse el actuador a una velocidad tan lenta la fuerza hidrodinámica que causa el posición centrada del pistón, tal y como argumentamos en el apartado 5.7 Diseño de 5 ranuras (53)(54) y que se registra claramente a velocidades más altas, desaparece. A su vez, el caudal circulante a través de las ranuras también disminuye por lo que la fuerza de arrastre hacia posición atracada que genera también disminuye (véase, por ejemplo, figura 4.14).

En conclusión, en las condiciones descritas, la posición radial del pistón no estaría gobernada por los fenómenos hidrodinámicos si no que se encontraría en un estado de libertad a merced de otros fenómenos mecánicos. Por ejemplo, podría verse afectado por el propio mecanismo y las vibraciones transmitidas por la estructura de soporte de la retroexcavadora.

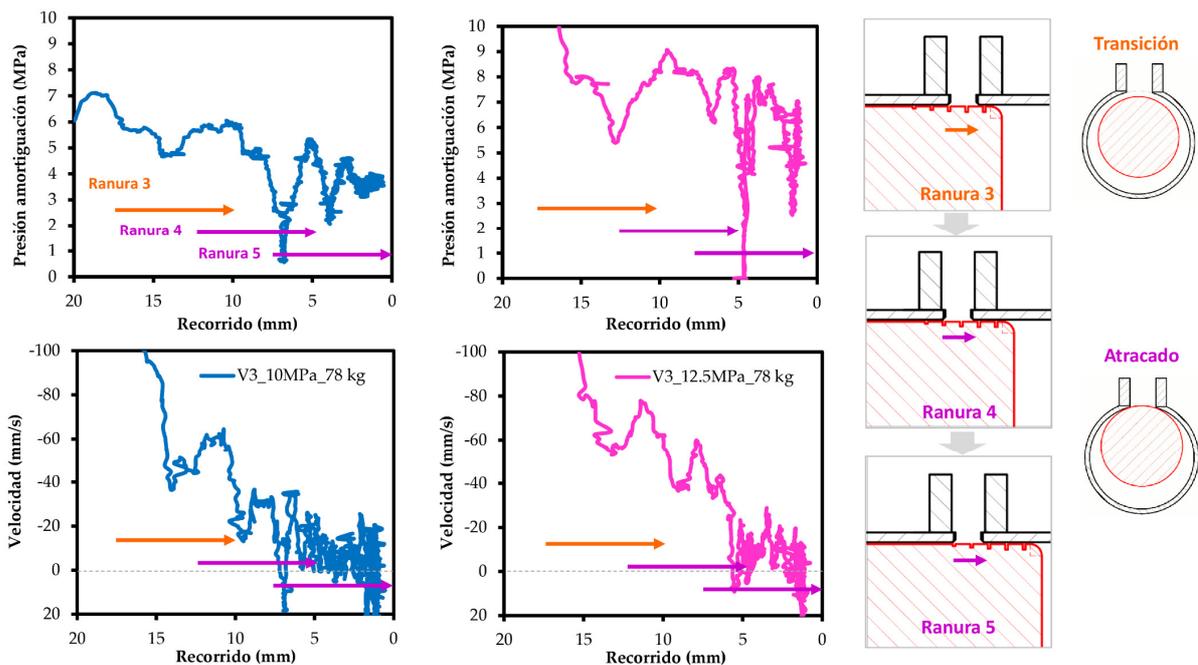


Figura 6.21 – Análisis del movimiento durante la retracción.

En general podríamos decir que la capacidad de amortiguación del diseño empleado es, en ciertos experimentos, excesiva para las condiciones estudiadas y que adolece de una variación de la sección de paso no gradual.

Sin embargo, este fenómeno no se observa para condiciones de carga superiores como las mostradas en la figura 6.18, registrándose un comportamiento más suave cuando las necesidades de amortiguación son superiores.

Por otro lado, para el diseño V2, donde la holgura radial es superior, se observa como el actuador sufre un rebote al llegar al final de carrera. Aquí el actuador alcanza el final de carrera con una cierta velocidad, aunque pequeña. Ésta es en cambio suficiente para que se produzca un rebote, registrando un retroceso del actuador y, en consecuencia, una bajada de la presión en la cámara de amortiguación. Este comportamiento se detalla gráficamente en la figura 6.22.

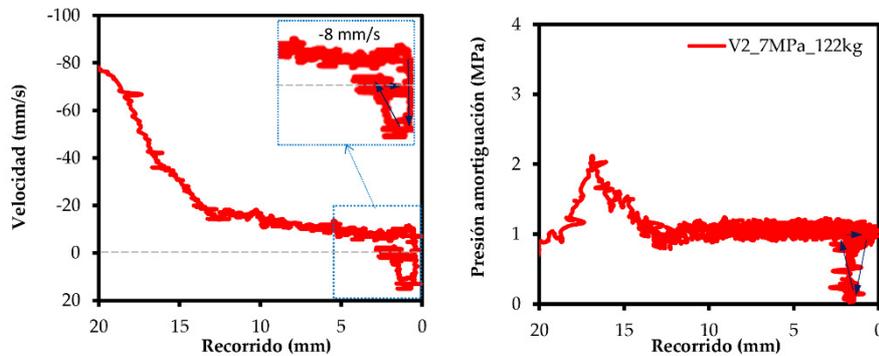


Figura 6.22 – Análisis de los rebotes en retracción.

En general se observa un funcionamiento de la amortiguación de retracción conforme a lo esperado por el trabajo experimental y de simulación efectuado anteriormente, si bien se ha registrado un movimiento menos suave en los últimos milímetros del recorrido del actuador.

Como se ha constatado, esto sería debido en algunos casos a una excesiva capacidad de amortiguación y a un perfil irregular de secciones. En otros sería debido a una ineficiencia del sistema de amortiguación que causa un rebote del sistema al final de su recorrido.

Cabe decir, tal como se expuso en el apartado 3.5.5 Sentido, que el sentido de retracción es el más favorable para la amortiguación. Es por ello que es muy importante evaluar los resultados, más desfavorables, en el sentido de extensión para dictaminar la idoneidad del funcionamiento de un sistema de amortiguación.

### 6.6.2 Amortiguación en extensión

El comportamiento general de la amortiguación de extensión es muy distinto a la amortiguación en retracción. Cabe recordar que la dinámica del brazo de la retroexcavadora impone una fuerza reducida y una masa reducida actuantes sobre el cilindro variables a lo largo del recorrido del pistón. En especial por su magnitud, la masa reducida alcanza su valor máximo al final del movimiento de extensión.

En el sentido de extensión la cámara de pistón es la cámara de impulsión y la cámara del vástago la cámara de amortiguación. La extensión del actuador desplaza el brazo de la retroexcavadora en un movimiento de caída.

Como se detalla a continuación, en el movimiento de descenso del balancín nos enfrentamos a una significativa carga de embalamiento, resultando en una caída libre y una depresión en cámara de impulsión.

El comportamiento, tal como se muestra en las figuras 6.23 a 6.26, sigue los siguientes aspectos generales:

- 1) Existe una pérdida local de velocidad moderada, antes del inicio de la amortiguación. Ésta se produce sin un aparente efecto sobre la presión de las cámaras del cilindro.
- 2) La reducción de la velocidad en la amortiguación se produce de forma abrupta hasta 10 mm antes del final del recorrido, observándose una reducción total o casi total de la velocidad. Esta se manifiesta como un pico de presión en la cámara de amortiguación, que no se ve afectado con las condiciones operacionales. Durante esta fase la presión de impulsión permanece nula. Debido al dimensionado del grupo hidráulico utilizado, el caudal impulsado no es suficiente para llenar la cámara del pistón. En esta situación de caída libre, el sistema de amortiguación solo debe absorber la variación de la energía cinética (masa reducida) y el trabajo generado por la fuerza reducida.
- 3) Seguidamente, durante los últimos 10 mm del recorrido, se observa un ligero incremento de la velocidad hasta alcanzar el final de carrera. Esto se manifiesta con un segundo pico de presión en la cámara de amortiguación y la aparición de la presión nominal de impulsión. Por ello, este pico secundario de presión aumenta con la presión de suministro creciente.
- 4) Para presión de suministro y cargas crecientes, se observa un pronunciado efecto de rebote, visible en la curva de velocidad y la presión, en los últimos milímetros del recorrido.
- 5) El diseño V3 muestra un comportamiento general más acentuado, con una mayor presencia de rebotes y una respuesta en presión superior al diseño V1.

De igual modo que se ha realizado para el sentido de retracción, se muestra en la figura 6.27 el comportamiento del desplazamiento en extensión en función de la posición de las ranuras perimetrales.

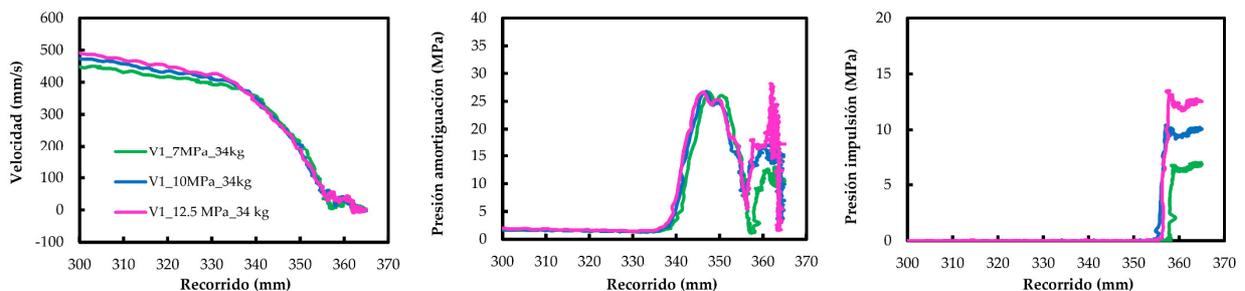


Figura 6.23 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 34 kg.

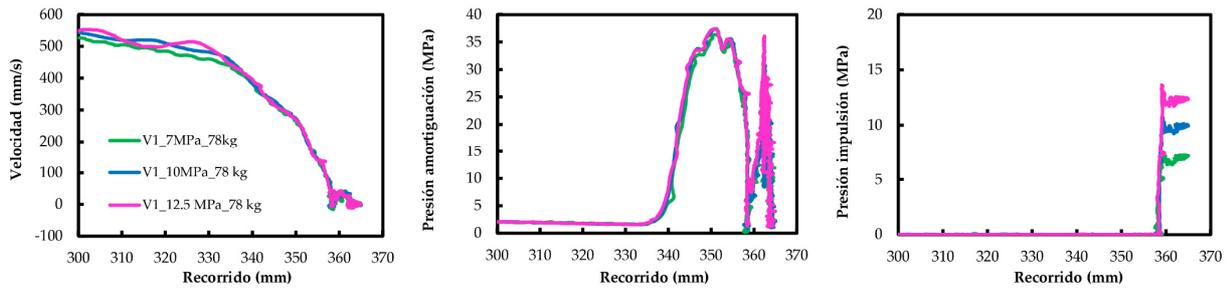


Figura 6.24 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 78 kg.

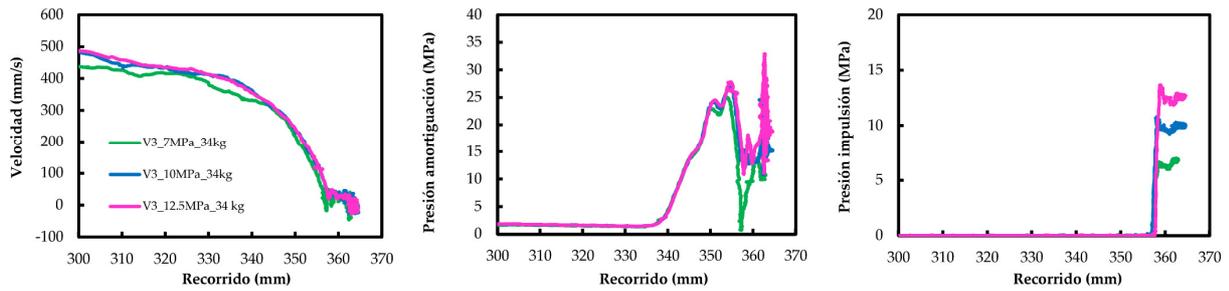


Figura 6.25 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 34 kg.

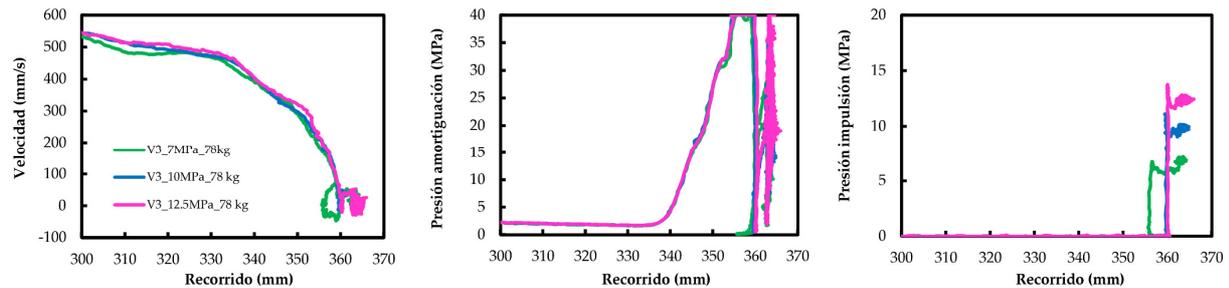


Figura 6.26 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 78 kg.

En la fase de caída libre la cámara de amortiguación muestra un notable incremento de la presión debido a la absorción de la energía cinética. Alcanzada una velocidad baja, el caudal de la bomba permite de nuevo obtener una presión en la cámara de impulsión y elevar de nuevo la velocidad el actuador hasta su final de carrera.

Cabe destacar que el recorrido de los últimos tres milímetros de la carrera de extensión se produce en forma de pequeños rebotes, revelándose claramente en los registros oscilantes de velocidad y presión de amortiguación.

A partir del comportamiento descrito, sería razonable afirmar que durante gran parte del recorrido de amortiguación de extensión la influencia de las ranuras sería moderada o nula, estando el pistón en una posición centrada o mayoritariamente separado de la posición atracada.

Además, cerca del final de carrera la velocidad de aproximación se ha reducido sensiblemente. Tal como se ha explicado anteriormente, en estas condiciones se produciría una pérdida de la

hidrodinámica del pistón resultando en una posición radial del pistón incontrolada, mostrando el comportamiento irregular registrado.

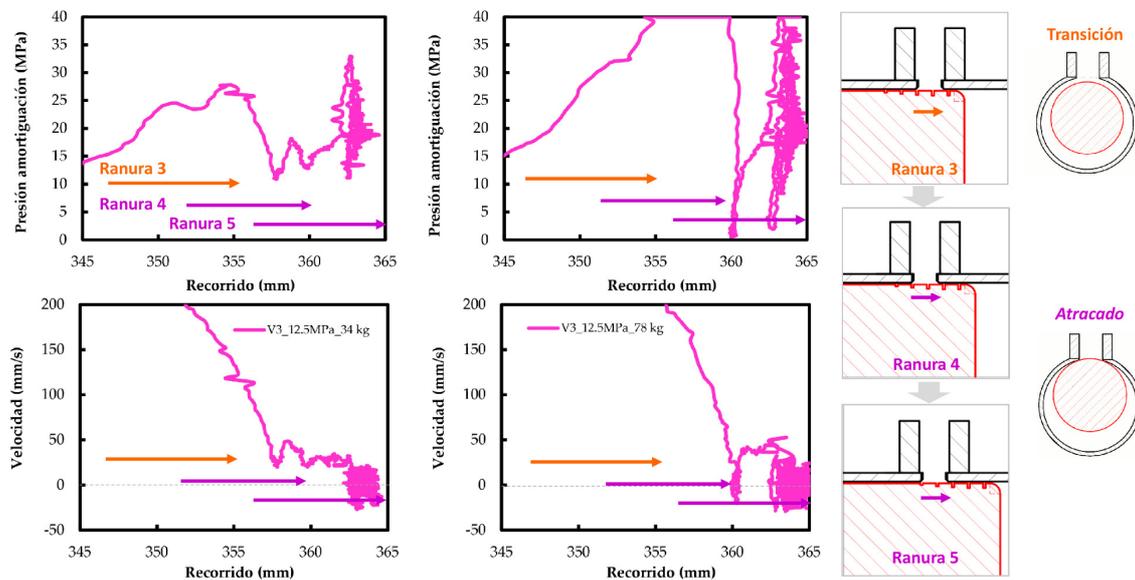


Figura 6.27 – Análisis durante la extensión.

A modo de comparativa, para la amortiguación de extensión se observa un comportamiento distinto entre el diseño V1, V2 y V3, para una carga de 122 kg. Si bien todos muestran, de forma similar, una reducción de la velocidad muy brusca y un efecto de rebote muy pronunciado, el diseño V2 tiene un comportamiento más errático de la curva de velocidad. Esto podría ser debido a un mayor movimiento radial debido al mayor espacio anular, siendo afectado por fenómenos mecánicos incontrolados.

En todo caso, la respuesta de presión del diseño V2 es más progresiva y con un único pico de presión de amortiguación, de menor valor en torno a 32 MPa. En cambio, los diseños V1 y V3 alcanza valores de presión mayores, incluso superiores al rango de medida del sensor, superando los 40 MPa.

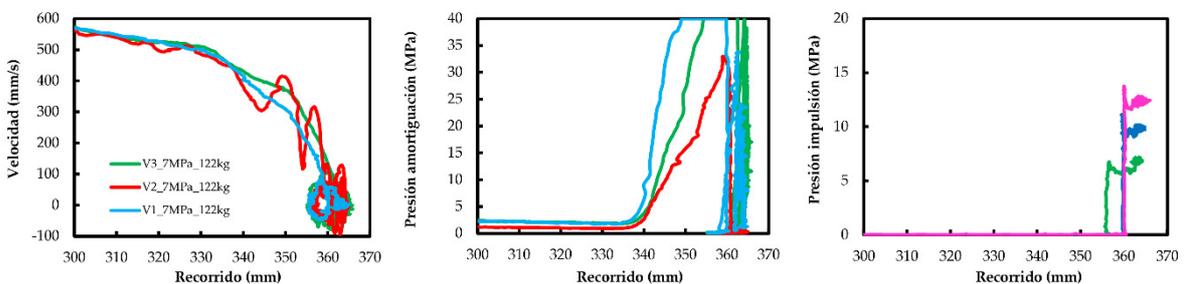
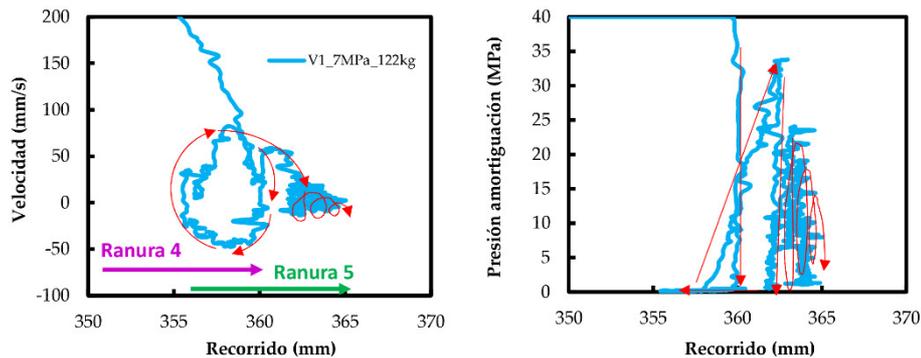


Figura 6.28 – Registros experimentales durante la extensión. Carga 122 kg.

De forma similar a lo observado en algunos experimentos de retracción, en los experimentos anteriores se observa un pronunciado efecto de rebote al alcanzar el final de carrera de extensión. Cabe indicar que este fenómeno no se produce exactamente al final de carrera si no en los 5 mm

anteriores. Esto coincide con la salida de la ranura 4, donde se esperaría una posición atracada del pistón. Con una reducida sección de flujo anular, la amortiguación se produciría solo a través de la reducida sección de la ranura 5.

Para la carga mayor de 122 kg, se observa un rebote de mayor envergadura y luego una aproximación al final de carrera en forma de rebotes menores. Todo ello se traduce en una fluctuación de la presión en la cámara de amortiguación. este comportamiento se describe gráficamente en la figura 6.29.



**Figura 6.29** – Análisis de los rebotes en extensión.

Mostrando en la mayoría de los casos una reducción efectiva de la velocidad en el final de carrera, la tendencia general observada puede parecer positiva. En cambio, el comportamiento de la amortiguación en extensión muestra una velocidad de aproximación muy alta en todo su recorrido acompañado además con presiones de amortiguación elevadas, lo que conduce a peligrosos rebotes en su final de carrera para condiciones de uso más elevadas.

Sin ir más lejos, los rebotes provocaron una rotura del vástago del actuador del diseño V2, trabajando con una carga elevada de 122 kg y una presión de suministro de 7 MPa, lo que solo permitió obtener los resultados del experimento mostrado para este diseño V2.

En términos generales, se puede concluir que, a partir del objetivo de calidad en la amortiguación establecido en el apartado 3.5.3 Indicadores de calidad, la amortiguación en retracción muestra una excesivamente marcada reducción de la velocidad con una respuesta de presión moderada. La amortiguación en extensión, en cambio, presenta una reducción muy tardía de la velocidad y una respuesta de presión más elevada.

