



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Estudio del coeficiente de rigidez y de amortiguación de una suspensión neumática multicámara

Carlos Rio Cano

ADVERTIMENT La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del repositori institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) i el repositori cooperatiu TDX (<http://www.tdx.cat/>) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual **únicament per a usos privats** emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei UPCommons o TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a UPCommons (*framing*). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

ADVERTENCIA La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del repositorio institucional UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) y el repositorio cooperativo TDR (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=es>) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual **únicamente para usos privados enmarcados** en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio UPCommons No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a UPCommons (*framing*). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

WARNING On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the institutional repository UPCommons (<http://upcommons.upc.edu/tesis>) and the cooperative repository TDX (<http://www.tdx.cat/?locale-attribute=en>) has been authorized by the titular of the intellectual property rights **only for private uses** placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading nor availability from a site foreign to the UPCommons service. Introducing its content in a window or frame foreign to the UPCommons service is not authorized (*framing*). These rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.



UNIVERSITAT POLITÈCNICA
DE CATALUNYA
BARCELONATECH



Programa de Doctorado en
Ingeniería Mecánica, Fluidos y Aeronáutica

Estudio del coeficiente de rigidez y de amortiguación de una Suspensión Neumática multicámara

Tesis doctoral realizada por:

Carlos Rio Cano 

Dirigida por:

Prof. Dr. Ángel Comas Amengual 

Prof. Dr. Esteban Codina Macià 

Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos (LABSON) y CATMech

Terrassa, Enero de 2022

*Con todo el amor,
a mi familia,
a mi mujer Sara,
y a mis hijos Paula y Dídac.*

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores de Tesis, Prof. Dr. Ángel Comas Amengual y Prof. Dr. Esteve Codina Macià, no sólo por sus orientaciones en estos años sino sobre todo por su dedicación, colaboración, consejo y constante ánimo. Sin su siempre excelente ayuda y su cordial trato este trabajo no habría sido posible.

A su vez, quisiera reconocer la inestimable contribución de los departamentos de Mecánica de Fluidos e Ingeniería Mecánica, integrantes del Centro Avanzado de Tecnologías Mecánicas (CATMech) y del departamento de Motores Térmicos, todos ubicados en la ESEIAAT (UPC), con especial atención al Laboratorio de Sistemas OleoHidráulicos y Neumáticos (LABSON), lugar donde se han ubicado los bancos experimentales para la realización de este estudio.

En el mismo sentido quería hacer notar mis agradecimientos más sentidos a los Profesores, Dr. Francisco Javier Freire Venegas y Dr. Josep María Bergedà Granyò, quienes han colaborado de forma desinteresada aportando mucho tiempo, esfuerzo y conocimiento para mi mayor aprendizaje en su campo de aplicación.

No me gustaría olvidarme de todas aquellas personas que de una manera u otra me han ayudado en la realización de la Tesis Doctoral. Muchas gracias, en especial al Ingeniero Navid Toussi por su ayuda durante el desarrollo de las simulaciones fluido-dinámicas (CFD) y al ingeniero Álvaro Mañas, por su ayuda en la simulación mediante MATLAB®. Mi gratitud por su contribución a José Marín y a Jaume Bonastre, júnior y sénior, así como a los Ingenieros Daniel Burgos, Albert Vadrí y David Rodríguez.

Me gustaría finalizar agradeciendo a mi familia y amigos por toda la paciencia, comprensión, apoyo y cariño mostrados durante estos años. En especial a mi familia por enseñarme el camino de la humildad, el esfuerzo y la perseverancia. Mis disculpas a todos por las horas que nos hemos perdido de estar.

Muchas gracias a todos.

Terrassa, 2022

RESUMEN

Los vehículos pesados generalmente están dotados de Cilindros de Suspensión Amortiguada (CSA), los cuales además de integrar en un mismo elemento, el mecanismo de amortiguación y de suspensión, permiten obtener mayores recorridos de la suspensión, manteniendo la extensión de reposo ante posibles variaciones de la carga. Normalmente están formados por dos o más cámaras de aceite y por un par de cámaras de Nitrógeno. Durante los desplazamientos alternativos de la suspensión, el aceite y el gas fluyen hacia arriba y hacia abajo entre dos cámaras consecutivas a menudo separadas por una o varias boquillas o válvulas. El objetivo principal de esta Tesis Doctoral, es realizar un modelo que prediga las prestaciones de un amortiguador asimétrico de geometría conocida, en condiciones dinámicas de utilización.

Abordar una temática tan compleja de una forma ágil y sencilla ha motivado al autor a estudiar el cilindro subdividiéndolo en diferentes submodelos, evaluando inicialmente la transferencia de masa que hay entre las cámaras de gas, C_d , estudiando posteriormente la evolución de las presiones, únicamente contemplando las cámaras de gas interconectadas con la tobera de estudio y concluyendo con un modelo generalista que estudie el Cilindro de Suspensión Amortiguada al completo y que es el objeto de estudio en esta Tesis.

La simulación de las características dinámicas de componentes mecánicos de esta índole permite predecir las prestaciones de dichos cilindros en función de los parámetros de diseño y de las condiciones iniciales de operación, ahorrando tiempos de diseño y medios de desarrollo evitando también la generación de errores importantes en dichos diseños. Esta contribución permite la posibilidad de optimizar y aplicar mejoras significativas sin la necesidad de invertir recursos en estudios experimentales. Todo esto se traduce en un ahorro económico, siempre perseguido por los desarrolladores.

Gracias al gran volumen de experimentos realizados y analizados, en los diferentes bancos de ensayos, diseñados y construidos para tal fin, se ha validado un modelo capaz de predecir el comportamiento del CSA ante perturbaciones externas, obteniendo una buena correlación entre los datos experimentales y los datos teóricos, siendo el error máximo obtenido inferior al 7 %, para las condiciones de trabajo propuestas en el estudio.

Palabras clave: Experimentación, Amortiguación, Suspensión, Coeficiente de descarga (C_d), Computational Fluid Dynamics (CFD), Soluciones Analíticas.

ABSTRACT

Heavy vehicles are generally equipped with Shock Absorber Suspension Cylinders, which, in addition to integrating in the same element, the damping and suspension mechanism, allow obtaining greater suspension travels, maintaining the rest extension in the event of possible variations of load. They are normally made up of two or more oil chambers and a pair of Nitrogen chambers. During reciprocating suspension movements, oil and gas flow up and down between two consecutive chambers often separated by one or more nozzles or valves. The main objective of this Doctoral Thesis is to make a model that predicts the performance of an asymmetric shock absorber of known geometry, under dynamic conditions of use.

Addressing such a complex issue in an agile and simple way has motivated the author to study the cylinder by subdividing it into different sub-models, initially evaluating the mass transfer between the gas chambers, Cd, later studying the evolution of pressures, only contemplating the gas chambers interconnected with the study nozzle and concluding with a general model that studies the entire Damped Suspension Cylinder and which is the object of study in this Thesis.

The simulation of the dynamic characteristics of mechanical components of this nature makes it possible to predict the performance of said cylinders based on the design parameters and the initial operating conditions, saving design time and development means, while also avoiding the generation of significant errors in said designs. This contribution allows the possibility of optimizing and applying significant improvements without the need to invest resources in experimental studies. All this translates into financial savings, always sought after by developers.

Thanks to the large volume of experiments carried out and analysed, in the different test benches, designed and built for this purpose, a model capable of predicting the behaviour of the CSA in the face of external disturbances has been validated, obtaining a good correlation between the experimental data and the theoretical data, the maximum error obtained being less than 7%, for the working conditions proposed in the study.

Keywords: Experimentation, Damping, Suspension, Coefficient of discharge (Cd), Computational Fluid Dynamics (CFD), Analytical Solutions.

PUBLICACIONES

- Rio-Cano, C., Tousi, N. M., Bergada, J. M., Comas, A. (2021). Discharge Coefficients of a Heavy Suspension Nozzle. *Applied Sciences*, 11(6), 2619. DOI: 10.3390/app11062619
- Comas, A., Rio-Cano, C., Bergada, J.M. A novel method to determine the discharge coefficient of constant section nozzles under compressible dynamic flow conditions (2018) *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 141 (7), DOI:10.1115/1.4042374.

PUBLICACIONES RELACIONADAS

- Garcia-Vilchez, M., Gamez-Montero, P.J., Codina, E., Castilla, R., Raush, G., Freire, J., Río, C. Computational fluid dynamics and particle image velocimetry assisted design tools for a new generation of trochoidal gear pumps (2015) *Advances in Mechanical Engineering*, 7 (7), pp. 1-14. DOI: 10.1177/168781401559256.

CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS.....	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT	v
PUBLICACIONES.....	vi
CONTENIDO	vii
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABLAS	xxi
NOMENCLATURA.....	xxiii
LISTA DE ACRÓNIMOS.....	xxix
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Motivación.....	1
1.2. Objetivos	4
1.3. Metodología	5
2. DESCRIPCIÓN DE LAS SUSPENSIONES.....	12
2.1. Introducción	12
2.2. Sistemas elásticos	14
3. CILINDRO DE SUSPENSIÓN AMORTIGUACIÓN	19
3.1. Convenio de signos	20
3.2. Condiciones de referencia: Volumen, temperatura y presión	20
3.3. Descripción y listado de componentes	21
3.3.1. Cuerpo del cilindro	21
3.3.2. Vástago de la suspensión	21
3.3.3. Cámara neumática y émbolo libre.....	22
3.3.4. Dimensiones básicas del cilindro de suspensión-amortiguación	23
4. ESTUDIO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA DINÁMICO DE UNA SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULO PESADO.....	25
4.1. Introducción.	25
4.2. Banco de ensayos experimental del CD.....	29
4.3. Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas del Coeficiente de descarga.....	34
4.4. Simulaciones dinámicas mediante dinámica de fluidos computacional (CFD).	38
4.5. Resultados y discusión del estudio del CD.....	39
4.6. Conclusiones del estudio del CD.....	52
5. ESTUDIO DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA DE 2 CÁMARAS	53
5.1. Introducción.	53
5.2. Banco experimental que excita la SN 2C.	55
5.3. Características funcionales de la SN de 2 cámaras.	70
5.3.1. Cotas generales de la SN de 2 cámaras.....	70
5.3.2. Secciones de interés de la SN de 2 cámaras.	70
5.3.3. Áreas de Transferencia de Calor SN 2 Cámaras.....	72
5.3.4. Cálculo de los Volúmenes de la SN 2 cámaras.	73
5.3.5. Balance de Fuerzas de la SN 2 cámaras a Compresión y a Extensión.....	75
5.3.6. Propiedades de los materiales y de los fluidos de la SN.	77
5.4. Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas de la SN de 2 cámaras.....	83
5.4.1. Ecuaciones básicas de la SN.....	84
5.4.2. Estimación de la evolución de temperatura de pared	92
5.4.3. Determinación de la constante de térmica temporal	95
5.4.4. Convección libre.....	108

5.4.5.	Convección natural en cilindro vertical de pequeñas relaciones de aspecto L/D	109
5.4.6.	Convección forzada	112
5.4.7.	Determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección del gas a la pared α_e	115
5.4.8.	Variación de volumen por efecto de la temperatura.....	116
5.5.	Resultados y discusión del estudio de la SN 2C.	118
5.6.	Conclusiones del estudio de la SN 2C.....	151
6.	ESTUDIO DEL CILINDRO DE SUSPENSIÓN AMORTIGUADA	153
6.1.	Introducción.	153
6.2.	Bancos de ensayos experimentales del CSA	156
6.2.1.	Banco experimental para excitar el CSA.....	156
6.2.2.	Banco de ensayos experimental para evaluar de forma aislada el elemento amortiguador del CSA.....	167
6.3.	Características funcionales del CSA.....	174
6.3.1.	Cotas generales del CSA.....	174
6.3.2.	Secciones de interés del CSA.....	175
6.3.3.	Áreas de Transferencia de Calor del CSA	176
6.3.4.	Cálculo del volumen genérico de las cámaras ante una excitación del CSA, desde una posición de reposo.....	178
6.3.5.	Balance de Fuerzas del CSA a Compresión y a Extensión	182
6.3.6.	Propiedades de los materiales y de los fluidos de CSA.....	186
6.4.	Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas del CSA.	191
6.4.1.	Modelo suspensión completa (aceite incompresible, nitrógeno gas ideal)	191
6.4.2.	Caracterización del aceite: Procedimiento para abordar la ecuación de energía en la cámara de aceite y de ella despejar dT/dt	196
6.4.3.	Conservación de la masa.....	200
6.4.4.	Modelización de las válvulas.....	203
6.5.	Resultados y discusión del estudio del CSA.....	220
6.6.	Conclusiones del estudio del CSA.....	259
7.	CONCLUSIONES	261
8.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	264
9.	ANEXOS	269
9.1.	Características técnicas del Banco de ensayos del CD.....	269
9.1.1.	Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343	270
9.1.2.	Sensor de presión estática.....	272
9.1.3.	Fuente de alimentación y acondicionador de señal	273
9.1.4.	Transductor de presión piezoeléctrico	274
9.1.5.	Amplificador de carga.	275
9.1.6.	Sensor de posición de la válvula de apertura modelo CGA-2000... ..	277
9.1.7.	Conexión sensor posición con el visualizador.....	279
9.1.8.	Sensor de temperatura interna de la pared (Namac).....	280
9.1.9.	Amplificador del sensor de temperatura.....	281
9.1.10.	Regleta de conexión sensor de temperatura-amplificador.....	282
9.1.11.	Conector macho regleta 7BP08-01	283
9.1.12.	Conector hembra cable	284
9.1.13.	Alimentación regleta 7BP08-01	285
9.1.14.	Sensor de la temperatura externa.....	286
9.2.	Parte neumática del equipo experimental.....	288
9.2.1.	Multiplicador de presión	289
9.2.2.	Válvula de retención de hinchado	290
9.2.3.	Verificador de la válvula de retención de hinchado.....	291
9.2.4.	Cilindro neumático	293

9.2.5.	Válvula distribuidora 5/2	294
9.3.	Características técnicas del Banco de ensayos del CSA y SN.....	296
9.3.1.	Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343	307
9.3.2.	Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): actuador	309
9.3.3.	Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: cámara de aceite	310
9.3.4.	Etapa de acondicionamiento y filtrado	311
9.3.5.	Célula de carga Transdutech CP-2.....	312
9.3.6.	Acondicionador de señal de la célula de carga.....	312
9.4.	Conexiones circuito de ensayo del amortiguador aislado.....	313
9.4.1.	Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343	314
9.4.2.	Caudalímetro LFA-303ELXD	315
9.4.3.	Transductores de presión WIKA MH-2 10 MPa	316
9.4.4.	Etapa de acondicionamiento y filtrado de los sensores de presión	317
9.5.	Protocolo para el ensayo de un CSA.....	318
9.6.	Protocolo para el ensayo de un amortiguador aislado en el circuito de ensayo	322
9.7.	Resultados experimentales del ensayo del amortiguador	325
9.8.	Ensayo de la deflexión de los muelles del amortiguador	327
9.9.	Datos técnicos de la cámara termográfica.....	330

LISTA DE FIGURAS

Nota: Todas las figuras son del autor salvo que se indique lo contrario

Figura 1.1: Dibujo del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio.	5
Figura 1.2: Esquema de la metodología a utilizar en la Tesis.	8
Figura 1.3: Vista esquemática de los depósitos con la localización de la tobera de ensayo.	9
Figura 1.4: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 2 cámaras de Nitrógeno, con la tobera de ensayo integrada.	9
Figura 1.5: a) Esquema del ensayo del Cilindro de Suspensión Amortiguada experimental del amortiguador aislado cuando el flujo va desde la cámara de compresión a la de extensión, b) Esquema del ensayo del Cilindro de Suspensión Amortiguada experimental del amortiguador aislado cuando el flujo va desde la cámara de extensión a la de compresión.	10
Figura 1.6: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 4 cámaras, 2 de Nitrógeno y 2 de aceite, con la tobera de ensayo integrada. ...	10
Figura 1.7: Diagrama del procedimiento de trabajo parcial y global seguido en esta Tesis Doctoral.	11
Figura 2.1: Elementos de suspensión en un vehículo.	12
Figura 2.2: Modelo simplificado de una rueda.	13
Figura 3.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio.	19
Figura 3.2: Croquis general del CSA y sus elementos.	22
Figura 3.3: Dimensiones básicas del CSA.	23
Figura 4.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio. Rio-Cano et al [4].	25
Figura 4.2: Vista principal del banco experimental del CD, Rio-Cano et al [4].	30
Figura 4.3: Vista real de los dos depósitos experimentales con los diferentes transductores, Rio-Cano et al [4].	31
Figura 4.4: Vista esquemática de los depósitos con la localización de los sensores en los depósitos, Rio-Cano et al [4].	32
Figura 4.5: (a) Malla principal de los depósitos; (b) Malla de la sección en T de la tobera; (c) Vista general en 3D del mallado la tobera en T, Rio-Cano et al [4].	39
Figura 4.6: Comparación de los resultados experimentales versus los obtenidos mediante CFD de la variación temporal de presión medida en los dos depósitos. (a) Descarga del fluido desde el depósito grande al pequeño; (b) Descarga del fluido desde el depósito pequeño al grande; Se han considerado 5 ensayos diferentes para cada dirección de flujo y dos pruebas diferentes para CFD, ver Tabla 4.1, Rio-Cano et al [4].	41
Figura 4.7: Evolución numérica de la temperatura en los depósitos aguas arriba y aguas abajo. (a) El flujo que va del depósito grande al pequeño. (b) El flujo va del depósito pequeño al grande, Rio-Cano et al [4].	42
Figura 4.8: Descenso de la evolución de la temperatura tanto en base experimental como numérica de los depósitos aguas arriba y aguas abajo. (a) El flujo que va del depósito grande al pequeño. (b) El flujo va del depósito pequeño al grande, Rio-Cano et al [4].	43
Figura 4.9: Variación de masa temporal en cada depósito según datos experimentales y para todas las presiones estudió. (a) Flujo de depósito grande a pequeño. (b) Flujo de depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].	44
Figura 4.10: Flujo másico entre depósitos, basado en datos experimentales y para todas las presiones estudiadas. (a) Flujo de depósitos grande a pequeño. (b) Flujo de depósitos pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].	45
Figura 4.11: Evolución temporal del número máximo de Mach obtenido en la tobera que separa los dos depósitos. Comparación entre los resultados numéricos y los basados en experimentos. (a) Flujo de depósito grande a pequeño. (b) Flujo de depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].	47

Figura 4.12: Coeficiente de descarga en la tobera de ensayo basado en datos experimentales y para todas las presiones estudiadas mediante CFD. (a) Flujo del depósito grande al pequeño. (b) Flujo del depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].	48
Figura 4.13: Contornos de velocidad de todos los casos de CFD estudiados en tres instantes, 0.02, 0.5 y 1 segundo. La primera y segunda fila, representan la evolución del fluido cuando el flujo pasa del depósito G-a-P, las respectivas presiones iniciales aguas arriba / aguas abajo son 0.4 MPa - 0.1 MPa y 1.1 MPa-0.1 MPa. En la tercera y cuarta fila, se caracterizan los dos casos en los que el caudal pasa del depósito P-a-G, siendo las presiones iniciales aguas arriba / aguas abajo de 0.6 MPa - 0.1 MPa y 1.2 MPa - 0.4 MPa, respectivamente, Rio-Cano et al [4].	51
Figura 5.1: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 2 cámaras de Nitrógeno, con la tobera de ensayo integrada.	53
Figura 5.2: Esquema principal de la bancada de ensayo de suspensiones.	57
Figura 5.3: Fotografía de la bancada con el CSA a la izquierda y esquema a la derecha.	58
Figura 5.4: Esquema conceptual de la Suspensión Neumática de 2 cámaras.	60
Figura 5.5: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa ascendente para una frecuencia de 0.08 Hz, a una velocidad de compresión de 28.8 mm/s y una carrera de 180 mm.	64
Figura 5.6: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa descendente para una frecuencia de 0.02 Hz, a una velocidad de extensión de 9.6 mm/s y carrera de 240 mm.	64
Figura 5.7: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en ciclo triangular para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm.	66
Figura 5.8: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos de 10 ciclos triangulares para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm.	67
Figura 5.9: Cilindro de Suspensión Amortiguada preparado para los ensayos de 2 cámaras con Nitrógeno y separados por la tobera de estudio.	69
Figura 5.10: Áreas que intervienen en la transferencia de calor en el modelo de 2 cámaras.	72
Figura 5.11: Sección del cilindro para visualizar el VM1, el VM2 y el VM2cc.	74
Figura 5.12: Balance de fuerzas del embolo móvil a compresión y extensión.	75
Figura 5.13: Balance de fuerzas del vástago fijo a compresión y a extensión.	76
Figura 5.14: Suspensión neumática de doble cámara.	83
Figura 5.15: Dimensiones de estudio para la transferencia de calor en la suspensión.	90
Figura 5.16: Evolución del flujo calorífico en la pared de la suspensión.	93
Figura 5.17: Evolución de la presión en la suspensión neumática ante una compresión súbita hasta un determinado volumen.	97
Figura 5.18: Ejemplo de Presión vs Tiempo, datos extraídos de los experimentos en rampa ascendente con la SN 2 cámaras.	98
Figura 5.19: Ejemplo de Presión vs Tiempo, datos extraídos de los experimentos en rampa descendente con la SN 2 cámaras.	98
Figura 5.20: transferencia de calor en la tapa y en el pistón.	99
Figura 5.21: Cálculo de la temperatura media de las superficies de la pared.	106
Figura 5.22: Convección natural en una placa plana.	110
Figura 5.23: Convección natural para cilindro vertical infinito.	110
Figura 5.24: Cilindro horizontal infinito en medio isotérmico.	111
Figura 5.25: Constantes para la ecuación (5.157) para cilindro en flujo cruzado.	112
Figura 5.26: Variación de presión temporal de la cámara variable. a) Ensayos realizados en Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.1, b) Ensayos realizados en Rampa Descendente basados en la Tabla 5.2. c) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.1. d) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Descendente basados en la Tabla 5.2. e) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.2., donde se indica el con el subíndice "0" las variables de un hipotético ensayo infinitamente rápido, con la misma cantidad de gas m_0 , en	

el que no se dispondría tiempo para el intercambio de calor (proceso adiabático $Q_0 = 0$) y un punto determinado P4 de un ensayo cualquiera donde se quiera aplicar el primer principio a este sistema cerrado el coeficiente de transferencia de calor.	120
Figura 5.27: Variación de la constante térmica de tiempo en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.....	121
Figura 5.28: Variación del coeficiente de transmisión de calor global promediado en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.	124
Figura 5.29: Variación de las presiones temporales de las cámaras fija y variable. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.2.	125
Figura 5.30: Variación de las posiciones temporales de la Suspensión Neumática. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.2.	126
Figura 5.31: Variación de las fuerzas temporales de la Suspensión Neumática. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.2.	127
Figura 5.32: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.....	128
Figura 5.33: Variación de posición temporal del embolo móvil en la cámara variable. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.....	129
Figura 5.34: Variación de Fuerza temporal de la Suspensión neumática. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayo 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayo 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayo 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.....	130
Figura 5.35: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.....	131
Figura 5.36: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.....	132
Figura 5.37: Variación temporal de la posición del embolo en la suspensión neumática al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.....	133
Figura 5.38: Variación temporal de la posición del embolo en la suspensión neumática al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.....	134
Figura 5.39: Variación temporal de la Fuerza en la SN al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b)	

Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.	135
Figura 5.40: Variación temporal de la Fuerza en la SN al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.	136
Figura 5.41: Ejemplo de variación de la presión temporal en la cámara variable para el ensayo 7 de la Tabla 5.4.	136
Figura 5.42: Ejemplo de variación de la presión temporal entre la cámara fija y la cámara variable para el ensayo 7 de la Tabla 5.4.	137
Figura 5.43: Ejemplo de variación de la presión ideal y real en función del en la cámara variable para el ensayo 2 de la Tabla 5.3.	138
Figura 5.44: a) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.2. b) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.2 d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.2, e) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.2, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, g) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, h) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, i) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.1, j) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.1, k) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, l) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.1.....	141
Figura 5.45: a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, ampliada la escala a 30 s b) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2., ampliada la escala a 10 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.2.	142
Figura 5.46: a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.2, b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.2, c) Comparativa del desplazamiento del embolo teórico de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.2. ampliada la escala a 50 s.	143
Figura 5.47: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1 ampliada la escala a 35 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, d) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, ampliada la escala a 35. s. e) Evaluación del	

índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.1, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1,..... 145

Figura 5.48: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1 ampliada la escala a 20 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, d) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, ampliada la escala a 20 s..... 146

Figura 5.49: a) Comparativa de las presiones temporales P1 y P2, de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. b) a) Comparativa de la presión temporal P2, de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. c) Comparativa de las posiciones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. d) Comparativa de la presión experimental con las presiones teóricas, para las mismas condiciones, pero en proceso isentrópico y en proceso isotérmico basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, e) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.3, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, g) Gráfica de la fuerza teórica versus la desplazamiento del émbolo, basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, h) Gráfica de la fuerza teórica versus la velocidad del émbolo, basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3..... 148

Figura 5.50: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento tanto teórico como experimental de un ensayo cíclico a) Comparativa de las presiones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3. b) Comparativa de las presión 2 temporal de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3.c) Comparativa de las posiciones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3, d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 5 de la Tabla 5.3 , e) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3, f) Gráfica de la Fuerza teórica versus el desplazamiento, basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3., g) Gráfica de la Fuerza teórica versus la velocidad del émbolo, basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3. 150

Figura 6.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio. 153

Figura 6.2: Esquema conceptual del CSA, composición 4 cámaras. a) Esquema conceptual del CSA en su posición de máxima extensión, b) Esquema conceptual del CSA en su posición de referencia o de inicio de ensayo cíclico a una amplitud de 3.15 cm. 158

Figura 6.3: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa ascendente para una frecuencia de 0.04 Hz, a una velocidad de compresión de 14.4 mm/s y una carrera de 180 mm. 162

Figura 6.4: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa descendente para una frecuencia de 0.32 Hz, a una velocidad de compresión de 151.26 mm/s y carrera de 240 mm. 163

Figura 6.5: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en ciclo triangular para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm..... 165

Figura 6.6: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos de 10 ciclos triangulares para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 50 mm. 166

Figura 6.7: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada preparado para los ensayos de 4 cámaras..... 167

Figura 6.8: Fotografía del circuito de ensayo del amortiguador aislado. 168

Figura 6.9: Esquema hidráulico del circuito de simulación del amortiguador..... 169