Este comportamiento se resume en los indicadores mostrados en tabla 6.2, donde los indicadores de extensión son, aproximadamente, tres veces superiores a los mostrados en la amortiguación de retracción.

**Tabla 6.2** – Indicadores de la amortiguación.

Ensayo	RETRACCIÓN		EXTENSIÓN (*)	
	$p_{max}/p_{suministro}$ (%)	$p_{max}/\Delta t_{amort}$ (MPa/s)	$p_{max}/p_{suministro}$ (%)	$p_{max}/\Delta t_{amort}$ (MPa/s)
V1_7MPa_34kg	64%	12	373%	52
V1_7MPa_78kg	54%	10	520%	73
V1_7MPa_122kg	33%	6	571% (**)	80
V2_7MPa_122kg	30%	6	467%	65
V3_7MPa_34kg	49%	10	357%	71
V3_7MPa_78kg	37%	7	571% (**)	114
V3_7MPa_122kg	24%	5	571% (**)	114
V1_10MPa_34kg	106%	28	261%	52
V1_10MPa_78kg	96%	25	364%	73
V1_12.5MPa_34kg	143%	47	209%	52
V1_12.5MPa_78kg	137%	45	291%	73
V3_10MPa_34kg	81%	23	260%	74
V3_10MPa_78kg	70%	20	400% (**)	114
V3_12.5MPa_34kg	114%	41	216%	77
V3_12.5MPa_78kg	106%	38	320% (**)	114

(\*) Referida al primer pico de presión

(\*\*) Valor máximo registrado, por saturación del sensor.

## 6.7 Análisis por simulación

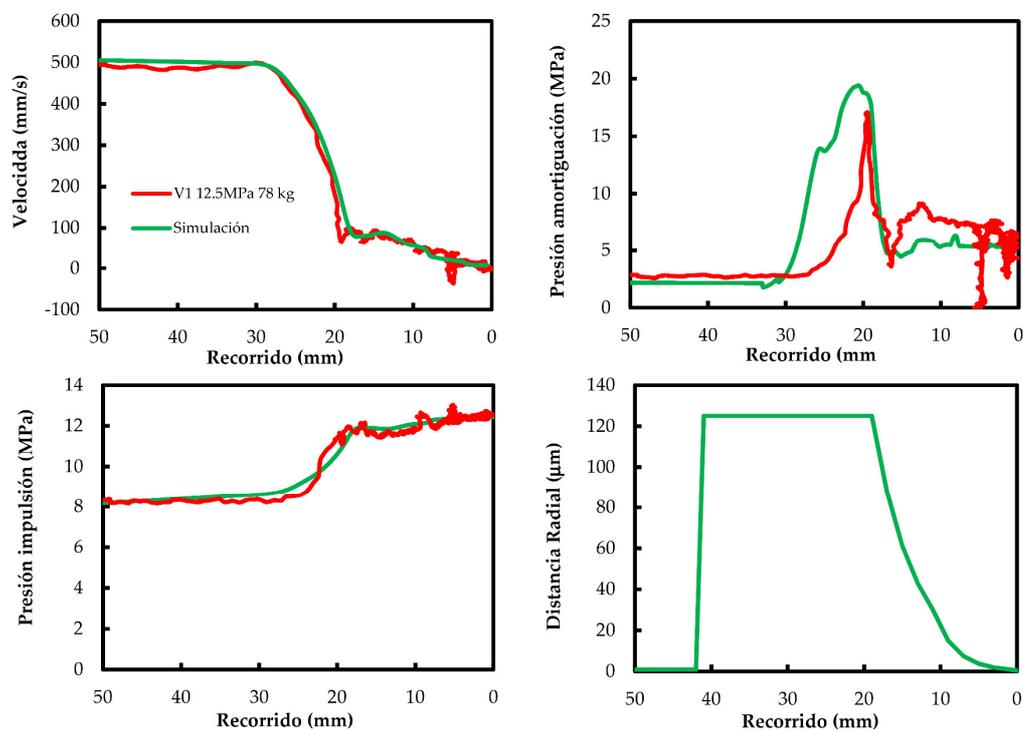
Como se ha explicado, el montaje experimental carece del sensor de desplazamiento que permitiría medir el desplazamiento radial del pistón dentro del cilindro durante la amortiguación. Esta limitación conlleva una falta de información valiosa para analizar el comportamiento experimental observado.

En todo caso se hace posible comparar los resultados experimentales obtenidos con una evaluación simulada del modelo dinámico *bond graph*. Para ello se introducen los distintos parámetros operacionales empleados, dimensionales del pistón, así como la evolución de la masa reducida y la fuerza reducida a lo largo del recorrido del actuador. De esta manera únicamente quedaría por definir el comportamiento del espacio radial a lo largo de la amortiguación.

La evolución del movimiento radial se ha estimado en base al *know-how* adquirido a lo largo de la tesis. Después de testear algunas alternativas, se ha convenido en utilizar aquella que permite obtener la mejor concordancia posible con las curvas experimentales. Dichos resultados se muestran en las siguientes figuras 6.30 y 6.31.

Respecto a la amortiguación de retracción se obtiene una buena concordancia entre los resultados, aunque el modelo dinámico tiende a sobrevalorar la presión de amortiguación durante la fase de obturación del puerto.

En términos generales podemos afirmar que el comportamiento de la amortiguación de retracción está gobernado en gran medida por la evolución de la distancia radial. Vemos que ésta tiende a desplazarse hacia una posición atracada desde la aparición de las ranuras, hacia el final de la obturación del puerto. Como resultado, se observa una inflexión de la velocidad y un repunte de ésta a unos 17 mm del final de carrera, especialmente observable en su efecto sobre la presión de amortiguación.

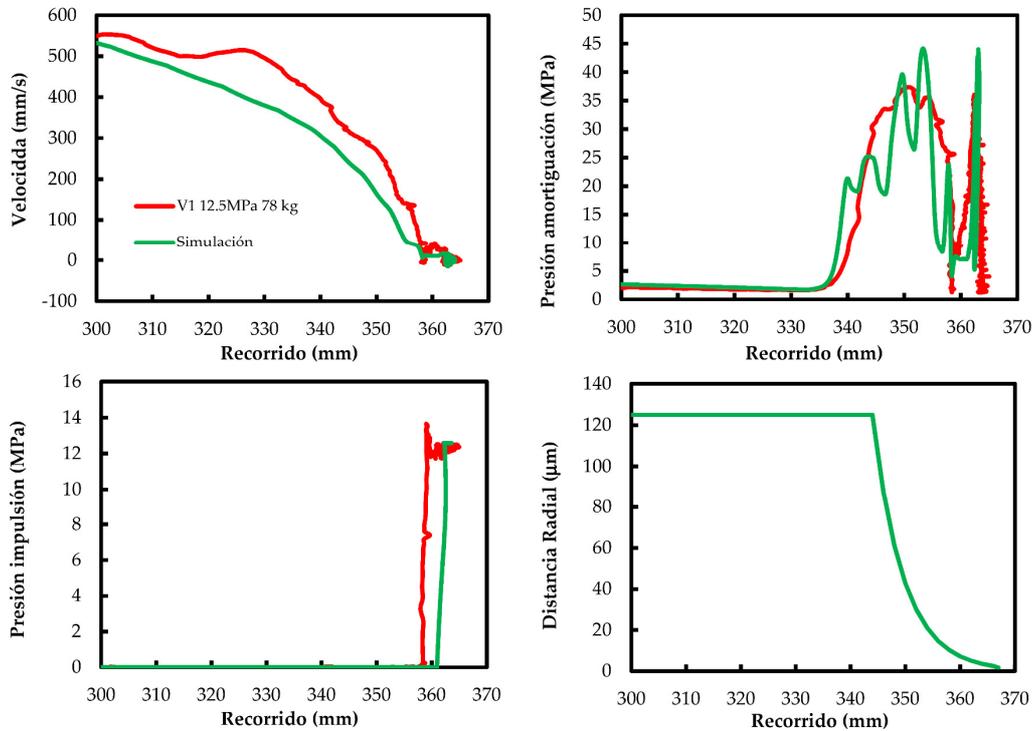


**Figura 6.30** – Amortiguación de retracción para valores experimentales y por simulación dinámica.

Cabe decir que el modelo teórico no es capaz de predecir con precisión el efecto de “parada y arranque” de la velocidad del pistón hacia el final del recorrido. Este hecho reforzaría la teoría de que este fenómeno sería originado por la pérdida de la hidrodinámica del pistón e influencias externas, distintas a las recogidas en el modelo descrito.

Por lo que respecta a la amortiguación de extensión, se observa que está claramente gobernada por la evolución de la masa y fuerzas reducidas, las cuales tienen una marcada evolución durante el final de carrera de extensión. Ésta podría ser, entre otras, la causa de la pérdida local de velocidad observada antes de la amortiguación

Si bien se ha determinado un posible perfil de distancia radial, éste tiene un efecto relativamente bajo sobre el comportamiento dinámico, pero sí apreciable sobre la respuesta en presión.



**Figura 6.31** – Amortiguación de extensión para valores experimentales y por simulación dinámica.

Cabe decir que, aunque se ha podido reproducir la tendencia general del comportamiento observado en la amortiguación de extensión, el modelo obtiene una menor concordancia respecto a los resultados en retracción. Estas divergencias serían atribuibles a las simplificaciones efectuadas en el modelo dinámico que representa la evolución de las masa y fuerza reducidas.

Entre otros posibles factores, la simplificación efectuada en la ecuación 6.6 sobrevaloraría en cierto grado la influencia de la fuerza reducida. En la amortiguación del movimiento de retracción, habida cuenta que en la masa reducida es prácticamente constante, su influencia en el modelo es mínima. Para el movimiento de extensión, sin embargo, el segundo término de la ecuación 6.6 tendría un mayor peso que justificaría las discrepancias entre los resultados numéricos y los resultados experimentales.

Como conclusión, los resultados de esta comparación ponen en evidencia la necesidad de integrar el modelo global del mecanismo cuando se quiera estudiar una amortiguación de este tipo. Cabe indicar que la integración de un modelo detallado del mecanismo dentro del modelo global propuesto en este capítulo es una actividad futura que se plantea como continuación de la presente tesis.

En todo caso, pese a la aparente simplicidad del modelo, éste permite evaluar las causas principales del comportamiento observado y los principales parámetros de influencia. Aquí vemos que el primer pico presión está gobernado por las condiciones de sollicitación mecánica impuestas por el modelo de masa y fuerza reducidas y que difícilmente podemos inferir a través del diseño del dispositivo de amortiguación o las condiciones de operación.

En cambio, el segundo pico de presión, que tienen su origen en los rebotes en el final de carrera, sí que está influenciado por la presión de alimentación y, en menor medida, por la distancia radial existente.

## 6.8 Discusión

Los resultados obtenidos muestran cómo se obtiene, de forma general, una reducción efectiva de la velocidad para todos los modelos de amortiguador estudiado, independientemente de las condiciones de operación.

En todo caso, no existe una eficacia homogénea para un mismo diseño de amortiguación, siendo en algunos casos, insuficiente. En relación con los ensayos realizados y los resultados obtenidos con la retroexcavadora, hay que mencionar que el cilindro hidráulico no fue diseñado específicamente para esta aplicación concreta. Así, se observa que, bajo condiciones de carga crecientes, se producen una serie de rebotes hacia el final de carrera del actuador. A pesar de que la velocidad de final de carrera puede ser relativamente pequeña, existiría un gradiente de energía cinética elevado que el sistema de amortiguación no es capaz de contener en su totalidad.

Se observa para la amortiguación en retracción, independientemente de la carga, que está aparentemente gobernada por la distancia radial y, especialmente, por la reducida sección de paso de las últimas ranuras perimetrales, permitiendo al diseño del sistema de amortiguación inferir en el comportamiento del sistema. La velocidad obtenida estaría, en general, en coherencia con la geometría del amortiguador e influenciada por la arquitectura del circuito hidráulico de alimentación, en especial por la dinámica de la válvula limitadora de presión.

En todo caso, a baja velocidad se produciría una pérdida de la fuerza hidrodinámica que gobierna la posición radial haciendo ésta inestable e incontrolada por el diseño del amortiguador, pero sí por las condiciones operacionales u otros fenómenos mecánicos externos.

Por ello, a pesar del interés práctico que suscitaría un elevado movimiento radial, su aparente comportamiento variable y sensible a factores externos al diseño haría más fiable un espacio radial más reducido y un control de la amortiguación a través de la sección de las ranuras perimetrales.

Por otro lado, también podría ser posible que el mecanismo de la retroexcavadora pudiera influir en la posición radial del pistón. Por ejemplo, la desalineación forzada por la mecánica del

mecanismo o las fuerzas de flexión por fricción en los ejes de rotación podrían ser superiores a la fuerza fluido-dinámica de descentrado.

No en vano, se produce una situación muy distinta para la amortiguación de extensión en el brazo de la retroexcavadora. Aquí, la severa dinámica mecánica, actuado como una carga de embalamiento en caída libre, haría que ésta gobernara el comportamiento del actuador en su aproximación al final de carrera, donde el diseño del sistema de amortiguación tendría, únicamente, una relativa influencia sobre la respuesta en presión del sistema.

Cabe destacar que los resultados obtenidos por simulación dinámica muestran una adecuada concordancia con los registros experimentales. En todo caso la amortiguación de extensión, como decíamos, gobernada por la dinámica mecánica del sistema, adolece de las simplificaciones del modelo presentado.

Todo ello hace que el diseño del dispositivo de amortiguación no se pueda inferir suficientemente en la amortiguación de extensión del caso bajo estudio. A pesar de que no es el objetivo de la presente tesis, sería de interés evaluar factores de influencia como serían el dimensionado del actuador hidráulico, la geometría del brazo de la retroexcavadora y los puntos de anclaje del actuador. Igualmente, sería necesario un modelo más preciso de la masa y fuerza reducida e incluir otros factores de influencia que recogieran de forma más realista el comportamiento real registrado.

## 6.9 Referencias del capítulo 6

53. Milani, M. *Designing hydraulic locking balancing grooves*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, **2001**, vol. 215, no. 5, p. 453-465.
54. Mezghani, S. et al. *The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction*. Precision Engineering, **2012**, vol. 36, no. 2, p. 210-217. ISSN 0141-6359.
55. Lee, S.J. y Chang, P.H. *Modeling of a hydraulic excavator based on bond graph method and its parameter estimation*. Journal of Mechanical Science and Technology, **2012**, vol. 26, no. 1, p. 195-204. ISSN 1738494X.
56. Koivo, A.J. et al. *Modeling and Control of Excavator Dynamics during Digging Operation*. Journal of Aerospace Engineering, **1996**, vol. 9, no. 1, p. 10-18. ISSN 0893-1321.
57. Muvengei, M. y Kihui, J. *Bond Graph Modeling of Mechanical Dynamics of an Excavator for Hydraulic System Analysis and Design*. International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Engineering 3:4 2009, **2009**, vol. 3, no. 3, p. 248-256.
58. Open source design tools y Guestblog. *FreeCAD tutorial*. **2013**, p. 1-9.
59. <https://www.freecadweb.org/>. [consulta: 1 Octubre de 2020].
60. Ramón, P. *Cinématica de máquinas*. Universidad Politécnica de Barcelona. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales (Barcelona), **1970**, p.144. ISBN: 84-600-6241-4.

---

## **Capítulo 7. Conclusiones**

---

En los anteriores capítulos de esta memoria de tesis se han relatado las conclusiones parciales para los distintos estudios realizados. El presente capítulo contrasta los resultados generales obtenidos respecto a los objetivos principales, en relación con las actividades realizadas en esta tesis.

Primeramente, se presentan los progresos alcanzados y las limitaciones del presente trabajo. Seguidamente, se presentan las conclusiones generales obtenidas. Finalmente, se ofrecen sugerencias para futuras líneas de investigación.



## 7.1 Resumen

Como conclusión general, gracias al trabajo presentado en esta memoria de tesis se ha podido profundizar en el conocimiento de los mecanismos de funcionamiento de los sistemas de amortiguación interna tipo II de actuadores lineales hidráulicos. Esto supone un avance considerable, debido a la ausencia de trabajos académicos documentados en este campo hasta la fecha.

En este trabajo se expone una aproximación detallada y concreta al problema, evaluando sus resultados a nivel dinámico, fluido-dinámico y experimental. Todo ello conforma una estrategia efectiva de caracterización, evaluación y optimización para el diseño particular estudiado.

Los resultados obtenidos parecen demostrar cómo la estrategia general empleada es adecuada, ajustada la realidad y útil para su aplicación práctica en la investigación de los sistemas de amortiguación interna de actuadores hidráulicos.

Todo ello se corrobora a través de las aportaciones particulares que se detallan a continuación.

## 7.2 Aportaciones

El trabajo realizado se materializa en una serie de aportaciones particulares, que llenan el vacío existente hasta la fecha en el conocimiento sobre los dispositivos de amortiguación interna tipo II de actuadores lineales hidráulicos. Todas ellas representan un nuevo marco de conocimiento útil para su empleo práctico.

Respecto a la geometría del dispositivo se podría destacar:

- La amortiguación está íntimamente relacionada con geometría del pistón y con su posición relativa respecto a los puertos de salida del fluido.
- La amortiguación se produce en etapas sucesivas. Primero la obturación del puerto y luego la evolución del espacio anular y la posición de las ranuras perimetrales generan, a su vez, una modulación de la sección de paso regulando sucesivamente la velocidad de avance hasta alcanzar el final de carrera.
- En general se observa como el comportamiento de la amortiguación mejora a medida que aumenta el número de ranuras perimetrales, considerando una distribución gradual decreciente de su sección.
- Se observa una gran influencia de la distancia radial y, por tanto, de la posición radial del pistón respecto al puerto de salida. Su optimización y modulación es uno de los retos para controlar adecuadamente el comportamiento de la amortiguación.

En relación a la herramienta de simulación dinámica *bond graph* cabría enfatizar:

- La técnica *bond graph* se ha demostrado de gran utilidad en la evaluación de este sistema multidominio, siendo la primera aplicación de ésta para la evaluación de los sistemas de amortiguación internos de cilindros hidráulicos.
- Su versatilidad, facilidad de resolución numérica y de modulación del modelo, permite evaluar fácilmente la influencia práctica de parámetros de diseño u otros factores operacionales y ambientales.
- Sus resultados destacan la influencia de las condiciones de operación sobre la eficiencia de la amortiguación, en especial la velocidad inicial o la carga desplazada.
- La arquitectura del circuito hidráulico de alimentación es de significativa influencia en el comportamiento de la amortiguación y, en especial para un sistema de caudal constante, de la dinámica de la válvula limitadora de presión.
- La simulación dinámica presenta la necesidad de simulaciones fluido-dinámica que permitan cuantificar los coeficientes característicos de los fenómenos de flujo existentes.

La simulación fluido-dinámica (CFD) arroja las siguientes conclusiones principales:

- El trabajo presentado se consideraría un buen ejemplo de aplicación de la técnica CFD a una geometría 3D, donde pueden existir fuertes asimetrías y que, a su vez, está ligada con las simulaciones dinámicas.
- Destaca la necesidad de un mallado adecuado en la zona de mayor influencia en los fenómenos de flujo existentes, que son el espacio anular, la sección de las ranuras perimetrales y las inmediaciones del puerto de salida.
- Destaca la importancia de la correlación entre los resultados numéricos obtenidos por simulación fluido-dinámica, y los resultados experimentales, los cuales han permitido perfeccionar el modelo hasta obtener una adecuada correspondencia con los valores reales. Esta correlación es extrapolable a otros diseños de pistones ranurados.
- El flujo alrededor de la geometría del pistón durante el proceso de amortiguación, a través del espacio anular y las ranuras perimetrales, se produce principalmente en régimen laminar.
- Existe un importante componente de fuerza sobre el pistón, orientada hacia el puerto de salida, debido al flujo a través de las ranuras perimetrales.

Por su parte, el dispositivo experimental empleado ha permitido evaluar lo siguientes aspectos:

- Registra de forma adecuada el comportamiento del cilindro hidráulico e identifica factores clave que afectan a su funcionamiento.
- Cabe destacar la dificultad en la selección y montaje del sensor para la medida del desplazamiento radial del pistón. Tras un detallado estudio para nuestro caso bajo estudio, se descarta la medida indirecta de la velocidad y desplazamiento por acelerometría, donde el proceso de doble integración de la aceleración está altamente afectado por la propagación de los errores de medida, en especial por la naturaleza propia de los movimientos a registrar en el pistón.
- El sensor de medida directa de la distancia, el cual funciona mediante corrientes parásitas o de Foucault, requiere de un preciso diseño del utillaje de soporte dentro del pistón y un delicado proceso de montaje para su posicionamiento preciso, seguro y estanco.
- La evolución registrada de la posición radial del pistón, el cual tiende a una posición atracada contra el puerto de salida a medida que avanza la amortiguación, se encuentra en coherencia con el factor de fuerza radial estimado en las simulaciones fluido-dinámicas.
- En coherencia con los anteriores descubrimientos, el movimiento radial del pistón registrado se convierte en un aspecto fundamental en el comportamiento del dispositivo interno de amortiguación.
- Por otro lado, también afectaría su vez en el movimiento de arranque, favoreciendo la entrada del fluido en la cámara e impulsión, y, en consecuencia, una respuesta rápida del movimiento del vástago del cilindro hidráulico.