Figura 6.10: Esquema del sistema electrónico del circuito de simulación.....	170
Figura 6.11: Componentes internos del caudalímetro.....	171
Figura 6.12: Curva de fuerza vs velocidad, para el ensayo realizado en el amortiguador aislado.	173
Figura 6.13: Áreas que intervienen en la transferencia de calor del CSA.....	176
Figura 6.14: Esquema conceptual del CSA, composición 4 cámaras. a) Esquema conceptual del CSA en su posición de máxima extensión, b) Esquema conceptual del CSA en su posición de referencia o de inicio de ensayo cíclico a una amplitud de 3.15 cm.	178
Figura 6.15: Balance de fuerzas del embolo móvil a compresión y extensión.	182
Figura 6.16: Balance de fuerzas del vástago fijo a compresión y a extensión.	183
Figura 6.17: Balance de fuerzas de la camisa a compresión y a extensión.	184
Figura 6.18: Balance de fuerzas que solicitan la cámara auxiliar de gas.	185
Figura 6.19: Definición de las variables termodinámicas.	191
Figura 6.20: Imagen esquemática del CSA para Definir de las variables termodinámicas.....	194
Figura 6.21: Esquema genérico del émbolo amortiguador y el disco flotante de la válvula de amortiguación a) Amortiguador en reposo o actuación a bajísima velocidad, b) Amortiguador durante la carrera de compresión y c) Amortiguador durante la carrera de elongación.....	204
Figura 6.22: Detalle constructivo del amortiguador del CSA.	206
Figura 6.23: Esquema del amortiguador del CSA trabajando a compresión.	210
Figura 6.24: Elemento de amortiguación A.	210
Figura 6.25: Conducto de amortiguación B, a) con anillo no levantado (Extensión). b) con anillo levantado (Compresión).	211
Figura 6.26: Imagen de la válvula amortiguador. a) Levantamiento de disco $Y_{V, CRIT}$, b) Vista desde arriba del disco de la valvular limitadora.	212
Figura 6.27: Elemento de amortiguación C.....	213
Figura 6.28: Sección parcial de la válvula limitadora. Mostrando el caudal en los conductos A y C.	213
Figura 6.29: Conducto de amortiguación A y B, con válvula cerrada (Extensión) y con válvula abierta (Compresión).....	215
Figura 6.30: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, b) Datos adquiridos del volumen 4 para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, c) Datos adquiridos del volumen 2 y 4, juntos, de los ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, d) Datos adquiridos del volumen 2 y 4, juntos, para el ensayo 6, en Rampa Ascendente basado, en la Tabla 6.1, e) Curva que ajusta los picos presión en máxima compresión del volumen 2, para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, f) Curva que ajusta los picos presión versus tiempo y velocidad, en máxima compresión del volumen 2, para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1 y ampliada 30 segundos.....	222
Figura 6.31: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Descendente basados, en la Tabla 6.2, b) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Descendente ampliados en presión y basados, en la Tabla 6.2, c) Curva que ajusta los picos presión en máxima expansión del volumen 2, para ensayos en Rampa descendente basados, en la Tabla 6.2. d) Curva que ajusta los picos presión en máxima expansión del volumen 2, para ensayos en Rampa descendente basados, en la Tabla 6.2., ampliada a 30 segundos.	223
Figura 6.32: Variación de la constante térmica de tiempo en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.....	224
Figura 6.33: Variación del coeficiente de transmisión de calor global promediado en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.	225
Figura 6.34: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 4 para todos los ensayos en Rampa Descendente basados, en la Tabla 6.2, b) Datos adquiridos del volumen 4 para todos los ensayos en Rampa Descendente aumentados en tiempo a 5 segundos,	

basados, en la Tabla 6.2, c) Datos adquiridos del volumen 4 de los ensayos E5 y E6 en Rampa Descendente aumentados en tiempo a 5 segundos, basados, en la Tabla 6.2..... 226

Figura 6.35: Variación de las posiciones temporales del CSA. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.2. 227

Figura 6.36: Variación de las fuerzas temporales del CSA. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.2. 228

Figura 6.37: Variación de la temperatura del CSA. a) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.2., b) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.2 c) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, d) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.1. 229

Figura 6.38: Variación de presión temporal del émbolo móvil en el CSA. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3. 231

Figura 6.39: Variación del desplazamiento temporal en el CSA a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3. 232

Figura 6.40: Variación de la Fuerza temporal del CSA. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3. 233

Figura 6.41: Variación de la temperatura del CSA. a) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar un experimento cíclico basado en el ensayo 3 de la Tabla 6.3, b) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar un experimento cíclico basado en el ensayo 3 de la Tabla 6.3. 234

Figura 6.42: Variación de presión temporal, P2 y P4 en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4. 235

Figura 6.43: Variación de presión temporal en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 10 de la Tabla 6.4, c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm ampliado a 4 segundos, ensayo 3 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm ampliado a 4 segundos, ensayo 10 de la Tabla 6.4, e) Ensayos realizados durante 200 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 4 de la Tabla 6.4, f) Ensayos realizados durante 125 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 63 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4. 236

Figura 6.44: Variación del desplazamiento temporal en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm,

ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4.d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4.....	237
Figura 6.45: Variación temporal de la Fuerza en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4.b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4.d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4.....	238
Figura 6.46: Imágenes obtenidas con la cámara termo gráfica del ensayo 4 con frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, de la Tabla 6.4. a) Imagen inicial antes de excitar el CSA, b) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 200 ciclos, c) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 400 ciclos. d) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 600 ciclos, e) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 800 ciclos, f) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 1200 ciclos.	240
Figura 6.47: Comparación de la evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en Rampa y sus índices politrópicos experimentales. a) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica (índice politrópico =1.4) e isoterma (índice politrópico =1), para un experimento en rampa ascendente, basado en el ensayo 1 de la Tabla 8.2. b) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica (índice politrópico =1.4) e isoterma (índice politrópico =1), para un experimento, en rampa ascendente basado en el ensayo 4 de la Tabla 8.2. c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 8.2 d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 8.2, e) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica e isoterma, para un experimento en rampa descendente basado en el ensayo 1 de la Tabla 6.2. f) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica e isoterma, para un experimento en rampa descendente basado en el ensayo 6 de la Tabla 6.1, g) Evaluación del índice politrópico en función de la Tabla 6.1 tiempo del ensayo 1 de la Tabla 6.1, h) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 6.1.....	243
Figura 6.48: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, b) Comparativa de la posición del émbolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, d) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s.	244
Figura 6.49: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, b) Comparativa del desplazamiento del embolo teórico de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, ampliada la escala a 50s. c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s, d) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s.	245
Figura 6.50: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.1, d) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1.....	247

Figura 6.51: a) Comparativa de la presión en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, b) Comparativa de la presión en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.2., c) Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, d) Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.2, e) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.2 durante 70 s, f)) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.2 durante 70 s, g) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.2 durante 70 s, h) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.2 durante 70 s. 249

Figura 6.52: Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, ampliado a 30 s. 249

Figura 6.53: a) Comparación de las evoluciones de la presión en la cámara 2, tanto teórica isoterma como teórica politrópica con la experimental, para un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo para un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. 250

Figura 6.54: Validación del modelo comparando la evolución de la presión y del desplazamiento, en el volumen 2 y en el volumen 4, en función del tiempo. La prueba se ha realizado en ciclo de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 2. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 4. d) Comparación del desplazamiento del CSA teórico y experimental para f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3..... 252

Figura 6.55: Comparación de la evolución temporal de la fuerza tanto teórica como experimental de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3..... 252

Figura 6.56: Comparación de la fuerza versus el desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3..... 253

Figura 6.57: Comparación de la fuerza versus la velocidad, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3..... 254

Figura 6.58: Comparación de las evoluciones de la presión en la cámara 2, tanto teórica isoterma como teórica isentrópica, con la experimental, para un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3. b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo para un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3. 255

Figura 6.59: Validación del modelo comparando la evolución de la presión y del desplazamiento, en el volumen 2 y en el volumen 4, en función del tiempo. La prueba se ha realizado en ciclo de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3, a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 2. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 4. d) Comparación del desplazamiento del CSA teórico y experimental para f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3..... 256

Figura 6.60: Comparación de la evolución temporal de la fuerza tanto teórica como experimental de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3..... 257

Figura 6.61: Comparación de la fuerza versus el desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3..... 258

Figura 6.62: Comparación de la fuerza versus la velocidad, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3..... 258

Figura 9.1: Esquema de conexión de la DAQ NI USB 6343.	270
Figura 9.2: Sensor de presión Keller serie 21-R.	272
Figura 9.3: Fuente de alimentación y acondicionador de señal de transductor de presión.	273
Figura 9.4: Fuente de alimentación y acondicionador de señal de la presión con el transductor de dos hilos.	274
Figura 9.5: Principio del efecto piezoeléctrico. c,d esquema de n discos.	275
Figura 9.6: Paneles frontal y posterior de amplificador de carga.	276
Figura 9.7: Aspecto del amplificador de carga para los transductores piezoeléctricos de presión dinámica.	277
Figura 9.8: Sensor de posición montado en el equipo experimental.	278
Figura 9.9: Conexión en paralelo del sensor de posición con el visualizador ASAHI KEIKI Model AM-122A.	279
Figura 9.10: Aspecto y dimensiones del termopar tipo K de baja inercia térmica de la serie E6-20 de Nammac.	280
Figura 9.11: Imagen de los termopares montados en el banco de ensayos.	280
Figura 9.12: Aspecto del amplificador acondicionador 7B27 de termopar.	281
Figura 9.13: Diagrama funcional de bloques de los módulos 7B37.	282
Figura 9.14: 7B37 Input Field Connections.	282
Figura 9.15: Plano (vista desde arriba) de la Regleta 7BP08-01 (plano).	282
Figura 9.16: Conector macho regleta 7BP08-01.	283
Figura 9.17: Conector de alimentación regleta 7BP08-01.	285
Figura 9.18: Diagrama funcional.	285
Figura 9.19: Esquema de conexión del sensor de temperatura exterior.	286
Figura 9.20: Conexiones sensor temperatura infrarrojos MODELO: OS102-MA con el Adaptador de señal (INPUT 4/20 mA = -10/+10 VDC): Modelo XCCT-32-0 (MARCA FEMA) y la fuente de alimentación 24 V Modelo FAR-2-0.	286
Figura 9.21: Conexiones sensor temperatura infrarrojos OS1551-A-200C con el Adaptador de señal (INPUT 4/20 mA = -10/+10 VDC): Modelo XCCT-32-0 (MARCA FEMA) y la fuente de alimentación 24 V Modelo FAR-2-0.	287
Figura 9.22: Esquema de conexión neumática del multiplicador de presión.	288
Figura 9.23: Esquema conexión del cilindro neumático.	288
Figura 9.24: Esquema del multiplicador de presión.	289
Figura 9.25: Multiplicador de presión.	289
Figura 9.26: Esquema de la válvula de retención de hinchado.	290
Figura 9.27: Foto de la válvula de retención de hinchado.	290
Figura 9.28: Verificador de hinchado VG3.	291
Figura 9.29: Verificador de hinchado VG3.	292
Figura 9.30: Cilindro de doble efecto.	293
Figura 9.31: Cilindro neumático.	293
Figura 9.32: Válvula distribuidora 5/2 (principio de corredera longitudinal).	295
Figura 9.33: Válvulas distribuidoras.	295
Figura 9.34: Esquema del grupo oleo-hidráulico.	296
Figura 9.35: Dimensiones básicas del actuador.	300
Figura 9.36: Esquema del sistema electrónico del banco.	301
Figura 9.37: Aspecto visual del Sensor LVDT.	303
Figura 9.38: Aspecto visual del sensor de presión WIKA.	304
Figura 9.39: Esquema eléctrico de conversión de señal de intensidad a tensión.	304
Figura 9.40: Aspecto visual de la célula de carga.	306
Figura 9.41: Esquema de conexión de la DAQ NI USB 6343.	307
Figura 9.42: Esquema de conexión del servoamplificador MOOG P121.	308
Figura 9.43: Conexiones de la etapa de filtrado de los sensores de presión.	311
Figura 9.44: Esquema de conexión del acondicionador de señal de la célula de carga.	312
Figura 9.45: Esquema del sistema electrónico del circuito de simulación.	313
Figura 9.46: Esquema de conexión de la tarjeta de adquisición.	314
Figura 9.47: Conexión del caudalímetro.	315

Figura 9.48: Esquema conexiones sensores en la etapa de filtrado..... 317

Figura 9.49: Regresión lineal del ensayo 1, para calcular la constante del muelle del amortiguador 327

Figura 9.50: Regresión lineal del ensayo 2, para calcular la constante del muelle del amortiguador. 328

Figura 9.51: Regresión lineal del ensayo 3, para calcular la constante del muelle del amortiguador. 328

Figura 9.52: Regresión lineal del ensayo 4, para calcular la constante del muelle del amortiguador. 329

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1: Ejemplo de datos de entrada de la CSA.	19
Tabla 4.1: Presión absoluta en ambos depósitos para los diferentes ensayos realizados experimentales y las simulaciones en CFD, Rio-Cano et al [4].	33
Tabla 4.2: Valores constantes de la ecuación del coeficiente de descarga para dos rangos diferentes de número Reynolds y diferentes direcciones de flujo, de depósitos grandes (L) a pequeños (S) y viceversa, Rio-Cano et al [4].	49
Tabla 5.1: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa ascendente 2C.	63
Tabla 5.2: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa descendente 2C.	63
Tabla 5.3: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de un solo ciclo.	66
Tabla 5.4: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de más de un ciclo.	66
Tabla 5.5: Cotas generales de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.	70
Tabla 5.6: Secciones básicas de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.	71
Tabla 5.7: Propiedades del acero.	77
Tabla 5.8: Viscosidad del aire en frente de la temperatura.	77
Tabla 5.9: Capacidad calorífica del aire en frente de la temperatura.	78
Tabla 5.10: Conductividad térmica del aire en frente de la temperatura.	79
Tabla 5.11: Coeficiente de dilatación térmica del aire.	80
Tabla 5.12: Viscosidad del nitrógeno en frente de la temperatura.	80
Tabla 5.13: Capacidad calorífica del nitrógeno en frente de la temperatura.	81
Tabla 5.14: Valores del ajuste C_p / R	82
Tabla 5.15: Conductividad térmica del nitrógeno en frente de la temperatura.	82
Tabla 5.16: Propiedades de los materiales típicos para el diseño de mecánico.	103
Tabla 5.17: Constantes para la ecuación (5.159) del cilindro en flujo cruzado.	113
Tabla 5.18: Valores de la constante térmica de tiempo vs la velocidad de los experimentos en rampa.	121
Tabla 6.1: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa ascendente 4C.	161
Tabla 6.2: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa descendente 4C.	161
Tabla 6.3: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de un solo ciclo.	164
Tabla 6.4: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de más de un ciclo. ..	165
Tabla 6.5: Cotas generales de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.	174
Tabla 6.6: Secciones básicas de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras. ..	175
Tabla 6.7: Valores de la capacidad calorífica para un aceite que cumple la normativa MIL-M-5606.	189
Tabla 6.8: Valores de la conductividad térmica para un aceite que bajo la normativa MIL-M-5606.	190
Tabla 6.9: Geometría necesaria para la modelización teórica del amortiguador.	206
Tabla 6.10: Valores de la constante térmica de tiempo vs la velocidad de los experimentos en rampa.	224
Tabla 9.1: Guía de conexiones de la DAQ NI USB 6343.	270
Tabla 9.2: Cables de conexión del sensor de posición.	278
Tabla 9.3: Conexión macho regleta 7BP08-01.	283
Tabla 9.4: Conexión del sistema de adquisición con la regleta 7BP08-01.	284
Tabla 9.5: Guía de conexiones de la DAQ NI USB 6343.	307
Tabla 9.6: Guía de conexiones del Servoamplificador MOOG P121.	308
Tabla 9.7: Conector macho cable del sensor de posición del actuador.	309
Tabla 9.8: Conector hembra sensor del actuador (recepción en cuadro de conexiones).	309
Tabla 9.9: Conector macho cable del sensor de posición del actuador.	309

Tabla 9.10: Conector hembra sensor del actuador (recepción en cuadro de conexiones de control).	309
Tabla 9.11: Conector macho cable del sensor de presión del aceite.	310
Tabla 9.12: Conector hembra manguera sensor de presión del aceite (recepción en cuadro de conexiones intermedio).	310
Tabla 9.13: Conector macho manguera sensor de presión del aceite (recepción en cuadro de conexiones de control).	310
Tabla 9.14: Conector macho del sensor de fuerza.	312
Tabla 9.15: Conector macho manguera sensor de fuerza (recepción en cuadro de conexiones de control).	312
Tabla 9.16: Guía de conexiones del Servoamplificador MOOG P121.	314
Tabla 9.17: Conector del Caudalímetro.	315
Tabla 9.18: Conector al armario de control.	315
Tabla 9.19: Conector del sensor de presión del punto A.	316
Tabla 9.20: Conector de la manguera del sensor del punto A al armario de control.	316
Tabla 9.21: Conector del sensor de presión del punto A.	316
Tabla 9.22: Conector de la manguera del sensor del punto A al armario de control.	316
Tabla 9.23: Ensayo A CSA	318
Tabla 9.24: Ensayo B CSA	318
Tabla 9.25: Ensayo C CSA	318
Tabla 9.26: Ensayo D CSA.	318
Tabla 9.27: Ensayo E CSA.	319
Tabla 9.28: Ensayo en Rampa Ascendente o descendente.	320
Tabla 9.29: Ensayo dinámico de ciclado del CSA.	321
Tabla 9.30: Ensayo A amortiguador.	322
Tabla 9.31: Ensayo B amortiguador.	322
Tabla 9.32: Ensayo C amortiguador.	323
Tabla 9.33: Ensayo D CSA.	324
Tabla 9.34: Valores experimentales del ensayo del amortiguador aislado.	325
Tabla 9.35: Ensayo 1 de la deflexión de los muelles del amortiguador.	327
Tabla 9.36: Ensayo 2 de la deflexión de los muelles del amortiguador.	327
Tabla 9.37: Ensayo 3 de la deflexión de los muelles del amortiguador.	328
Tabla 9.38: Ensayo 4 de la deflexión de los muelles del amortiguador.	329
Tabla 9.39: Datos técnicos genéricos de la cámara termográfica Fluke Ti50 FT.	330
Tabla 9.40: Especificaciones técnicas de la óptica de la cámara termográfica Fluke Ti50 FT.	331
Tabla 9.41: Especificaciones técnicas de la medida de temperatura de la cámara termográfica Fluke Ti50 FT	331
Tabla 9.42: Especificaciones técnicas de la presentación de la imagen de la cámara termográfica Fluke Ti50 FT.	332
Tabla 9.43: Especificaciones técnicas del diseño ambiental y mecánico de la cámara termográfica Fluke Ti50 FT.	332

NOMENCLATURA

Capítulo 2	
F_s	Fuerza ejercida por un elemento amortiguador
F_a	Fuerza de amortiguamiento
F_e	Fuerza ejercida por un elemento elástico
K	Rigidez elástica general
x	Desplazamiento ocasionado a un elemento elástico
x_0	Longitud natural del elemento elástico
f_i	Frecuencia natural de un elemento elástico determinado
K_i	Rigidez elástica de un elemento elástico determinado
m_i	Masa de un elemento elástico determinado
p	Presión en la cámara neumática
V	Volumen de la cámara neumática
n	Índice politrópico
ξ	Coefficiente de amortiguación de un elemento amortiguador general
C_s	Elemento amortiguador general
v	Velocidad en el elemento amortiguador
v_0	Velocidad inicial del elemento amortiguador
F_f	Fuerza de fricción seca
μ_f	Coefficiente de fricción seca
N	Fuerza normal ejercida sobre la superficie de fricción
Δp	Pérdida de presión
S_a	Superficie del amortiguador
Q	Caudal circulante por el amortiguador

Capítulo 3	
NC	Numero de cámaras
D1i	Diámetro equivalente de la cámara 1 embolo libre
L1i	Longitud equivalente de la cámara 1 embolo libre
L	Longitud del cilindro Carrera máxima
Lce	Longitud completamente extendida del vástago carrera máxima
dv,i	Diámetro del vástago interior (Émbolo Libre)
dv,e	Diámetro del vástago exterior (Émbolo Libre)
dc,i	Diámetro de camisa interior
dc,e	Diámetro de la camisa exterior
z0	Distancia del tope superior a la posición de reposo
zex	Amplitud de la excitación de la CSA
y0	Distancia del embolo móvil al tope superior
yex	Amplitud de la excitación del embolo móvil
frec	Frecuencia de excitación
Tcar	Temperatura carga gas
Pcar	Presión carga gas
VMcarga	Volumen gas ocupado a (Tcarga,Pcarga)
Tref	Temperatura inicial ensayo
Tpo	Temperatura pared inicial
TAU_1	Inversa de la Cte térmica
dv	Diámetro orificio entre cámaras

cD	Coeficiente Descarga provisional
LAMBDAw	Conductividad Térmica pared acero
CVw	Capacidad Térmica pared acero
RHOw	Densidad pared acero
Tr	Temperatura fluido refrigerante (aire ambiente)
VM2cc	Volumen cámara 2 completamente comprimido
VM1	Volumen fijo cámara 1
Carrera total	Carrera total del CSA
z	Excitación del CSA
y	Excitación del vástago móvil
z0 ≡ Δ	Penetración inicial del vástago en el interior del CSA
A ₁	Sección del cilindro
A _S	Sección efectiva o Sección del vástago
A _N	Sección del embolo libre
A ₂	Sección del embolo amortiguador
φ	Relación entre la sección del émbolo amortiguador y la sección del cilindro
ζ	Relación entre la sección del émbolo libre y la sección del cilindro
SAM	Sección efectiva del amortiguador

Capítulo 4	
C _d	Excitación de coeficiente de descarga
\dot{m}	flujo másico real que fluye a través de la boquilla
\dot{m}_t	flujo másico teórico
Z	factor de compresibilidad
Q	Calor
T	Temperatura
R	Constante de los gases
P	Presión
V	Volumen
λ	Conductividad térmica de los materiales
t	Tiempo
Z ^(R)	Factor de compresibilidad para un fluido de referencia
Z ⁽⁰⁾	Factor de compresibilidad para un fluido simple
ω ^(R)	Factor acéntrico de un fluido de referencia
ω	Factor acéntrico de trabajo
P _r	Presión reducida
T _r	Temperatura reducida
P _c	Presión crítica
T _c	Temperatura crítica
g	Velocidad del fluido
C	Velocidad sónica
S	Sección
ρ _D	Densidad del fluido
M	Número de Mach
γ	Coeficiente de dilatación adiabático
R _e	Número de Reynolds
μ	viscosidad dinámica del fluido

Capítulo 5	
SP1	Sensor de Presión volumen 1
SP2	Sensor de Presión volumen 2
d_{1i}	Diámetro equivalente interior cámara'
L_{1i}	Longitud equivalente cámara 1
d_{1e}	Diámetro exterior base de la cámara 1
$d_{v,i}$	Diámetro interior del vástago de la suspensión cámara 2
$d_{v,e}$	Diámetro exterior del vástago de la suspensión
$D_{c,i}$	Diámetro interior de la camisa de la suspensión
$D_{c,e}$	Diámetro exterior de la camisa de la suspensión
L_{ce}	Longitud del vástago de la suspensión
$Y_{max} \equiv S_{max}$	Carrera máxima de la suspensión
S_C	Sección anular transversal de la cámara de compresión (VM3).
S_E	Sección anular transversal de la cámara de extensión (VM4).
S_P	Sección transversal del pistón o sección interna del vástago (VM2).
S_{cil}	Sección interna transversal del cilindro.
S_{Ve}	Sección exterior del vástago de la suspensión cámara 2
S_{CAM}	Sección exterior de la camisa de la suspensión.
$A_{V,amb}$	Área del vástago expuesta al aire ambiental
$A_{V,N2}$	Área del vástago expuesta al N2 internamente en la cámara 2
A_{tws}	Área de la tapa de acero superior
$A_{C1,amb}$	Área de la cámara 1 expuesta al aire ambiental
$A_{C1,N2}$	Área de la cámara 1 expuesta al N2
A_{twin}	Área de la tapa de acero interior
A_{twi}	Área de la tapa de acero superior
FCC	Fuerza ejercida sobre la célula de carga
P_{at}	Presión atmosférica
$F_{UTILLAJE}$	Fuerza que entrega el banco experimental
u	Energía interna
h	Entalpía
c_P	Capacidad calorífica a presión cte

c_v	Capacidad calorífica a volumen cte
$VM2_{ce}$	Volumen total ocupado por el gas completamente extendida
$VM2_{cc}$	Volumen total ocupado por el gas completamente comprimido
$VM2$	Volumen variable de la cámara 2
$VM2_0$	Volumen en posición de reposo o de referencia
VMZ	Volumen desplazado por del émbolo móvil
y_0	Posición en reposo del émbolo flotante
y	Desplazamiento inducido por la excitación del vástago de la SN
F_{f2}	Fuerza de rozamiento entre émbolo y camisa
m_{EM}	Masa del émbolo móvil
g	Gravedad
\ddot{Y}_{EM}	Aceleración del émbolo móvil
ρ_{acero}	Densidad del acero
E_{acero}	Módulo de elasticidad
ν_{acero}	Módulo de Poisson
φ_{acero}	Coeficiente de dilatación térmica
$C_p \text{ acero}$	Capacidad calorífica
k_{acero}	Conductividad térmica
μ_a	Viscosidad del aire
C_{pa}	Capacidad calorífica del aire
k_a	Conductividad térmica del aire
φ_a	Coeficiente de dilatación térmica del aire
μ_{gas}	Viscosidad del Nitrógeno
C_{pgas}	Capacidad calorífica del Nitrógeno
k_{gas}	Conductividad térmica del Nitrógeno
φ_{gas}	Coeficiente de dilatación térmica del Nitrógeno
m	Masa del gas
a	Constante
θ	Ángulo girado
T_{pg}	Temperatura pared - gas
T_g	Temperatura gas
Z	Factor de compresibilidad
M	Número de MACH
T_r	Temperatura del refrigerante

T_{pr}	Temperatura pared - refrigerante
e	Espesor
q_f	Calor fluido
q_e	Calor externo
q_i	Calor interno
τ	Constante de tiempo térmica
A_g	Área del gas
A_a	Área del aire
ε	Distancia inicial de temperatura pared
δ	Distancia media de temperatura pared
e	Distancia final de temperatura pared
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Gr	Número de Grashof
λ	Conductividad térmica
a	Difusividad
Re	Número de Reynolds
Ra	Parámetro adimensional
St	Número de Stanton
η	Cantidad de moles en el volumen
M_a	Peso molar aire
\overline{c}_{pgas}	Capacidad calorífica en base molar
A, B, E, Γ y Λ	Coefficientes de ajuste NASA

Capítulo 6	
VM3	Volumen de aceite cámara de compresión
VM4	Volumen de aceite cámara de extensión
Y_{em}	Carrera del émbolo móvil
$Y_{em,max}$	Carrera máxima del émbolo móvil
$A_{E,amb}$	Área de la camisa en la cámara de compresión expuesta al aceite
$A_{C,I}$	Área de la camisa en la cámara de compresión expuesta al aire amb.
de_{em}	Distancia émbolo móvil a la posición de reposo o de referencia
VMCarga	Volumen de carga del N2
d_{max}	Distancia máxima recorrida en la excitación
S_0	Distancia desde el pms al tope del CSA
$V_{t,OIL}$	Volumen total de aceite

β	Coeficientes compresibilidad
β_f	Coeficiente de elasticidad volumétrica
m_{CIL}	Masa del cilindro
μ_f	Coeficiente de Viscosidad
φ_f	Coeficiente de dilatación térmica
c_{pf}	Capacidad calorífica para un aceite
k_f	Conductividad térmica del fluido
p_{vf}	Presión de vapor para un aceite
\dot{m}	Caudal másico
Q_A	caudal volumétrico (A)
$p_C \equiv p_1$	Presión a la entrada
ρ	Densidad del fluido circulante
D_A	Diámetro hidráulico del cilindro (A)
K_A	Coeficiente adimensional de pérdida de carga en la entrada (A)
f_A	Coeficiente de Darcy-Weisbach (A)
L_A	longitud de los conductos (A)
$p_V \equiv p_2$	Presión a la SALIDA
ε	Rugosidad del conducto
ν	Viscosidad cinemática del aceite
P_{RANURA}	Presión en la ranura
P_5	Presión en la cámara interna del amortiguador
$Y_{V,CRIT}$	Altura critica de componente elástico del amortiguador
$A_{CORTINA}$	Área de la cortina del disco
K_V	Constante elástica del disco amortiguador
F_Q	Fuerza proporcional
Q_{in}	Caudal entrante
Q_{out}	Caudal saliente
A_{aro}	Área del aro
e_{ran}	Ancho de la ranura
\ddot{Z}_{EX}	Aceleración del CSA

LISTA DE ACRÓNIMOS

CSA	Cilindro de suspensión amortiguada o cilindro de suspensión-amortiguación
V.C	Volumen de control
SN	Suspensión neumática
CFD	Dinámica de fluidos computacional
2D	Dos dimensiones
3D	Tres dimensiones
RANS	Modelos turbulentos de Navier-Stokes
G-a-P	Grande a pequeño
P-a-G	Pequeño a grande
L to S	Large to Small (Grande a pequeño)
S to L	Small to Large (Pequeño a grande)
VCC	Válvula de control de caudal
VLP	Válvula limitadora de presión
LVDT	Sensor diferencial de desplazamiento lineal
SP1	Sensor de presión 1
SP2	Sensor de presión 2
VM1	Volumen de la cámara fija
VM2	Volumen de la cámara variable
VM2 ₀	Volumen muerto de la cámara variable
VM2 _{cc}	Volumen de la cámara variable completamente comprimido
VM2 _{ce}	Volumen de la cámara variable completamente extendido
VMZ	volumen desplazado por del embolo móvil
pmi	Punto muerto inferior
pms	Punto muerto superior
P _i	Presión en cámara i (i = 1,2,3,4)
T _i	Temperatura en cámara i (i = 1,2,3,4)
V _i	Volumen en cámara i (i = 1,2,3,4)
m _i	Masa en cámara i (i = 1,2,3,4)
h _i	Entalpía en cámara i (i = 1,2,3,4)
u _i	Energía interna en cámara i (i = 1,2,3,4)
cte	Constante
PC	Personal Computer
K	Kelvin
cond	Conducción
Conv	Convección
Teo	Teórico
exp	experimental
2C	Dos cámaras
4C	Cuatro cámaras

1. INTRODUCCIÓN

1.1. *Motivación*

Poder determinar las características funcionales de Cilindros de Suspensión Amortiguada (CSA), a nivel experimental permite, en primera instancia, conocer sus prestaciones en funcionamiento real, detectar fallos o averías y determinar o no errores de diseño. Otra particularidad interesante es que, permite comparar los resultados con los ofrecidos por las simulaciones numéricas, y en caso de que esta se ajuste a la realidad, poder analizar sin necesidad de ensayar un amortiguador de otra suspensión distinta, con los beneficios y ahorros que ello supone.

En este trabajo se intentará abordar una temática tan compleja paso a paso, es decir, estudiando cada componente de forma aislada para concluir con un modelo generalista que dé respuesta a las diferentes casuísticas que pueden darse, tecnológicamente hablando, en un cilindro de suspensión amortiguada de características similares a las estudiadas en este trabajo.

Los sistemas de suspensión-amortiguación de los vehículos de tracción mecánica, han sido siempre objeto de estudio e investigación desde que aparecieron con la llegada de los primeros automóviles. El objetivo ha sido siempre buscar la mejora de las prestaciones dinámicas y de seguridad del vehículo, así como aumentar el confort de los pasajeros en vehículos, sin olvidar la integridad y seguridad de la carga mercante en vehículos de tipo comerciales o pesados.

La incertidumbre de los diseñadores y desarrolladores de elementos de suspensión y amortiguación tiene como causa la desviación que se produce entre las prestaciones que cabría esperar según el diseño en el papel, respecto del comportamiento que tendrá en la realidad el elemento de suspensión una vez esté en funcionamiento.

Consecuentemente coexisten dos segmentos importantísimos dentro del desarrollo de sistemas de suspensiones, la modelización teórico-matemática y la experimentación en bancos de pruebas y ensayos. El concepto de coexistir no es gratuito, sino que delante de la falta de precisión que muchos modelos teóricos han mostrado, autores especializados han optado por implementar modelos que requieren de la determinación experimental de ciertos parámetros.

Aun así, el equilibrio se encuentra en la disponibilidad de recursos y el coste del desarrollo. Cabe esperar también que, para el desarrollo, fabricación y ensayo de una

suspensión de un turismo compacto ligero, no se requiere del mismo tipo de infraestructura en comparación con una suspensión de un camión todoterreno de alta capacidad de carga, como es el caso de la presente Tesis Doctoral.

En la actualidad, la mayoría de vehículos de alta capacidad de carga están equipados con cilindros de suspensión hidroneumática amortiguada. Dichos amortiguadores hidráulicos presurizados surgieron como una solución de mejora frente a los no presurizados, con la intención de evitar que se generase en el fluido hidráulico espuma y bolsas de aire, hecho que afectaba muy negativamente al comportamiento del amortiguador.

La diferencia principal entre los amortiguadores convencionales y los cilindros de suspensión hidroneumática con amortiguador, se halla en que estos últimos tienen en su interior una o más cámaras de gas interconectadas entre sí. Es por este motivo que se puede afirmar que la suspensión y la amortiguación están integradas en un solo cilindro que realiza ambas funciones.

La suspensión hidroneumática, también conocida como oleo-neumática, sigue el mismo principio que el de una cámara neumática de gas, con la diferencia que en este caso está instalada dentro del cilindro de amortiguación hidráulico. Esta configuración es posible gracias a que la cámara neumática se llena de nitrógeno puro, libre de oxígeno. De este modo, aunque exista aceite del amortiguador dentro de la cámara neumática, nunca se podrá producir una combustión durante una compresión.

Es de interés comentar que este trabajo está enmarcado en una línea de investigación que se inició en el Departamento de Mecánica de Fluidos de la UPC-ESEIAAT en los años 90, con la realización de la Tesis doctoral por el Doctor Ingeniero Salvador De las Heras [1], sobre la optimización de suspensiones hidroneumáticas con amortiguador integrado y continuada posteriormente, en la primera década de los años 2000, por el también Doctor Ingeniero Manel Guijón [2], quien estudio la rigidez neumática de una suspensión para vehículos. En esta última Tesis doctoral, también participo de manera muy activa el Departamento de Motores Térmicos de la escuela de ingenieros de Terrassa, lugar donde se realizaron también multitud de experimentos. En este mismo sentido hay que remarcar el trabajo realizado por el Doctor Ingeniero Marc Alonso [3], quien realizo su Tesis Doctoral en dicho departamento estudiando el comportamiento de los amortiguadores para vehículos tipo turismo.

Los departamentos de Mecánica de Fluidos, de Ingeniería Mecánica y de Motores Térmicos, de la UPC-ESEIAAT, han colaborado conjuntamente con LABSON para el desarrollo y ensayo de suspensiones hidroneumáticas de ruedas

independientes para vehículos todoterrenos de altas prestaciones, con masas suspendidas por rueda del orden de los 1500 kg.

Se puede entender fácilmente que el rango dinámico donde trabajan los elementos de suspensión de este tipo de vehículos se encuentra muy fuera de lo común. Es por tanto de vital importancia que las prestaciones de estos sistemas sean concretas, adecuadas y fiables. En suspensiones hidroneumáticas el amortiguador se encuentra integrado en el elemento de suspensión y es de gran interés, aunque de alta dificultad, conseguir aislar las prestaciones del amortiguador para su estudio. Como consecuencia, se requiere de las infraestructuras adecuadas para poder proceder con un estudio de estas características.

En el Laboratorio de Mecánica de Fluidos se disponen de dos bancadas de ensayo instrumentalizadas y gobernadas mediante el software LabVIEW que permiten evaluar aplicaciones que requieren de pruebas, medidas y control con acceso rápido a hardware e información de datos. La bancada principal de ensayos, de más de siete metros de altura, tiene la capacidad para ensayar altísimos valores de compresión y expansión en conjuntos de suspensión-amortiguación, con la posibilidad de alojar si se requiriera del montaje de los brazos de control y de la rueda-neumático, así como de la simulación hidráulica de una suspensión activa. El segundo banco de experimental que hay en el LABSON, es el que permite evaluar la caída de presión en el elemento amortiguador, hecho que permitirá estudiar de forma aislada las diferentes partes del cilindro de suspensión amortiguada.

Por otro lado, en el laboratorio de Motores Térmicos de la ESEIAAT, se dispone de un banco de ensayos que evalúa el coeficiente de descarga en toberas que separan dos o más volúmenes de control. En este banco se podrá estudiar cómo es la caída de presión en las cámaras de Nitrógeno y por consiguiente conocer de manera aislada también incógnitas que al ensayar una unidad experimental estanca no sería posible evaluar.

Des del punto de vista ingenieril, supone una oportunidad única para establecer un sistema de protocolo de ensayo que permita estudiar el comportamiento y las prestaciones de un amortiguador correspondiente a una suspensión de altas prestaciones.

Es bueno remarcar que, a diferencia del sector del automóvil privado, existen pocos fabricantes especializados en suspensiones hidroneumáticas para altas sollicitaciones a nivel mundial. A nivel europeo, los desarrolladores más conocidos son:

Lucas-France, Rene-Leduc, Messier-France, Iveco y Gutmar-España. Es, por tanto, un sector difícilmente accesible debido a que el conocimiento y la información es de dominio reducido, lo que supone a la vez un reto y una gran oportunidad a nivel personal el poder realizar este estudio.

1.2. Objetivos

El principal objetivo del autor, a la hora de realizar esta Tesis Doctoral, ha sido el de desarrollar un modelo teórico que permita predecir las prestaciones de dicho cilindro en función de los parámetros de diseño y de las condiciones de utilización. Este hecho puede permitir ahorrar en tiempos de diseño y en medios de desarrollo, evitando la generación de errores importantes en dichos procedimientos. También es interesante comentar que se aumenta la posibilidad de optimizar y aplicar mejoras significativas sin la necesidad de invertir recursos en estudios experimentales posteriores. Todo esto se traduce en un ahorro económico siempre perseguido por los desarrolladores.

Como hitos a conseguir se pueden apuntar los siguientes:

- Será imprescindible comprender que variables caracterizan los Cilindros de Suspensión Amortiguada, que permita experimentar, analizar y modelizar las prestaciones de un amortiguador asimétrico, de geometría conocida, en condiciones dinámicas de utilización, ver Figura 1.1.
- Es muy importante evaluar experimentalmente y matemáticamente las variaciones dinámicas del fluido asociadas a la compresión y extensión de una suspensión como la mostrada en la Figura 1.1, siendo necesario determinar los coeficientes de descarga dinámica asociados a las formas reales de las toberas que separan las cámaras de gas.
- Finalmente se aportará un modelo capaz de predecir las prestaciones de dichos cilindros en función de los parámetros de diseño y de las condiciones iniciales de operación.

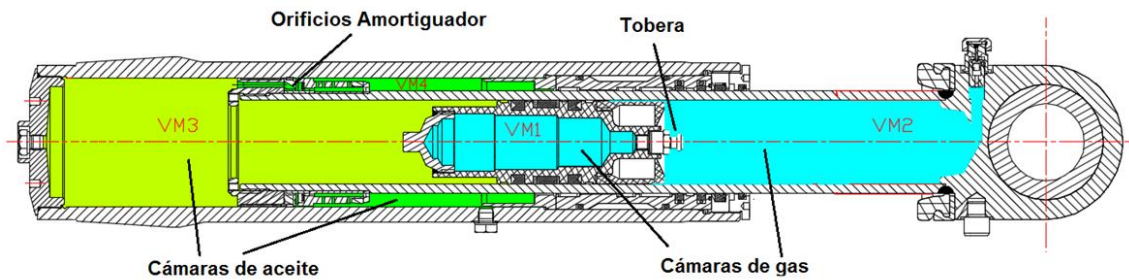


Figura 1.1: Dibujo del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio.

En la actualidad se está realizando este estudio de investigación entre los Departamentos de Motores Térmicos y el LABSON (Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos) que está dentro del Departamento de Mecánica de Fluidos y pertenece al Centro Avanzado de Tecnologías Mecánicas CAT-MECH, acreditado por la Agencia para la Competitividad de la Empresa como entidad TECNIO. El latemotiv de CAT-MECH, es la investigación aplicada dentro del ámbito de la Ingeniería Mecánica dando mucha importancia a la experimentación en bancos de ensayo experimentales como los utilizados en esta Tesis Doctoral.

Es interesante comentar que el autor dispone físicamente de varios Cilindros de Suspensión Amortiguada, que se utilizaran para poder estudiar sus diferentes partes de forma independiente, para a posteriori, implementar ese conocimiento en una experimentación global.

Para analizar el comportamiento del cilindro de suspensión amortiguada, es necesario también analizar el comportamiento de la cámara neumática y sus interacciones.

Como el autor se va a referir constantemente a los Cilindros de Suspensión-Amortiguación o Cilindros de Suspensión Amortiguada, se toma la libertad de abreviar dicho nombre con las siglas CSA para hacer más ligera la lectura.

1.3. Metodología

En el ámbito de la investigación y desarrollo, aplicado a experimentaciones realizadas en bancos de pruebas para Cilindros de Suspensión Amortiguado, implementados en vehículos pesados, se ha optado en este estudio por analizar de

manera paramétrica un proceso que simulará el movimiento de compresión – extensión, que sucede en un cilindro hidroneumático como el de objeto de estudio.

Debido a esta estrategia, se utilizará un modelo de tipo predictivo. Lo que se pretende con este procedimiento es utilizar el máximo número de variables posibles, que participen en el modelo matemático a desarrollar, implicando con esto la mínima utilización coeficientes o relaciones empíricas o semiempíricas.

Se deberán escoger muy bien las variables de contorno que permitan evaluar el comportamiento del cilindro hidroneumático de manera multidisciplinar, interrelacionando entre ellos diferentes campos de la ingeniería como son la mecánica de fluidos, la transferencia de calor y masa y la termodinámica.

En relación a lo expuesto anteriormente, las variables que intervengan en los procesos de análisis deben sustentar la fenomenología que se produce en un estudio de compresión y extensión, como es el caso de un cilindro de suspensión amortiguado. Con el objetivo de ser precisos en la evolución de los parámetros de intervienen en dicho proceso, se intentará realizar un planteamiento lo menos restrictivo posible, empleando las hipótesis más acertadas y siendo lo más rigurosos posible.

Con esta idea se pretende desarrollar un modelo capaz de predecir las prestaciones de dicho cilindro en función de su desplazamiento, de los parámetros de diseño y de las condiciones de utilización.

Caracterizar las diferentes variables de trabajo, que se dan en un cilindro como el del estudio, es un arduo trabajo ya que una de las primeras tareas a desempeñar será la de averiguar los límites de trabajo del banco experimental. Este hecho permitirá simular las variaciones en ciclado que se dan al variar los estados iniciales de carga, detectando bajo qué circunstancias se vuelven impracticables, siempre sin variar las que son no dependientes del proceso.

Un trabajo de estas características puede desarrollarse de diversas maneras. Principalmente los procedimientos a utilizar son tres: Experimental, Teórico y Numérico, empleando en este último los modelos matemáticos.

A continuación, se realizará una breve explicación de cada procedimiento sabiendo que cada uno presenta ventajas e inconvenientes entre ellos.

El procedimiento experimental, da la posibilidad de alcanzar resultados más realistas, en relación a los otros procedimientos, pero en su defecto se debe comentar que el valor de los equipos y de los procesos cada vez es más alto. Como es el caso de este estudio, los equipos a utilizar son muy específicos presentando dificultades en

relación a la medición de las variables que intervienen en procesos experimentales de este estilo, ya que todo debe estar bien calibrado y siempre utilizando los rangos más apropiados.

Otro método a utilizar es el teórico, con él se pueden realizar consideraciones más simplistas evaluando el problema de manera adaptativa siendo un proceso muy empleado en las fases iniciales de diseño. Utilizando este método es posible obtener soluciones bastante acercadas a la realizada invirtiendo un tiempo relativamente reducido de cálculo. Debido a que las soluciones que aporta este método son cualitativas, se utiliza normalmente para resolver problemáticas de carácter sencillo.

El último de los procedimientos a utilizar es el método numérico, el cual no presenta la rigidez del procedimiento teórico. Permite la utilización de consideraciones no tan restrictivas para resolver problemáticas de carácter más complejo, empleando computadoras que se aproximan mucho a la solución real. A diferencia de la experimentación, con este método se puede obtener la variación en función del tiempo y de las variables de estudio, obteniendo soluciones que no presentan las limitaciones que a veces se dan en procedimientos experimentales. Como puntos negativos de este método se comentará que establecer bien las condiciones de contorno no es fácil, que se pueden cometer errores a la hora de realizar el redondeo de los cálculos matemáticos y que el coste de cálculo es elevado.

Un modelo matemático es la relación existente entre las variables que forman parte en un proceso físico, pudiéndose expresar de manera algebraica, diferencial o integral, no necesariamente obteniendo solución analítica. Su principal objetivo radica en la representación esquemática de la evolución de dichas variables en función del tiempo con el fin de sintetizar el sistema a modelar. Dentro de este proceso se encuentran diferentes posibilidades que permiten predecir dicha evolución temporal bajo distintas consideraciones y parámetros y que intentan simplificar los esfuerzos ante la posibilidad de diseñar un modelo real.

En el caso que nos atañe en este estudio, los procesos que se dan en la compresión y extensión del cilindro de suspensión amortiguada se pueden unificar en dos grandes grupos, por un lado los modelos que facilitan la comprensión de la problemática de estudio y por otro, los modelos de aplicación utilizados para la realización del diseño.

Delimitar estos grupos de modelos es complicado ya que en muchas situaciones existen solapamientos entre ellos. Otro factor a tener en cuenta es que con pequeñas

modificaciones o cambios, los mismos modelos pueden ser útiles para diferentes fines y aplicaciones. De todos los modelos de comprensión existentes en la literatura, hay tres que son los más destacables. Por un lado están los de análisis y diagnóstico, por otro los de predicción y por último los de síntesis.

Diagnóstico: Se encargan principalmente de interpretar la información que se obtienen de los ensayos experimentales y de las consideraciones relacionadas a la fenomenología dada. Normalmente este tipo de métodos se emplean para tratar de forma más manejable los datos adquiridos experimentalmente, también se usan para evaluar o realizar aproximaciones de variables de son de difícil adquisición y por último, en nuestro caso también para calcular las consecuencias de que se derivan de las variaciones que se dan en los cilindros hidroneumáticos al evaluarlos ciclo a ciclo.

Predicción: Los modelos basados en este procedimiento trabajan justamente al revés que los modelos de diagnóstico, proporcionando buenos resultados en la selección de los experimentos y en el análisis paramétrico en aquellas variables que son complejo de cambiar o en ensayos que son caros de llevar a cabo. En nuestro caso, el estudio de la geometría, tanto interna como externa, del cilindro utilizado en el estudio podría ser un buen ejemplo que explicase el porqué de utilizar este modelo.

Síntesis: Con el empleo de estos modelos se reproducen los modelos predictivos pero ahora tratándose el problema directamente, es decir, con estos modelos se podría diseñar un elemento mecánico con el objetivo de que cumpliera una especificación determinada de antemano. En nuestro caso este modelo no se utilizará.

La elaboración de esta Tesis Doctoral debería seguir un planteamiento como el que se presenta en el siguiente diagrama de bloques, ver figura:

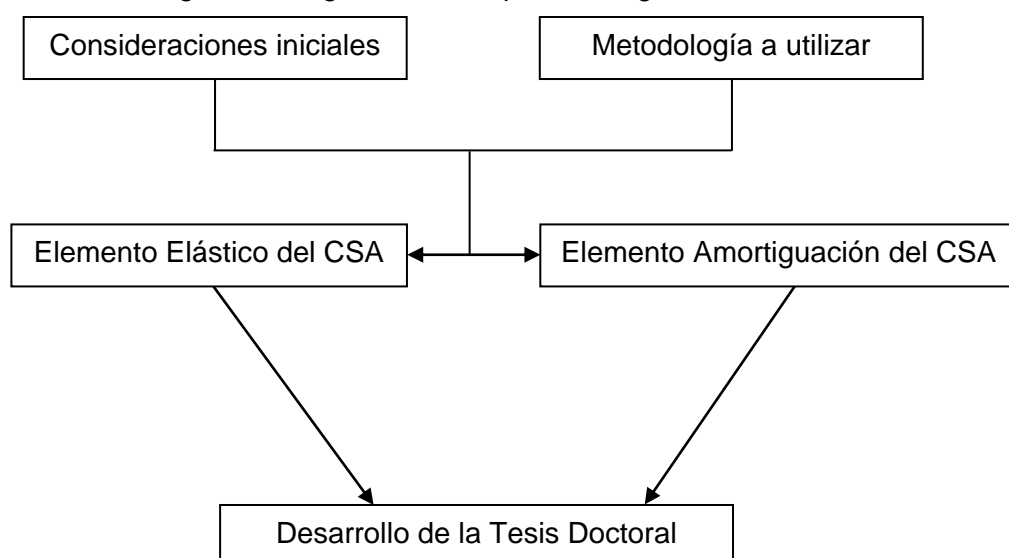


Figura 1.2: Esquema de la metodología a utilizar en la Tesis.

Los CSA están diseñados para ser montados en una configuración de suspensión y rueda independiente con geometría de sujeción por 3 puntos del sistema McPherson, pero en este trabajo se analizarán de forma aislada en un banco de ensayos modificado para esta finalidad.

El trabajo a realizar en este estudio consistirá separadamente en hacer el:

- Análisis y modelización teórica del orificio de paso de masa que separa las cámaras de nitrógeno de volumen fijo y variable, tratado en el Capítulo 4.
- Ensayo experimental del orificio de paso de masa que separa las cámaras de volumen fijo y variable, ver Figura 1.3 y tratado en el Capítulo 4.

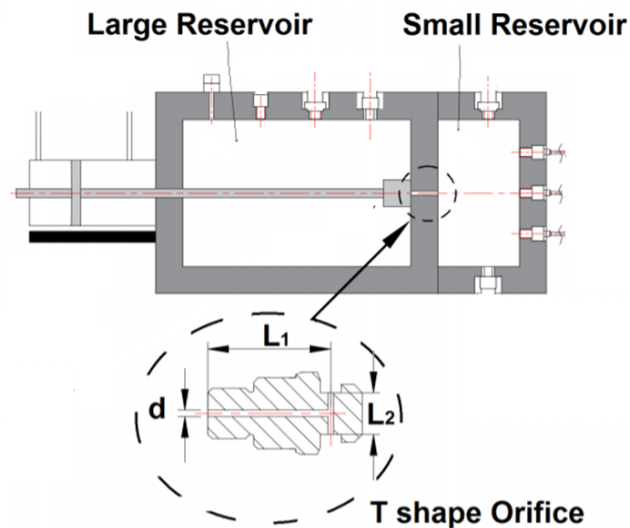


Figura 1.3: Vista esquemática de los depósitos con la localización de la tobera de ensayo.

- Análisis y modelización teórica de las cámaras neumáticas (suspensión o parte elástica), tratado en el Capítulo 5.
- Ensayo experimental del CSA estudiando únicamente las cámaras de neumáticas, ver Figura 1.4 y tratado en el Capítulo 5,

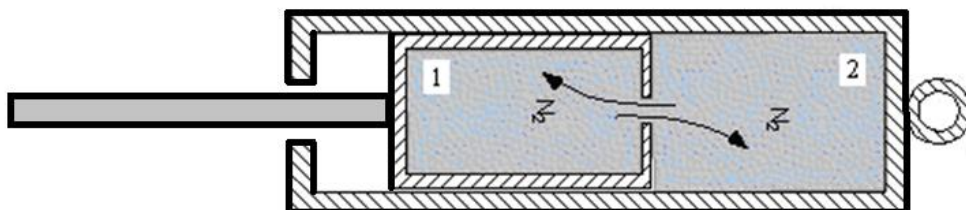


Figura 1.4: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 2 cámaras de Nitrógeno, con la tobera de ensayo integrada.

- Análisis y modelización teórica del émbolo de amortiguación (parte amortiguación), tratado en el Capítulo 6.
- Ensayo experimental del amortiguador aislado por separado, ver Figura 1.5 y tratado en el Capítulo 6.

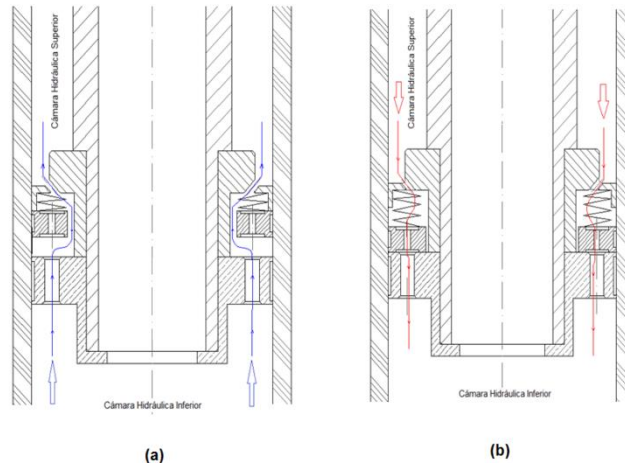


Figura 1.5: a) Esquema del ensayo del Cilindro de Suspensión Amortiguada experimental del amortiguador aislado cuando el flujo va desde la cámara de compresión a la de extensión, b) Esquema del ensayo del Cilindro de Suspensión Amortiguada experimental del amortiguador aislado cuando el flujo va desde la cámara de extensión a la de compresión.

- Análisis y modelización teórica de la suspensión al completo, evaluando todas las cámaras, tratado en el Capítulo 6.
- Ensayo experimental del CSA completo en banco (suspensión + amortiguación), ver Figura 1.6 y tratado en el Capítulo 6.

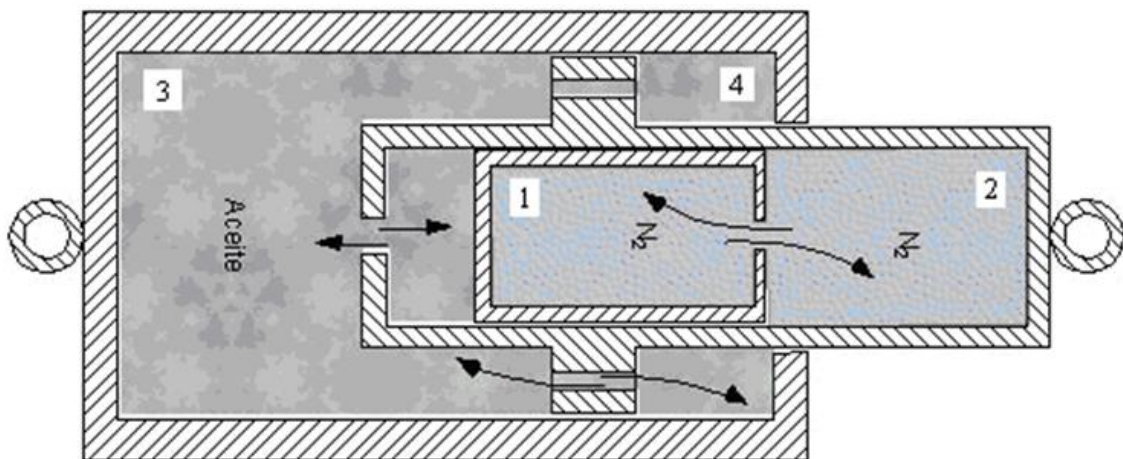


Figura 1.6: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 4 cámaras, 2 de Nitrógeno y 2 de aceite, con la tobera de ensayo integrada.

Por este motivo se procederá inicialmente describiendo de forma generalista el cilindro de ensayo, mostrando sus partes esenciales para, a posteriori, ir desglosando

por capítulos los diferentes puntos de análisis enunciados anteriormente. Cada subapartado se estructurara de la siguiente manera: Primero se realizará una introducción a la temática de estudio con su correspondiente estado del arte, a continuación de explicará el banco de ensayos experimental utilizado y los experimentos realizados, seguidamente se plantearan los modelo matemático y la simulación del proceso analítico utilizado para determinar las variables físicas, concluyendo con los resultados y conclusiones parciales extraídas de cada parte a estudio, véase el siguiente diagrama de flujo, Figura 1.7. Dicho diagrama intenta describir el procedimiento seguir durante la realización de la Tesis. Al final de este proceso se extraerán unas conclusiones globales del trabajo realizado.