Finalmente, el trabajo de integración de las distintas actividades de simulación y experimentales efectuadas, presenta las siguientes conclusiones principales:

- Se simula de forma efectiva la amortiguación en el movimiento del brazo de una retroexcavadora, con una especial correspondencia de resultados durante la amortiguación de retracción o en extensión sin carga.
- En todo caso, el diseño de amortiguación en la retracción no tendría una total eficacia de forma universal, reduciéndose a medida que aumenta la severidad de las condiciones operativas.
- La eficacia de la amortiguación se vería influencia por la geometría del dispositivo, pero también por la dinámica de la válvula limitadora de presión.

- Se registra la menor influencia de la hidrodinámica sobre la posición radial del pistón a bajas velocidades de avance del actuador, viéndose también influenciada por otros factores ambientales externos como las vibraciones mecánicas del sistema.
- La severa sollicitación mecánica que impone el brazo de la retroexcavadora en la amortiguación de extensión hace difícil que el diseño del sistema de amortiguación en extensión pueda inferir significativamente en el comportamiento resultante.
- Los resultados del modelo de simulación en extensión, pese a reproducir el comportamiento general observado, adolecen de las simplificaciones del modelo mecánico.
- En términos generales se observa que los experimentos sin carga establecen unas condiciones ideales de uso que, a la práctica, carecen de ciertos factores de influencia significativos.

### 7.3 Limitaciones

Las conclusiones presentadas sobre el trabajo realizado se fundamentan en una serie de experiencias realizadas en condiciones concretas y limitadas. Es por ello que algunos de los resultados obtenidos no pueden ser extrapolados a todos los casos operativos esperables.

Los resultados experimentales obtenidos en el banco de ensayo horizontal, utilizado en esta tesis, han puesto en evidencia que este equipo no es el más adecuado para caracterizar totalmente los sistemas de amortiguación integrados en cilindros hidráulicos utilizados en maquinaria móvil, habida cuenta que su configuración impide la incorporación de masas significativamente elevadas (simulación de altas cargas inerciales).

A nivel experimental, debido a las limitaciones técnicas y la dificultad de instalaciones del sensor de desplazamiento no se han obtenido datos de desplazamiento en ambos planos transversales al mismo tiempo. A su vez, pese a su gran precisión, el rango de medida del sensor es muy limitado.

Otros parámetros constructivos de influencia esperables no han sido considerados hasta la fecha como podrían ser cilindridad, tolerancias, rugosidad o fenómenos de desgaste. Tampoco se ha estudiado como afectaría la variación la viscosidad con la temperatura (extrapolación de las correlaciones de coeficientes de descarga con el número de Reynolds).

Por su parte, las pruebas mediante el movimiento del brazo de una retroexcavadora se revelan de elevada severidad. Impuesta por su disponibilidad práctica, la compleja cinemática impuesta por la geometría del sistema ha puesto en evidencia ser poco adecuada para nuestro análisis deseado (masa inercial desmesurada), en especial para el movimiento de extensión. Sin embargo, se considera que el mecanismo del tipo balancín (correctamente dimensionado) tiene un enorme potencial para el estudio de amortiguadores de cilindros hidráulicos.

Respecto a la validación de los resultados numéricos de las simulaciones fluido-dinámicas, las limitaciones técnicas del dispositivo experimental empleado han hecho que solo se hayan obtenido valores para la posición atracada del pistón, siendo los resultados numéricos para las posiciones intermedias y centradas una extrapolación del modelo. Así mismo lo son los resultados de la obturación del puerto.

Los resultados de las simulaciones dinámicas han mostrado que el modelo confeccionado para el cálculo de la fuerza y masa reducidas adolecería de las simplificaciones efectuadas, resultando en una menor concordancia de las experiencias analizadas. Todo ello nos pone en evidencia la necesidad de potenciar la co-simulación. La co-simulación es una excelente opción para la optimización de los sistemas mecánicos (mecanismo) accionados por sistemas oleohidráulicos.

#### **7.4 Comentario final**

Una de las contribuciones a nivel general del presente trabajo de tesis es la demostración práctica de la gran utilidad que supone para el investigador, la interacción bidireccional entre las herramientas de simulación dinámica y la fluido-dinámica computacional, todo ello refrendado por las validaciones experimentales.

Tal cómo se ha comentado en el apartado 7.2 Aportaciones, los modelos de simulación CFD permiten el entendimiento y cuantificación de los fenómenos internos y locales durante el funcionamiento de los sistemas de amortiguación de los cilindros hidráulicos.

De este modo, sus resultados permiten perfeccionar los modelos de simulación dinámica, como son los modelos *bond graph*, aportando información útil para crear modelos más representativos de la realidad y para crear nuevos diseños. Así mismo las simulaciones dinámicas aportan condiciones de contorno adecuadas para ser aplicadas en la simulación CFD. Naturalmente, los resultados numéricos obtenidos alcanzan su máximo valor si son refrendados a través de las evidencias experimentales.

Con todo, es sabido que en el entorno real de trabajo del sistema de amortiguación ambas condiciones se encuentran presentes simultáneamente, interaccionando la dinámica general con la fluido-dinámica interna. Así, el objetivo del empleo conjunto e iterativo de ambas herramientas de simulación sería el de representar los elementos característicos el sistema con el máximo realismo posible. El proceso efectuado se resume esquemáticamente en la figura 7.1.

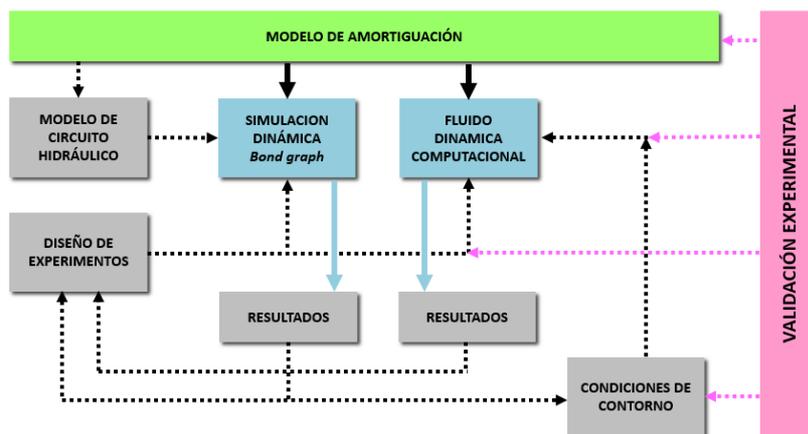


Figura 7.1 – Desarrollo del modelo de amortiguación.

## 7.5 Trabajos futuros

Todo conocimiento establecido es susceptible de ser ampliado. En este sentido se plantean, seguidamente, las siguientes líneas futuras de investigación que puedan mejorar el conocimiento de los mecanismos de funcionamiento de los sistemas internos de amortiguación de actuadores hidráulicos.

- Análisis exhaustivo de los factores que condicionan la fase inicial del proceso de amortiguación.
  - Ponderar la influencia del diseño de la geometría del puerto de salida o del radio de ataque del borde del pistón.
  - Optimización del conjunto amortiguador/válvula limitadora.
- Estudio de métodos de control del movimiento radial del pistón durante la amortiguación.
  - Nuevo diseño que permita independizar o controlar el movimiento radial del pistón ranurado y el vástago soporte.
  - Tal como se ha hecho en el presente trabajo de tesis, se instaría a futuros investigadores a explorar nuevas e innovadoras vías de medida del desplazamiento radial del pistón. Serían de especial interés poder ser utilizadas en un actuador con carga.
- Ampliación del estudio fluido-dinámico CFD a otras variantes geométricas y perfiles de sección de las ranuras perimetrales de fácil mecanización (amortiguador tipo II).
- Extrapolación de las correlaciones coeficiente de descarga vs número de Reynolds a otras variantes geométricas.

- Desarrollo de una metodología de diseño y optimización de los sistemas de amortiguación en base a los conceptos desarrollados y validados en esta tesis, que incorpore la simulación dinámica explícita del mecanismo de la máquina objetivo.
- Modelización del movimiento de pistón en el interior de la camisa del cilindro desde el punto de vista interacción fluido-estructura. La Interacción Fluido-Estructura (FSI) tiene en consideración el campo de presión de un análisis de Fluido-dinámica Computacional (CFD) y las consecuencias directas de esta carga en el movimiento del pistón (métodos basados en parámetros distribuidos).
- Diseño de un banco de ensayo “*ad hoc*” en base al mecanismo balancín (tipo retroexcavadora) para la caracterización experimental de sistemas amortiguados. Este banco debe disponer de un sistema de fácil manejo y control para poder variar la fuerza reducida y la masa reducida.



## **ANEXO A. Planos**

En el presente anexo se incluyen los planos con las dimensiones generales características de los distintos pistones empleados en las pruebas experimentales de la tesis. Se excluyen de los planos aquellas medidas innecesarias para el entendimiento del diseño empleado y que protegen la confidencialidad del fabricante.

Primeramente, se describe los dos pistones de 1, 2 y 5 ranuras empleados en las pruebas experimentales del capítulo 5.

Seguidamente se incluyen los tres pistones de 5 ranuras perimetrales empleados en las pruebas experimentales con el brazo de una retroexcavadora en el capítulo 6.

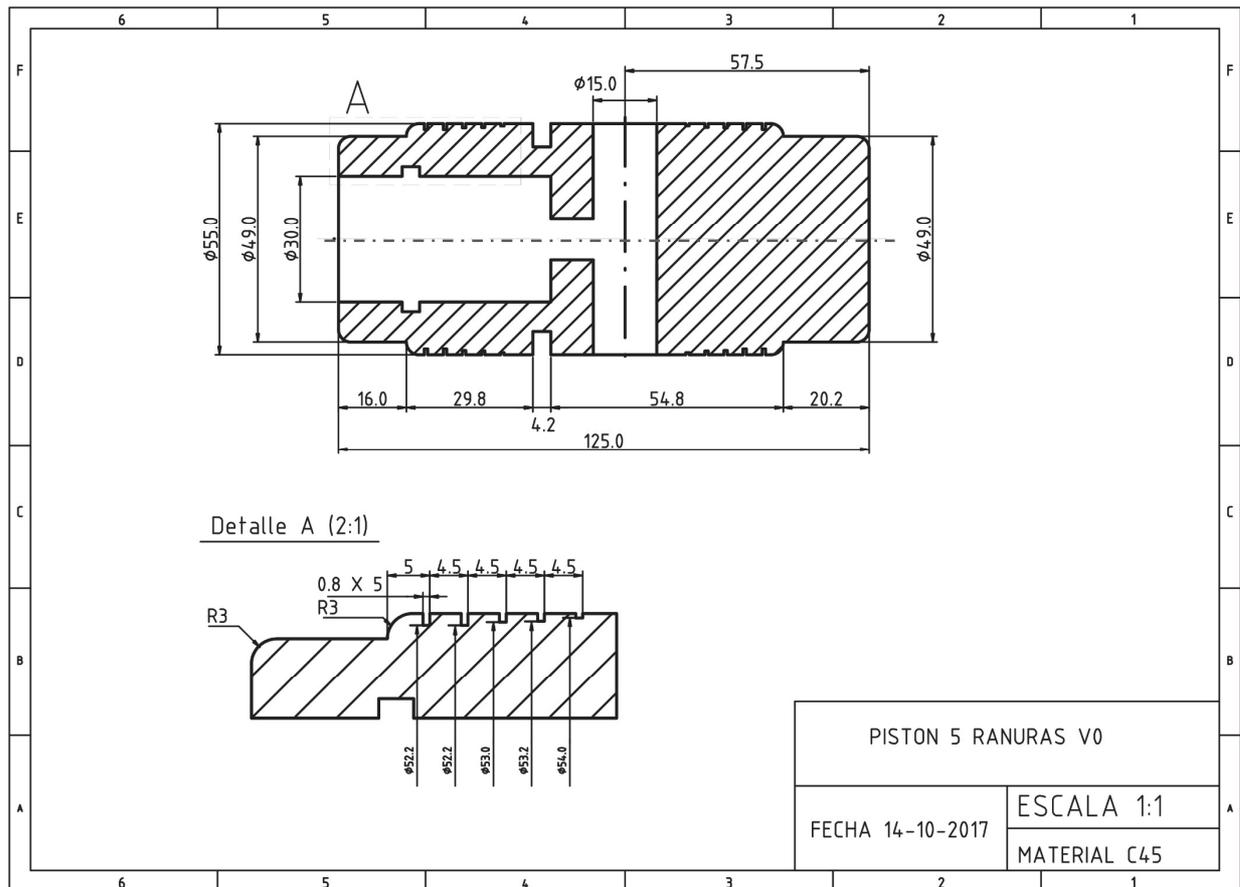
Finalmente, se describe el útil de montaje del sensor de desplazamiento del pistón, que se emplea en las pruebas experimentales del capítulo 5.



## A.2 Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 0

Los resultados experimentales de este diseño de pistón con 5 ranuras perimetrales en cada lado del pistón se detallan en el apartado 5.7. Este tiene una distribución de ranuras idéntica a cada lado.

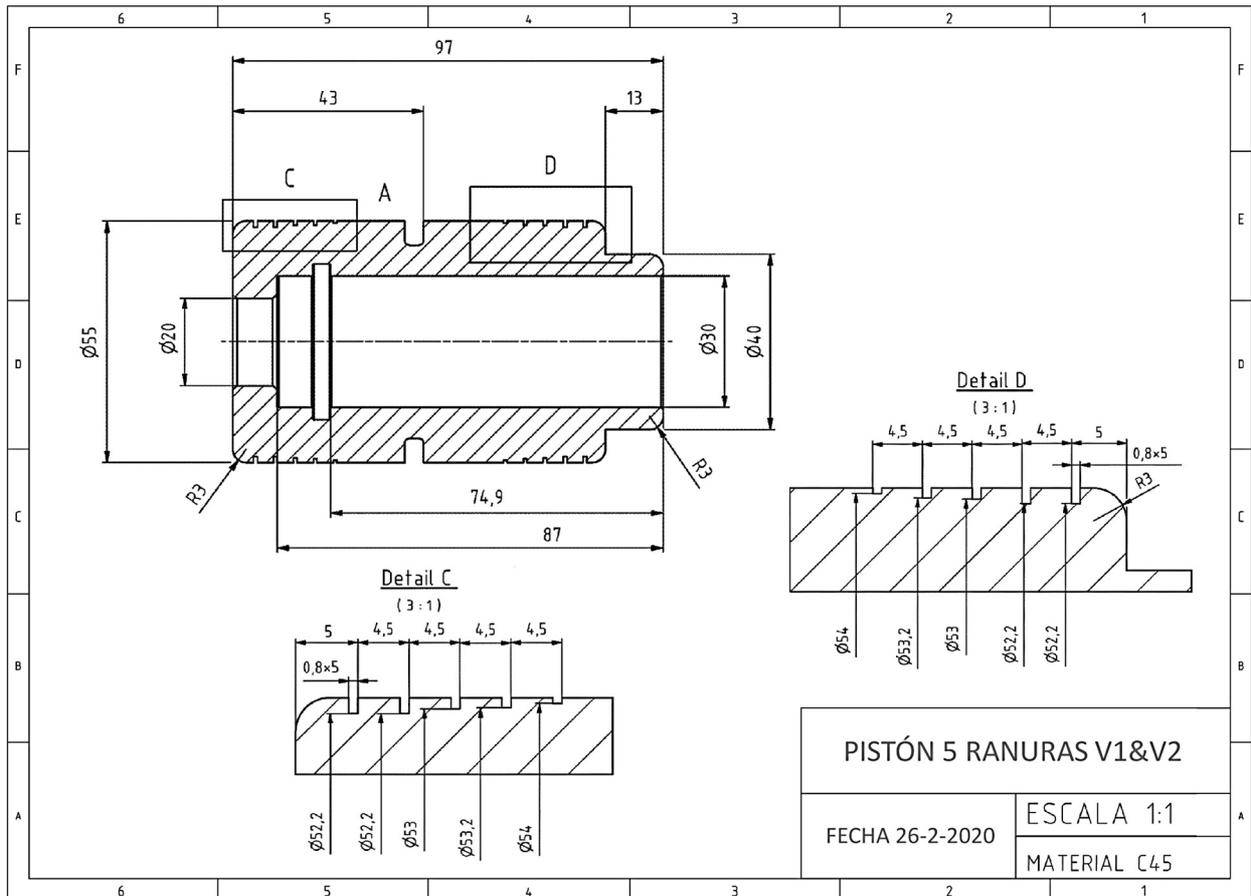
Éste incluye el alojamiento necesario para el montaje del útil descrito en el apartado A.5.



### A.3 Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 1 y Versión 2

Los resultados experimentales de este diseño de pistón con 5 ranuras perimetrales en cada lado del pistón se detallan en el apartado 6.5, empleado en los experimentos con el brazo de la retroexcavadora. La única diferencia entre la versión 1 y la versión 2 es la diferencia holgura radial con el cuerpo del cilindro, 125  $\mu\text{m}$  en la versión 1 y 250  $\mu\text{m}$  en la versión 2.

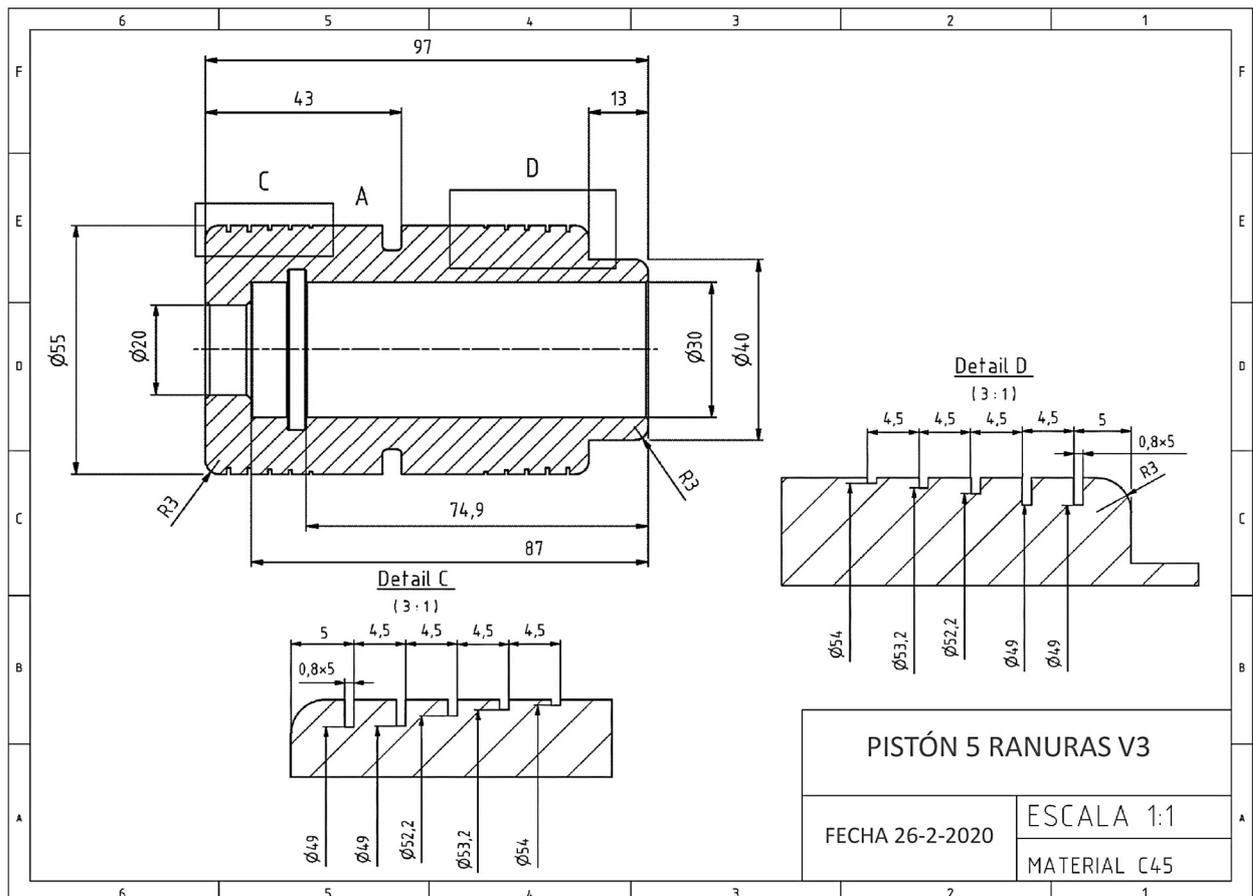
La versión 2 de este diseño es equivalente a la versión 0 pero con el sistema comercial de anclaje al vástago, utilizado en condiciones de carga.



### A.4 Diseño de pistón con 5 ranuras Versión 3

Los resultados experimentales de este diseño de pistón con 5 ranuras perimetrales en cada lado del pistón se detallan en el apartado 6.5, empleado en los experimentos con el brazo de la retroexcavadora.