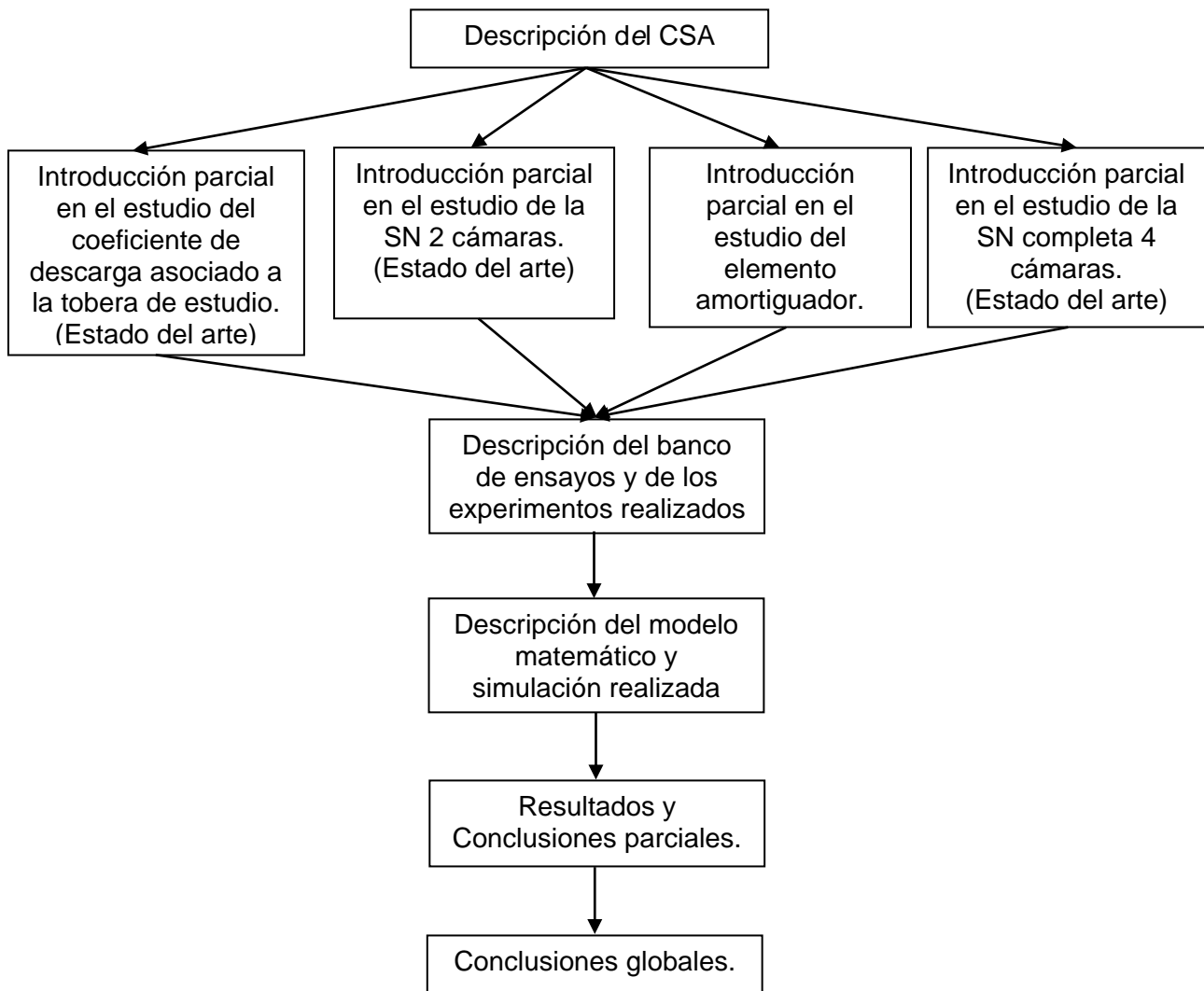


Figura 1.7: Diagrama del procedimiento de trabajo parcial y global seguido en esta Tesis Doctoral.

2. DESCRIPCIÓN DE LAS SUSPENSIONES

2.1. Introducción

La suspensión de un vehículo es el conjunto de dispositivos, generalmente mecánicos, destinados a absorber las irregularidades del terreno por donde circula. Mitiga las vibraciones ocasionadas en el chasis, pasaje y carga, permitiendo el correcto control direccional del vehículo y el confort de los pasajeros. Debe aislar las vibraciones de alta frecuencia generadas por la superficie de la calzada y suprimir las resonancias de las masas suspendidas y no suspendidas, minimizando la pérdida de contacto de la rueda con el suelo. También se encarga de insensibilizar al vehículo respecto a los cambios de carga, aceleraciones, frenadas, giros en curvas, así como de cualquier fuerza inercial que pudiera afectar al sistema.

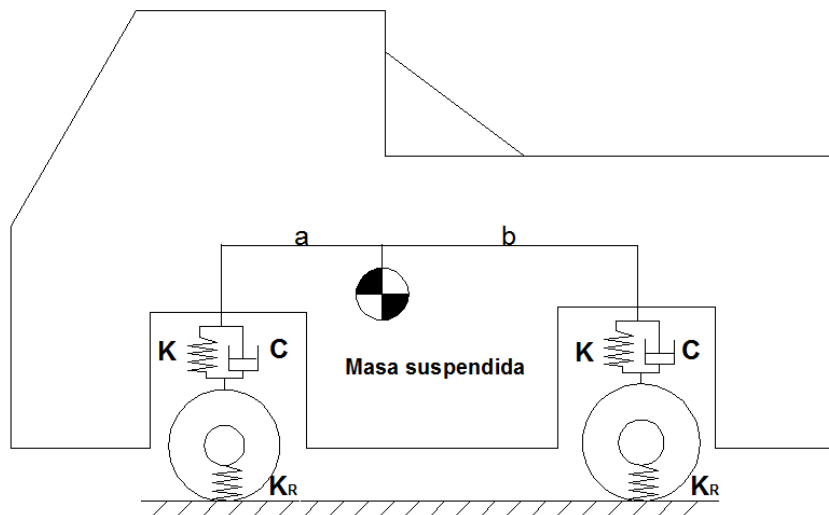


Figura 2.1: Elementos de suspensión en un vehículo.

La suspensión es también el enlace físico entre las masas que componen el vehículo:

- Masa suspendida: masa de los elementos superiores al enlace de la suspensión englobando al chasis o bastidor y todos los elementos soportados por este.
- Masa no suspendida: masa de los elementos inferiores al enlace, como el neumático, llanta, sistema de frenado y la propia masa del elemento de suspensión.

El conjunto suspensión se puede dividir en dos elementos esenciales: el componente elástico o resorte, que suspende la masa del vehículo, y el componente amortiguador o disipador, que atenúa las oscilaciones de la suspensión. Para estudiar

cada uno de los elementos, se puede simplificar el sistema completo a un sistema de modelización de una sola rueda.

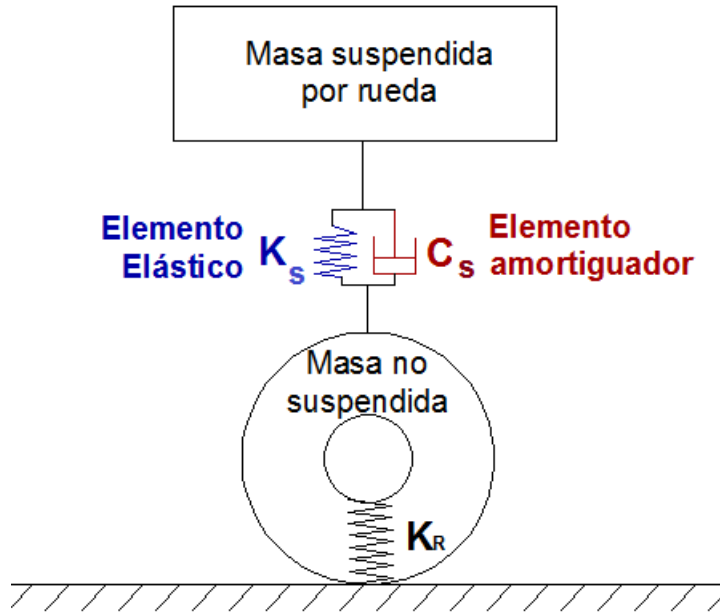


Figura 2.2: Modelo simplificado de una rueda.

La fuerza que ejerce la suspensión “F_s” sobre el chasis se considera que es la suma de la fuerza elástica “F_e”, más la fuerza de amortiguamiento “F_a”, mostrado en la ecuación (2.1).

$$F_s = F_e + F_a \tag{2.1}$$

Aunque la rueda del vehículo también actúa como elemento elástico, no se tiene en cuenta para el estudio concreto del sistema de suspensión, aunque sí se debería considerar si se hiciese un estudio del comportamiento dinámico de todo el vehículo.

Se pueden configurar diferentes montajes de suspensión que aportarán unas prestaciones y un comportamiento dinámico determinado. Así, por ejemplo, una suspensión de baja rigidez y baja frecuencia natural, aísla correctamente las irregularidades, pero también hace perder sensación de control sobre el vehículo, además de necesitar de carreras más largas. En cambio, una suspensión de alta rigidez, tendrá más transividad de las irregularidades al chasis, con lo que disminuye el confort, pero en cambio aportará unas prestaciones dinámicas en el vehículo muy buenas.

Existe la posibilidad de hacer variables las características de cada elemento, e incluso con la ayuda de la electrónica gestionar las prestaciones de la suspensión en cada momento (suspensión activa).

Por lo que a seguridad activa se refiere, los sistemas de suspensión son un elemento clave en este campo, pues afectan directamente al control del vehículo, que se traduce en seguridad de circulación. El problema reside en que la estabilidad es adversaria del confort, por lo que es necesario encontrar una solución de compromiso entre ambos conceptos.

2.2. **Sistemas elásticos**

El sistema elástico suspende de todo el vehículo, excluyendo las masas no suspendidas. Permite el movimiento relativo controlado entre las ruedas y el chasis, evitando que la energía recibida por la masa no suspendida del conjunto rueda al pasar por una irregularidad del terreno se transmita directamente a las masas suspendidas, almacenándola como energía potencial. Esta, es devuelta al sistema para retornar la rueda a su posición natural, generando un movimiento oscilatorio en el conjunto del vehículo. Estas oscilaciones, si no se atenúan o amortiguan, pueden llegar a generar una pérdida del contacto de las ruedas con el pavimento, comprometiendo gravemente la estabilidad y el control del vehículo, así como la seguridad y el confort de los pasajeros y la carga.

Por la naturaleza de estos elementos, la fuerza que ejercen en el sistema es proporcional al desplazamiento que sufren respecto de su longitud natural, ver la ecuación (2.2):

$$F_e = -K \cdot (x - x_0) \quad (2.2)$$

Al parámetro de proporcionalidad "K" se le denomina rigidez elástica. Esta suele ser constante en régimen dinámico en elementos como resortes planos, resortes helicoidales y barras de torsión, por lo que, por norma general se le llama constante de rigidez. En muchas suspensiones, se puede regular el recorrido total y/o la rigidez del resorte para adaptar la respuesta del vehículo a un tipo de terreno u otro.

Reescribiendo la ecuación (2.2), para definir la constante elástica de una suspensión neumática, quedará en su forma diferencial en la ecuación (2.3):

$$K = \frac{dF}{dx} \quad (2.3)$$

La componente elástica es determinante para la frecuencia natural del sistema, presentada en la ecuación (2.4), así pues, cualquier masa correspondiente a un cuerpo elástico tiene como frecuencia natural:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_i}{m_i}} \quad (2.4)$$

En suspensiones neumáticas e hidroneumáticas la rigidez no es constante y depende de la presión en su interior en régimen dinámico. Este hecho supone ciertas ventajas tanto en prestaciones como en confort. Además, permite mediante sistemas auxiliares variar dicha presión y, consecuentemente, la rigidez en cualquier momento, para conformar sistemas de suspensión inteligentes o más comúnmente denominados, sistemas de suspensión activa.

Los sistemas de suspensión activa permiten acumular, disipar y entregar la energía almacenada al sistema, cuando se realiza el movimiento de extensión o compresión. En función de las condiciones de trabajo, los parámetros que gobiernan estas suspensiones pueden ser diferentes además de poder ofrecer otras alternativas a las que ofrecen los sistemas de suspensión pasiva, que almacenan la energía utilizando un muelle y la disipan utilizando un amortiguador.

De las suspensiones activas se puede decir que permiten estudiar de forma separada las características de traqueteo, manejo y distribución de cargas.

Es por ello, que para el buen diseño de un cilindro de suspensión amortiguada es importante estudiar bien la geometría y dimensiones de las partes que lo componen además de conocer perfectamente los materiales a emplear y las válvulas utilizadas en la parte de la amortiguación. Para definir perfectamente el comportamiento de un vehículo, frente a perturbaciones externas, es primordial conocer también otros parámetros que definan dicha respuesta como lo son la rigidez de los elementos elásticos, los desplazamientos del cilindro y la masa del conjunto rueda neumático.

A menudo, no se conoce analíticamente el comportamiento de los componentes por separado ya que el interés radica en conocer la respuesta del vehículo por encima del modelo matemático del sistema. Una práctica muy común, entre los fabricantes, es la de ajustar de forma empírica las características de los cilindros con conductores expertos, que permitan modificar ciertos parámetros y componentes a fin de obtener una mejor respuesta del sistema.

No obstante, algunos investigadores aconsejan ajustar algunos de los parámetros de estudio a valores iniciales próximos a los valores conocidos, para una aplicación en particular. En este sentido Meirelles [37], ajusta los parámetros de la rigidez del muelle en una suspensión convencional. Para el caso de estudio propuesto siendo un cilindro de suspensión amortiguada los parámetros a conocer serían su sección y gracias a la presión y al volumen al inicio del proceso, calcular la rigidez neumática que no será lineal.

En general, los cilindros de suspensión amortiguada permiten distribuir la carga por eje de manera más eficientemente, con lo que se disminuye la problemática asociada a la sobrecarga y mejorando el confort. Los esfuerzos que soportan los vehículos pesados en sus ejes, rozan los límites físicos, hecho que se acrecienta aún más al circular en superficies muy irregulares y al realizar maniobras de frenado en curvas. Para estas situaciones, las suspensiones convencionales no son recomendadas ya que aumenta la sobrecarga en los ejes.

Meirelles et al [37], apuntan en su obra que al variar la carga en vehículos aparece una problemática relacionada con el coeficiente de amortiguamiento. Este hecho es más acentuado si se utilizan suspensiones convencionales que si se utilizan suspensiones hidroneumáticas, debido a que no es lineal. Este hecho perjudica más en esos vehículos que, por cuestiones de volumen, pasan de un rango elevado a plena carga a valores relativamente pequeños en condiciones de vacío.

Para este problema, la suspensión hidroneumática ofrece una solución a parte del posible control activo del amortiguador que es la inferir así sobre las variaciones del coeficiente de amortiguamiento. Esta solución podría ser un dispositivo autonivelante propuesto por Hall y Tang [39], el cual permitiría a la suspensión operar en el espacio de trabajo de diseño una vez estabilizada la carga.

Guijón [2], en su obra realizó un estudio comparativo entre el comportamiento dinámico de un muelle neumático con muelle convencional. Como premisa inicial quería determinar el funcionamiento de la suspensión neumática y tras su comparación con una suspensión convencional, identificar qué parámetros tienen una influencia significativa en su funcionamiento. Utilizo el modelo matemático empleado por Meirelles, para $\frac{1}{4}$ de vehículo en [37], constatando que la amplitud de la aceleración de la suspensión neumática era más pequeña, siendo este parámetro una magnitud que estaba íntimamente ligada con el confort. De la misma observó que para el caso de la suspensión neumática el comportamiento era más rígido a compresión y más blando en la expansión, mientras que para la suspensión convencional el comportamiento era idéntico tanto a compresión como a expansión.

Meirelles en [37], considera que el proceso de expansión y de compresión de la suspensión ocurre a temperatura constante. No obstante, en este trabajo, se considerará que las oscilaciones son suficientemente rápidas para que no haya tiempo para el intercambio de calor del gas contenido en la cámara y el exterior, y por lo tanto no se cometerá error en suponer que el gas sigue un proceso politrópico, como el estudiado en su obra por De las Heras [1], y que fijaba dicho índice politrópico entre 1.2 y 1.3, con lo que la relación entre la presión y el volumen quedará establecida por la ecuación que define un proceso politrópico (2.5):

$$p \cdot V^\gamma = \text{cte} \quad (2.5)$$

Si se utiliza como hipótesis de cálculo la aproximación al método clásico, la constante del muelle, de una suspensión hidroneumática, puede ser evaluada a partir de la ecuación de los gases ideales, concretamente con la ecuación (2.5), basada en el proceso politrópico.

Derivando la ecuación (2.5), se obtiene la siguiente expresión, ecuación (2.6) y despejando la variación de presión, se obtiene la ecuación (2.7).

$$\frac{dp}{p} + \gamma \frac{dV}{V} = 0 \quad (2.6)$$

$$dp = -\gamma \frac{p \cdot dV}{V} \quad (2.7)$$

En una suspensión hidroneumática, al comprimirla o alargarla, la variación de volumen cambia en relación a la variación de posición de la misma. Derivando este movimiento y conocida su sección interna, que será constante, la variación de volumen quedará definida por la ecuación (2.8), de la siguiente manera:

$$dV = dx \cdot S \quad (2.8)$$

Por lo que al introducirla en la ecuación (2.7), la variación de la presión se puede reescribir mediante la ecuación (2.9).

$$dp = -\gamma \frac{p \cdot dx \cdot S}{V} \quad (2.9)$$

La expresión anterior permite relacionar la variación de presión con la variación de la fuerza utilizando la expresión siguiente, ecuación (2.10):

$$dp = \frac{dF}{S} \quad (2.10)$$

Obteniendo la siguiente expresión, ecuación (2.11):

$$\frac{dF}{S} = -\gamma \frac{p \cdot dx \cdot S}{V} \quad (2.11)$$

Y sabiendo que la constante elástica es la variación de la fuerza entre la variación de la posición, la ecuación anterior puede ser reescrita de la siguiente manera, ecuación (2.12):

$$\frac{dF}{dx} = -\gamma \frac{p \cdot S^2}{V} \quad (2.12)$$

Por lo que arreglando la ecuación (2.12), la constante elástica quedará definida en la ecuación (2.13), de la siguiente manera:

$$k = -\gamma \cdot S^2 \frac{p}{V} \quad (2.13)$$

En la ecuación (2.14) se muestra el coeficiente de amortiguación. Elegir adecuadamente dicho coeficiente es de gran importancia para el sistema ya que aseguras buenas propiedades en relación a la seguridad y el confort del vehículo.

$$\xi = \frac{c_s}{2 \cdot m_s \cdot \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}} \quad (2.14)$$

Es fácil de observar en la ecuación (2.14), que el coeficiente de amortiguación se puede gobernar utilizando tres variables conocidas, por un lado la masa del vehículo, por otro el elemento amortiguador y por último, la rigidez de la suspensión. Es interesante mencionar que si se varía la carga en una suspensión hidroneumática varía también la rigidez del muelle, ver ecuación (2.13).

Guijón en [2], demostró que la amplitud de la aceleración en la suspensión hidroneumática era menor que en la convencional, con lo que el confort aumentaba. De la misma forma observó que para el caso de la suspensión neumática el comportamiento era asimétrico siendo más rígido a compresión y más blando a expansión, mientras que para la suspensión convencional el comportamiento era idéntico. Esta Tesis Doctoral se focalizará en el estudio de un cilindro de suspensión amortiguada pasivo.

3. CILINDRO DE SUSPENSIÓN AMORTIGUACIÓN

En el siguiente apartado se explicarán con detalle todas las partes y características del CSA, objeto de estudio en esta Tesis Doctoral. En aras de simplificar el modelado matemático se procederá en el futuro trabajo y comentado con anterioridad, a estudiar de forma aislada las diferentes partes que componen el cilindro, ver diagrama del procedimiento de trabajo en la Figura 1.7. Se entienden como partes de estudio, por un lado, el modelo que evalúa el orificio que separa las dos cámaras presurizadas de Nitrógeno, el modelo de las dos cámaras de Nitrógeno separadas por dicho orificio, el modelo de los orificios que separan las dos cámaras de aceite y el modelo completo que evalúa tanto las dos cámaras de Nitrógeno interconectadas por la tobera de paso de gas como las dos cámaras de aceite con sus orificios de conexionado, ver Figura 3.1 y Figura 5.1.

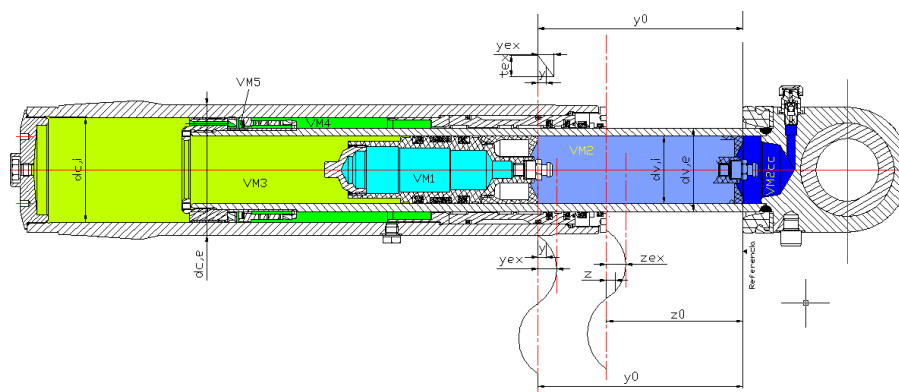


Figura 3.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio.

Tabla 3.1: Ejemplo de datos de entrada de la CSA.

NC	Numero de cámaras	4	[-]
D1i	Diámetro equivalente de la cámara 1 embolo libre	4	[cm]
L1i	Longitud equivalente de la cámara 1 embolo libre	14.42	[cm]
L	Longitud del cilindro Carrera máxima	26	[cm]
Lce	Longitud completamente extendida del vástago Carr máx	39.384	[cm]
dv,i	Diámetro del vástago interior (Émbolo Libre)	6.5	[cm]
dv,e	Diámetro del vástago interior (Émbolo Libre)	8	[cm]
dc,i	Diámetro de camisa interior	10	[cm]
dc,e	Diámetro de la camisa exterior	13	[cm]
z0	Distancia del tope superior a la posición de reposo	13	[cm]
zex	Amplitud de la excitación de la CSA	3.15	[cm]
y0	Distancia del embolo móvil al tope superior	19.692	[cm]
yex	Amplitud de la excitación del embolo móvil	4.77	[cm]
frec	Frecuencia de excitación	0.8	[Hz]
Tcar	Temperatura carga gas	24	[°C]
Pcar	Presión carga gas	11.85	[bar]
VMcarga	Volumen gas ocupado a (Tcarga, Pcarga)	1593.47	[cm ³]

Tref	Temperatura inicial ensayo	25	[°C]
Tpo	Temperatura pared inicial	25	[°C]
TAU_1	Inversa de la Cte térmica	2	[s-1]
dv	Diámetro orificio entre cámaras	0.15	[cm]
cD	Coeficiente Descarga provisional	0.9	[-]
LAMBDAw	Conductividad Térmica pared acero	54	[W/m/K]
CVw	Capacidad Térmica pared acero	465	[J/kg/K]
RHOw	Densidad pared acero	7833	[kg/m ³]
Tr	Temperatura fluida refrigerante (aire ambiente)	24	[°C]
VM2cc	Volumen cámara 2 completamente comprimido	85.3816	[cm ³]
VM1	Volumen fijo cámara 1	181.3	[cm ³]
Carrera total	Carrera total del CSA	26	[cm]

3.1. Convenio de signos

El calor es positivo si entra en el V.C.

El trabajo es positivo si lo proporciona el V.C

Se considera positivo el desplazamiento (fuerzas, etc.), en sentido de disminuir el volumen en la S.N.

La excitación 'z' positiva comprimiendo → La excitación 'y' también es positiva comprimiendo

3.2. Condiciones de referencia: Volumen, temperatura y presión

Tanto las condiciones de referencia p, T como las dimensiones y por ende los volúmenes se toman a las condiciones de 0.1 MPa y 24 °C.

Las propiedades termodinámicas se consideraran en función de la temperatura, de la presión y del fluido de trabajo utilizado, en cada diferencial de tiempo.

Se considerará uniforme la temperatura y la presión en todos los volúmenes de control y sólo serán función del tiempo.

Se da por supuesto que no habrá fugas de masa a través de las juntas de los equipos experimentales

Las condiciones al inicio de un ensayo en el que previamente el vástago ha penetrado una distancia $z_0 \equiv \Delta$ respecto a su posición de máxima extensión, son distintas en general de las condiciones de referencia. La introducción del vástago modificara la presión en las cámaras de gas y si se deja suficiente tiempo la temperatura de todos los fluidos alcanzara la temperatura ambiental, que puede coincidir o no con la temperatura de referencia.

Una vez expuestas ciertas hipótesis y las condiciones iniciales de referencia, que se utilizaran para los cálculos generales, se está en disposición de estudiar por separado los diferentes ítems de interés expuestos en el apartado 1.3. Se procederá iniciando este proceso estudiando el coeficiente de descarga dinámico asociado a la tobera que separa ambas cámaras de nitrógeno.

3.3. Descripción y listado de componentes

El cilindro de suspensión hidroneumática es de tipo telescópico, suspensión de simple efecto y amortiguación de doble efecto.

El diseño interior se corresponde al mismo funcionamiento que el de un amortiguador monotubo, aunque la disposición de las cámaras sea distinta e incorpore algún elemento adicional.

El elemento elástico de la suspensión lo forma una doble cámara de nitrógeno de volumen total variable. El esfuerzo de compresión de la cámara de nitrógeno se corresponde, en cada posición de la carrera del cilindro, con el esfuerzo o carga total, estática o dinámica, que ejerce el cilindro de suspensión sobre la rueda.

El cilindro de amortiguación está formado por los siguientes elementos, que se pueden apreciar en la Figura 3.2.

3.3.1. Cuerpo del cilindro

- a_1 Cámara de aceite inferior
- a_2 Cámara de aceite superior
- b Cojinetes de guía del vástago
- c Elementos de retención
- d Cono de fijación sobre la rueda
- e Agujero para llenado de aceite
- f Agujero para engrase de los cojinetes del vástago
- g Agujero para vaciado de aceite

3.3.2. Vástago de la suspensión

- h Vástago o eje del émbolo amortiguador
- i Émbolo de amortiguación y guía del eje
- j Disco flotante de la válvula de amortiguación
- k Amortiguador progresivo de tope de final de carrera de estirado
- l Tope elástico final de la carrera de compresión
- m Cabeza articulada para fijación al McPherson
- n Válvula de llenado de nitrógeno

3.3.3. Cámara neumática y émbolo libre

- o Cámara neumática primaria de nitrógeno en el vástago
- p Émbolo libre de suspensión
- q Cámara neumática secundaria de N2 en el interior del émbolo libre
- r Tobera de equilibrio dinámico de las prestaciones neumáticas entre las cámaras primaria y secundaria de nitrógeno
- s Depósito de engrase del émbolo libre
- t Elementos de estanqueidad

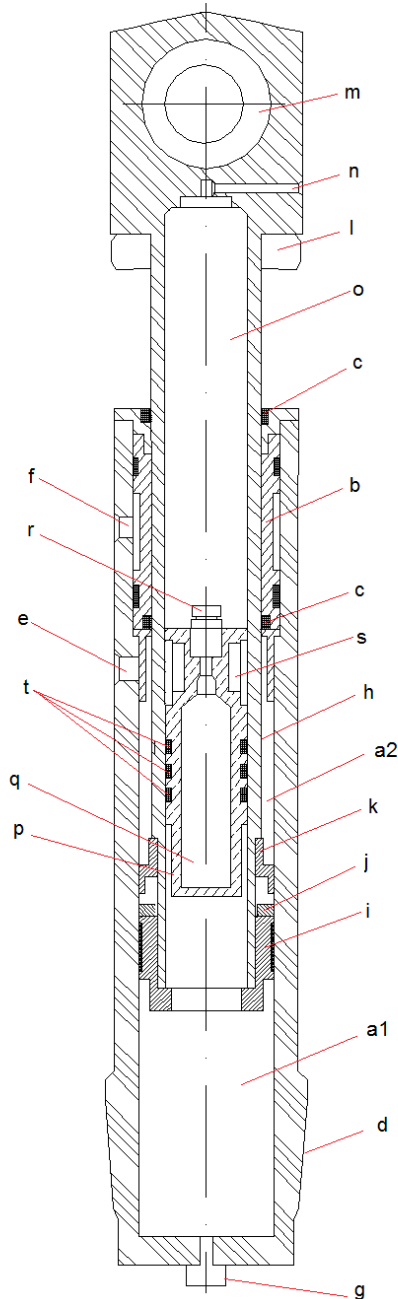


Figura 3.2: Croquis general del CSA y sus elementos.

Las cámaras de aceite y los engrases de la cámara de nitrógeno contienen aceite especial para amortiguadores de la clase:

- Hydraulic – 218, Especial Hispano Química, S.A.
- Univis – S 44 de ESSO.
- Cualquier otro aceite para amortiguadores de característica equivalentes.

Como elemento elástico de suspensión las cámaras neumáticas están llenas exclusivamente con nitrógeno. No puede contener aire u otro gas que contenga oxígeno, ya que éste a elevadas presiones y en contacto con el aceite puede explotar como efecto Diésel.