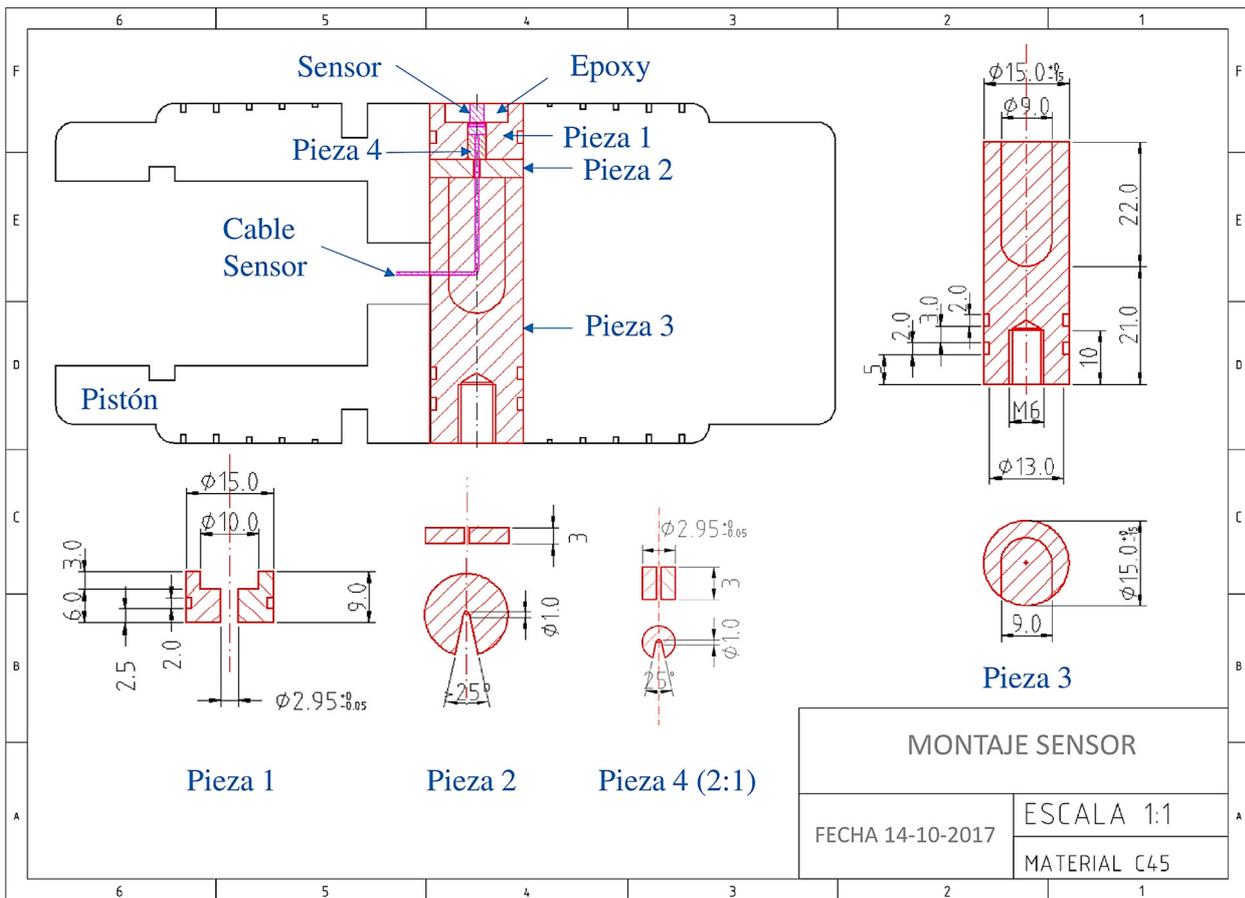
Se diferencia de las versiones 1 y 2 por una mayor sección de paso de las primeras tres ranuras perimetrales. La versión 3 tiene una holgura radial de 125  $\mu\text{m}$ , al igual que la versión 1.



### A.5 Dispositivo de montaje del sensor *Eddy current*

El montaje de este sensor se realiza sobre un útil compuesto de 4 piezas fabricadas en latón sobre las que se encaja el sensor y se direcciona su cable de señal hacia el vaciado del interior del pistón y luego hacia el vástago hueco del actuador.

El espacio que existe entre el sensor y la pieza 2 se sella con un material no conductor eléctrico, concretamente masilla *epoxy*.



## ANEXO B. Evaluación de las medidas de acelerometría

Este anexo presenta el trabajo realizado para la evaluación de la viabilidad de un sistema de medición del desplazamiento radial del pistón. Este trabajo viene motivado por la actividad experimental presentada en el capítulo 5 y, en especial, por la dificultad en la selección e implementación de un método de medida del desplazamiento radial del pistón.

Concretamente, se pretende evaluar la viabilidad de la reconstrucción del desplazamiento del pistón por medio de la doble integración de la aceleración medida en este sistema mecánico particular.

Para ello, se estudia la propagación de los errores de medida durante la doble integración de la aceleración mediante una simulación mediante la técnica *bond graph*. Finalmente, los resultados del modelo se han correlacionado con mediciones experimentales obtenidas con un acelerómetro comercial de bajo coste y se ha evaluado la factibilidad de esta técnica de medición.

La investigación, tal y como se describe en este anexo, fue publicada en nuestro trabajo titulado “*Bond graph simulation of error propagation in position estimation of a hydraulic cylinder using low cost accelerometers*”. (Algar, A., Codina-Macia, Esteban, Freire, F. Revista *Energies*, 2018, vol. 11, núm. 10, p. 1-21.)

### B.1 Descripción general de la investigación

En la actualidad, las mediciones de aceleración se obtienen con una simplicidad considerable debido al pequeño tamaño, bajo coste y adaptabilidad de los sensores de aceleración disponibles comercialmente. En consecuencia, existe un gran interés en diversos campos de la ingeniería en el uso de estas medidas para obtener valores indirectos de velocidad y desplazamiento, los cuales serían costosos de obtener por medios de medición directa.

Además, este tipo de medida sería de mucha utilidad en situaciones donde los puntos de referencia fijos son difíciles de establecer o no están disponibles. Éste sería el caso de algunos sistemas de medición como los LASER (del inglés, *Light Amplified by Stimulated Emission of Radiation*) o transformadores diferenciales de variación lineal (LVDT, del inglés *linear variable differential transformer*).

La velocidad y la posición se calculan fácilmente a partir de la aceleración mediante integraciones sucesivas, es decir:

$$u(t) = u(0) + \int_0^t a(t) dt \quad \text{Ecuación B.1}$$

$$x(t) = x(0) + \int_0^t u(0) dt = x(0) + u(0) t + \iint_0^t a(t) dt \quad \text{Ecuación B.2}$$

donde  $u(t)$  es la velocidad,  $a(t)$  es la aceleración y el desplazamiento  $x(t)$  en el tiempo  $t$ . Entonces, suponiendo que se conozcan tanto el desplazamiento como la velocidad inicial, la posición y la velocidad de un objeto se obtendrían en cualquier tiempo a partir de la medida de la aceleración.

Esta estrategia de medición indirecta del desplazamiento ha sido explotada en varios campos de la ingeniería. Por ejemplo, Moschas et al. (61) estudió el uso de acelerómetros en la monitorización del desplazamiento de un puente de gran altura, desarrollando un algoritmo para obtener las condiciones iniciales de posición y velocidad. Se concluye que cuando la velocidad y la posición no sean cero en el momento de la integración, se generará un gran error de medición del desplazamiento.

Por otro lado, los acelerómetros se han utilizado ampliamente para reconstruir la posición y la velocidad de desplazamiento de estructuras arquitectónicas durante los terremotos. Incluso en cortos períodos de tiempo, las mediciones obtenidas muestran una deriva de hasta un metro en comparación con las mediciones directas de desplazamiento por el Sistema de Posicionamiento Global (GPS) (61)–(64). Esta deriva es el resultado de la propagación de errores del dispositivo de medición y la inestabilidad del tiempo de muestreo, entre otros, durante el proceso de doble integración. Cabe señalar que el estudio determina que el error de medición de la aceleración se magnifica en el inicio y final de la escala de medición del sensor.

La estimación de la velocidad y la posición también es de interés para el control proporcional-integral-derivativo (PID) de dispositivos mecánicos (65). En este caso, la existencia de ruido en las frecuencias bajas y altas causaría una deriva en el proceso de reconstrucción de la velocidad y la posición. En este caso particular, se desarrolla un método de sustracción espectral del ruido a partir de la señal de los períodos de reposo.

Como se puede ver, la literatura muestra en general la existencia de múltiples fuentes de error. En consecuencia, las ecuaciones b.1 y b.2 presentadas no permiten en primera instancia un cálculo preciso de la velocidad y el desplazamiento reales desde la aceleración. Stiros (62) demostró, aplicando la teoría de propagación de errores, que el error de medición de velocidad es función de los errores de medición del acelerómetro y la duración de la señal; además, el error de desplazamiento es función del cuadrado de la duración de la señal analizada.

En particular para las mediciones de aceleración, las principales fuentes de error podrían resumirse como:

- No linealidad
- Ruido

- Sesgo (en inglés, *Bias*): al igual que los dos errores anteriores, es una desviación de la linealidad ideal, común en los equipos de medición.
- Saturación de la señal, que podría ocurrir tanto en el sensor como en el registrador de señal.
- Ancho de banda inadecuado. Al igual que la saturación de la señal, es un error típico asociado con una selección inapropiada del rango del equipo de medida. Por lo general, se debe a la ignorancia *a priori* de la forma de la señal de vibración a medir, que se define por las frecuencias y amplitudes de las señales armónicas involucradas.
- Sensibilidad de ejes transversales (en inglés, *cross-axis sensitivity*), donde la señal medida en un eje afecta la medición de los otros ejes (66). Téngase en cuenta que también existe en acelerómetros uniaxiales, donde cualquier aceleración transversal afecta la señal de salida del eje de medición principal.
- Método de integración. Los métodos habituales de integración numérica, como las reglas de trapecios o Simpson, calculan promedios de las señales discretas registradas. Por lo tanto, realizan un filtrado que minimiza los máximos y maximiza los mínimos (67).
- Solapamiento (en inglés, *Aliasing*): típico durante el muestreo de señales continuas, se reduce al aumentar el tiempo de muestreo (68).
- Conversión de analógico a digital (69).
- Frecuencia de muestreo inestable.
- Variaciones de temperatura: a tener en cuenta especialmente en largos períodos de funcionamiento.
- Falta de conocimiento de las condiciones iniciales: siendo un problema importante en algunas aplicaciones como la navegación inercial, se descarta en nuestro caso al comenzar desde un estado de reposo.

En nuestro trabajo experimental, tal como se expone en el capítulo 5, se evaluó el movimiento 3D de un pistón dentro de un cilindro hidráulico durante la amortiguación gracias a un sensor de desplazamiento de *Eddy current*. Desafortunadamente, estos sensores son costosos, tienen un rango de medición limitado y su instalación es difícil.

El objetivo del trabajo presentado en el presente anexo es evaluar la viabilidad de un sistema de medición alternativo. Específicamente, se pretende la reconstrucción del desplazamiento del pistón en este sistema mecánico particular por medio de la doble integración de la aceleración. En consecuencia, se estudia la propagación de los errores durante la doble integración de la aceleración mediante una simulación numérica multidominio *bond graph*. Finalmente, los resultados del modelo se han correlacionado con mediciones experimentales obtenidas con un acelerómetro comercial de bajo coste.

## B.2 Fundamentos de acelerómetros

Dada la naturaleza esencialmente dinámica de la medida de la aceleración, los múltiples errores de medición tienen su origen fundamentalmente en las características dinámicas de los sensores de aceleración. En otras palabras, una respuesta dinámica imperfecta del sensor dará como resultado una cierta distorsión en las características de fase y amplitud del campo de mediciones obtenido.

Hoy en día, gracias a las tecnologías de micromecanizado de película delgada, muchos de los acelerómetros comerciales son sistemas microelectromecánicos (MEMS) integrados con la electrónica de control necesaria. Por lo general, sus circuitos integrados son de tipo semiconductor de óxido de metal complementario (CMOS) (70).

La mayoría de los acelerómetros funcionan detectando la fuerza ejercida sobre una masa por imitación elástica. Significa que es posible obtener la magnitud de la aceleración por el desplazamiento  $x$  de la masa interna. Comúnmente, los acelerómetros MEMS se basan en un sistema de medición capacitivo como elemento sensible al movimiento de la masa. La distancia relativa de las placas de un condensador diferencial, bajo un voltaje de referencia  $V_R$ , se ve afectada en respuesta a la aceleración como se detalla en la figura B.1.

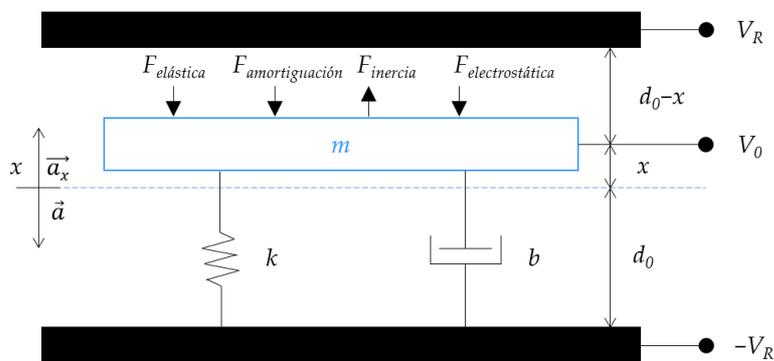


Figura B.1 – Esquema operacional del acelerómetro capacitivo.

Para este sistema la ecuación diferencial del desplazamiento de la masa  $x$  en función de la fuerza externa  $F_{ext}$  se obtiene de la ley de Newton:

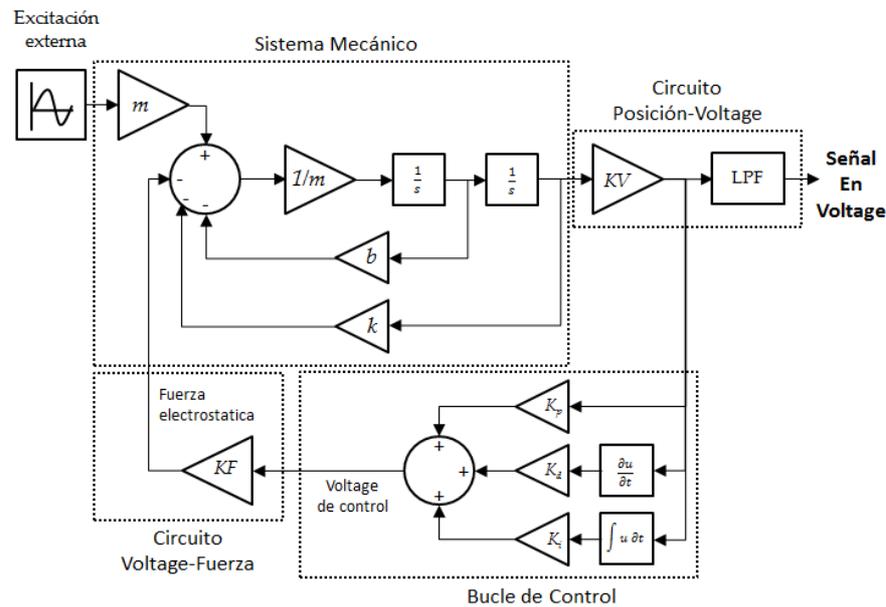
$$F_{ext} = m a = m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + k x - F_{electrostática} \quad \text{Ecuación B.3}$$

donde  $b$  es el coeficiente de amortiguación y  $k$  es la constante elástica del resorte. Como se expondrá más adelante, se considera que cuando  $x \approx 0$ ,  $F_{electrostática} \approx 0$ . Por lo tanto, este sistema puede modelarse como una función de transferencia de segundo orden, tal como se exponían en las ecuaciones 3.7 a 3.11.

En la práctica, un acelerómetro es un sistema electromecánico capacitivo que mide el desplazamiento de la masa como resultado de la aceleración experimentada y la transforma en una señal eléctrica. En general, para este propósito se utiliza un demodulador electrónico, que generalmente contiene un amplificador de señal, un inversor y un filtro de paso bajos. Por lo tanto, un demodulador ideal puede caracterizarse por un coeficiente de conversión lineal de señal de desplazamiento a voltaje  $K_v$ .

De hecho, estos sistemas de medición capacitivos, comúnmente conocidos como de bucle abierto, tienen varias fuentes de no linealidad; su efecto es más importante para grandes desplazamientos de la masa. Esto sucede porque el coeficiente de amortiguación y la fuerza electrostática cambian con respecto a la tercera y segunda potencia del desplazamiento, respectivamente.

Aunque el diseño del demodulador puede limitar este efecto en cierta medida, se genera una gran limitación en su respuesta en frecuencia, rango de medición y ancho de banda (71). Este problema generalmente se resuelve implementando un control de circuito cerrado (por ejemplo, PID, como se muestra en la figura B.2). Éste controla el voltaje en la capacitancia diferencial para generar una fuerza electrostática contraria al movimiento y restringir el desplazamiento de la masa. Este control puede llevarse a cabo de forma analógica o, más comúnmente, digital (72).



**Figura B.2** – Diagrama de bloques de un control de bucle cerrado proporcional-integral-diferencial (PID) de un acelerómetro (basado en (73)).  $K_F$ : factor lineal de tensión a fuerza;  $K_V$ : factor lineal de amplificación de desplazamiento a voltaje;  $LPF$ : filtro de paso bajos.

Inevitablemente, existe un cierto grado de ruido en la medición del acelerómetro. Por ejemplo, la minúscula masa del sensor crea un problema durante el diseño de acelerómetros de alta sensibilidad. La pequeña dinámica de las masas se ve afectada por la agitación de las moléculas de aire a nivel molecular que existe a su alrededor; lo que se conoce como movimiento browniano. Este

ruido puede reducirse aumentando la masa (opción muy limitada por los procesos de fabricación del MEMS) o reduciendo el factor de amortiguación, por ejemplo, haciendo el vacío.

Además, existen otras fuentes importantes de ruido como consecuencia del ruido térmico en los condensadores del circuito de amplificación, el movimiento residual de la masa o el procesamiento de la señal en el bucle de control, debido a la presencia de una banda muerta de medición. Un diseño y dimensionamiento precisos del circuito electrónico, así como el uso de filtros de señal minimizan estas fuentes de error (70).

El gran número de trabajos académicos en este campo indica un gran interés en el desarrollo de sistemas de medición de aceleración con el mejor comportamiento operativo. Por lo tanto, se estudia la influencia de los parámetros dimensionales y constructivos del conjunto de capacitancia y resorte de la masa del acelerómetro (74)(75), así como el diseño y dimensionado del circuito electrónico y la estrategia de control y modulación de bucle cerrado (76–81). En todos estos casos, el objetivo principal es la reducción de las diferentes fuentes de error que se han enumerado anteriormente.

Se han desarrollado múltiples métodos de corrección para obtener curvas precisas de velocidad y aceleración. Una estrategia habitual para la supresión de ruido es el uso de algunos filtros incorporados en la función de transferencia para la reconstrucción del desplazamiento a partir de la aceleración en el dominio de frecuencia (82–85).

Thenozhi (65) propuso un método para la cancelación del descentramiento (*Bias*) ajustando la línea de base de los datos de aceleración. Boore (69) propuso un método de supresión del error de conversión de analógico a digital (ADC) mediante técnica de difuminado o *dithering*, agregando una pequeña señal de ruido aleatorio.

Zhu (84) combinó la medición directa de un sensor de posición con el uso de un acelerómetro. De esta manera, el autor establece un mecanismo adaptativo para estimar la ganancia del acelerómetro durante el cálculo de la velocidad.

A pesar de la extensa bibliografía existente en este campo, aparentemente no existe un método universal de supresión de errores. La aplicabilidad de un método de corrección dependería de las características del sistema estudiado, así como de los errores del equipo de medición, cuyas características en algunos casos no son conocidas *a priori*.

Respecto al caso de estudio, dependería de su amplitud, ejes espaciales y modos de frecuencia de los movimientos registrados, las condiciones iniciales y la presencia o ausencia de desplazamiento final. La cadena de medición afecta a su vez al ruido generado, los errores de medición (no linealidad, histéresis, sesgo, etc.) o la interacción entre los ejes de medición (sensibilidad del eje transversal).

Recientemente, Arias-Lara y De la Colina (86) compararon diferentes métodos de corrección, considerados por los autores de la aplicación universal, en aplicaciones relacionadas con la ingeniería civil. Cada método estudiado es una combinación específica de corrección de línea de base, filtros de pasa bajos / altos y la imposición de desplazamiento cero al final de la muestra de datos; éstos se realizan en un número variable de pasos, con o sin cálculos iterativos. El estudio ofrece una guía para seleccionar el método aplicable dependiendo de las condiciones funcionales, como la magnitud del desplazamiento o la existencia del desplazamiento final. Además, se concluye que la frecuencia de excitación no afecta significativamente los resultados.

### **B.3 Modelo *bond graph***

En el contexto presentado, se hace difícil para el experimentador la elección *a priori* del sensor de medida, la estrategia de procesado de datos y el pronóstico de la fiabilidad del método de medida en función del caso bajo estudio. Para ello el presente trabajo presenta un modelo de simulación que pueda anticipar los resultados obtenidos.

Para simular el comportamiento de un acelerómetro multiaxial, se ha construido un modelo *bond graph* como se muestra en la figura B.3 y figura B.4. Por simplicidad, sólo se consideran los ejes  $x$  y  $z$ , descartándose las mediciones del eje  $y$ . El modelo parte de dos fuentes de desplazamiento (Desp<sub>x</sub> y Desp<sub>z</sub>) construidas a partir de mediciones experimentales directas, como se muestran en la figura B.5.