3.3.4. Dimensiones básicas del cilindro de suspensión-amortiguación

- | | |
|---|----------------------|
| • Diámetro del cilindro hidráulico | 100 mm |
| • Diámetro del vástago activo de la suspensión | 80 mm |
| • Diámetro del émbolo libre | 65 mm |
| • Carrera útil del vástago de la suspensión | 260 mm |
| • Longitud del cilindro extendido | 921 mm |
| • Longitud del cilindro comprimido | 649 mm |
| • Volumen de la cámara de Nitrógeno | 1600 cm ³ |
| • Volumen del aceite de la cámara de amortiguación | 2070 cm ³ |
| • Volumen del aceite de engrase en la cámara de nitrógeno | 50 cm ³ |

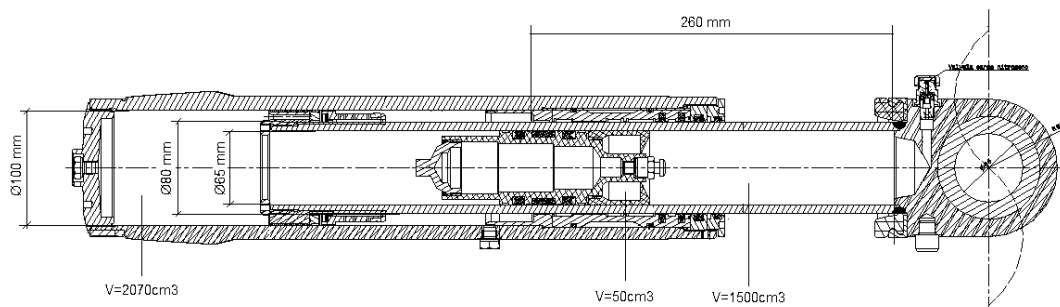


Figura 3.3: Dimensiones básicas del CSA.

Para los posteriores cálculos, es de gran ayuda establecer una serie de ratios y correlaciones entre áreas:

$$\begin{aligned}A_1 &= \textit{Sección del Cilindro} \\A_s &= \textit{Sección efectiva} = \textit{Sección del vástago} \\A_n &= \textit{Sección del embolo libre} \\A_2 &= \textit{Sección del embolo amortiguador}\end{aligned}$$

Las ratios a tener en cuenta son:

$$\varphi = \frac{A_2}{A_1} \tag{3.1}$$

$$\zeta = \frac{A_n}{A_1} = \frac{A_s}{A_n} = \frac{A_n}{A_2} \tag{3.2}$$

4. ESTUDIO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA DINÁMICO DE UNA SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULO PESADO

4.1. Introducción.

Las suspensiones hidroneumáticas, en general, constan de dos o más cámaras de aceite y una o varias cámaras de gas. Durante los desplazamientos alternativos de la suspensión, el aceite y el gas fluyen hacia arriba y hacia abajo entre dos cámaras de desplazamiento de suspensión suave en tales dispositivos. La Figura 4.1, Rio-Cano et al [4], presenta un consecutivas a menudo separadas por una o varias toberas o válvulas, lo que genera característica esquema típico de suspensión para vehículo pesado, donde se pueden observar varias cámaras de aceite y varias cámaras de gas.

Evaluar matemáticamente las variaciones dinámicas del fluido asociadas a la compresión y extensión de una suspensión como la mostrada en la siguiente Figura, es necesario determinar los coeficientes de descarga dinámica asociados a las formas reales de las toberas que separan las cámaras de gas. El coeficiente de descarga se define como $C_d = \dot{m} / \dot{m}_t$, donde \dot{m} caracteriza el flujo másico real que fluye a través de la boquilla y \dot{m}_t , caracteriza el flujo másico teórica utilizando las ecuaciones teóricas sencillas. Para la configuración de suspensión presentada en la Figura 4.1, Rio-Cano et al [4], las cámaras de gas constan de un volumen constante y de un volumen variable. A menudo el Gas compresible es nitrógeno y fluye de una cámara a la otra a través de una boquilla paso estrecho de sección transversal constante. En la suspensión recién introducida, la presión en ambas cámaras de nitrógeno depende del tiempo, siendo esta la razón por la que es importante determinar la variación del coeficiente de descarga para un flujo compresible real en condiciones transitorias.

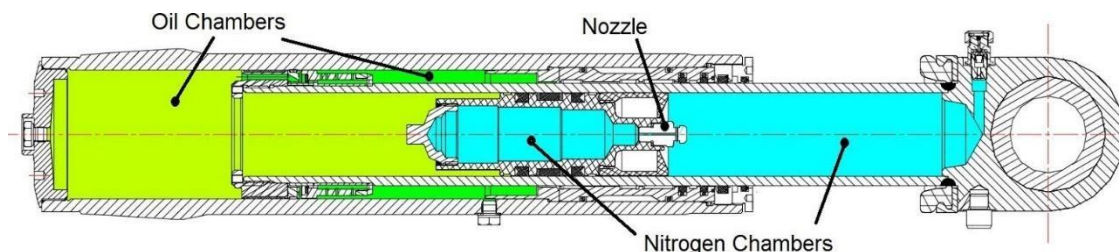


Figura 4.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio. Rio-Cano et al [4].

Quizás la principal ventaja de conocer el coeficiente de descarga para la boquilla de estudio con una geometría conocida, es que permite determinar el flujo másico real

que pasa a través de la tobera mediante el empleo de ecuaciones teóricas relativamente fáciles. De la literatura existente, se describen varios procedimientos experimentales tradicionales [80, 5] que permiten determinar experimentalmente los coeficientes de descarga en toberas bajo condiciones de flujo real compresible. La precisión de estos métodos es buena para un rango limitado de presiones, pero es complejo para aplicaciones que implican variaciones de presión elevadas.

Usando aire como fluido de trabajo a temperatura ambiente y para una diferencia de presión de 10 MPa, Johnson [6] observó una desviación del 3.5 por ciento para el flujo crítico en boquillas cuando se emplean ecuaciones de gas real frente a ideal.

Uno de los primeros trabajos más relevantes sobre el flujo de gas no ideal a través de los orificios es el trabajo realizado por Johnson [6], donde se desarrolla una expresión para el flujo real unidimensional a través de toberas a partir de la ecuación de Beattie-Bridgeman.

Kouremenos y col. [8] y Kouremenos y Antonopoulos [9], basándose en las ecuaciones de estados de Lee-Kesler y Redlich-Kwong, describieron un proceso de entropía constante mediante el uso de tres exponentes.

Bober y Chow [7], utilizando Metano como fluido de trabajo y para variaciones de presión entre las cámaras de 23 MPa, comparó el flujo de gas ideal y real a través de una boquilla en forma de tobera convergente/divergente, usando la ecuación de Redlich-Kwong. Bajo condiciones de flujo sónico, la diferencia entre gas ideal y real con los modelos evaluados fue de aproximadamente el 20%. Sobre la base de estos primeros artículos, quedó claro que los efectos reales de los gases se debían tenerse en cuenta si se requería una medición con precisión.

Un conjunto de experimentos, mediciones y simulaciones fueron realizados recientemente por Kim et al. [10,11] y Nagao et al. [12,13], para flujo compresible real a través de toberas convergentes divergentes a diferenciales de presión muy alta. De estos estudios observaron que el coeficiente de descarga excedía la unidad para un rango particular de números de Reynolds, este hecho fue informado previamente por Nakao [14] basándose en resultados experimentales. Se dieron cuenta de que la energía vibratoria de las moléculas debía ser considerada en el desequilibrio del proceso termodinámico.

Ding & col. [15], al trabajar con hidrógeno observó que el coeficiente de descarga no era solo dependiente en el número de Reynolds, sino que también de la presión de estancamiento, la temperatura de estancamiento y el diámetro de la garganta. Se dieron cuenta de que el factor de compresibilidad (Z) cambiaba de dirección y que iba en sentido opuesto al coeficiente de descarga concluyendo que el factor de compresibilidad probablemente sea el más importante parámetro al estudiar el coeficiente de descarga. También vieron que la densidad del fluido en la garganta de la tobera se hizo más pequeña que la teórica, debido a los efectos reales del gas. En la mayoría de las investigaciones realizadas anteriormente, el trabajo teórico no fue totalmente respaldado por un método experimental, que podría permitir trabajar

directamente con los resultados obtenidos experimentalmente. Estos aspectos fueron tratados por Comas y Rio-Cano [16] y por Guijón et al [2], donde se desarrolló una expresión que definía el coeficiente de descarga para boquillas cortas y de sección constante utilizando un método experimental y un modelo de flujo de gas basado en la ecuación de estado de Lee-Kesler [17]. Los resultados experimentales se compararon con los obtenidos experimentales a partir de la nueva ecuación desarrollada, obteniéndose una buena correlación para las pruebas realizadas utilizando nitrógeno hasta 7.6 MPa.

Las aplicaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) están ganando en confianza cada día que pasa. La consideración del gas como real y compresible, en condiciones de flujo sónico o supersónico, no está todavía completamente extendido. En realidad, los modelos turbulentos a menudo tienen alguna dificultad para manejar con ese tipo de flujos. Sin embargo, hay muchas aplicaciones industriales donde aparece el flujo sónico e incluso el supersónico. Simulaciones CFD sobre flujo compresible a través de válvulas de seguridad, se han realizado recientemente en [18,19]. El modelado de inyectores bajo consideraciones de flujo sónico han sido estudiadas en [20-24]. Algunos de los artículos recientes que simulan flujo compresible en condiciones de números de Mach altos dentro de las boquillas son [25-28]. De todos estos estudios es particularmente relevante destacar el trabajo realizado por Farzaneh-Gord y col. [18] donde evaluaron numéricamente el flujo de salida de gas natural a través de una válvula de seguridad, durante su tiempo de abertura. Consideraron el gas como real y comprimible, siendo el máximo valor de variación de presión de 3.5 MPa. Como modelo turbulento se seleccionó el "Standard" $k - \epsilon$. Ellos concluyeron que el flujo esperado en la salida de la tubería sería supersónico.

García-Todolí et al. [19], han realizado simulaciones CFD sobre válvulas de aire en condiciones de flujo compresible. Mostraron cómo son de eficientes los modelos CFD para representar el comportamiento del aire que entra y sale de la válvula. La variación de presión máxima estudiada fue de 0.1 MPa. En su análisis, utilizaron el modelo turbulento Realizable $k - \epsilon$ y sus resultados coincidieron muy bien con los datos experimentales.

Mazzelli y col. [20] han realizado análisis numéricos y experimentales con el fin de comprobar la eficacia de los métodos computacionales de uso común en técnicas que permiten predecir las características del flujo del inyector en condiciones de flujo supersónico. Para la parte numérica, consideraron el fluido de trabajo como un gas ideal. Probaron diferentes promedios de Reynolds para modelos turbulentos de Navier-Stokes (RANS), entre ellos los $k - \omega$ SST y "Realizable" $k - \epsilon$, y observaron que en general todos los modelos turbulentos generaban resultados muy similares, aunque basados en modelos epsilon que fueron más precisos con diferenciales de presión baja (alrededor de 0.2 MPa). Diferentes variaciones de presión fueron evaluadas, 0.2,

0.35 y 0.5 MPa. Por otro lado, manifestaron que la principal diferencia entre los resultados numéricos y experimentales apareció al comparar los modelos 2D y 3D.

Lakzian y col. [21] realizó una simulación compresible de 2D RANS, en una bomba inyectora de aire. En sus análisis asumieron que el fluido de trabajo era un gas ideal y las paredes se trataron como adiabáticas. Consideraron diferenciales de presión de 0.5, 0.6, 0.7 y 0.8 MPa, En este estudio usaron un modelo turbulento RNG $k - \varepsilon$, junto con una "wall function" pretendiendo satisfacer la física en la región cercana a la pared mediante ecuaciones diferenciales empíricas hecho que obtuvo una muy buena concordancia con los datos experimentales. Concluyeron que las principales fuentes de entropía son la mezcla y el choque normal ocurrido en la cámara de mezclado y en el difusor, respectivamente.

Arias y Shedd [24] utilizaron CFD para desarrollar un modelo 3D de flujo compresible a través de un Venturi en el que se ubicaban obstáculos en su interior. El aire se consideró como compresible y fue tratado como gas ideal. El modelo turbulento que utilizaron fue RNG $k - \varepsilon$ y el diferencial de presión máximo fue de aproximadamente 0,1 MPa. Los resultados mostraron que los obstáculos ubicados en la tobera convergente del Venturi provocan pérdidas de presión insignificantes, mientras que otros obstáculos que generan estelas en el flujo son los responsables de la mayor caída de presión. Los coeficientes de descarga de toberas críticas utilizados para la medición de flujo en condiciones de flujo compresible, fueron evaluados por Ding et al. [25]. Se consideró el flujo como real, se empleó el modelo "Standard" $k - \varepsilon$ RNG, turbulento con función de pared en todas las simulaciones. Se consideró la boquilla con rugosidad, siendo el diferencial de presión máximo entre entrada-salida de boquilla de 12 MPa. Observaron que cuando la rugosidad de la boquilla era muy pequeña y para diferenciales de presión hasta 1 MPa, el efecto sobre el coeficiente de descarga era insignificante.

El flujo sónico y supersónico dentro de las boquillas en términos de micro / nanoescala fue estudiado por Darbandi y Roohi [23]. Usaron una herramienta de cálculo basada en densidad (rhoCentralFoam) empleado en OpenFOAM. Implementaron un esquema espacial de discretización de segundo orden junto con el esquema de Euler de primer orden para la integración del tiempo. Ellos observaron que el flujo supersónico fue imposible de establecer en nanoescalas una vez que el número de Knudsen excedió un valor dado. Zhao y col. [27] estudió numéricamente el flujo de combustible en una boquilla considerando la compresibilidad del combustible. Ellos utilizaron el método (RANS) con un modelo turbulento Realizable $k - \varepsilon$, e investigaron el efecto de presión de inyección en el flujo del combustible en condiciones de compresibilidad del combustible. Concluyeron que el coeficiente de descarga de la boquilla para flujo compresible fue mayor que cuando el fluido se consideró como incompresible.

Según el conocimiento de los autores, que la configuración de la boquilla estudiada en el presente trabajo, tenga forma de T, se ha realizado con la intención de

disponer de un comportamiento asimétrico para las distintas impedancias, según el sentido del flujo. Este tipo de toberas no se ha estudiado previamente en condiciones reales de flujo compresible de gas, solo el trabajo realizado por Farzaneh-Gord et al. [18] presenta algunas similitudes. De hecho, bajo condiciones de flujo incompresible una forma similar fue estudiada por [29,30], donde se afirmó que el coeficiente de descarga depende en gran medida de la dirección del flujo.

Con el objetivo de estudiar el coeficiente de descarga dinámico se ha considerado oportuno desglosar el presente estudio en las siguientes partes. Inicialmente se presentará el banco de ensayos diseñado y fabricado para realizar todas las pruebas experimentales, luego se presentarán las ecuaciones matemáticas utilizadas que permiten determinar analíticamente los parámetros de flujo, en una tercera etapa se introduce la metodología de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) empleada para evaluar numéricamente el flujo compresible real entre los dos depósitos experimentales utilizados para realizar la experimentación, A continuación, se presentan y comparan los resultados numéricos y de base experimental. Finalmente se presentan y discuten los coeficientes de descarga en función del número de Reynolds y para ambas direcciones de flujo, el capítulo terminara con las conclusiones.

4.2. Banco de ensayos experimental del CD.

Dado que una de las ideas principales en el presente estudio era conocer el comportamiento de la parte neumática de la suspensión, era de vital importancia determinar experimentalmente el coeficiente de descarga dinámico para un gas real y para un conjunto determinado de diferenciales de presión para ambos sentidos de flujo. Para tal fin, se diseñó y construyó un banco de pruebas exclusivo, ver anexo 10.1, presentado a continuación. Las Figura 4.2 y Figura 4.3, muestran una vista general del equipo experimental con las diferentes partes que componen, los dos depósitos de estudio, los sensores de presión estática y dinámica, los termopares y el sensor de posición que está conectado directamente al cilindro de obturación de la tobera de estudio. La Figura 4.4, presenta una vista esquemática de los dos depósitos en sección con los diferentes transductores empleados. El banco de pruebas consta de un cilindro de doble efecto, que se emplea para desplazar la válvula de obturación ubicada dentro del depósito grande, ver Figura 4.4, Rio-Cano et al [4]. Cuando esta válvula está cerrada, evita que el fluido fluya entre los dos depósitos que permiten presurizar cada uno de ellos de forma independiente. El volumen del depósito grande es de 2288.5 cm^3 y volumen del depósito pequeño es 700.2 cm^3 . Es interesante comentar que el volumen del depósito grande es variable debido a que va

umentando ligeramente a medida que se va abriendo la válvula obturadora. Debido a este hecho, es imprescindible saber en cada instante cuál es el volumen real de dicho depósito. Es por este motivo que el movimiento del cilindro de obturación ha de ser adquirido en tiempo real. Con ello, se puede conocer la sección más restrictiva existente durante la descarga, ya que al iniciarse el ensayo la sección del orificio es la más restrictiva, pero a medida que dicho cilindro obturador se separa del orificio, la sección de cortina que se crea en la desobturación pasa a ser la sección de cálculo. Se ha conectado al depósito grande un multiplicador de presión que ha permitido presurizar-despresurizar mediante una válvula de llenado diferentes rangos de presión. Se han conectado transductores estáticos y dinámicos de presión en cada depósito, con el objetivo de minimizar la incertidumbre asociada a la adquisición de los datos ya que las descargas suelen ser muy rápidas. La temperatura de las paredes se registró mediante termopares enrasados en la parte interna de los depósitos, uno de ellos se colocó en el depósito grande y tres en el más pequeño ya que se esperaban mayores variaciones de temperatura allí. Proporcionar la temperatura dinámica en el depósito aguas arriba es un reto.

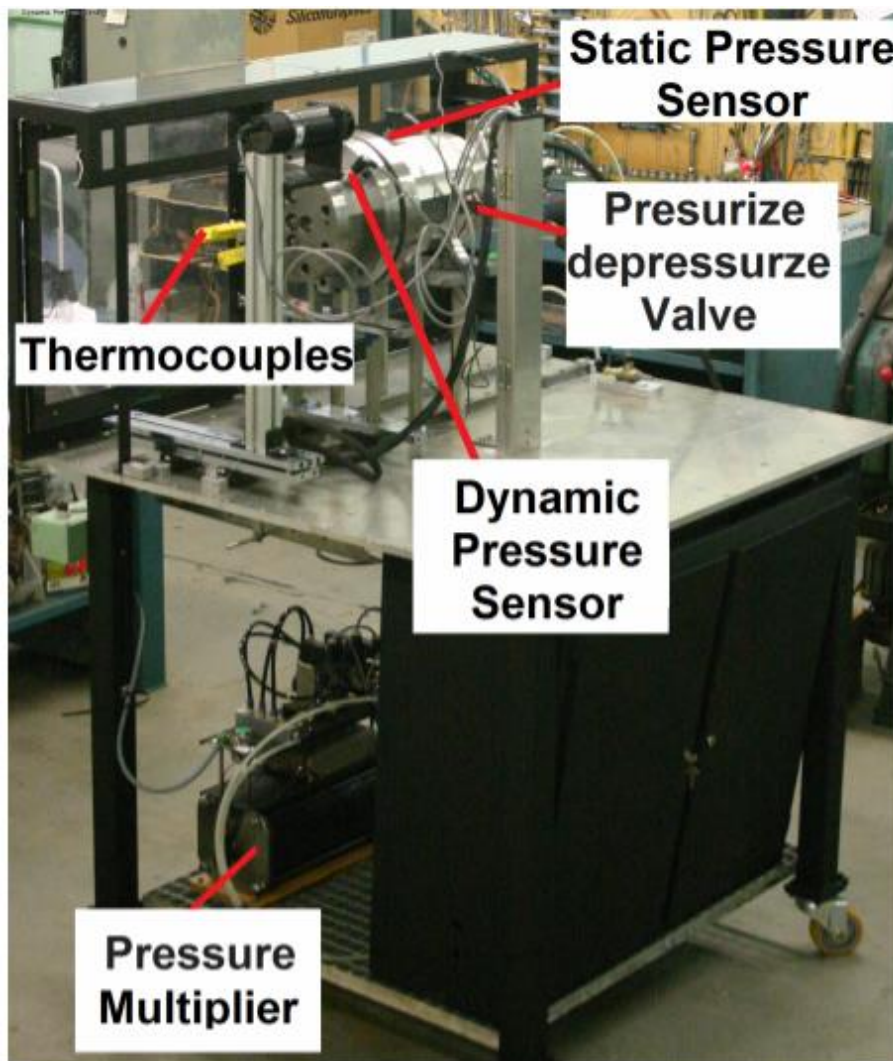


Figura 4.2: Vista principal del banco experimental del CD, Rio-Cano et al [4].

Kagawa y col. [5], identificó la susceptibilidad de la respuesta de la presión a los cambios de temperatura en un tanque en condiciones ideales. Por este motivo sugirió el uso de una cámara isotérmica para garantizar que no haya variación de temperatura en el depósito aguas arriba. Esta idea podría ser una buena solución ya que el número de variables disminuye y asumiendo que la presión es una variable conocida, sería posible determinar matemáticamente la transferencia de calor y la variación de temperatura aguas abajo y así como el caudal másico mediante integración. La principal dificultad radica en lograr que no haya variación de temperatura aguas arriba durante la descarga. Kagawa y col. [5], sugiere rellenar con lana de acero o alambre de cobre extremadamente fino el depósito aguas arriba para obtener condiciones isotermas de experimentación. Para el presente banco de pruebas experimental y con el fin de tender a lograr condiciones isotérmicas durante la experimentación, las paredes de ambos depósitos se construyeron con un espesor de 35 mm.

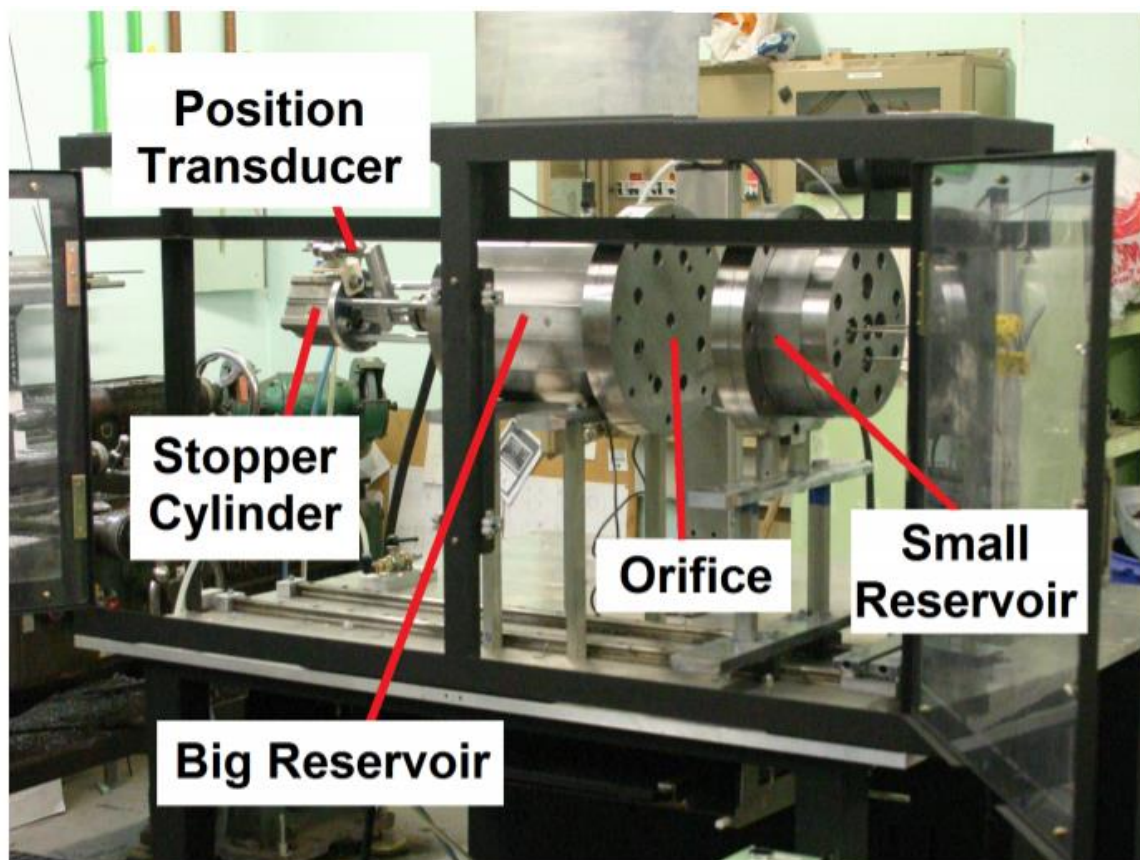


Figura 4.3: Vista real de los dos depósitos experimentales con los diferentes transductores, Rio-Cano et al [4].

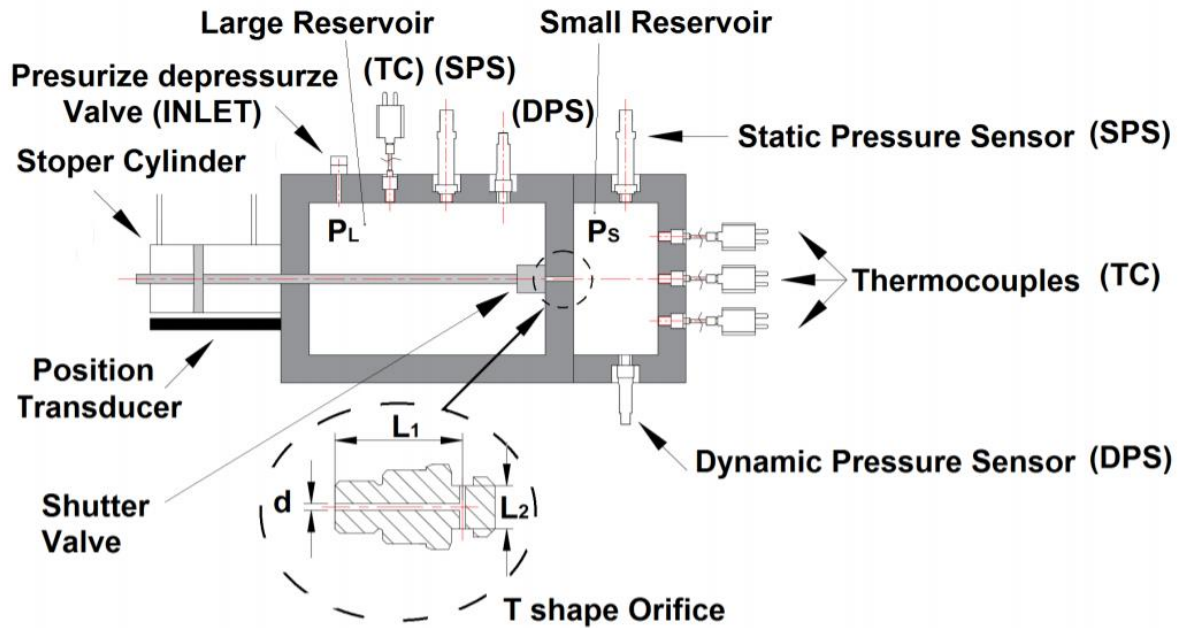


Figura 4.4: Vista esquemática de los depósitos con la localización de los sensores en los depósitos, Rio-Cano et al [4].

La principal característica de los diferentes transductores empleados han sido las siguientes: los sensores de presión estática eran de la marca Keller serie del Modelo 21/21PRO, ver anexo 9.1.2, capaz de medir presiones de 10 MPa ofreciendo una resolución de 100 Pa. Para evaluar adecuadamente presión la dinámica, se utilizaron transductores de presión Kistler modelo 601A, ver anexo 9.1.4, siendo su resolución de 100 Pa con un tiempo de respuesta de $1\mu\text{s}$. La temperatura dinámica se midió usando termopares baja inercia Nammac de modelo E6-20, ver anexo 9.1.8, teniendo una resolución de 0.01°C . El transductor utilizado para medir la posición de la válvula de obturación era del tipo LVDT, ver anexo 9.1.6, modelo CGA-2000 de conectividad TE con una resolución de 0.001 mm. Las variables dinámicas fueron grabadas gracias a un programa de LabVIEW especialmente desarrollado para esta aplicación. Todos los sensores fueron ajustados y calibrados de forma independiente para asegurar su correcto funcionamiento. La Tabla 5.1, presenta la presión absoluta empleada en ambos depósitos para cada prueba además de los casos estudiados en CFD. Las dimensiones de la boquilla en forma de T eran, ver Figura 4.4 Rio-Cano et al [4], el diámetro de la boquilla de sección constante era $d = 1,5\text{ mm}$, la longitud del conducto horizontal fue $L_1 = 29,5\text{ mm}$ y la longitud del conducto vertical fue $L_2 = 10$.

El proceso seguido para realizar los experimentos se ha tomado en función de la dirección del fluido, dependiendo de cuál de los dos depósitos se presurizó más al inicio, es decir, si la descarga se realizaba del depósito grande al depósito pequeño o del pequeño al grande. Es importante notar que la boquilla en forma de T siempre se mantuvo en la misma posición independientemente de la dirección del flujo. Las mediciones realizadas cuando se presurizó el depósito grande, comenzaron con la

válvula obturadora abierta y ambos depósitos a la presión atmosférica, 0.1 MPa de presión absoluta.

Bajo estas condiciones y cuando en el depósito pequeño ya se había llegado a la presión inicial de ensayo, se cerraba la válvula obturadora y el depósito grande se continuaba presurizando de gas a través de la válvula de llenado a fin de alcanzar la presión requerida para el inicio del ensayo. El último paso consistió en abrir la válvula obturadora, lo cual se logró presurizando el cilindro de doble efecto, y se permitió que el flujo fuera del depósito grande al pequeño. Utilizando un Pc y el software de LabVIEW se adquirieron por un lado la posición del cilindro obturador, así como la presión estática y dinámica en ambos depósitos y la temperatura de la pared en ambas cámaras. Para las pruebas en las que el fluido iba del depósito pequeño al grande, se utilizó el mismo procedimiento, pero inicialmente ambos depósitos se presurizaban a la presión inicial de ensayo para después de cerrar la válvula obturadora y despresurizar el depósito grande utilizando la llave de vaciado de la válvula de llenado a fin de obtener la presión inicial de ensayo deseada.

Es importante remarcar que este proceso se repitió 10 veces para cada experimento y que a posteriori se promediaron los valores obtenidos para asegurar una buena correlación de los ensayos realizados. Para asegurar la fiabilidad de los experimentos se comprobó continuamente que las condiciones iniciales de los ensayos fuesen las mismas y que los sensores utilizados durante la experimentación estuviesen bien calibrados.

Tabla 4.1: Presión absoluta en ambos depósitos para los diferentes ensayos realizados experimentales y las simulaciones en CFD, Rio-Cano et al [4].

Presión Depósito Grande [MPa]	Sentido de flujo	Presión Depósito Pequeño [MPa]
0.4	→	0.1
0.6	→	0.1
0.9	→	0.1
1.1	→	0.1
1.2	→	0.4
0.1	←	0.4
0.1	←	0.6
0.1	←	0.9
0.1	←	1.1
0.4	←	1.2
0.4 CFD	→	0.1 CFD
1.1 CFD	→	0.1 CFD
0.1 CFD	←	0.6 CFD
0.4 CFD	←	1.2 CFD

4.3. Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas del Coeficiente de descarga.

A partir de los ensayos experimentales, pronto se advirtió que la lectura de los transductores de temperatura enrasados a las paredes internas de los depósitos, en realidad estaban midiendo la temperatura de la pared y no la temperatura del fluido tanto aguas arriba como aguas abajo. La temperatura medida era casi constante en ambos depósitos y se utilizó para estimar instantáneamente el calor transferido a través de la pared. Por lo tanto, siempre que la única información dinámica confiable en ambas cámaras fuera la evolución temporal de la presión, la metodología empleada para determinar el flujo másico entre depósitos fue enunciada por Guijón en [2], y se basó en las siguientes ecuaciones, que fueron reescritas por Comas y Rio en [16].

La ecuación (4.1), se obtuvo de la aplicación de la ecuación energía en el depósito aguas arriba, caracterizando la variación temporal de masa en el depósito aguas arriba, dm_u/dt , en función de la temperatura de la cámara T_u , en función del calor transferido al fluido dQ_u/dt , a partir de la variación temporal de la presión aguas arriba dp_u/dt , de la variación del factor de compresibilidad frente a la temperatura y el volumen específico; $\partial P_u/\partial t$; $\partial Z_u/\partial v$, de la masa del fluido en el depósito aguas arriba m_u , de la entalpía h_u y de la energía interna u_u , todas asociadas al fluido aguas arriba. El calor transferido a través de las paredes del depósito se estimó en base a en la ecuación de Fourier $Q = -\lambda \frac{dt}{dx} \Big|_{x=0}$, siendo el valor de la conductividad térmica $\lambda = 54$ (W/mK).

Las ecuaciones (4.2) y (4.3), surgen de la diferenciación de las ecuaciones del gas real aplicadas a los depósitos aguas arriba y aguas abajo: $p_u v_u = Z_u m_u R_u T_u$; $p_d v_d = Z_d m_d R_d T_d$, que relacionan la presión, el volumen, variaciones temporales de temperatura, caudal másico y factor de compresibilidad existentes en los respectivos depósitos aguas arriba y aguas abajo. La ecuación (4.4), simplemente caracteriza el balance de transferencia de masa. En todas estas ecuaciones, los subíndices u y d representan aguas arriba y aguas abajo, respectivamente.

$$\frac{dm_u}{dt} = \frac{\frac{1}{p_u} \frac{dp_u}{dt} - \frac{1}{m_u c_v} \left[\frac{1}{T_u} + \frac{1}{Z_u} \left(\frac{\partial Z_u}{\partial T} \right)_v \right] \frac{dQ_u}{dt}}{\frac{1}{m_u} - \frac{1}{Z_u} \left(\frac{\partial Z_u}{\partial v} \right)_T \frac{v_u}{(m_u)^2} + \frac{1}{m_u c_v} \left[\frac{1}{T_u} + \frac{1}{Z_u} \left(\frac{\partial Z_u}{\partial T} \right)_v \right] \left[RT^2 \left(\frac{\partial Z_u}{\partial T} \right)_v - (h_u + u_u) \right]} \quad (4.1)$$

$$\frac{dT_u}{dt} = \frac{T_u}{p_u} \frac{dp_u}{dt} + \frac{T_u}{v_u} \frac{dv_u}{dt} - \frac{T_u}{m_u} \frac{dm_u}{dt} - \frac{T_u}{Z_u} \frac{dZ_u}{dt} \quad (4.2)$$

$$\frac{dT_d}{dt} = \frac{T_d}{p_d} \frac{dp_d}{dt} + \frac{T_d}{\forall_d} \frac{d\forall_d}{dt} - \frac{T_d}{m_d} \frac{dm_d}{dt} - \frac{T_d}{Z_d} \frac{dZ_d}{dt} \quad (4.3)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_d}{dt} = -\frac{dm_u}{dt} \quad (4.4)$$

Se creó un programa informático en FORTRAN, para resolver las ecuaciones anteriores, desde la a la ecuación (4.1) a la ecuación (4.4), con un Método de Runge-Kutta basado en subrutinas DVERK de la biblioteca IMSL. La densidad del aire se determinó cada paso de tiempo utilizando la ecuación de Lee-Kesler de forma iterativa según lo realizado por Plocker y Knapp [31]. Según a esta ecuación, el factor de compresibilidad en función de los parámetros reducidos, se puede expresar como:

$$Z^{(r)} = \left(\frac{P_r v_r}{T_r} \right) = 1 + \frac{B}{v_r} + \frac{C}{v_r^2} + \frac{D}{v_r^5} + \frac{c_4}{T_r^3 v_r^2} \left(\beta + \frac{\gamma_1}{v_r^2} \right) e^{\frac{-\gamma_1}{v_r^2}} \quad (4.5)$$

Los parámetros B, C, D, c4, β y γ_1 para varios gases pueden determinarse a partir de la referencia [8]. P_r , T_r y v_r significan presión reducida, temperatura reducida y volumen específico reducido, respectivamente. Según Lee y Kesler [17], el factor de compresibilidad se puede definir como:

$$Z = Z^{(0)} + \frac{\omega}{\omega^{(R)}} (Z^{(R)} - Z^{(0)}) \quad (4.6)$$

Donde $Z^{(R)}$ y $Z^{(0)}$ son los factores de compresibilidad para un fluido de referencia y un fluido simple, respectivamente, mientras que $\omega^{(R)}$ y ω representan los factores acéntricos de los fluidos de referencia y de trabajo.

Teniendo en cuenta que la presión y la temperatura son conocidas en un lugar y tiempo determinado, los siguientes pasos sirvieron para calcular el factor de compresibilidad del fluido. Inicialmente, la presión aguas arriba reducida y la temperatura (P_r y T_r) se obtuvieron con base en las propiedades críticas del fluido de trabajo (P_c ; T_c) y los valores de la presión y la temperatura. Al introducir los valores de P_r y T_r en la ecuación (4.5), introduciendo también los valores de los parámetros dados para un fluido simple y obtenido de la referencia [8], se podría determinar el valor de v_r . Sustituyendo el valor de v_r en la misma ecuación (4.5), se obtuvo el factor de compresibilidad correspondiente para un fluido simple $Z^{(0)}$. Siguiendo el mismo procedimiento descrito anteriormente, pero utilizando los valores de los parámetros que caracterizan el fluido de referencia, que para el presente estudio fue n-octano, los valores obtenidos por [5], se determinó el valor de $Z^{(R)}$.

Sustituyendo los factores de compresibilidad $Z^{(0)}$ y $Z^{(R)}$ en la ecuación (4.6) y considerando el factor acéntrico valores $\omega^{(R)} = 0.3978$ y $\omega = 0.039$, el factor de compresibilidad para el fluido de trabajo finalmente podría ser obtenidos. Este

procedimiento permite determinar el factor de compresibilidad y la densidad del fluido en cualquier posición y tiempo, solo se requieren los valores de presión y temperatura en la ubicación genérica donde se necesita la información.

Para poder determinar la masa instantánea en cada depósito, la evolución de la presión fue medida en ambos depósitos en cualquier instante temporal, también se conocía el volumen de ambos depósitos y la temperatura el fluido y el factor de compresibilidad se estimaron con base en las ecuaciones anteriores. La variación de la masa del fluido entre dos pasos de tiempo consecutivos permitió calcular el flujo másico instantáneo que sale de un depósito y entra en el otro. El único problema asociado con este procedimiento es que la metodología consistía en estimar la temperatura del fluido. Como lo definió anteriormente Kagawa y col. [5] y Comas y Rio. [16], si los depósitos eran lo suficientemente grandes, puede admitirse con toda probabilidad que la temperatura del fluido permanece constante.

En base a la información anterior, se determinó la velocidad del fluido promediada en el desplazamiento instantáneo dentro la tobera, conociendo su sección mínima $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, como se presenta en la ecuación (4.7). La velocidad del fluido en el punto crítico se determinó con base en el flujo másico basado experimentalmente \dot{m} , la sección de la boquilla S y la densidad del fluido aguas abajo ρ_d .

$$\mathfrak{g} = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho_D} \quad (4.7)$$

Para determinar el número de Mach, la velocidad del sonido se obtuvo inicialmente de la ecuación (4.8), y conjuntamente con la velocidad del fluido, obtenida de la ecuación (4.7) se puede evaluar el número de Mach en la sección crítica de la boquilla, mediante la ecuación (4.9).

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = -v^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial v} \right)_s \quad (4.8)$$

$$M = \frac{\mathfrak{g}}{c} \quad (4.9)$$

Por otro lado y debido a que el diferencial de presión entre ambos depósitos fue relativamente pequeño, ver Tabla 4.1, Rio-Cano et al [4], se empleó la siguiente ecuación, ecuación (4.10), para calcular la masa teórica flujo.

$$\dot{m}_t = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \rho_u \rho_u \left(\left(\frac{\rho_d}{\rho_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{\rho_d}{\rho_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \quad (4.10)$$

El coeficiente de descarga instantánea se determinó en cada paso de tiempo comparando el valor real y el valor teórico del flujo másico, ver ecuación (4.11).

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (4.11)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico real obtenido a partir de la variación temporal de la masa en el depósito aguas arriba. Dicho flujo másico se determinó a partir de la evolución de presión experimental aguas arriba y aguas abajo, la temperatura inicial del fluido y después de calcular el factor de compresibilidad, así como la evolución de la temperatura del fluido en cada paso de tiempo. Por otro lado, \dot{m}_t es el flujo másico obtenido mediante la ecuación (4.10). En cada instante, también se determinó el número de Reynolds usando la ecuación (4.12).

$$R_e = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (4.12)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido.

4.4. Simulaciones dinámicas mediante dinámica de fluidos computacional (CFD).

Paralelamente, para poder analizar la evolución dinámica del flujo entre los dos depósitos, se realizaron varias simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) en 3 dimensiones. El fluido de trabajo era aire y fue considerado ideal y compresible. Algunos artículos recientes en los que se consideró el fluido como ideal y compresible y que funcionan bajo diferencias de presión similares son [20] y [21]. Para este trabajo, las simulaciones se han realizado coincidiendo con las condiciones de las pruebas experimentales.

La Figura 4.5, Rio-Cano et al [4], muestra el mallado de los dos depósitos separados por la boquilla en forma de T, siendo las dimensiones de ambos depósitos y de la boquilla en forma de T los mismos que los utilizados en las pruebas experimentales. La única diferencia fue que la válvula de obturación era necesaria en el banco de pruebas experimental para iniciar los ensayos en $t = 0$, ver Figura 4.4, Rio-Cano et al [4], siendo este hecho no requerido en las simulaciones CFD. La malla empleada se generó con GMSH, no estaba estructurada y constaba de 126633 celdas. El software OpenFOAM es el que se utilizó para todas las simulaciones 3D, utilizando el enfoque de volúmenes finitos con OpenFOAM para diferenciar las ecuaciones de Navier Stokes. La herramienta de cálculo basada en densidad (rhoCentralFoam) se utilizó para todas las pruebas, la discretización espacial se estableció en segundo orden, siendo Euler de primer orden esquema el utilizado para la discretización del tiempo. El número máximo de Courant se mantuvo por debajo de 0.8 y es el paso de tiempo alrededor de $5e-8s$. La intensidad de la turbulencia se fijó en 0,05 en todos los casos. Se ha usado un modelo turbulento "Realizable" $k - \epsilon$, junto con una "wall function", como lo utilizaron anteriormente Lakzian et al. [21], siendo empleado en todas las simulaciones. El máximo y^+ en la pared de la boquilla era aproximadamente 90. Las condiciones de contorno de Dirichlet se han utilizado para de presión límite Volumétrico y para las condiciones de temperatura inicialmente en ambos depósitos. Se establecieron las condiciones de contorno límite de Newman para presión y temperatura en todas las paredes y condiciones de contorno límite de Dirichlet se establecieron para la velocidad en todas las paredes. En cuanto a la transferencia de calor, todas las paredes se establecieron como adiabáticas. Para comparar con los resultados experimentales se realizaron cuatro simulaciones, en dos de ellas el flujo fue yendo desde del depósito grande (G) al pequeño (P), siendo las presiones respectivas de los depósitos G-a-P, 0.4-0.1 MPa y 1.1-0.1 MPa, respectivamente. En las otras dos simulaciones, el fluido fluía desde el depósito pequeño al grande, siendo las presiones de los depósitos P-a-G respectivamente de 0.6-0.1 MPa y 1.2-0.4 MPa, ver Tabla 4.1, Rio-Cano et al [4].

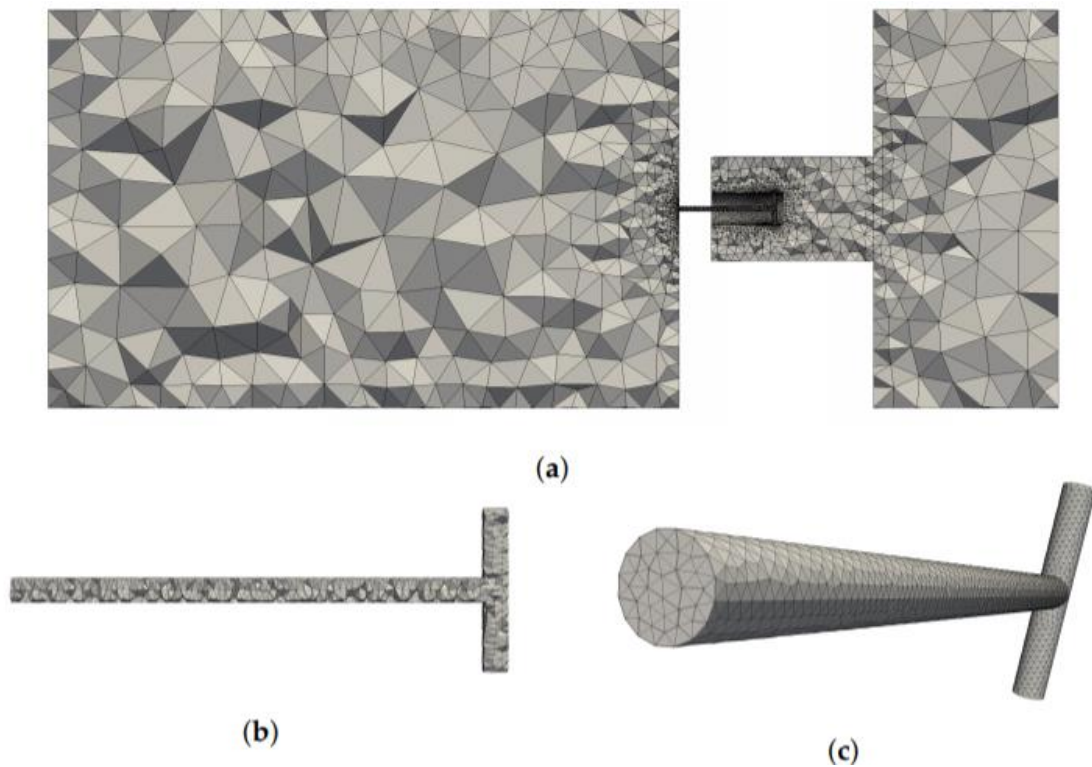


Figura 4.5: (a) Malla principal de los depósitos; (b) Malla de la sección en T de la tobera; (c) Vista general en 3D del mallado la tobera en T, Rio-Cano et al [4].

4.5. Resultados y discusión del estudio del CD.

En el siguiente apartado, se van a comparar los resultados obtenidos de la evolución de la presión temporal, medida dentro de los depósitos, con los resultados obtenidos de las simulaciones CFD. El mismo proceso se realizará más tarde con la temperatura temporal en las cámaras, tanto aguas arriba como abajo. A continuación, la masa, que es función del tiempo en cada depósito, también será comparada entre CFD y resultados basados en los ensayos experimentales, Una vez comparadas la presión, la temperatura y la masa se presentaran las gráficas obtenidas del número de Mach en función del tiempo, en la sección crítica de la tobera, así como los coeficientes de descarga versus al número de Reynolds.

Al final de esta sección, se introducirá la Figura 4.13, Rio-Cano et al [4], que muestra el flujo dentro de la tobera de ensayo para ambas direcciones del fluido. En esta figura se podrán apreciar claramente los lugares de las secciones críticas donde el flujo se vuelve sónico y donde el flujo se vuelve supersónico.

La Figura 4.6, Rio-Cano et al [4], presenta la variación de presión temporal medida en ambos depósitos para las diferentes variaciones de presión inicial, ensayadas e introducidas en la Tabla 4.1 Rio-Cano et al [4]. Cada curva es en realidad

la media obtenida después de realizar cada prueba diez veces. Aunque no se presenta en la Figura 4.6, Rio-Cano et al [4], la desviación estándar de cada punto fue inferior al 1% para todas las pruebas realizadas. De la Figura 4.6a, Rio-Cano et al [4], se observa que el tiempo de descarga es del orden de unos dos segundos en la gama de mediciones de trabajo. De hecho, el tiempo necesario para completar la descarga, sufre un aumento de alrededor del 22,5% cuando se compara la descarga de 0.4 a 0.1 MPa con la de 1.1 a 0.1 MPa. Este fenómeno es claramente comprensible, puesto que cuanto mayor sea la presión aguas arriba, mayor será la masa que se transferirá de un depósito al otro. Obsérvese que la masa inicial de fluido en el depósito aguas abajo es la misma para todos los casos que se presentan en la Figura 4.6a, Rio-Cano et al [4], excepto el caso en el que la presión inicial aguas abajo es de 0.4 MPa, siendo la presión aguas arriba de 1.2 MPa. Este caso muestra claras diferencias frente al resto de descargas, ya que el tiempo requerido para completar la descarga es aproximadamente un 10% más corto que el necesario para completar la descarga cuando las presiones en las cámaras aguas arriba / aguas abajo eran de 0,4 y 0,1 MPa, respectivamente.

De hecho, el tiempo de descarga está directamente relacionado con la relación de densidad inicial del fluido entre los depósitos, $\rho_{\text{aguas arriba}} / \rho_{\text{aguas abajo}}$. Dando el resto de los parámetros, los volúmenes de los depósitos y la temperatura inicial del fluido para cada ensayo, como variables constantes, cuanto más pequeña sea la relación de densidad inicial “aguas arriba vs aguas abajo”, $\rho_{\text{aguas arriba}} / \rho_{\text{aguas abajo}}$, más corto será el tiempo de descarga.

De la observación de la disminución de la presión temporal cuando el flujo va desde el depósito pequeño al grande, Figura 4.6b, Rio-Cano et al [4], se observa que el tiempo de descarga obedece al mismo patrón que el que se acaba de presentar siguiendo la regla de las relaciones de densidad aguas arriba versus aguas abajo. También es interesante observar que cuando se comparan los tiempos de descarga, que es del orden de 3 segundos, para el mismo diferencial de presión, pero en direcciones opuestas de flujo, el tiempo de descarga es mayor cuando el fluido pasa del depósito pequeño al grande. Este hecho probablemente está vinculado a la resistencia que presenta la tobera en forma de T cuando el fluido fluye en esa dirección. Una vez que el flujo permanece en condiciones de flujo sónico “Chocked flow”, se espera que dependa de dicha resistencia habida cuenta que la mayor parte del tiempo el flujo es subsónico, ver la Figura 4.11. La Figura 4.6, Rio-Cano et al [4], también compara el aumento y la caída de presión medido experimentalmente con los obtenidos de las simulaciones CFD, comparando dos casos más para cada dirección de flujo. Esta comparación muestra una muy buena concordancia, generándose el mismo tiempo de descarga y presiones finales que las medidas experimentalmente. Se observan pequeñas discrepancias en los valores finales de presión cuando el caudal pasa del depósito pequeño al grande, observándose una discrepancia de 4.4% para la descarga de 1.2 a 0.4 MPa y una variación que llega al 11.3% para la descarga de 0.6 a 0.1 MPa. Estas discrepancias obviamente son comprensibles y relativamente

pequeñas considerando que en las simulaciones CFD el proceso se considera adiabático, el fluido se considera como ideal y el volumen grande permanece constante.

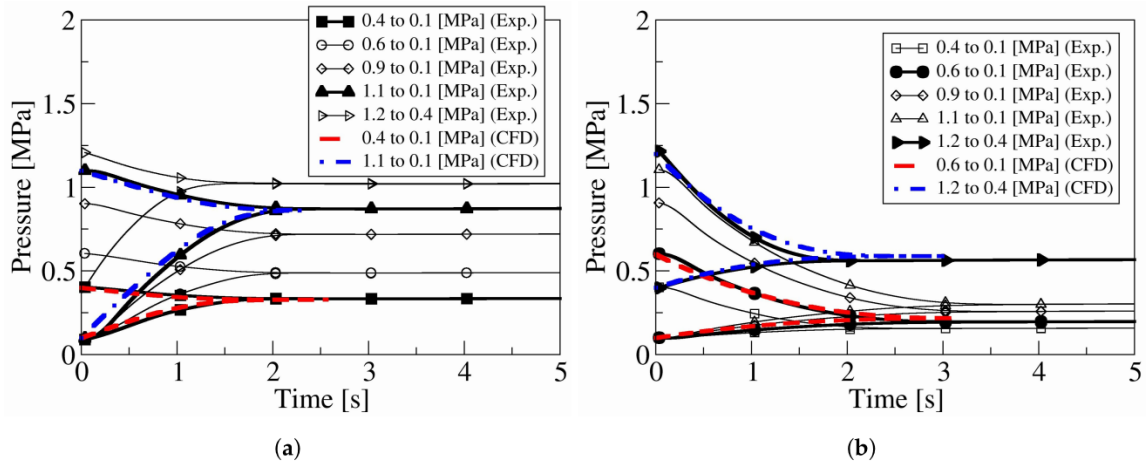


Figura 4.6: Comparación de los resultados experimentales versus los obtenidos mediante CFD de la variación temporal de presión medida en los dos depósitos. (a) Descarga del fluido desde el depósito grande al pequeño; (b) Descarga del fluido desde el depósito pequeño al grande; Se han considerado 5 ensayos diferentes para cada dirección de flujo y dos pruebas diferentes para CFD, ver Tabla 4.1, Rio-Cano et al [4].

La Figura 4.7, Rio-Cano et al [4], muestra la evolución de la temperatura del fluido en ambos depósitos y para los cuatro casos evaluados numéricamente mediante CFD. Cuando la descarga es de la cámara grande a la pequeño, Figura 4.7^a, Rio-Cano et al [4], la temperatura del fluido en el depósito grande sufre una disminución de menos de 20°, en cambio el aumento de la temperatura del fluido en el depósito pequeño se encuentra entre los 55° y 85°, un aumento tan grande es perfectamente comprensible si se considera el volumen reducido de este depósito en particular y partiendo de la base de que las paredes se han considerado adiabáticas. Obsérvese también que la disminución y el aumento de la temperatura son directamente proporcionales a la relación de presión entre los depósitos. Cuando el flujo va del depósito pequeño al grande, Figura 4.7^b, Rio-Cano et al [4], la disminución de la temperatura en el tanque pequeño oscila entre 50° y 70°, y un aumento máximo de temperatura de alrededor de 30°, se observa en el depósito grande.

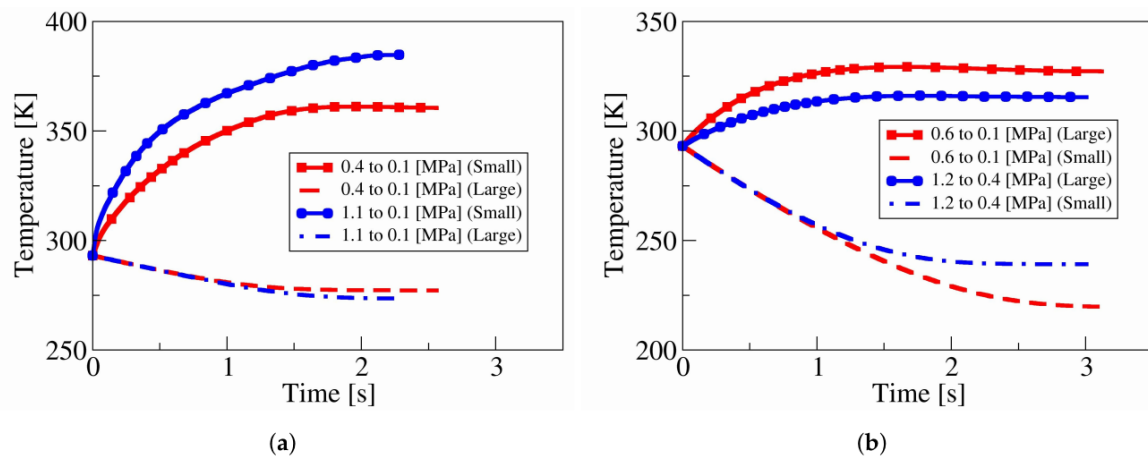


Figura 4.7: Evolución numérica de la temperatura en los depósitos aguas arriba y aguas abajo. (a) El flujo que va del depósito grande al pequeño. (b) El flujo va del depósito pequeño al grande, Rio-Cano et al [4].