Estos desplazamientos se corresponden con los movimientos propios del pistón registrados experimentalmente durante un ciclo operativo del cilindro hidráulico estudiado; el desplazamiento del eje  $x$  está relacionado con el recorrido de extensión y retracción del cilindro y el desplazamiento del eje  $z$  con el movimiento radial del pistón dentro del cilindro.

Cabe señalar que, la naturaleza de ambos desplazamientos es muy diferente, donde el desplazamiento del eje  $z$  es varios órdenes de magnitud menor que el desplazamiento del eje  $x$ . Una descripción más detallada del ciclo operativo del cilindro hidráulico estudiado y sus desplazamientos se puede encontrar en el anterior capítulo 5.4.

Las irregularidades generadas en el desplazamiento por la bomba de engranajes, como consecuencia de las vibraciones transmitidas y los pulsos de presión sobre el pistón, se simulan agregando una señal sinusoidal al valor de desplazamiento principal (Rizado). Después de derivar el desplazamiento para obtener la velocidad, esta señal compleja se convierte finalmente en una fuente de flujo modulada (MSf) en el modelo de *bond graph*.

El pistón afectado por las fuentes de velocidad (separadas en dos ejes independientes) se representa como un conjunto Masa-Resistencia-Resorte (I, R y C) que experimenta un

desplazamiento y aceleración resultantes (Real). Unido a la masa del pistón existe un acelerómetro biaxial representado por una función de transferencia de segundo orden tal como se describía anteriormente en la ecuación 3.7.

Los parámetros considerados para el modelo del acelerómetro se describen en la Tabla B.1. Se basan en las características de un acelerómetro MEMS comercial de bajo coste modelo ADXL335 de Analog Devices® (Norwood, MA, EE. UU.), utilizado más adelante en el trabajo experimental. Esta simulación del acelerómetro muestra una linealidad y una respuesta de frecuencia perfectas, como se presenta en la figura B.6 con un error máximo de salida del 2% del fondo de escala (FS) hasta 550 Hz.

**Tabla B.1** – Parámetros considerados en el modelo del acelerómetro

Parámetro	Valor
Coefficiente de amortiguación <sup>1</sup>	0.5
Frecuencia natural	5500 Hz
Rango	±3 g
Ancho de banda	550 Hz
Massa <sup>1</sup>	2 µkg
Densidad de ruido	300 µg/√Hz RMS <sup>2</sup>
<i>Cross-Axis Sensitivity</i>	1%
No linealidad	0.3%

<sup>1</sup> Valor estimado; <sup>2</sup> *Root Mean Square*

Como se describe en la sección C.2, la señal de salida del modelo mecánico se procesa a través de un circuito electrónico. Éste se representa simplídicamente como un factor lineal de amplificación de desplazamiento a voltaje ( $K_v$ ) y un filtro de pasa bajos ( $LPF$ ) con una frecuencia de corte de 550 Hz.

Como se describió anteriormente, este sistema de medición y su circuito electrónico tienen un número inherente de fuentes de error esperadas que produce una medición imperfecta de la aceleración. En este modelo se ha considerado la simulación de cinco fuentes de error habituales, como:

- 1) Sensibilidad de eje cruzado, en este caso representada por un porcentaje aditivo de la señal medida en un eje sobre el otro eje.
- 2) Ruido, representado por una señal aleatoria aditiva de amplitud limitada, comúnmente conocida como ruido blanco.
- 3) Sesgo, representado como un valor fijo aditivo a la lectura.
- 4) Saturación de la señal, donde el valor máximo de registro está limitado al rango de medida del acelerómetro.
- 5) No linealidad, desviación máxima con respecto a la linealidad ideal referida a la salida, definida en porcentaje de la escala completa. Está representado por una desviación de la linealidad ideal usando una ecuación cuadrática.

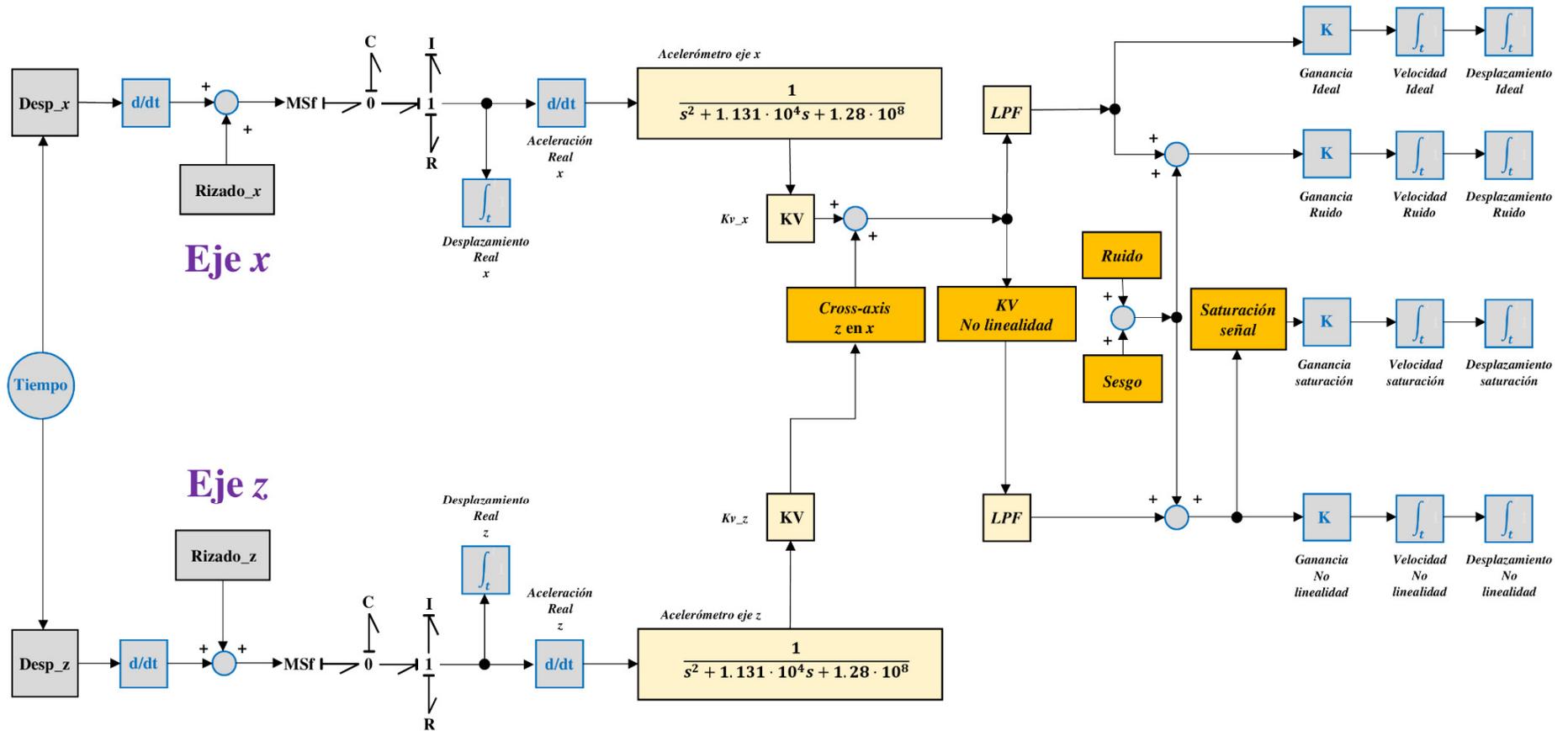


Figura B.3 – Modelo bond graph para desplazamiento en eje horizontal x.

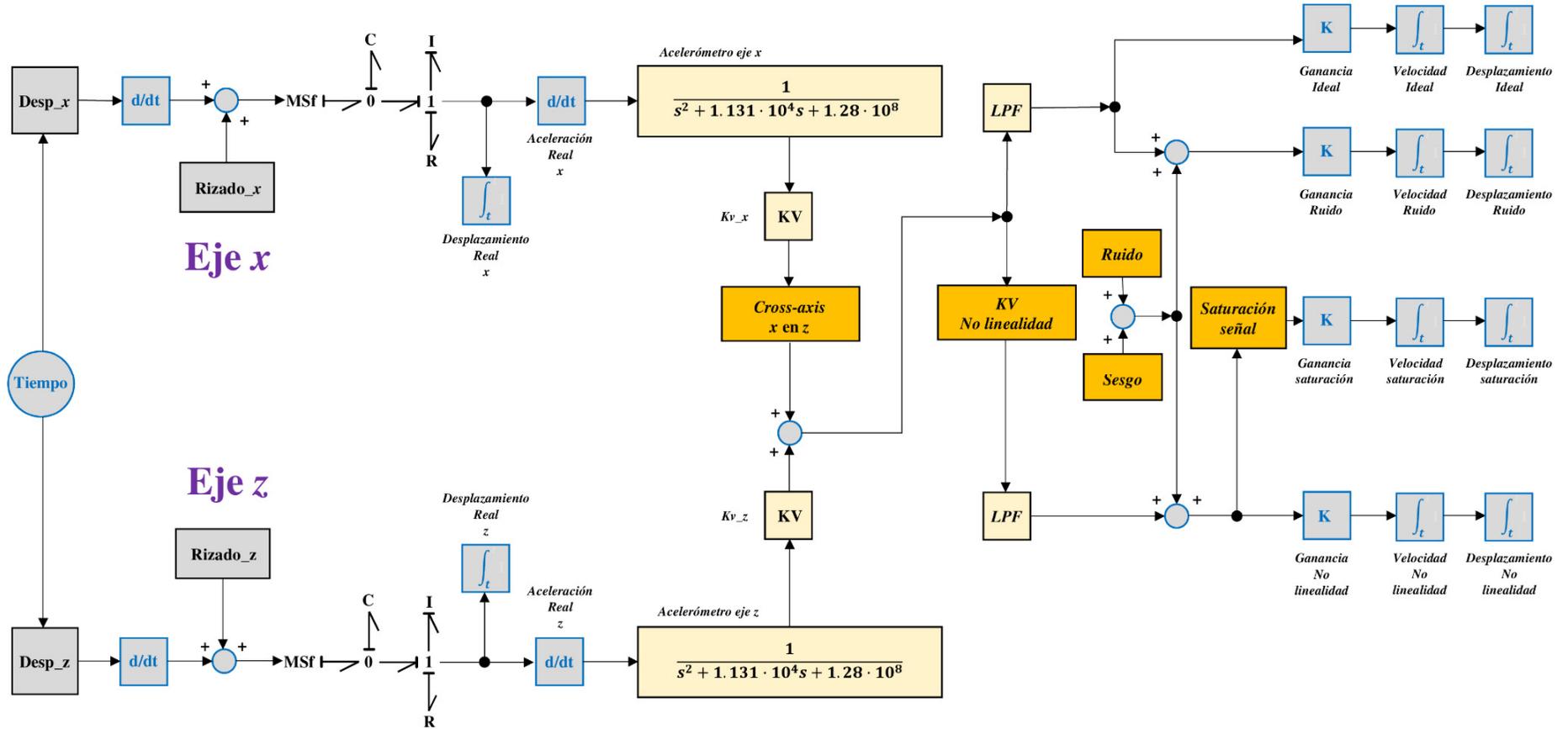


Figura B.4 – Modelo bond graph para desplazamiento en eje vertical z.

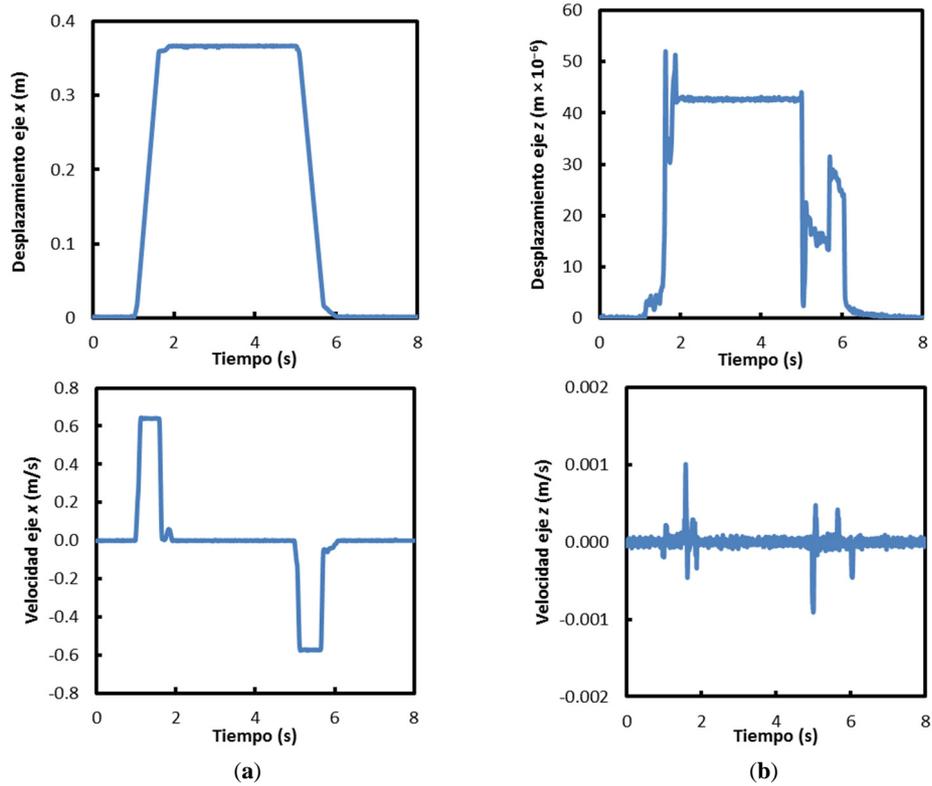


Figura B.5 – Fuentes de desplazamiento y velocidad; (a) eje x; (b) Eje z.

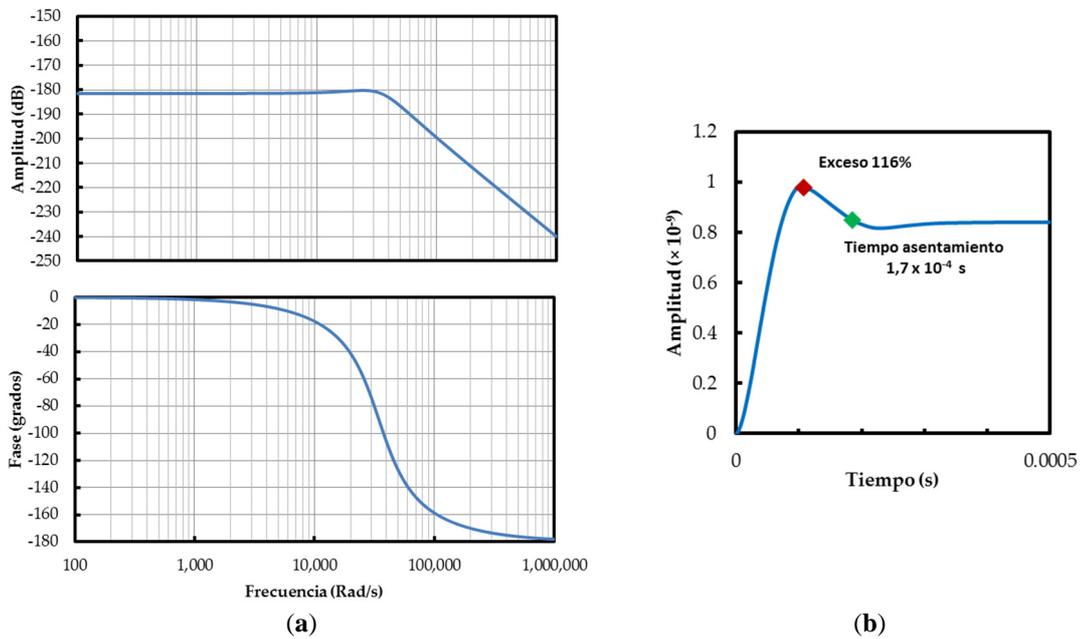
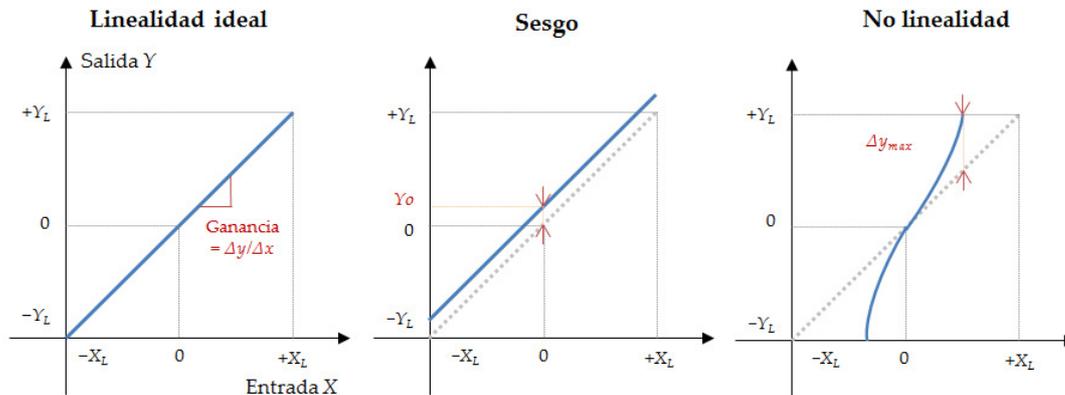


Figura B.6 – Respuesta en frecuencia del modelo del acelerómetro; (a) diagrama de Bode; (b) Respuesta en escalón.

Gracias a las posibilidades del modelo de simulación, las mediciones reales (Real) se pueden comparar con una medida teórica de linealidad ideal (Ideal). Comenzando desde la aceleración como la cantidad de entrada  $X$ , el sensor tiene una salida  $Y$  en forma de una señal eléctrica; aplicando la ganancia se convierte en una medida de la aceleración. Las representaciones de las mediciones lineales ideales, sesgadas y de no linealidad se muestran en la figura B.7.



**Figura B.7** – Linealidad ideal, sesgo y no linealidad en la representación del sensor.

Por lo tanto, una ganancia ( $K$ ), obtenida de una calibración adecuada, se aplica a la lectura resultante para obtener la aceleración. Finalmente, la velocidad y los desplazamientos se obtienen de la integración simple y doble, como se describe en las ecuaciones B.1 y B.2.

La simulación utilizando la técnica de *bond graph* se lleva a cabo utilizando el software 20-sim © versión 4.2.7 desarrollado por la compañía Controllab Products B.V. (Enschede, Países Bajos). El modelo implementado en el programa 20-sim utiliza el método de cálculo *backward differentiation formula* (BDF) con un tamaño de paso de  $2 \times 10^{-6}$  y un error de integración absoluto y relativo de  $10^{-5}$ .

El método BDF es un método numérico para la integración de ecuaciones diferenciales ordinarias, un método implícito de múltiples pasos de orden variable. Más específicamente, los métodos de varios pasos aproximan la derivada de una función dada en un momento dado usando información de un cálculo anterior, aumentando la precisión del resultado con cada iteración.

A su vez, el método BDF es especialmente útil en la resolución de ecuaciones diferenciales rígidas. En particular, el programa de 20-sim utiliza un método de quinto orden, lo que significa que se requieren hasta 5 iteraciones para la resolución de cada paso. Este método es especialmente adecuado para resolver modelos de *bond graph* con causalidades derivativas y / o bucles algebraicos.

## B.4 Indicadores de calidad

El modelo de simulación presentado anteriormente permite comparar las señales de velocidad y desplazamiento calculadas respecto a valores reales medidos. Para ello es necesario implementar indicadores de calidad objetivos que evalúen la desviación de los resultados respecto a la señal real.

En primer lugar, se utilizará el coeficiente de correlación cruzada (*CCC*) y el error cuadrático medio (*RMSE*, *root-mean-square error*) (86). Además, se define un error final (*EF*) como la desviación del valor final de la señal calculada respecto al valor máximo medido.

El coeficiente de correlación cruzada (*CCC*) evalúa la similitud de dos señales; el coeficiente *CCC* toma el valor 1 cuando existe una coincidencia perfecta entre las curvas calculadas y las medidas y 0 cuando no existe correlación entre ambas series de datos.

Se calcula como:

$$CCC [x] = \rho_{xy} = \frac{C_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} = \frac{1}{N-1} \sum_{t=1}^N \left( \frac{x_t - \bar{x}}{\sigma_x} \right) \left( \frac{y_t - \bar{y}}{\sigma_y} \right) \quad \text{Ecuación B.4}$$

dónde, *CCC [x]* definido para la medida de desplazamiento *x*:

$\rho_{xy}$  es el coeficiente de correlación cruzada

$C_{xy}(\tau)$  es la covarianza entre  $x(t)$  e  $y(t)$

$\sigma_x$  es la desviación estándar de  $x$

$\sigma_y$  es la desviación estándar de  $y$

$x_t$  es una señal de desplazamiento medida

$\bar{x}$  es el promedio de los desplazamientos medidos

$y_t$  es la señal calculada de desplazamiento

$\bar{y}$  es el promedio de los desplazamientos calculados

$N$  es el número de valores medidos

De manera equivalente, el *CCC [u]* se puede definir para la medida de velocidad:

$$CCC [u] = \rho_{xy} = \frac{C_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} = \frac{1}{N-1} \sum_{t=1}^N \left( \frac{x_t - \bar{x}}{\sigma_x} \right) \left( \frac{y_t - \bar{y}}{\sigma_y} \right) \quad \text{Ecuación B.5}$$

En este caso todas las variables están definidas para la velocidad.