Un punto que debe tenerse en cuenta y que podría ayudar a explicar por qué la descarga que va del depósito pequeño al grande tarda más tiempo que el realizado en la dirección opuesta es que, independientemente de la dirección del flujo la variación de temperatura en el depósito pequeño es varias veces mayor que el observado en el grande. Otra posible explicación, debe encontrarse en la posible existencia de una restricción de flujo en estas condiciones, lo que reduce la sección de flujo efectivo. De hecho, la explicación más plausible sea la diferente resistencia a la que se enfrenta la boquilla cuando el fluido fluye hacia adentro en direcciones opuestas. Estas consideraciones se analizarán a posteriori.

La Figura 4.8, Rio-Cano et al [4], presenta la variación temporal de la temperatura del fluido extraídos de los ensayos experimentales en ambos depósitos para las dos direcciones de flujo y para todos los diferenciales de presión evaluados, consulte la Tabla 4.1, Rio-Cano et al [4]. Las Figura 4.8a y Figura 4.8b, caracterizan la disminución de temperatura en los depósitos grande y pequeño cuando el flujo pasa del grande al pequeño y del pequeño al grande, respectivamente. La comparación de la evolución de la temperatura del fluido en ambos depósitos obtenida de las simulaciones CFD también se muestra en las siguientes figuras.

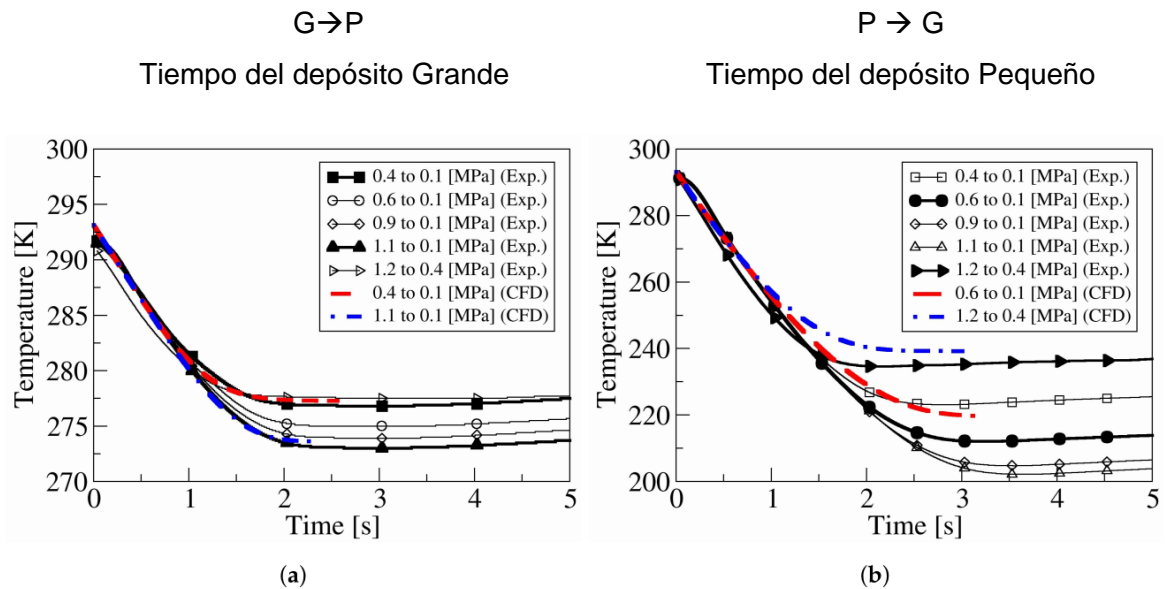


Figura 4.8: Descenso de la evolución de la temperatura tanto en base experimental como numérica de los depósitos aguas arriba y aguas abajo. (a) El flujo que va del depósito grande al pequeño. (b) El flujo va del depósito pequeño al grande, Rio-Cano et al [4].

Lo primero que debe observarse es que la caída de la temperatura del fluido es proporcional a la relación de presión entre depósitos, cuanto mayor sea la relación de presión, mayor será la caída de la temperatura del fluido en el depósito aguas arriba. Como se observó anteriormente, la caída de temperatura es particularmente alta en el depósito pequeño. Se observa que las temperaturas disminuyen por encima de los 50° en el depósito pequeño, tal disminución es menor que en el grande, que es de al menos de 20°. Al comparar la evolución de la temperatura tomada experimentalmente frente a la obtenida por CFD, se observa una concordancia particularmente buena para los resultados del depósito grande, obteniendo una diferencia máxima entre resultados experimentales y numéricos de aproximadamente 3.3%. Cuando la descarga es de 0.6 a 0.1 MPa, en el depósito pequeño. Los resultados basados en experimentos generan temperaturas finales, ligeramente inferiores a los obtenidos mediante simulaciones CFD. Como las paredes se asumieron adiabáticas en las simulaciones CFD, se puede apreciar que la Figura 4.7 confirma esta suposición, ya que el calor transferido a través de las paredes parece ser insignificante.

Basándonos en la evolución temporal de la presión experimental y la temperatura calculada, se muestra en la Figura 4.9, la variación de la masa temporal en cada depósito para ambas direcciones de flujo y para todas las diferentes

variaciones de presión estudiadas. La misma figura presenta también la disminución / aumento de masa obtenida a través de CFD. La Figura 4.9a y Figura 4.9b, presentan la variación de masa temporal de los depósitos cuando el aire fluye desde los depósitos G-a-P y P-a-G, respectivamente. Como se observó anteriormente, cuando la descarga es de 1.2 a 0.4 MPa, el tiempo de descarga es mínimo, esto se debe a la pequeña relación de densidad asociada al fluido. Independientemente de la dirección del flujo, las curvas que representan la variación de masa temporal en ambos depósitos son, para el primer segundo de descarga inicial y tienen una pendiente constante, pero durante el siguiente 1.5 segundos de descarga las curvas se redondean. Es probable que la pendiente constante indique que el flujo está en condiciones bloqueo. Las curvas del número de Mach frente al tiempo deberían aclarar estas hipótesis.

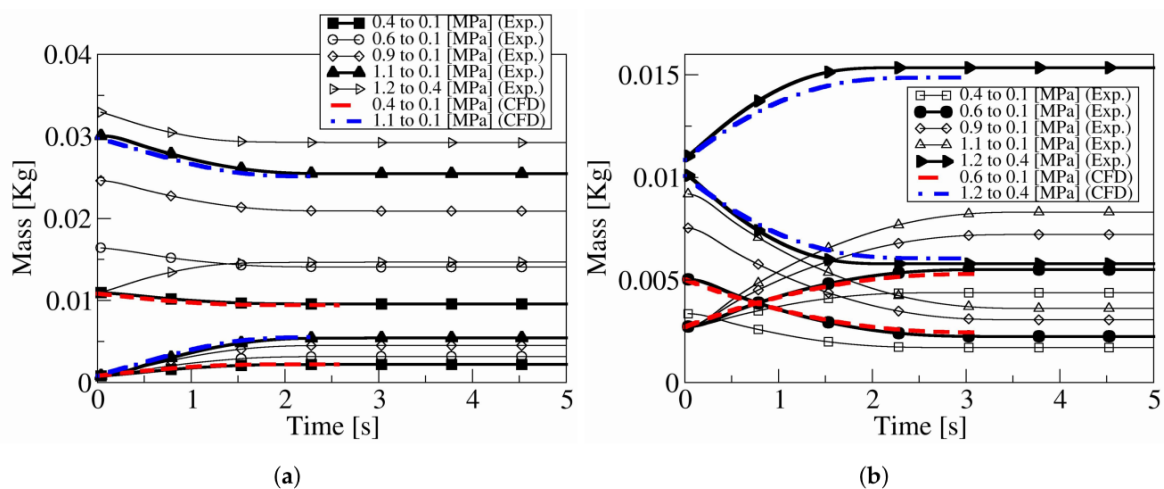


Figura 4.9: Variación de masa temporal en cada depósito según datos experimentales y para todas las presiones estudió. (a) Flujo de depósito grande a pequeño. (b) Flujo de depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].

El flujo másico instantáneo que fluye entre los dos depósitos para todas las presiones estudiadas y para en ambas direcciones de flujo, se muestran en la Figura 4.10. Nótese, que la información presentada en esta figura fue extraída directamente de la Figura 4.9. Para cada relación de presión, la Figura 4.9, presenta las curvas, que representan como disminuye la masa en un depósito y el aumento de masa en el otro, por lo tanto, cada uno de los flujos másicos. Se podrían obtener curvas gemelas, considerando la disminución y el aumento de masa en los respectivos depósitos, dado que ambas curvas de flujo másico eran casi idénticas, pero en la Figura 4.10 solo se muestran las curvas donde disminuye de flujo de masa en el depósito aguas arriba. La Figura 4.10a, caracteriza el flujo másico entre depósitos cuando el fluido pasa del depósito grande al pequeño. Nótese que a medida que la relación presión aumenta, el flujo másico también aumenta. En realidad, este aumento de flujo másico asociado con el aumento de la relación de presión se debe al aumento de la densidad del fluido aguas arriba. Es muy interesante ver que como la relación de presión aumenta el tiempo total de descarga y el tiempo en el que el flujo permanece bajo condiciones sónicas, también aumenta como se puede apreciar en la Figura 4.11, que aclarará aún

más este punto. La Figura 4.10b presenta la masa para el fluido que va del depósito pequeño al grande. Es interesante darse cuenta de que independientemente de la relación de presión evaluada, el tiempo de descarga dura casi un segundo más que cuando el flujo va en dirección opuesta. Como ya se observó en la Figura 4.10a, para una descarga de 1.2 a 0.4 MPa, la pendiente de la curva de flujo másico es mucho mayor que para el resto de los casos evaluados, mostrando claramente que, la densidad inicial aguas abajo juega un papel importante cuando se considera la evolución temporal de la descarga en tiempo final, dicho tiempo disminuye con la disminución de la relación de densidad.

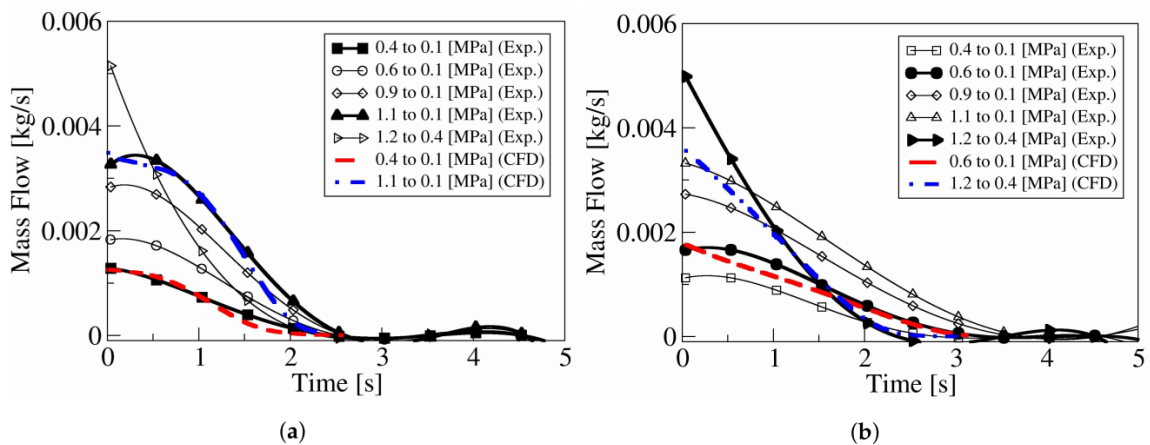


Figura 4.10: Flujo másico entre depósitos, basado en datos experimentales y para todas las presiones estudiadas. (a) Flujo de depósitos grande a pequeño. (b) Flujo de depósitos pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].

La Figura 4.10, también compara el caudal másico obtenido experimentalmente con el numérico y la concordancia parece ser muy buena para todos los casos estudiados. Solo cuando la descarga es de 1.2 a 0.4 MPa y el flujo va desde el depósito pequeño al grande, la pendiente del flujo másico durante el inicio, hacia los 0.5 segundos muestra alguna discrepancia. De hecho, ya en la Figura 4.10b, se observan claras diferencias en la evolución temporal de la masa para esta descarga en particular. Al comparar la Figura 4.10a y Figura 4.10b, para cualquier diferencial de presión, se observa que el caudal másico en el tiempo cero cuando el fluido pasa de G-a-P es un poco más grande que cuando el fluido pasa de la P a la G. Esto indica en la restricción se está experimentando un mayor paso que el fluido se pasa del depósito de pequeño al grande.

La Figura 4.11a y Figura 4.11b, presentan la evolución temporal del número de Mach en la sección mínima de la tobera en función de la diferencia de presión y para las dos direcciones de flujo, depósitos G-a-P y P-a-G, respectivamente. La información presentada obedece a los casos donde los resultados numéricos y los resultados

experimentales se pueden comparar. Cuando el fluido pasa del depósito grande al pequeño, el flujo es inicialmente sónico. El tiempo durante el cual el flujo permanece en condiciones de crecimiento sónico aumenta relación de presión, ver Figura 4.11a. Cuando el fluido fluye del depósito pequeño al grande y para presiones respectivas de 1.2 MPa y 0.4 MPa, la descarga es sónica durante muy poco tiempo. Pero cuando la presión inicial de los depósitos es de 0.6 MPa y 0.1 MPa, respectivamente, el tiempo en el que permanece el flujo en régimen sónico es de casi 1 segundo, que es casi el mismo tiempo observado cuando el fluido pasa del depósito al pequeño y para una presión respectiva de 1.1 MPa y 0.1 MPa, comparándose las Figura 4.10a y Figura 4.10b. La razón por la cual el fluido permanece en régimen sónico durante más tiempo, cuando el flujo va del depósito P al G, es probable que sea causado por la repentina restricción de flujo que el fluido está sufriendo cuando entra en la sección horizontal de la tobera y proviene de las dos ramas en forma de T. La forma de los dos ramales en T promueve la existencia de una sección de flujo restringido en la entrada de la boquilla horizontal, restringiendo además la entrada del fluido desde un plano vertical, por lo que el fluido solo puede moverse verticalmente en los dos ramales de la boquilla T. En realidad, este efecto está creando una sección efectiva más pequeña del flujo, en este caso, cuando el flujo pasa del depósito grande a uno pequeño. En otras palabras, la resistencia de la boquilla al fluido es mayor cuando el flujo va del depósito pequeño al grande y por lo tanto el flujo másico también es más pequeño. De hecho, al comparar las curvas de flujo másico para la misma caída de presión presentada en Figura 4.10a y Figura 4.10b, se puede ver claramente que el flujo másico es mayor durante los tiempos iniciales cuando el fluido va desde el depósito G-al-P. En este punto hay que remarcar que la ubicación donde se calculan los valores del número de Mach siempre sea donde el valor promediado del número de Mach sea el máximo. Dicha ubicación está al final de la boquilla horizontal, al comienzo de la unión en T, cuando el flujo va del depósito G-a-P y al final de la boquilla horizontal y al comienzo del tanque grande, cuando el flujo va desde el depósito P-a-G. Se esperaban una ubicación diferente independientemente del flujo ya que la dirección el fluido en la entrada de la tobera horizontal tenía que ser subsónico y acelera a lo largo de ella.

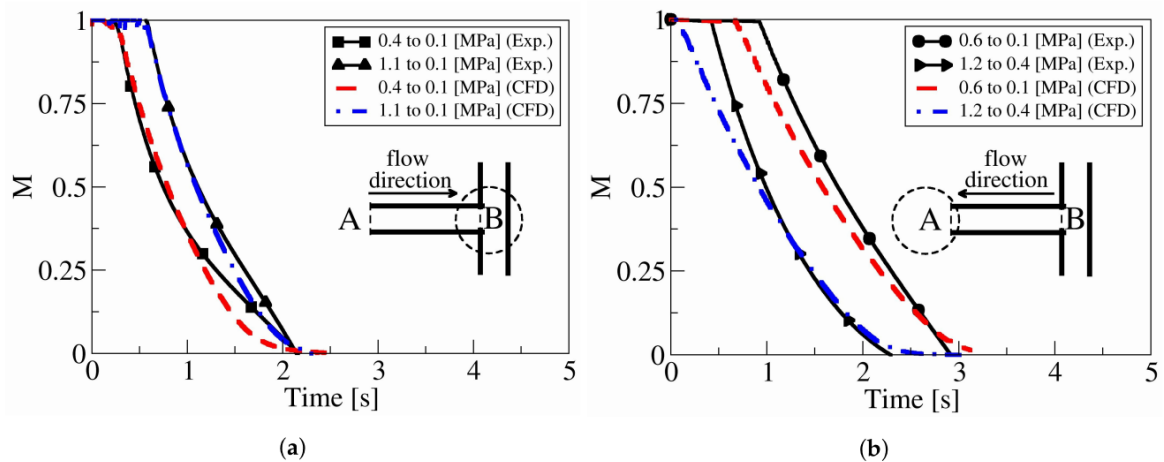


Figura 4.11: Evolución temporal del número máximo de Mach obtenido en la tobera que separa los dos depósitos. Comparación entre los resultados numéricos y los basados en experimentos. (a) Flujo de depósito grande a pequeño. (b) Flujo de depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].

En la Figura 4.11, se muestran los coeficientes de descarga temporal en función del número de Reynolds para los cuatro casos de los cuales dos de ellos se han calculado mediante CFD y los otros dos basados resultados experimentales. Las variaciones del coeficiente de descarga cuando el flujo va del depósito grande al pequeño y viceversa, son mostradas en las Figura 4.11a y Figura 4.11b, respectivamente. Para ambas direcciones de flujo, se presentan resultados para los diferenciales de presión estudiados utilizando ambas metodologías. Es importante referir estas curvas a la ratio de presiones b , dado por la variación de presión existente en los casos de estudio. La variación de presión mostrada en los ensayos de la Figura 4.11a, es de 1 MPa y de 0.3 MPa a las que corresponde una ratio b de 0.0909 y 0.25, respectivamente. En cambio, para las curvas mostradas en la Figura 4.11b, la variación de presión mostrada es de 0.5 MPa y de 0.8 MPa a las que corresponde una ratio b de 0.16 y 0.33, respectivamente.

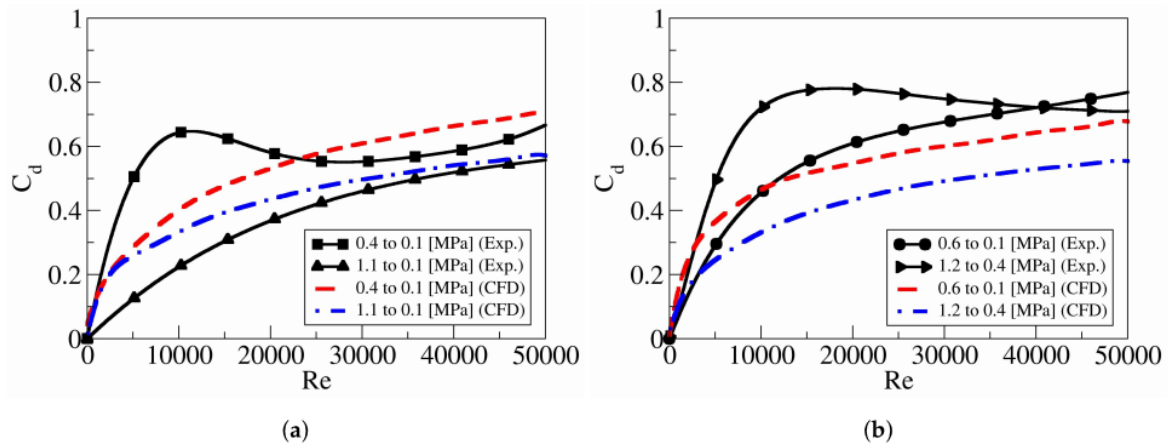


Figura 4.12: Coeficiente de descarga en la tobera de ensayo basado en datos experimentales y para todas las presiones estudiadas mediante CFD. (a) Flujo del depósito grande al pequeño. (b) Flujo del depósito pequeño a grande, Rio-Cano et al [4].

Lo primero que hay que comentar es que, para una dirección de flujo dada, el coeficiente de descarga muestra una tendencia temporal similar independientemente de la relación de presiones evaluadas. De hecho, esto es de esperar ya que el coeficiente de descarga depende del número de Reynolds, no dependiendo de la relación de presión entre los depósitos. Se observan algunas diferencias entre los coeficientes de descarga obtenidos numéricamente y los obtenidos en base a los datos experimentales, particularmente para números de Reynolds bajos. Creemos que tales diferencias se deben a las diferencias en la temperatura del fluido entre los resultados experimentales y CFD, que aparece al final de la descarga. Sin embargo, para una dirección de flujo dada, los valores asintóticos de los coeficientes de descarga son casi iguales independientemente de la metodología empleada para calcularlos. Los coeficientes de descarga obtenidos cuando el flujo va del depósito grande al pequeño son ligeramente superiores a los obtenidos cuando el flujo va en sentido contrario. Esto apoya lo presentado hasta el momento, que es el tiempo necesario para descargar del depósito pequeño al depósito grande es más grande que el necesario cuando la descarga es de la cámara grande a la pequeña.

En otras palabras, el fluido encuentra más resistencia a fluir del depósito pequeño al grande que en dirección opuesta. Como se explicó anteriormente, esto debe deberse a la restricción que el fluido está experimentando cuando fluye desde los dos ramales en T y entran en el ramal horizontal. Con el fin de obtener una sola curva que represente la evolución del coeficiente de descarga como función del número de Reynolds y para cada dirección de flujo, se ha determinado el promedio en cada número de Reynolds versus el coeficiente de descarga. A continuación, se presenta la ecuación matemática de las curvas resultantes en la ecuación (4.13), que representa la ecuación genérica para el coeficiente de descarga como función del número de Reynolds y para ambas direcciones de flujo. Los parámetros a_0 a_{10} que caracterizan la curva de coeficiente de descarga para cada dirección de flujo, se definen en la Tabla 4.2. Observe que como en la Figura 4.12b el número máximo de

Reynolds es 50000, los parámetros dados en las dos primeras filas de la Tabla 2 son válidos para este rango de números de Reynolds. Sin embargo, en base a los resultados obtenidos de las simulaciones en CFD, un segundo conjunto de parámetros es válidos para un rango de números de Reynolds comprendidos entre $1000 \leq Re \leq 130000$ también se presentan en las dos últimas filas de la Tabla 4.2.

Similarmente a lo expuesto para la Figura 4.11, tanto las diferencias de presión como los ratios de presiones b de la Figura 4.12 son los mismos, tanto en descargas de depósito grande a pequeño como a la inversa.

$$C_d = a_0 + a_1 Re + a_2 Re^2 + \dots + a_n Re^n \tag{4.13}$$

Tabla 4.2: Valores constantes de la ecuación del coeficiente de descarga para dos rangos diferentes de número Reynolds y diferentes direcciones de flujo, de depósitos grandes (L) a pequeños (S) y viceversa, Rio-Cano et al [4].

Reynolds range	flow direction	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}
1 to 50 000	L to S	1.470e-01	2.625e-05	-9.852e-10	3.077e-14	-8.131e-19	1.774e-23	-2.904e-28	3.252e-33	-2.300e-38	9.184e-44	-1.572e-49
	S to L	3.608e-02	1.053e-04	-5.156e-09	-1.795e-13	3.144e-17	-1.407e-21	2.351e-26	1.988e-31	-1.406e-35	2.063e-40	-1.047e-45
1000 to 130 000	L to S	1.480e-01	2.566e-05	-8.676e-10	1.981e-14	-2.541e-19	7.886e-25	2.838e-29	-4.980e-34	3.824e-39	-1.481e-44	2.350e-50
	S to L	6.400e-02	5.258e-05	-4.250e-09	2.382e-13	-8.453e-18	1.909e-22	-2.779e-27	2.594e-32	-1.499e-37	4.884e-43	-6.857e-49

Una de las ventajas de realizar simulaciones 3D-CFD es que permite analizar cuidadosamente la evolución de flujo dentro de la boquilla. En la Figura 4.13, se muestra la dinámica del campo de flujo dado como contornos de velocidad instantánea en ambos extremos de la tubería horizontal y para ambas direcciones de flujo, presiones en los depósitos y para tres valores instantáneos diferentes de tiempo, 0.02s, 0.5s y 1s. Cada columna caracteriza el momento en el que se presenta el campo de velocidad. Las dos filas iniciales de la Figura 4.13 muestran el campo de flujo en para las dos toberas en posición horizontal y que termina cuando el fluido pasa del depósito grande al pequeño, siendo la presión inicial (aguas arriba : aguas abajo) en cada cámara de 0.4 MPa : 0.1 MPa y 1.1 MPa : 0.1 MPa, respectivamente. Las dos últimas filas muestran la velocidad cuando el flujo va del depósito pequeño al grande, siendo las presiones iniciales (aguas arriba : aguas abajo) de 0.6 MPa : 0.1MPa y 1.2 MPa : 0.4 MPa, respectivamente.

Cuando el fluido pasa de los depósitos grandes a los pequeños y para las dos relaciones de presión estudiadas, durante los milisegundos iniciales, $t = 0.02s$, el fluido alcanza condiciones sónicas en la boquilla horizontal justo antes de la unión en T. Se observan condiciones de flujo supersónico a medida que el fluido se expande hacia los dos ramales verticales laterales, ver la primera y segunda filas de la Figura 4.12 En $t=0.5s$ y para presiones iniciales (aguas arriba : aguas abajo) de 0.4 MPa - 0.1 MPa, el fluido se ha vuelto subsónico en todos los puntos, siendo la velocidad media espacial máxima de 239 m/s, que corresponde a un $M = 0,74$, y el fluido todavía permanece

separado al entrar en el cruce en T. Después de 1 segundo del origen de la descarga, la velocidad máxima del fluido ha disminuido a 120 m/s, pero el flujo sigue desprendiéndose en la entrada de la unión en T. Pero, cuando vamos desde el depósito grande al pequeño con una presión inicial de 1.1 MPa y 0.1 MPa, respectivamente, después de 0.5 segundos, el flujo todavía está en condiciones sónicas, el número de Mach y la velocidad promediado asociada a la entrada y salida de la tubería horizontal son de $M = 0.53$ (176 m/s) y $M = 0.99$ (310 m/s), respectivamente. Los valores respectivos del número de Mach en estas dos ubicaciones de tubería son de 0.45 y 0.56, después del segundo inicial de la descarga.

La descarga cuando el fluido fluye desde el depósito pequeño al grande a presiones iniciales de 0.6 MPa y 0.1 MPa, respectivamente, está representada en la tercera fila de la Figura 4.13. Ahora, el número de Mach máximo aparece en la entrada del depósito grande, es decir, en salida de tubería horizontal, como era de esperar según la teoría [29][30]. En el tiempo $t = 0.02$ s, los números de Mach respectivos y las velocidades de fluido promediadas espaciales en la entrada y salida de la tubería horizontal son $M = 0,6$ (198 m/s) y $M = 1$ (353 m/s).

Para estos en particulares presiones iniciales, y después de 0,5 segundos, el flujo aún permanece en condiciones sónicas, Los números de Mach y las velocidades del fluido a la entrada y a la salida son $M = 0.59$ (190 m/s) y $M = 1$ (317 m/s), respectivamente. En esto punto, es importante darse cuenta de que, en condiciones sónicas, la velocidad del fluido promediada espacial depende sobre la temperatura instantánea del fluido. Al comparar estas cifras con las que caracterizan la caída de presión inicial de 1.2 MPa a 0.4 MPa, presentada en la fila inferior de la Figura 4.13, se pudo apreciar que ahora solo en los instantes iniciales, $t = 0.02$ s, el flujo es sónico, pero la caída de presión no es lo suficientemente grande como para generar una expansión supersónica cuando el fluido entra en el depósito grande. Después de 0,5 s, la descarga es completamente subsónica, siendo los números Mach de entrada y salida de la tubería horizontal y las velocidades de fluido promediadas espaciales asociadas de $M = 0,57$ (182 m/s) y $M = 0,73$ (230 m/s), respectivamente. En este punto es interesante observar la concordancia de los resultados CFD presentados en la Figura 4.11 y en la Figura 4.13, observando que el tiempo durante el cual el flujo es sónico, coincide perfectamente con todas las presiones estudiadas.