El error cuadrático medio (*RMSE*) se calcula, también definido para el desplazamiento *RMSE [x]* y la velocidad *RMSE [u]*, por:

$$RMSE[x, u] = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{t=1}^N (x(t) - y(t))^2} \quad \text{Ecuación B.6}$$

Finalmente, es necesario evaluar la desviación del valor final de las curvas de velocidad y desplazamiento calculadas, siendo cero en el ciclo operativo real. Así, el error final ( $EF$ ) se define, en un porcentaje (%) con respecto al valor máximo medido  $x_t^{max}$ , cómo:

$$EF[x, u] = \frac{y_t^{final} - y_{t=0}}{x_t^{max}} \quad \text{Ecuación B.7}$$

En resumen, el indicador  $CCC$  está relacionado con la precisión de la forma,  $RSME$  con la precisión de los valores y  $EF$  con la desviación de la pendiente global entre las curvas comparadas. Cabe señalar que estos indicadores serían útiles para contrastar numéricamente dos señales, donde se desearía un valor  $CCC$  alto y  $FE$  y  $RSME$  bajos. Sin embargo, siempre debe tenerse en cuenta la comparación visual de las curvas estudiadas. Ésta debe evaluar de la forma subjetiva la correlación obtenida y las posibles desviaciones.

## B.5 Simulación desplazamiento longitudinal

Los indicadores de calidad de las simulaciones de la doble integración de la aceleración, para la reconstrucción de la velocidad y del desplazamiento del eje  $x$ , se muestran en la tabla B.2. Las señales calculadas, cada una incluyendo una sola fuente de error, se muestran en las figuras B.8 a B.12.

Los resultados muestran dos familias de errores dependiendo del nivel de influencia en la calidad de los resultados. Primero, el ruido, la no linealidad y la sensibilidad del eje transversal muestran un efecto insignificante sobre la reconstrucción de la velocidad y un efecto muy limitado sobre el desplazamiento. Solo altos niveles de estos errores pueden generar distorsiones visibles en las señales reconstruidas, creando una ligera distorsión en las señales sin una clara tendencia de cambio.

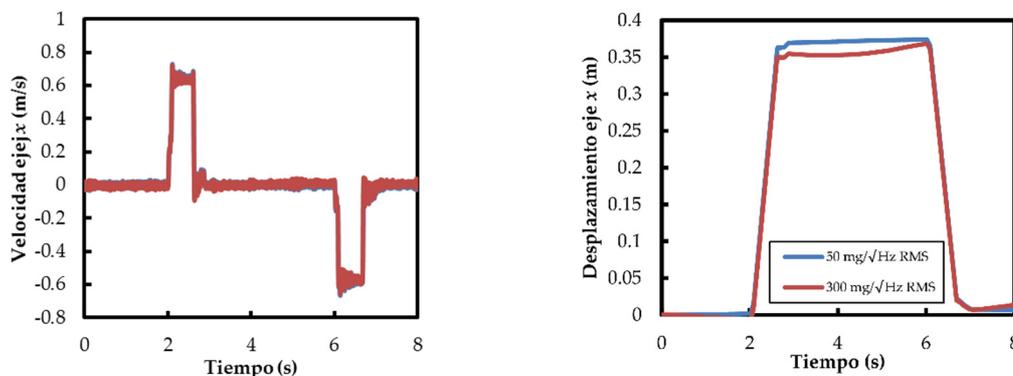
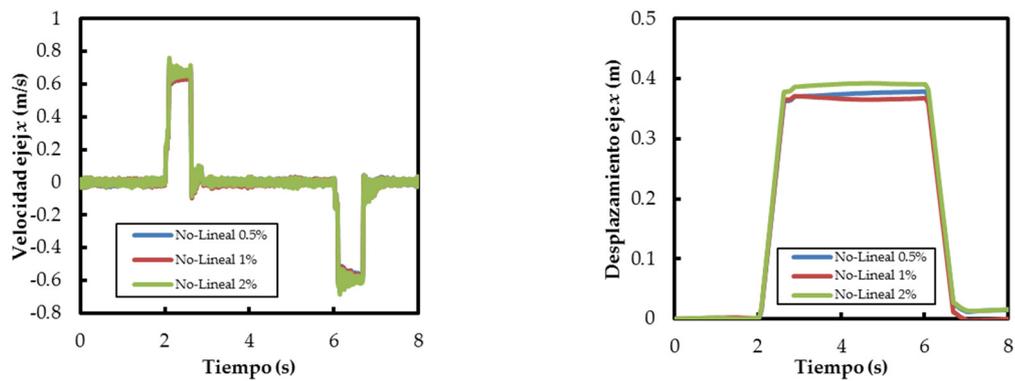


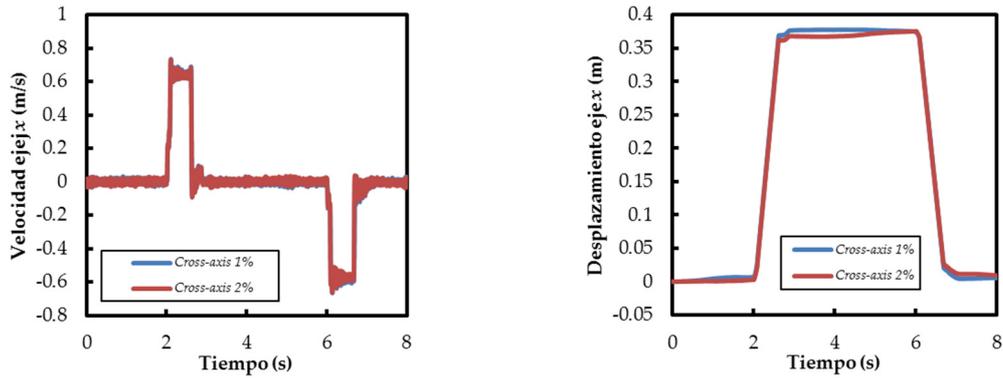
Figura B.8 – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje  $x$ ; evaluación del error de ruido.

**Tabla B.2** – Los indicadores de calidad de la señal calculada del eje  $x$ , por error; velocidad [ $u$ ] y desplazamiento [ $x$ ].

Error	$CCC[u]$ ( <i>adim</i> )	$RSME[u]$ ( $m^2/s^2$ )	$EF [u]$ (%)	$CCC[x]$ ( <i>adim</i> )	$RSME[x]$ ( $m^2$ )	$EF [x]$ (%)
50 mg/ $\sqrt{Hz}$ RMS	1.00	0.01	1%	1.00	0.01	2%
300 mg/ $\sqrt{Hz}$ RMS	1.00	0.01	1%	1.00	0.01	7%
Sesgo 0.01%	1.00	0.03	5%	0.89	0.13	73%
Sesgo 0.1%	0.93	0.16	36%	0.23	0.54	331%
Sesgo 0.2%	0.75	0.31	74%	-0.02	1.05	651%
No Lineal 0.5%	1.00	0.01	1%	1.00	0.01	4%
No Lineal 1%	1.00	0.01	1%	1.00	0.00	1%
No Lineal 2%	1.00	0.01	0%	1.00	0.02	6%
<i>Cross-axis</i> 1%	1.00	0.01	0%	1.00	0.01	2%
<i>Cross-axis</i> 2%	1.00	0.02	2%	1.00	0.01	1%
Saturación @3 g	0.98	0.05	12%	0.93	0.08	69%
Saturación @2.5 g	0.94	0.11	26%	0.50	0.27	194%

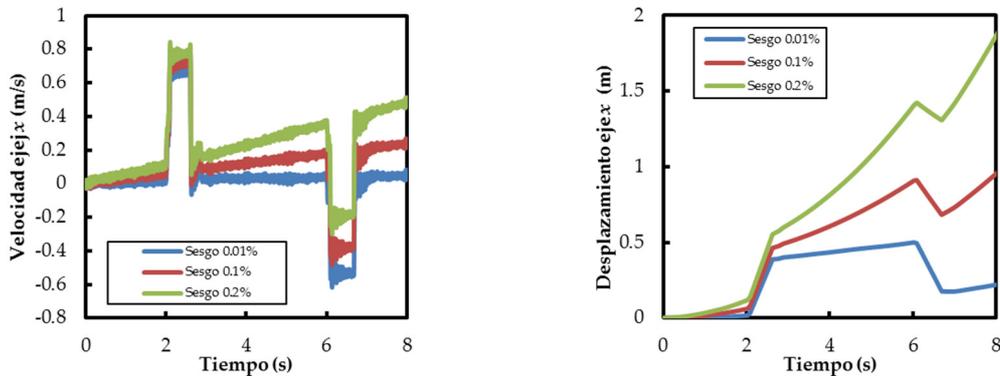


**Figura B.9** – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje  $x$ ; evaluación del error de no linealidad.



**Figura B.10** – Velocidad y desplazamiento calculados para el eje x; evaluación del error de sensibilidad de ejes cruzados.

Por otro lado, la presencia de cualquier pequeño nivel de sesgo (*bias*) en la señal de aceleración produce un efecto claro en la reconstrucción de la velocidad y una influencia aguda en el desplazamiento. El sesgo produce una pendiente general y una ligera curvatura en la velocidad y el desplazamiento, un cambio rápido de los resultados a elevados niveles irreales. Los indicadores de calidad muestran que la deriva en el desplazamiento es aproximadamente un orden de magnitud mayor que para la velocidad. Es decir, el error produce un efecto mucho mayor durante la doble integración de la aceleración en comparación con la integración única, como ya se ha reportado en la literatura.



**Figura B.11** – Velocidad calculada y desplazamiento para el eje x; evaluación del error de sesgo.

Finalmente, se ha analizado la saturación de la señal de aceleración. Aquí, la señal máxima de aceleración se ha restringido a un cierto valor, donde la escala completa del acelerómetro no es suficiente para captar las aceleraciones reales existentes en los sistemas estudiados. Se espera que esta situación ocurra durante la medición de condiciones de operación desconocidas, donde el nivel de aceleración a medir es incierto.

En este caso, hay una clara distorsión en los valores de velocidad que genera una evidente alteración del desplazamiento, principalmente desde el inicio del movimiento del sistema. El efecto más característico observado en la velocidad es el cambio del nivel en los períodos de descanso. Este fenómeno se genera evidentemente por las medidas limitadas de aceleración durante los cambios de velocidad en el ciclo operativo del cilindro hidráulico.

Cabe mencionar que la saturación de la señal produce una distorsión más limitada en la velocidad y el desplazamiento en comparación con el efecto del sesgo. Se puede observar mediante los indicadores inferiores de  $EF [x,u]$ .

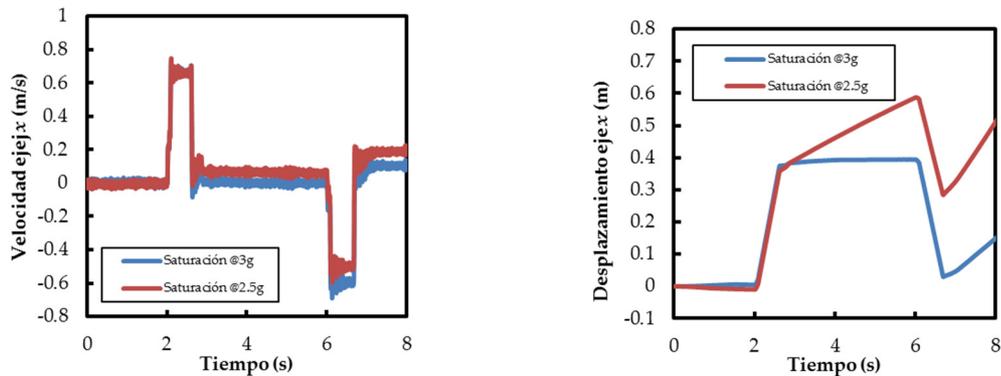


Figura B.12 – Velocidad calculada y desplazamiento para el eje  $x$ ; evaluación de error de saturación de señal.

En resumen, el sesgo se ha identificado como el error que más afecta la reconstrucción de la velocidad y el desplazamiento en el eje  $x$  de movimiento del cilindro. A un nivel inferior de influencia, la saturación de la señal muestra un efecto notable durante el procesamiento de datos. Finalmente, el ruido, la no linealidad y la sensibilidad del eje transversal tienen un bajo nivel de influencia en los resultados cuando se restringen a los niveles esperados de error.

## B.6 Simulación desplazamiento radial

En comparación con el análisis del eje  $x$ , la simulación del eje  $z$  muestra un comportamiento claramente diferente en relación con la influencia de los errores, debido a la diferente naturaleza de los fenómenos medidos.

En primer lugar, la no linealidad se ha identificado como una fuente de error insignificante, sin un efecto relevante en la medición del desplazamiento. Por otro lado, el nivel de ruido es una fuente importante de error en la reconstrucción del desplazamiento; tan sólo niveles muy pequeños de ruido generan una modificación extensa de los resultados, obteniendo valores irreales.

El sesgo, como se observó en el análisis del eje  $x$ , también genera una pendiente importante en las curvas. Los errores de ruido y sesgo producen una curva de desplazamiento a varios órdenes de magnitud de los resultados esperados, tanto en forma como en valor.

Todas estas elevadas desviaciones respecto al desplazamiento real de las curvas calculadas se resumen en los indicadores de calidad para el desplazamiento del eje  $z$  que se muestran en la tabla B.3.

Finalmente, la sensibilidad del eje transversal (*Cross-axis*), que tuvo un efecto insignificante en el eje  $x$ , representa una fuente muy significativa de error en la reconstrucción del desplazamiento

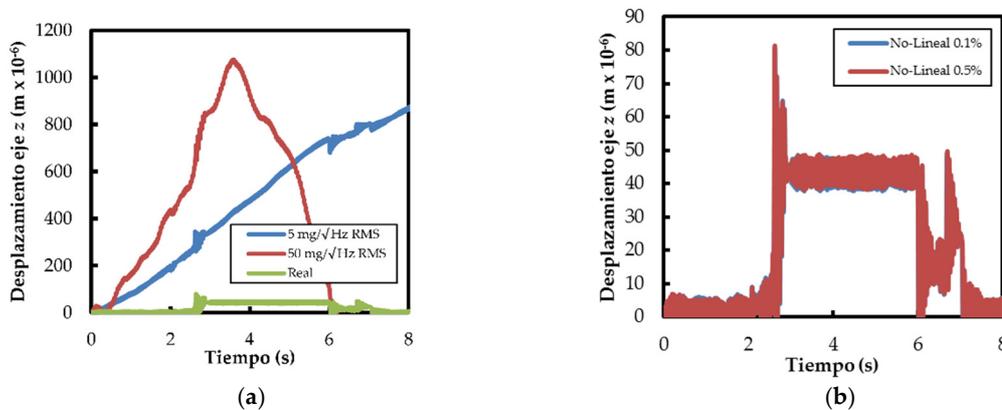
del eje  $z$ . En este caso, incluso una cantidad muy baja de sensibilidad del eje transversal causa distorsión en los resultados. Así, la curva irreal resultante del desplazamiento del eje  $z$  adquiere la misma forma del eje  $x$  pero de valores varios ordenes de magnitud menores. Claramente, esto se debe a la baja magnitud de la aceleración medida en el eje  $z$  en relación con el eje  $x$ .

Téngase en cuenta que, en este caso, las importantes desviaciones que se observan fácilmente en las curvas no se traducen en indicadores calidad particularmente malos. Esta singularidad indica la importancia de la evaluación visual de las curvas para validar los resultados obtenidos. En consecuencia, los indicadores de calidad serían principalmente confiables para la comparación de diferentes de fuentes de error a niveles similares.

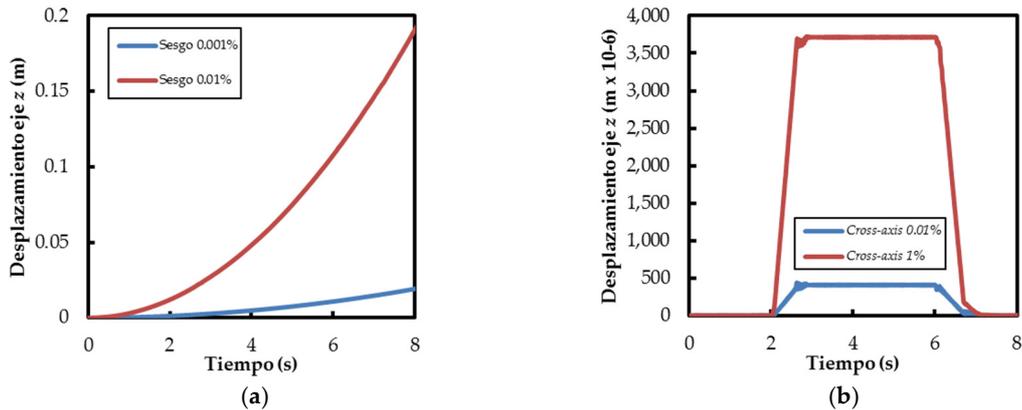
En resumen, los resultados de la simulación de la reconstrucción del desplazamiento del pistón en el eje  $z$  muestran que esta medición es muy afectada por la presencia de errores. Por lo tanto, incluso simulando un hipotético sensor de aceleración de muy alta calidad, con un nivel extremadamente bajo de errores, el experimento daría como resultado valores de desplazamiento falsos. Esto se muestra con la línea azul en las figuras B.13 y B.14.

**Tabla B.3** – Indicadores de calidad en la reconstrucción del desplazamiento  $[z]$  en el eje  $z$ .

Error	CCC $[z]$ ( <i>adim</i> )	RSME $[z]$ $\times 1000$ ( $m^2$ )	FE $[z]$ (%)
50 mg/ $\sqrt{\text{Hz}}$ RMS	0.72	0.49	321%
5 mg/ $\sqrt{\text{Hz}}$ RMS	0.16	0.57	1147%
Sesgo 0.01%	-0.14	107.75	302%
Sesgo 0.001%	-0.14	10.81	30%
No Lineal 0.5%	0.96	0.01	5%
No Lineal 0.1%	0.95	0.01	2%
Cross-axis 1%	0.89	2.40	4%
Cross-axis 0.01%	0.90	0.24	5%



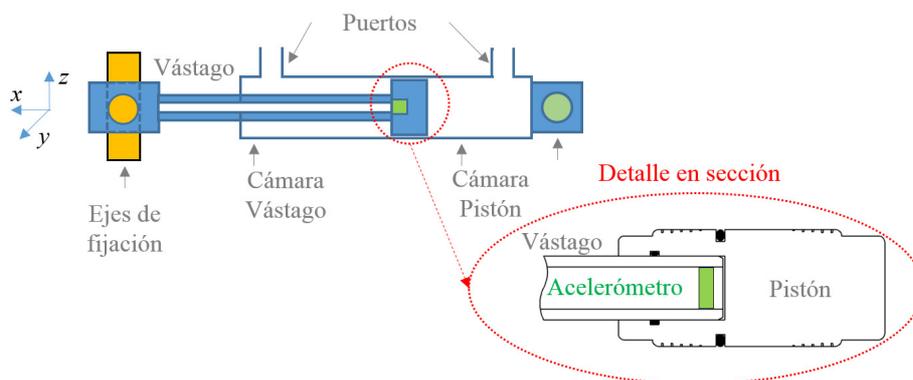
**Figura B.13** – Desplazamiento calculado para el eje  $z$ ; evaluación de los errores de (a) ruido y (b) no linealidad.



**Figura B.14** – Desplazamiento calculado para el eje z; evaluación los errores de (a) sesgo y (b) sensibilidad del eje transversal.

## B.7 Resultados experimentales

El montaje experimental descrito en el apartado 5.3 se ha completado mediante la instalación de un acelerómetro triaxial dentro del pistón. Este sensor puede monitorizar las aceleraciones generadas por el movimiento de extensión y retracción (eje  $x$ ) y los desplazamientos transversales del pistón dentro del cuerpo del cilindro (ejes  $y$  y  $z$ ), como se describe en la figura B.15. De este modo, las lecturas directas de desplazamiento y de velocidad (Medido) se puede comparar con los resultados obtenidos a través de la integración de los registros de aceleración (Calculado), como se ha hecho en el modelo de simulación. La integración de los datos experimentales se realiza mediante la regla del trapecio; este método genera un  $RSME[x] = 0.002$  estimado en el cálculo del desplazamiento del eje  $x$ .

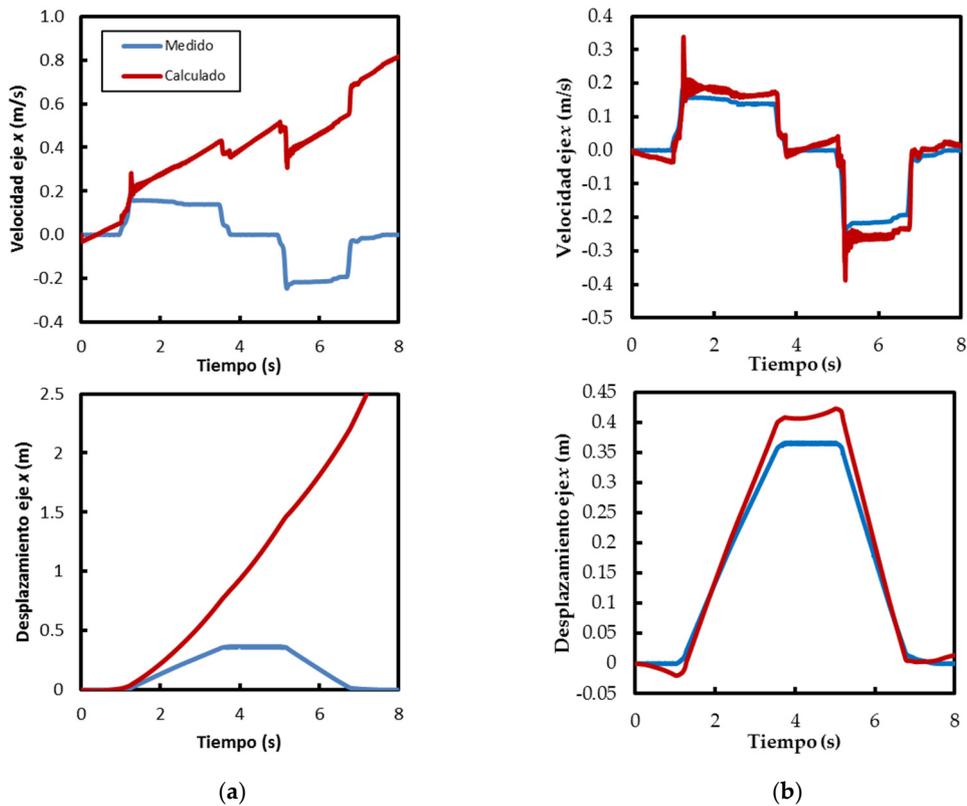


**Figura B.15** – Esquema de montaje del acelerómetro en el cilindro hidráulico.

En resumen, la configuración experimental monitoriza de dos modos el desplazamiento de un cilindro hidráulico de doble efecto durante su ciclo de extensión-retracción. El eje  $x$ , el desplazamiento de extensión del cilindro y los desplazamientos del eje  $z$ , el movimiento radial del pistón dentro del cilindro del cilindro, se obtienen por medida directa y medida indirecta de la aceleración.

La figura B.16 presenta una comparación entre la velocidad y el desplazamiento medidos y calculados, obtenidos durante un experimento con un suministro de presión de 10 MPa y un caudal de 30 l/min. A la derecha (a) se presentan los datos brutos obtenidos, apareciendo un comportamiento afectado principalmente por el error de sesgo como ya predecía el modelo en la figura B.10. El uso de un método de corrección simple confirma la presencia de este error de sesgo; la sustracción de un 0.1% FS de sesgo en los datos de aceleración produce una gran mejora en los resultados, como se presenta en la figura B.16 (b).

Como se puede observar, las curvas corregidas resultantes también están afectadas por otras fuentes de error menores, presumiblemente una combinación de no linealidad y sensibilidad de eje transversal. Los indicadores de calidad correspondientes se muestran en la tabla B.4. Se deduce que el ruido no es una fuente de error significativa ya que no se observa mejoría en la doble integración después de cualquier filtrado de los registros de aceleración.



**Figura B.16** - Resultados experimentales y calculados de velocidad y desplazamiento en el eje x; (a) resultados brutos calculados; (b) sesgo corregido en resultados calculados.

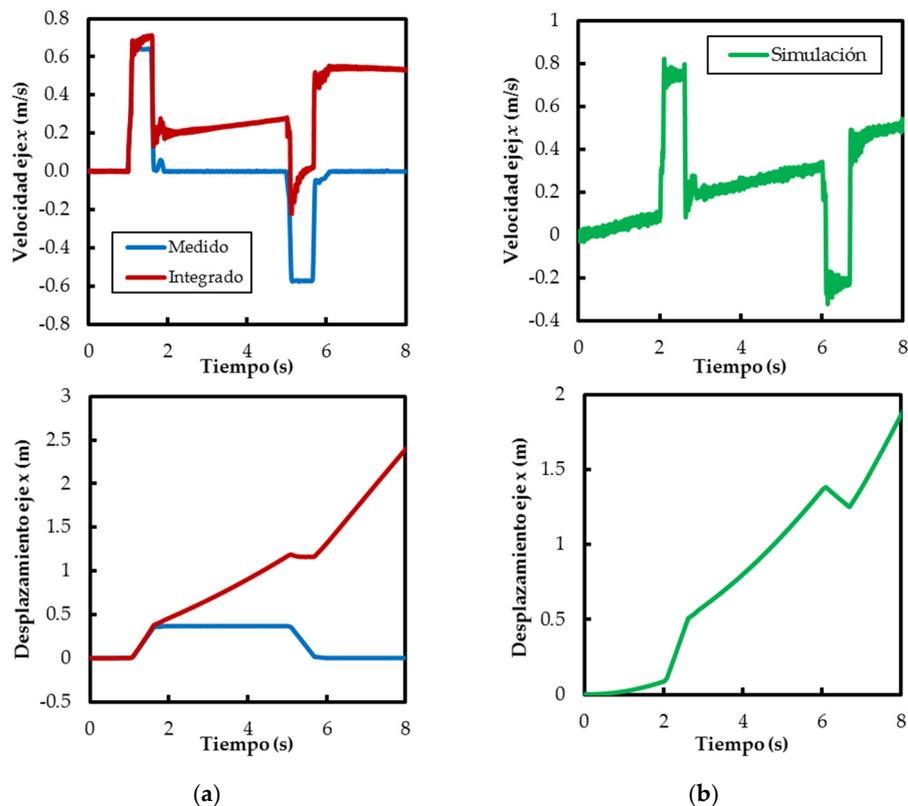
**Tabla B.4** – Indicadores de calidad de la señal calculada del eje x; Velocidad [u] y desplazamiento [x].

Error	CCC [u] (adim)	RSME [u] (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	FE [u] (%)	CCC [x] (adim)	RSME [x] (m <sup>2</sup> )	FE [x] (%)
Calculados sin correcciones	-0.22	0.29	493%	0.30	0.07	1086%
Calculados con corrección del sesgo	0.99	9 × 10 <sup>-4</sup>	7%	0.99	6 × 10 <sup>-4</sup>	6%

Las mismas mediciones se repiten para otro experimento utilizando un suministro de presión de 15 MPa y un flujo máximo de 90 litros/min. En este caso, las condiciones funcionales más severas se convierten en un comportamiento calculado con grandes similitudes con la saturación de señal observada, como se expone en la figura B.17.

Más precisamente, también se considera un cierto grado de sesgo en la aceleración medida considerando los resultados anteriores. Como se puede ver en la figura B.17, una señal modelada que incluye un sesgo de 0,15% y saturación de señal revela similitudes con los resultados experimentales. Aun así, hay varias diferencias; primero, la pendiente de velocidad variable observada, probablemente causada por las simplificaciones del modelo mecánico de simulación; segundo, la respuesta de aceleración resultante, que minimizaría el efecto de la saturación.

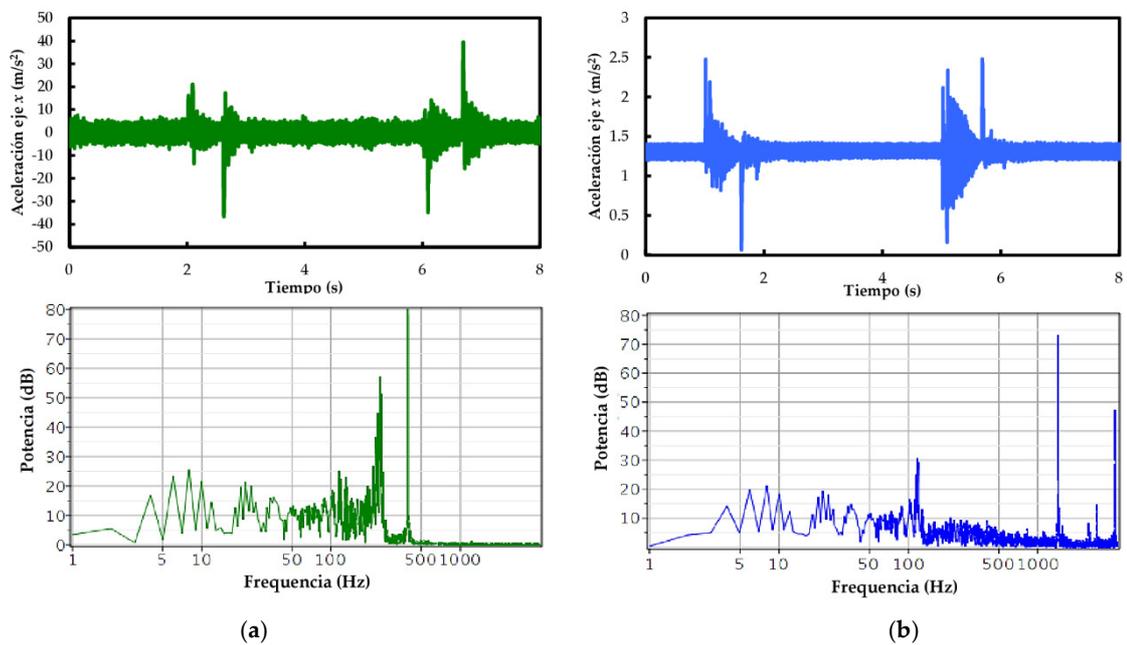
Las respuestas de aceleración, tanto modeladas como experimentales, se representan en la figura B.18. Los registros experimentales muestran señales concretas de alta potencia a altas frecuencias y una buena coincidencia con los registros modelados de frecuencias medias y bajas. Además, los posibles efectos cruzados entre los errores simultáneos de medición también serían una causa potencial de las desviaciones observadas, no consideradas en el estudio presentado.



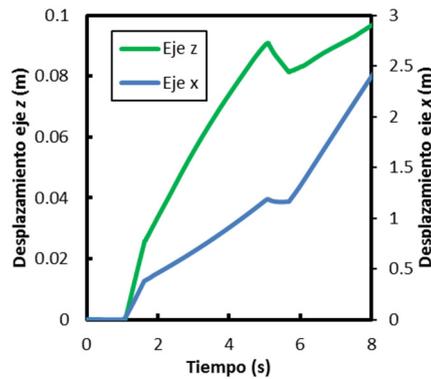
**Figura B.17** – Resultados experimentales y calculados de velocidad y desplazamiento en el eje x; (a) resultados experimentales; (b) resultados de la simulación.

Evidentemente, en esta situación la aplicación de métodos de corrección no es práctica debido a la saturación del sensor y la pérdida de información resultante en la medición de la aceleración. Por lo tanto, sería necesario seleccionar un sensor de rango de medida adecuado o la restricción del modo operacional del sistema medido.

En el caso de la medición del eje z, los resultados experimentales presentan una deriva significativa debido a una importante afectación por la sensibilidad del eje transversal. Se muestran en la figura B.19 en comparación con los registros del eje x. En este caso, la curva de desplazamiento adquiere la forma de los registros del eje x pero con un valor varios órdenes de magnitud menor. Este comportamiento indeseable ya ha sido predicho por los resultados de la simulación, como se describe en la figura B.14 (b).



**Figura B.18** – Registros de aceleración del eje x y espectro de potencia; (a) modelo de simulación; (b) registros experimentales.



**Figura B.19** – Resultados calculados del desplazamiento en los ejes x y z; Se observa afectación por la sensibilidad del eje transversal.

## B.8 Discusión

El modelo de *bond graph* desarrollado para la simulación de un acelerómetro multiaxial de bajo coste ha pronosticado con éxito la reconstrucción de la velocidad y el desplazamiento a partir de mediciones de aceleración imperfectas, como se ha corroborado a partir de resultados experimentales. Destacadamente, el conocimiento de las fuentes de error más influyentes permite una adecuada selección de los dispositivos de medida y la adopción de posibles métodos de supresión durante los tratamientos de la señal.

Además, el modelo de simulación propuesto podría ser de utilidad en otras aplicaciones de ingeniería interesadas. Podría ser el caso de otros sistemas electromecánicos similares como los controladores de desplazamiento de las correderas de válvulas proporcionales. Sería una ventaja para la estrategia previa de medición y la selección del sensor, el pronóstico de resultados y la evaluación de los requisitos de procesamiento de datos.

Más concretamente, se ha observado una diferencia significativa en la fiabilidad de la medición entre la extensión / retracción y los desplazamientos radiales del pistón dentro del cuerpo del cilindro hidráulico. La causa principal es la distinta naturaleza de las señales de aceleración obtenidas de ambos movimientos.

El sesgo es la principal fuente de distorsión detectada en el cálculo de la velocidad y el desplazamiento de extensión / retracción, aunque afortunadamente, existe un método fácil de supresión. Por otro lado, se debe tener precaución al seleccionar el rango de medida del sensor. Éste requiere un compromiso entre la precisión de un rango de medición ajustado y evitar la saturación de la señal durante la medición de las condiciones de operación más extremas. De forma imprevisible, otras fuentes de error como el ruido y la no linealidad, incluso considerando grados elevados, tienen efectos moderados en la fiabilidad de las medidas.

Por el contrario, los resultados numéricos de los desplazamientos y las velocidades radiales del pistón muestran problemas importantes como consecuencia de los errores de medición de la aceleración. Incluso simulando un sensor hipotético de rendimiento extremadamente alto, el desplazamiento radial obtenido muestra desviaciones muy altas hacia valores irreales. Además, el fuerte efecto de varios errores simultáneos en la medición hace muy difícil obtener resultados confiables utilizando cualquier algoritmo de corrección.

Siendo el objetivo principal de la medición de la aceleración obtener un procedimiento simple para determinar los desplazamientos radiales del pistón, el modelo propuesto permite una evaluación de la fiabilidad de este sistema de medida. A partir de los resultados descritos anteriormente, la técnica evaluada presenta limitaciones insalvables para el uso práctico en la aplicación requerida, empleando los acelerómetros actuales de bajo coste.

## B.9 Referencias del Anexo B

61. Moschas, F. y Stiros, S. *Measurement of the dynamic displacements and of the modal frequencies of a short-span pedestrian bridge using GPS and an accelerometer*. Engineering Structures, **2011**, vol. 33, no. 1, p. 10-17. ISSN 01410296.
62. Stiros, S.C. *Errors in velocities and displacements deduced from accelerographs: An approach based on the theory of error propagation*. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, **2008**, vol. 28, no. 5, p. 415-420. ISSN 02677261.
63. Yang, J., Li, J.B. y Lin, G. *A simple approach to integration of acceleration data for dynamic soil-structure interaction analysis*. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, **2006**, vol. 26, no. 8, p. 725-734. ISSN 02677261.
64. Coelho, B., Hölscher, P. y Barends, F. *Enhancement of double integration procedure through spectral subtraction*. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, **2011**, vol. 31, no. 4, p. 716-722. ISSN 02677261.
65. Thenozhi, S., Yu, W. y Garrido, R. *A novel numerical integrator for velocity and position estimation*. Transactions of the Institute of Measurement and Control, **2013**, vol. 35, no. 6, p. 824-833. ISSN 0142-3312.
66. Wong, H.L. y Trifunac, M.D. *Effects of cross-axis sensitivity and misalignment on the response of mechanical-optical accelerographs*. Bulletin of the Seismological Society of America, **1977**, vol. 67, no. 3, p. 929- 956.
67. Thong, Y.K. et al. *Numerical double integration of acceleration measurements in noise*. Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, **2004**, vol. 36, no. 1, p. 73-92. ISSN 02632241.
68. Edwards, T.S. *Effects of aliasing on numerical integration*. Mechanical Systems and Signal Processing, **2007**, vol. 21, no. 1, p. 165-176. ISSN 08883270.
69. Boore, D.M. *Analog-to-digital conversion as a source of drifts in displacements derived from digital recordings of ground acceleration*. Bulletin of the Seismological Society of America, **2003**, vol. 93, no. 5, p. 2017-2024. ISSN 00371106.
70. Boser, B.E. y Howe, R.T. *Surface Micromachined Accelerometers*. IEEE Journal of solid-state circuits, **1996**, vol. 31, no. 3, p. 366-375.
71. Grigorie, T.L. *The Matlab / Simulink Modeling and Numerical Simulation of an Analogue Capacitive Micro-Accelerometer . Part 2 : closed loop*. MEMSTECH'2008. Polyana, Ukraine: **2008**, p. 115-121.
72. Grigorie, T.L. *The Matlab / Simulink Modeling and Numerical Simulation of an Analogue Capacitive Micro-Accelerometer . Part 1 : open loop*. MEMSTECH'2008. Polyana, Ukraine: **2008**, p. 105-114.

73. Song, Z. et al. *System - level simulation and implementation for a high Q capacitive accelerometer with PD feedback compensation*. Microsystem Technologies. Springer Berlin Heidelberg, **2015**, vol. 21, no. 10, p. 2233-2240. ISSN 1432-1858.
74. Jiangbo He, Wu Zhou, Huijun Yu, X.H. and P.P. *Structural Designing of a MEMS Capacitive Accelerometer for Low Temperature Coefficient and High Linearity*. Sensors, **2018**, vol. 18, no. 643, p. 13.
75. He, J. et al. *Analytical study and compensation for temperature drifts of a bulk silicon MEMS capacitive accelerometer*. Sensors & Actuators A: Physical, **2016**, vol. 239, p. 174-184. ISSN 0924-4247.
76. Caixin, W. et al. *Nonlinearity of a Closed-Loop Micro-accelerometer*. 16th IEEE International Conference on Control Applications Part of IEEE Multi-conference on Systems and Control. Singapore: **2007**, p. 1260-1265. ISBN 1424404436.
77. Meng, Z. et al. *Research on Nonlinearity of Closed-Loop Capacitive Accelerometer Resulting from Time- Division Force Feedback*. 2012 IEEE International Conference on Electron Devices and Solid State Circuit (EDSSC). Bangkok, Thailand: **2012**. ISBN 9781467356961.
78. Jingqing, H. et al. *Linear Analysis of Closed Loop Capacitive Accelerometer Due to Distance Mismatch between Plates*. 2012 IEEE International Conference on Electron Devices and Solid State Circuit (EDSSC). Bangkok, Thailand: **2012**. ISBN 9781467356961.
79. Choi, J. et al. *A Readout Circuit with Novel Zero-g Offset Calibration for Tri-axes Capacitive MEMS Accelerometer*. Proceedings - IEEE International Symposium on Circuits and Systems, **2015**, p. 1062-1065. ISBN 9781479983919,
80. Wang, X. et al. *A 0.4  $\mu\text{g}$  Bias Instability and 1.2  $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$  Noise Floor MEMS Silicon Oscillating Accelerometer With CMOS Readout Circuit*. IEEE Journal of Solid-State Circuits, **2017**, vol. 52, no. 2, p. 472-482.
81. Yin, T. et al. *A closed-loop interface for capacitive micro-accelerometers with pulse-width-modulation force feedback*. Analog Integrated Circuits and Signal Processing. Springer US, **2018**, vol. 94, no. 2, p. 195-204. ISSN 1573-1979.
82. Hong, Y.H., Kim, H.K. y Lee, H.S. *Reconstruction of dynamic displacement and velocity from measured accelerations using the variational statement of an inverse problem*. Journal of Sound and Vibration, **2010**, vol. 329, no. 23, p. 4980-5003. ISSN 0022460X.
83. Hong, Y.H., Lee, S.G. y Lee, H.S. *Design of the FEM-FIR filter for displacement reconstruction using accelerations and displacements measured at different sampling rates*. Mechanical Systems and Signal Processing, **2013**, vol. 38, no. 2, p. 460-481. ISSN 08883270.
84. Zhu, W.H. y Lamarche, T. *Velocity estimation by using position and acceleration sensors*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, **2007**, vol. 54, no. 5, p. 2706-2715. ISSN 02780046.

85. Kim, J., Kim, K. y Sohn, H. *Autonomous dynamic displacement estimation from data fusion of acceleration and intermittent displacement measurements*. Mechanical Systems and Signal Processing, **2014**, vol. 42, no. 1-2, p. 194-205. ISSN 08883270.
86. Arias-lara, D. y De-la-colina, J. *Assessment of methodologies to estimate displacements from measured acceleration records*. Measurement, **2018**, vol. 114, no. June 2016, p. 261-273. ISSN 0263-2241.

## ANEXO C. Patentes

En el presente anexo se recoge una relación de las patentes de sistemas de amortiguación interna de actuadores lineales hidráulicos más destacables, clasificadas por tipo de amortiguación. Igualmente se describen en detalle algunas de las patentes más representativas de los tipos I y II, especialmente las que por su antigüedad fueron más novedosas en su época y que serían una referencia en su ámbito.

### C.1 Listado de patentes

Tabla C.1 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo I.

AÑO	PATENTE	COMENTARIO
1957	GB 779,280	La primera vez que se describe un sistema de amortiguación tipo I clásico. Dos anillos en los alojamientos del pistón realizan la función de <i>Check Valve</i> .
1958	GB 805,929	Sistema de amortiguación tipo I con diseño algo simplificado y, en apariencia, más robusto.
1961	US 2.973.744	Primera incorporación en el diseño de un sistema de Tipo I de elementos para la ajuste en presencia de desalineaciones.
1966	US 3.247.767	La primera vez en la que se introduce en el diseño un pequeño grado de libertad entre el vástago y el pistón para obtener mayor concentricidad.
1971	US 3.559.535	Amortiguación Tipo I donde las dos válvulas tienen mecanizado un plano inclinado que hace que la obturación de las cavidades se realice de forma progresiva.
1972	US 3.677.141	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal perforado (flauta) y anillo regulador tipo <i>Check Valve</i> .
1976	US 3.964.370	Primer cabezal de amortiguación escalonado para una amortiguación gradual.
1977	US 4.064.788	Cabezal escalonado con mecanizado optimizado.
1979	GB 1.544.331	Sistema de amortiguación mediante orificios graduales (flauta) dentro émbolo del pistón, mediante ciertas partes móviles.
1981	US 4.296.675	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal ranurado y anillo regulador tipo <i>Check Valve</i> .
1984	US 4.424.737	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal ranurado con capacidad de movimiento radial para mejorar la concentricidad.
1987	US 4.706.781	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal agujereado que actúa como una válvula reguladora.
1999	JP 11082426	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal compuesto de dos anillos, con capacidad de movimiento radial para mejorar la concentricidad.
2001	JP 2001146908	Sistema de amortiguación tipo I con junta de sellado con canales para autocentrado.

Tabla C.2 – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo I. (Continuación)

AÑO	PATENTE	COMENTARIO
2002	US 6.481.331	Sistema de amortiguación tipo I con cabezal de amortiguación con un perfil específico estudiado para conseguir una amortiguación a presión constante.
2002	US 2002/0020288	Amortiguación Tipo I mediante anillo de sellado apoyado sobre una junta para la absorción de vibraciones.
2002	WO 02/42649	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal acanalado de sección variable y geometría simplificada.
2011	CN 102155468	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal escalonado retráctil incorporado en la camisa del actuador.
2010	CN 2017866804	Combinación de amortiguación de Tipo I y Tipo II, una en cada extremo del actuador.
2011	CN 102155468	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal escalonado retráctil incorporado en la camisa del actuador.
2012	WO 2012/010033	Amortiguación Tipo I gradual mediante muelles, cabezal escalonado y anillo de sellado montado sobre el cabezal.
2012	WO 2012/067276	Sistema de amortiguación tipo I clásico. Dos válvulas regulables permiten el ajuste de la amortiguación.
2014	KR20140006355A	Amortiguación Tipo I gradual mediante muelles, cabezal cilíndrico y anillo de sellado montado sobre el pistón
2015	CN104595281A	Amortiguación Tipo I gradual cabezal perforado tipo <i>piccolo</i> (flauta) y válvulas integradas en el pistón para un arranque rápido.
2015	CN204900402U	Amortiguación Tipo I gradual, mediante anillo de sellado con canales longitudinales montado sobre el cabezal.
2019	CN208764036U	Amortiguación Tipo I gradual. mediante cabezal perforado tipo <i>piccolo</i> (flauta) y válvulas integradas en el pistón, para un arranque rápido. Cilindro de simple efecto con amortiguación en lado de retracción.

**Tabla C.3** – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo II.

<b>AÑO</b>	<b>PATENTE</b>	<b>COMENTARIO</b>
1971	US 3.626.812	La primera vez que se describe un sistema de amortiguación tipo II clásico, donde un anillo en el pistón realiza una función de válvula anti retorno.
1972	US 3.677.141	Amortiguación Tipo I gradual mediante cabezal perforado y anillo regulador tipo válvula anti retorno.
1980	US 4.207.800	Sistema de amortiguación tipo II y anillo con función de válvula anti retorno con geometría simplificada.
1991	US 5.018.934	Sistema de amortiguación tipo II con orificio de descarga controlada.
1995	JP 7-269519	Sistema de amortiguación tipo II clásico con una válvula anti retorno para un arranque rápido del actuador.
2000	US 6.047.627	Sistema de amortiguación tipo II con anillo abierto a modo de válvula reguladora de la amortiguación progresiva.
2001	US 6.186.043	Sistema de amortiguación tipo II con orificio de descarga controlada y una válvula anti retorno para un arranque rápido del actuador.
2007	US 7.171.888	Sistema de amortiguación tipo II con pistón deformable para posibilitar un arranque rápido.
2014	KR20140087288A	Sistema de amortiguación tipo II con orificio de descarga controlada y una válvula anti retorno para un arranque rápido del actuador.
2017	KR20170020031A	Sistema de amortiguación tipo II con orificio de descarga controlada en el pistón y puerto de salida modificado.
2017	JP2017015108A	Sistema de amortiguación tipo II con anillo móvil a modo de válvula reguladora de la amortiguación progresiva y arranque rápido.

**Tabla C.4** – Resumen patentes por año para amortiguación Tipo III.

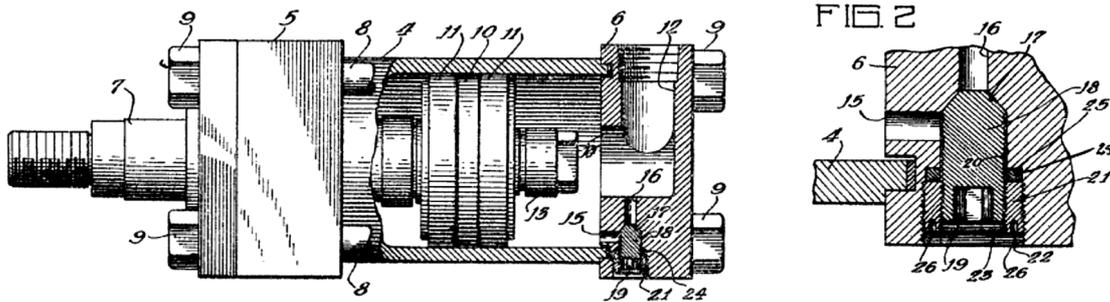
<b>AÑO</b>	<b>PATENTE</b>	<b>COMENTARIO</b>
1987	US 4.651.623	Amortiguación Tipo III, mediante una pieza de material elastómero que forma un cabezal labiado en el pistón.
2010	CN 2017866804	Combinación de amortiguación de Tipo I y Tipo II, una en cada extremo del actuador.
2012	US 2012/0031262	Amortiguación Tipo III, donde la cámara del lado del vástago intercambia fluido con una cámara e interior del vástago a través de una sección reducida.
2016	CN205744685U	Combinación de amortiguación interno de Tipo I y válvula reguladora externa para la entrada y salida de fluido.

## C.2 Ejemplos patentes de amortiguación Tipo I

### 7.5.1 Patente GB 805,929

Título: Improvements in or relating to a cushioning adjustemnt for a pistón and cylinder device.

Autor: The Flich-Reedy Co, Illinoois, EEUU (1958).



**Figura C.1** – Patente GB 805,929.

La presente patente es un ejemplo de una amortiguación de Tipo I clásico. A través del puerto (12) se introduce y extrae el fluido, que empuja el émbolo (10) del pistón. El pistón dispone de un vástago (13) que encaja en la sección (14) del cabezal del cilindro (12). Cuando el pistón se dirige hacia el final de carrera el vástago se introduce en el alojamiento y produce la amortiguación provocando el paso del fluido a través de la sección reducida (15,16) y la válvula estranguladora del flujo regulable (17).

En comparación con patentes anteriores nos encontramos con un concepto de diseño algo simplificado, y en apariencia más robusto, respecto al sistema de vástago y su alojamiento. Por otro lado, esta patente se centra en describir en detalle el diseño de la válvula reguladora (17). Pese a que no se indica explícitamente, parecería que la holgura entre el vástago y su alojamiento y la sección de paso a través de la válvula reguladora actúan conjuntamente en la amortiguación.

## 7.5.2 Patente US 3.559.535

Título: Hydraulic cylinder with cushioned stroke.

Autor: P.W. Conolly, Michigan, EEUU (1971).

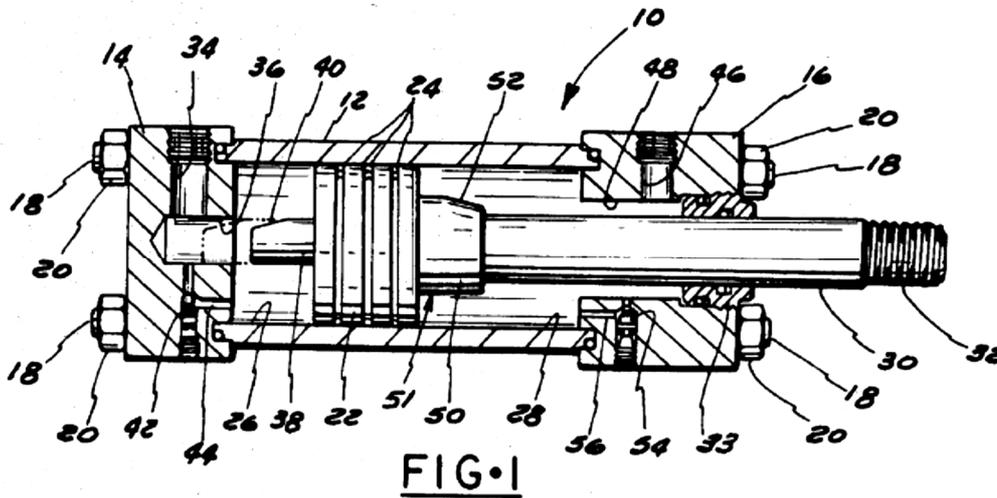


Figura C.2 – Patente US 3.559.535.

Durante el movimiento hacia la izquierda del esquema el fluido empuja el pistón (22) hasta llegar a la sección (40), en la patente denominada válvula, donde comienza a penetrar de forma progresiva en el interior de la cavidad (36). De igual modo, en el movimiento hacia la derecha del esquema, el pistón (22) se mueve hasta que la válvula (52) penetra de forma gradual en el interior de la cavidad (48). Cuando se realice el movimiento contrario al de amortiguación, mediante unas válvulas anti retorno (42) y (54) el fluido pasará a través de las secciones reducidas (44) y (56) ofreciendo toda la superficie del pistón (22) a la presión del fluido.

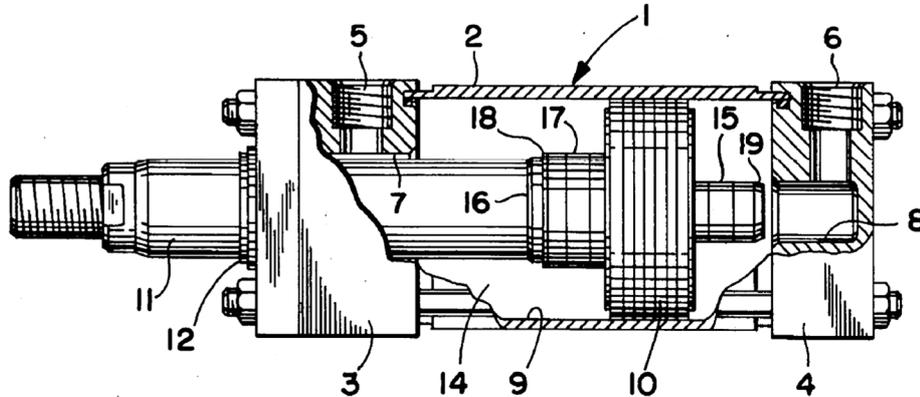
Las dos válvulas (40) y (52) tienen mecanizado un plano inclinado que persiguen que la obturación de las cavidades (36) y (48) se realice de forma progresiva y gradual. Según los autores, modificando el ángulo y longitud de este plano es posible modificar la manera en que se reduce la velocidad del pistón y así ajustar la capacidad de amortiguación al uso al cual se destina.

En esta patente vemos como la amortiguación se produce únicamente mediante un sistema de válvula integrado en el vástago del pistón, donde a medida que se introduce el llamado “plano inclinado” éste reduce la sección de paso del fluido hasta obturarlo por completo, lo que equivale a un sistema de orificio variable. Debido al diseño del plano inclinado, durante la amortiguación es previsible la fatiga del sistema por las fuerzas axiales provocadas por la asimetría del diseño.

### 7.5.3 Patente US 3.964.370

Título: Cushioning means for hydraulic cylinder.

Autor: Parker-Hannifin Corporation (1976).



**Figura C.3** – Patente US 3.964.370.

En este caso la amortiguación se obtiene cuando el cabezal del pistón (19) y (18) se introducen respectivamente en los orificios situados en el cabezal del actuador (8) y (7). La particularidad de esta patente recae en que el cabezal (18) y (19) tienen una sección variable en 4 secciones de distinta geometría, la cual reduce paulatinamente la sección de paso en (7) y (8) a lo largo de tres escalones de diámetro creciente y longitud decreciente.

Cabe decir que a medida que el cabezal del pistón (19) y (18) se introducen en sus alojamientos (7) y (8) el cambio de sección de paso es proporcionalmente cada vez más pequeño a la vez que se acorta su longitud. La suma de la reducción gradual de la sección a la vez que se reduce la longitud de cada sección de paso del fluido busca el efecto de reducción progresiva y constante de la velocidad del actuador durante su amortiguación.

La patente pretende simular el efecto de amortiguación a una aceleración constante que produciría un sistema con pérdida de carga constante provocada por una variación de superficie parabólica, pero con un diseño de fácil mecanizado. Cabe destacar como la patente indica una serie de valores dimensionales concretos para conseguir dicho propósito.

### C.3 Ejemplos patentes de Amortiguación Tipo II

#### 7.5.4 US 4.207.800

Título: Single directional sealing piston ring.

Autor: K. C. Homuth, EEUU (1980).

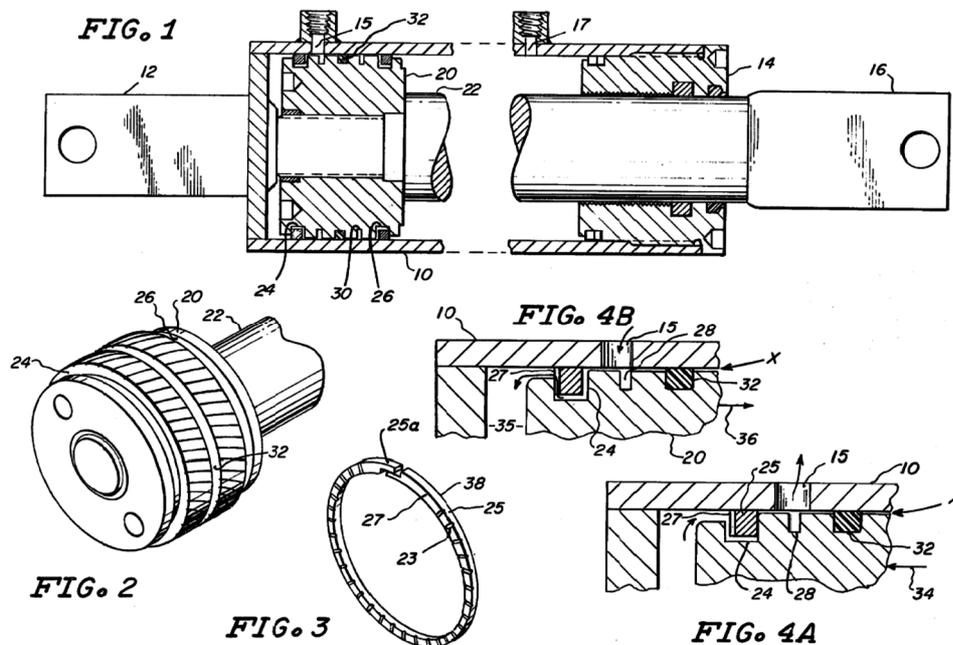


Figura C.4 – Patente US 4.207.800.

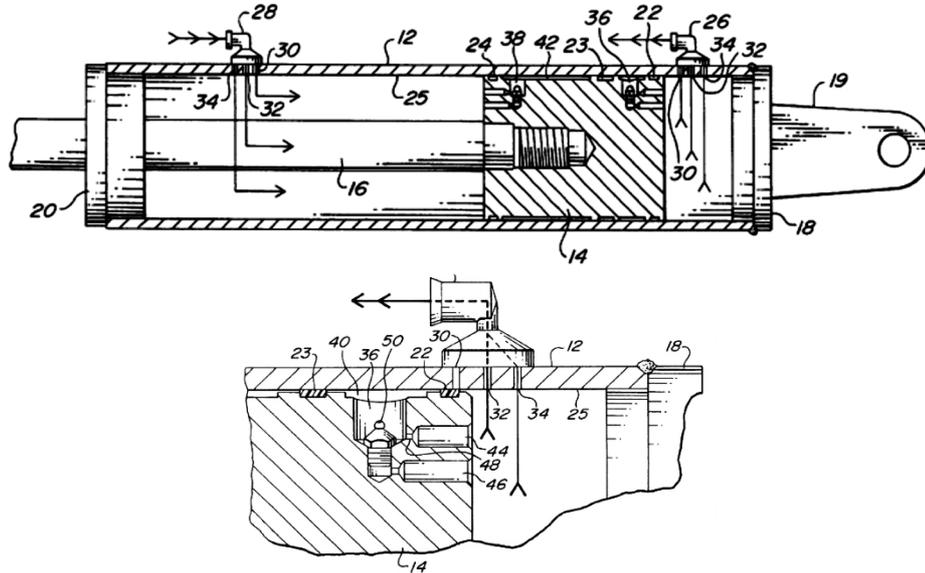
En este caso existe un anillo expandible (25) que realiza la función de check valve emplazado en su alojamiento (24). Cuando el actuador realiza su amortiguación el anillo se ajusta contra el extremo derecho del alojamiento (24) impidiendo el paso del fluido hacia el racord de salida (15); la propia presión en la cámara (27) ajustará en mayor medida dicho anillo. Por el contrario, cuando exista presión de entrada del fluido, el anillo se desplazará hacia el lado izquierdo del alojamiento (24). El anillo dispone de una serie de entallas repartidas regularmente en su lado izquierdo que permitirán el paso del fluido de forma adecuada, ofreciendo un arranque suave del movimiento del actuador.

Esta patente representa una evolución sobre diseños anteriores, donde las ranuras en el anillo eliminan la necesidad de construir complicados canales de paso en el émbolo del pistón o canales secundarios y válvulas reguladoras de paso del fluido para obtener un arranque adecuado desde el final de carrera del pistón. Cabe indicar, que las características propias de este diseño pueden tener gran influencia sobre el desgaste del cuerpo del cilindro y la fricción resultante.

## 7.5.5 Patente US 6.186.043

Título: Cushion hydraulic cylinder.

Autor: R.E.Callies, EEUU (2001).



**Figura C.5** – Patente US 6.186.043.

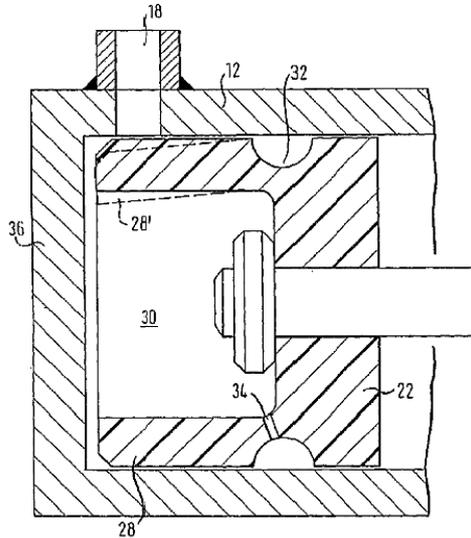
La presente patente describe de un sistema de amortiguación de tipo II. El racor de salida (26) está comunicado con la cámara del cilindro a través de unos orificios (32, 34 y 36). Cuando el émbolo del pistón (14) alcanza el racor de salida (26) se inicia la amortiguación, donde la sección de salida del flujo se reduce progresivamente, obturándose sucesivamente los orificios (32, 34 y 36) hasta obligar a pasar el fluido únicamente a través de la sección reducida (48).

En el canal de salida del fluido (36), ubicado en el émbolo (14) existe una válvula anti retorno (59) que permanecerá cerrada durante la amortiguación pero que permitirá la entrada del fluido a través del racor y el canal (46) en el momento del arranque en la dirección de flujo.

### 7.5.6 Patente US 7.171.888

Título: Hydraulic cylinder.

Autor: M. Boecker, Alemania (2007).



**Figura C.6** – Patente US 7.171.888.

En contraste con las patentes anteriores, esta patente ofrece un diseño con el mínimo de componentes y sin partes móviles.

Para ello, el émbolo del pistón (22) se compone de una cavidad (30) formada por la pared perimetral (28). Cuando el émbolo se acerque al final de carrea del cilindro éste obturará la salida del fluido a través del racor (18), desacelerando el avance del cilindro.

Por otro lado, a lo largo del perímetro del émbolo se mecaniza una ranura (32) cuyas dimensiones estarán calibradas de tal manera que, con el émbolo parado en su final de carrera, cuando la presión del fluido entre por el racor (18) para el arranque de su movimiento, la pared (28) flexionará bajo el efecto de la presión abriendo un canal para el paso del fluido y permitiendo un arranque adecuado.

El émbolo también dispone de diversos canales (34) que comunican la cavidad (30) con la ranura (32) con el objetivo de igualar la presión entre ambas cavidades y así evitar una excesiva fricción entre el émbolo y la camisa del pistón (12).

El diseño se trata de una ingeniosa solución considerablemente simple y, en apariencia, efectiva. En todo caso no parece tan obvio realizar un calibrado adecuado sobre el mecanizado del canal (32) para su adecuado funcionamiento. Principalmente, en función de la calibración necesaria, habría que estudiar el efecto sobre la estabilidad del diseño a largo plazo respecto a la deformación de la pared (28).