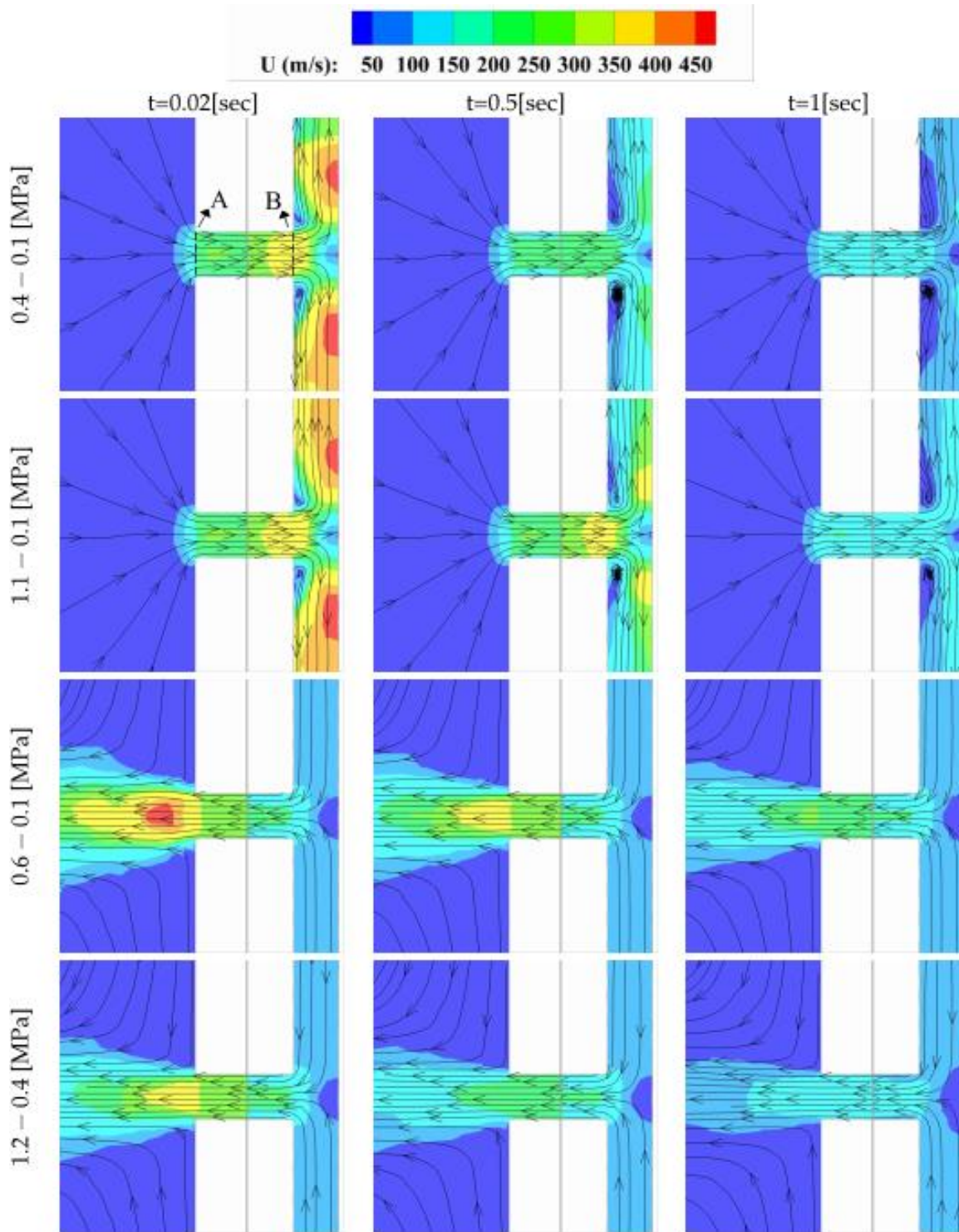


Figura 4.13: Contornos de velocidad de todos los casos de CFD estudiados en tres instantes, 0.02, 0.5 y 1 segundo. La primera y segunda fila, representan la evolución del fluido cuando el flujo pasa del depósito G-a-P, las respectivas presiones iniciales aguas arriba / aguas abajo son 0.4 MPa - 0.1 MPa y 1.1 MPa-0.1 MPa. En la tercera y cuarta fila, se caracterizan los dos casos en los que el caudal pasa del depósito P-a-G, siendo las presiones iniciales aguas arriba / aguas abajo de 0.6 MPa - 0.1 MPa y 1.2 MPa - 0.4 MPa, respectivamente, Rio-Cano et al [4].

De las observaciones realizadas en la Figura 4.10, se extrae que el flujo másico máximo en el tiempo cero es siempre mayor cuando el flujo que va desde el depósito G-a-P que al pasar del P-a-G, lo que indica claramente la dificultad añadida que tiene el fluido para fluir desde el depósito pequeño al grande.

La Figura 4.13 aclara también por qué durante las pruebas experimentales y en simulaciones CFD, el tiempo de descarga fue mayor cuando el flujo fluía desde el depósito G-a-P que cuando fluía en la dirección opuesta, véase en todas las imágenes entre la Figura 4.6 y la Figura 4.10. Esta dificultad se puede comprender al analizar la sección de entrada en ambas condiciones de flujo. Cuando el flujo va de la cámara grande a la pequeña, entra en la boquilla horizontal desde cualquier dirección, 360 grados, pero cuando el flujo va desde el depósito pequeño al grande, inicialmente el fluido debe ingresar desde los dos extremos de un ramal en T y luego, el fluido debe entrar a la boquilla horizontal desde los dos lados del ramal en T, por lo tanto, frente a una entrada particularmente estrecha en comparación con la dirección de fluido opuesta. Los efectos de este flujo más alto, cuando el fluido va del depósito pequeño al grande, también se puede observar cuando se analizan los coeficientes de descarga en ambas direcciones de flujo. Obsérvese que el coeficiente de descarga cuando el fluido que va desde el depósito P-a-G es asintóticamente más pequeño que cuando el fluido fluye del recinto de G-a-P, consulte la ecuación (4.13) y la Tabla 4.2.

4.6. Conclusiones del estudio del CD.

Parte del trabajo presentado en esta sección del documento de la Tesis ha consistido en evaluar el coeficiente de descarga de una boquilla en forma de T en condiciones de flujo compresible. Se han realizado análisis experimentales y numéricos. Las simulaciones numéricas han aclarado dónde se esperaban las condiciones sónicas. Los coeficientes de descarga dependían de la dirección del flujo y del número de Reynolds y concuerdan bien con los obtenidos por Comas y Rio en [16] y Nagao et al. [12], especialmente al considerar las diferentes relaciones entre la longitud de la tobera y el diámetro. En las simulaciones de CFD, el fluido se consideró como ideal, similar a las simulaciones CFD realizadas por Lakzian et al. [21] y Mazzelli et al. [20], donde también estaba el fluido considerado como ideal y estudiado bajo diferenciales de presión similares y el mismo modelo de turbulencia. De la comparación del presente estudio con las referencias [12, 16, 20 y 21], se puede concluir que el error obtenido de comparar las simulaciones CFD es pequeño y aceptable dado el grado de complejidad de los cálculos realizados. Con una tobera diseñada en T se pone de evidencia la capacidad de modificar la rigidez dinámica de la suspensión, según la dirección del fluido.

5. ESTUDIO DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA DE 2 CÁMARAS

5.1. Introducción.

A continuación, se abordará el estudio de la Suspensión hidroneumática, de dos cámaras separadas por una tobera de geometría conocida, Figura 5.1, para a posteriori estudiar el cilindro al completo.

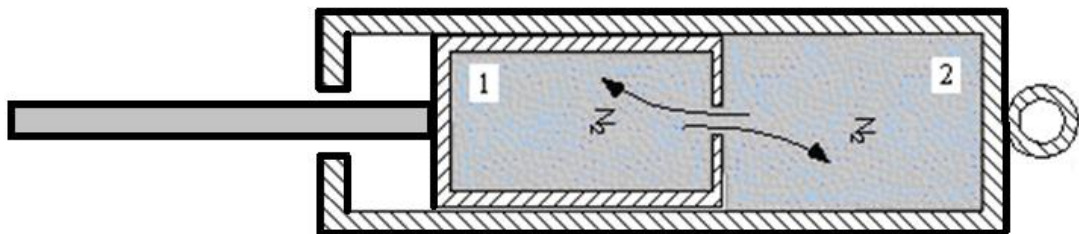


Figura 5.1: Vista esquemática del Cilindro de Suspensión Amortiguada objeto de estudio, en su composición de 2 cámaras de Nitrógeno, con la tobera de ensayo integrada.

Uno de los objetivos de esta sección será el de conocer y profundizar en el comportamiento elástico de la suspensión (muelle neumático), materializado mediante dos cámaras, una de volumen constante y otra de volumen variable.

Ya se comentó en capítulos anteriores que una de las prioridades del autor era la de simplificar el estudio de un elemento mecánico tan complejo como es un Cilindro de Suspensión Amortiguada para vehículos pesados (CSA), ver Figura 1.1, evaluando por separado las diferentes partes que componen la Suspensión. En la sección anterior se ha realizado el estudio de la tobera en T que conecta las dos cámaras de gas.

Cabe destacar que la principal focalización del autor en el campo de los CSA es siempre la de desarrollar un modelo teórico que permita predecir las prestaciones de dicho cilindro en función de los parámetros de diseño y de las condiciones de utilización. Esto permitirá ahorrar tiempo de diseño y medios de desarrollo, evitando la generación de errores importantes en dichos procesos. También aumenta la posibilidad de optimizar y aplicar mejoras significativas sin la necesidad de invertir recursos en estudios experimentales. Todo esto se traduce en un ahorro económico siempre perseguido por los desarrolladores.

Es por eso que el autor continuará su estudio realizando el trabajo en las cámaras de gas, con el objetivo de poder obtener un modelo que pueda predecir con un alto grado de correlación la evolución de las presiones en dichos recintos.

Este proceso se validará con los ensayos experimentales realizados en el banco de pruebas, abordando conceptos que relacionen el movimiento del cilindro con las variables que interactúen y con la respuesta termodinámica del gas, evaluando el área de transferencia de calor y estudiando una de las variables que a la postre puede presentarse de vital importancia, como es la de conocer del volumen instantáneo por unidad de tiempo que se tendrá dentro de las cámaras de estudio.

Llegados a este punto es interesante comentar que existe mucha literatura relacionada con las suspensiones para vehículos, sobre en todo lo concerniente al control activo y pasivo de las suspensiones. De todos ellos sobresalen dos grupos de trabajo, uno en la Universidad de Cambridge, gobernado por el Dr. D. Cebon y otro en la Universidad de Torino gobernado por el Dr. G. Belforte. Pero al estudiar únicamente suspensiones hidroneumáticas se simplifica muchísimo el volumen de información al respecto. Si a este hecho se le suma la intención de evaluar y modelizar la constante de rigidez y su coeficiente de amortiguación el campo de estudio se reduce a solo unos pocos estudios relacionados con esta temática.

El trabajo realizado por Guijón [2], es el estudio que sirve de referencia principal para la realización de esta Tesis doctoral. Dicho trabajo se realizó en el mismo laboratorio donde se está realizando esta Tesis doctoral y con los mismos directores. Guijón [2], en su trabajo desarrolla un modelo capaz de predecir el comportamiento de una suspensión neumática, estudiando únicamente las cámaras de gas, ofreciendo una buena correlación con la experimentación y marca el camino a seguir para controlar esta respuesta ante las perturbaciones externas. En este trabajo se estudiara el modelo propuesto por Guijón en [2], utilizando otra unidad experimental que permita profundizar en el estudio de diferentes parámetros relacionados con el coeficiente de descarga asociado a orificios, el coeficiente de rigidez, la transferencia de calor y el elemento amortiguador aplicado a una cilindro suspensión hidroneumático de doble cámara para vehículo pesado.

Es imprescindible enunciar el estudio realizado por De las Heras [1], quien definió los parámetros esenciales que explicaban el comportamiento dinámico de un cilindro de suspensión amortiguado, utilizando un índice politrópico instantáneo que describía el comportamiento elástico de la suspensión. Uno de los hitos más remarcables de su estudio fue el procedimiento que utilizó para poder variar en tiempo real, la rigidez dinámica de la suspensión. Este método consistió en separar las cámaras de estudio con una tobera de sección variable donde podía modificar su conductancia.

Els y Grobelaar [34] y [35], estudiaron en su obra como las suspensiones hidroneumáticas monocámara estaban supeditadas por la evolución del tiempo y la temperatura a la hora de evaluar la transferencia de calor en la suspensión. Ellos

marcan un buen punto de partida para abordar esta temática. En sus dos artículos no utilizan la metodología clásica, aproximándose al estudio del gas como ideal y renunciando al cálculo utilizando procesos politrópicos, dado que no evaluaban la transferencia de calor entre el gas y su entorno, ya que no es apropiado suponer el fluido como ideal a las altas presiones de utilización de la suspensión. Utilizando la ecuación de Benedict-Webb-Rubin para gas real, el modelo resuelve dicha ecuación de la energía y de esta manera evalúa la constante del muelle.

El método semi-empírico de transferencia de calor utilizado por Els y Grobelaar [34] y [35], se estudiará en este trabajo a fin de conocer su funcionamiento y valorar su aplicación.

Quaglia y Sorli [36], presentan una amplia investigación experimental sobre suspensiones de aire donde caracterizan un muelle neumático integrado entre el eje y el chasis del vehículo. Por motivos constructivos, el sistema a estudiar en esta Tesis difiere del propuesto por Quaglia y Sorli [36], ya que se intentó montar a los inicios de este trabajo la suspensión con la configuración en tipo McPherson pero los esfuerzos que se generaban, al realizar los ensayos, exalimitaban las reacciones de la bancada experimental tomando la decisión de únicamente estudiar el CSA en el banco experimental. No obstante, es valorable conocer la metodología clásica para tener una buena comprensión del funcionamiento estático y dinámico del Cilindro y saber cómo los parámetros de diseño y geometría le afectan.

Otro estudio interesante fue el realizado por Meirelles y Baldi [37] quienes formularon una metodología que permitía determinar las variables de la Suspensión a partir de un modelo matemático que describía el comportamiento de la rigidez del muelle hidroneumático. Utilizando muelles convencionales y neumáticos comparaban el comportamiento dinámico de su modelo con un modelo numérico de $\frac{1}{4}$ de vehículo.

Para ir concluyendo este apartado, se citarán dos artículos donde se optimiza el funcionamiento de la suspensión hidroneumática con mecanismos de control para mejorar su funcionamiento. El primero de ellos es de Giliomee y Els [38], que integran un amortiguador de dos estados en la suspensión con la intención mejorar el confort y la maniobrabilidad; Y por otro lado, Hall y Tang [39], optimizan el funcionamiento de la suspensión introduciéndole un mecanismo auto-nivelante que mejora las prestaciones de la suspensión en relación a las posibles fluctuaciones de la carga.

5.2. Banco experimental que excita la SN 2C.

Para ensayar los cilindros de suspensión amortiguada, reproduciendo una situación lo más realista posible, era importantísimo disponer de un banco que permitiese aplicar un desplazamiento sinusoidal, triangular o en rampa a un cilindro de

vehículos de gran envergadura a fin de obtener su respuesta y conocer su comportamiento. La idea principal era la recrear carreras de compresión y extensión y poder así sacar las curvas características de Fuerza/Desplazamiento y Fuerza/Velocidad. Para ello, era vital controlar la amplitud y la frecuencia del movimiento (velocidad), que debían ser variables y regulables y siempre intentando mantener una potencia de maniobra elevada. Con todos estos condicionantes se diseñó y construyó un banco experimental donde el componente principal era una válvula direccional proporcional (4/3) de la casa MOOG. Esta válvula es la encargada controlar el movimiento de un cilindro hidráulico que debe ser, sinusoidal, triangular o en rampa. Este movimiento se transmite a la suspensión. Dicha servoválvula está gobernada por un servoamplificador que envía una señal eléctrica de posicionamiento. La señal que entra en el servoamplificador estará constantemente retroalimentada mediante un sensor LVDT de Temposonics, ver Figura 9.37, que corregirá los posibles errores de posicionamiento a fin de que la señal de consigna inicialmente entregada al sistema produzca el movimiento deseado a la salida.

Para estudiar la respuesta del sistema se envía una consigna de posición al servoactuador y se observa la respuesta del cilindro mediante otro sensor de desplazamiento LVDT. Para completar el conocimiento del comportamiento de la suspensión además de la LVDT se han ubicado sensores de presión en las dos cámaras de gas y una célula de carga nos proporcionará la fuerza instantánea producida por el cilindro en cada instante de tiempo, ver Figura 5.3.

Como generador de señales se ha utilizado un PC con una tarjeta de adquisición de datos de National Instruments. Este sistema es muy flexible ya que permite realizar, en primer lugar, el estudio de la respuesta en frecuencia del sistema y en segundo lugar experimentar diferentes estrategias de control utilizando diferentes programas desarrollados en el entorno LabVIEW. Además, es muy económico ya que la misma tarjeta se utiliza para capturar la respuesta del actuador.

El banco de ensayos está compuesto por:

- Bancada estructural
- Sistema oleo-hidráulico
 - Grupo oleohidráulico de 21.5 MPa, 100 l/min
 - Actuador lineal de doble efecto MOOG 125/70/70/350
 - Servoválvula MOOG D710-024.
- Sistema electrónico y adquisición de datos
 - Servoamplificador MOOG P 121-401
 - Sensores diferenciales de desplazamiento lineal (LVDT).
 - Sensores de temperatura
 - Sensores de presión WIKA modelo MH-2 10 MPa
 - Célula de Carga
 - Tarjeta de adquisición y PC

- Cilindro Suspensión-Amortiguador.

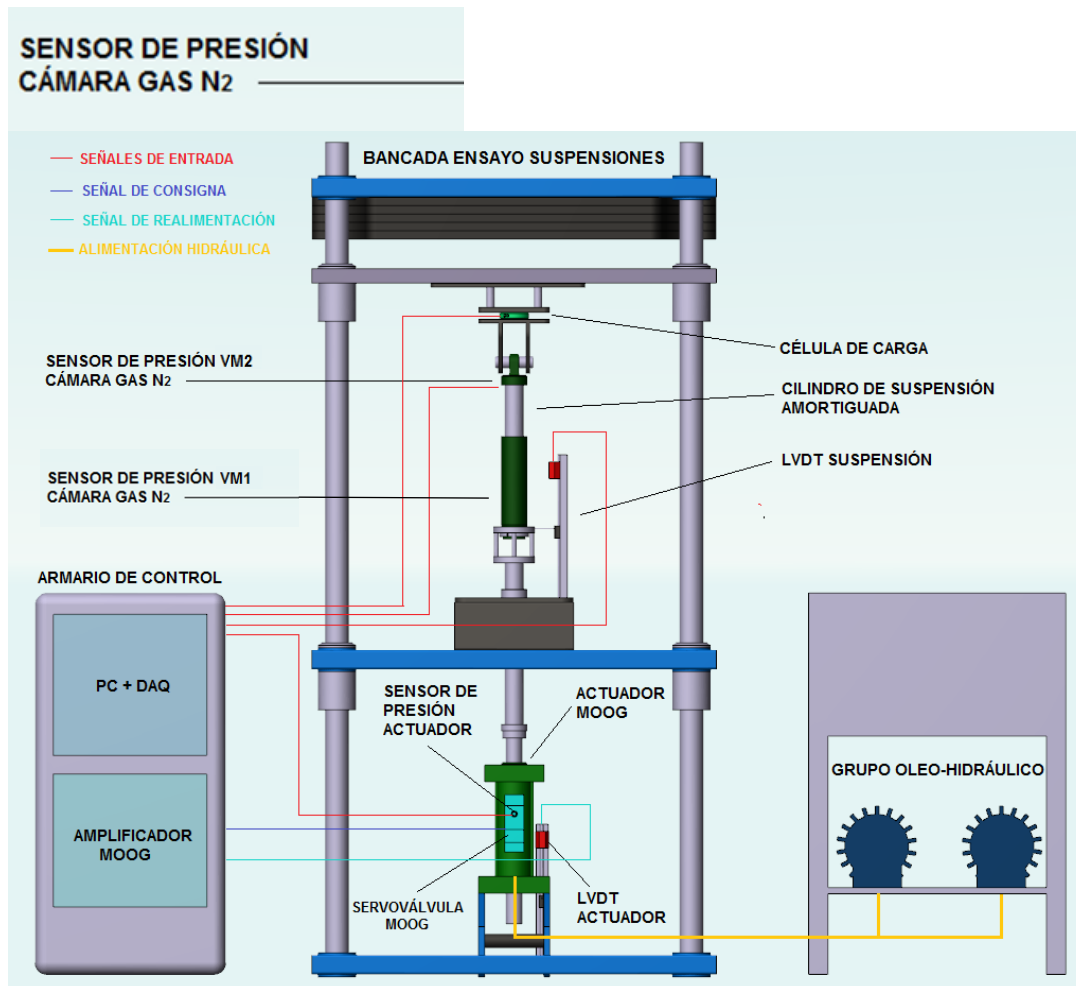


Figura 5.2: Esquema principal de la bancada de ensayo de suspensiones.

La bancada de ensayo de suspensiones es un gran pórtico de 5500 mm de alto por 1600 mm de ancho y 1000 mm de profundidad. Las 4 barras de acero con acabado cromado, de diámetro \varnothing 100 mm hacen de columnas del pórtico y a la vez de sistema de guiado para las plataformas horizontales.

Horizontalmente, el banco está constituido por 3 bases y una plataforma de carga. La base n^o1 y la n^o3 están fijadas en altura, mientras que la n^o2 y la plataforma de carga pueden deslizarse en altura a través de las columnas mediante unos casquillos roscados (a) de \varnothing 120 mm. La altura a la que se encuentran la base n^o2 y la plataforma de carga se pueden fijar estáticamente mediante unos soportes de seguridad que bloquean el movimiento vertical.

Teniendo en cuenta la disposición de las bases horizontales, éstas dividen en 3 zonas o niveles el espacio de ensayo.

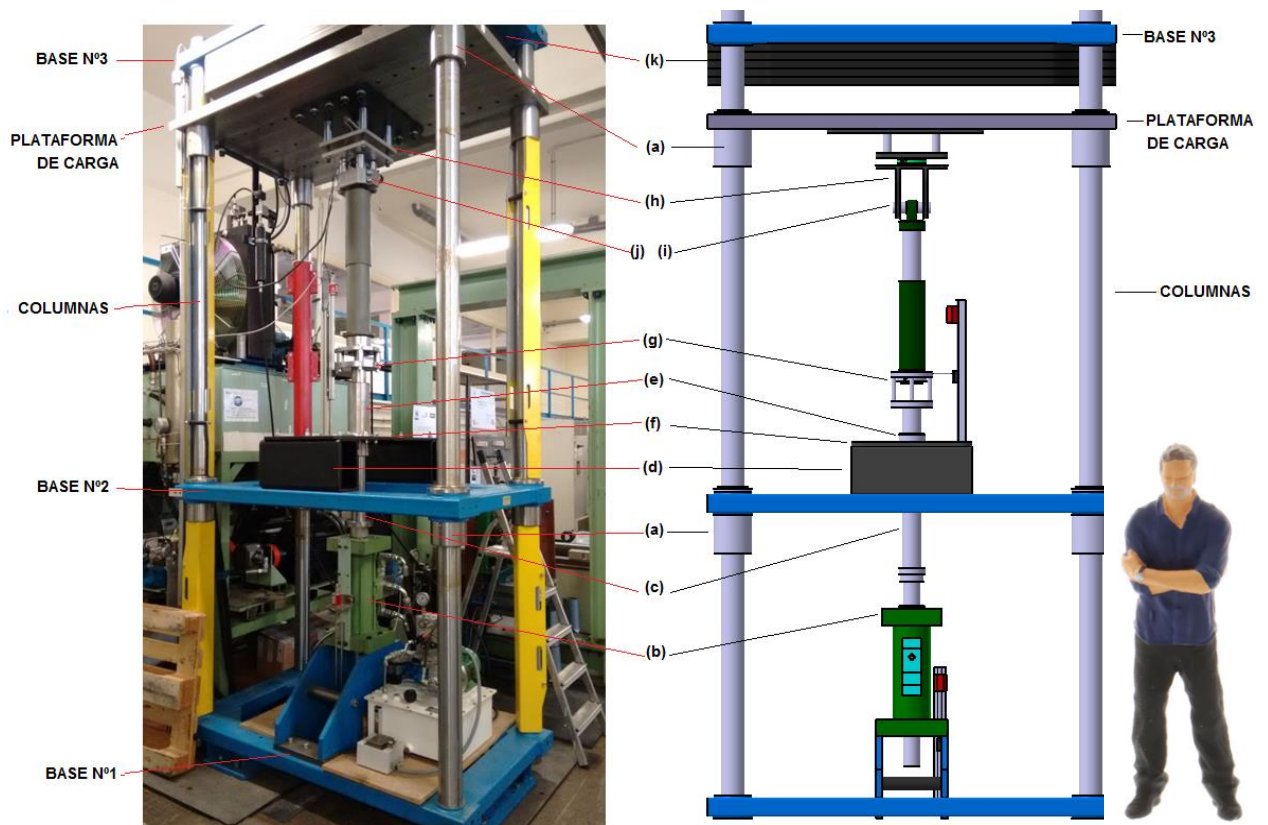


Figura 5.3: Fotografía de la bancada con el CSA a la izquierda y esquema a la derecha.

En la base inferior nº1 se encuentra el sistema de sujeción de toda la bancada al suelo. El servoactuador MOOG (b) encargado de excitar la suspensión está situado sobre dicha base. Con la base nº2 se delimita el nivel de trabajo inferior.

En el nivel intermedio de trabajo, limitado por la base nº2 y la plataforma de carga, se encuentra el espacio donde se sujeta el cilindro de suspensión. Para conectar mecánicamente el servoactuador con el cilindro se recurre a un vástago (c) de \varnothing 80 mm guiado a través de un casquillo (d). Dicha conexión se sustenta sobre una plancha de acero (e) de 15 mm de espesor con 8 tornillos de métrica M16. A su vez, la plancha reposa sobre unos perfiles atornillados (f) a la base nº2 con 3 tornillos M16 para cada perfil.

En el extremo superior del sistema de conexión mecánica se sujeta la parte inferior del cilindro de suspensión mediante una conexión cónica (g), asegurada con una tuerca de métrica M160, gracias a que se dispone de rosca mecanizada en la parte inferior del cilindro a ensayar.

La cabeza del amortiguador se sujeta al soporte superior trapezoidal (h) con una conexión rotula-pasador (i) de \varnothing 60 mm para el CSA. Este tipo de conexión dota a la suspensión de un grado de libertad rotacional que puede corregir y absorber pequeñas desviaciones en la alineación del montaje.

El soporte superior trapezoidal se sujeta a la plataforma de carga mediante 4 tornillos de M16. En el medio de esta conexión se sujeta la célula de carga.

En el nivel superior, delimitado entre la plataforma de carga y la base nº3, se encuentra el sistema de pesos de simulación de carga del vehículo (k). Sobre la plataforma de carga se pueden apilar hasta 5 planchas de acero de con una masa de 500 kg cada una, con el fin de recrear el peso suspendido del vehículo sobre la suspensión. Dichas planchas se descuelgan de la base nº3 mediante un cilindro hidráulico auxiliar.

Todas las uniones móviles cilíndricas se lubrican generosamente con grasa de alta calidad con el objetivo de minimizar los rozamientos y las fuerzas producidas por estos.

El sistema oleo-hidráulico del banco experimental es el encargado de excitar mecánicamente el cilindro amortiguador. Se requiere de una elevada potencia, calidad y robustez de los equipos hidráulicos, debido a que los sistemas a ensayar soportan elevadas fuerzas.

El grupo oleo-hidráulico suministra el caudal necesario para que el banco de ensayos pueda realizar la carrera y la frecuencia deseada.

El banco experimental descrito en esta sección será el utilizado para excitar los cilindros en las dos variantes de estudio:

- una compuesta de 2 cámaras de nitrógeno interconectadas con la tobera estudiada en el capítulo anterior.
- en la otra variante utilizando el cilindro en su forma completa con 2 cámaras de nitrógeno con la misma tobera de conexión y las dos cámaras de aceite con sus respectivos orificios de paso del aceite y la parte elástica que se explicará en futuras secciones.

En el anexo 9.3, se muestran los datos técnicos y las figuras pertinentes que describen las características y funcionamiento del banco de ensayos del CSA y de la SN.

En este capítulo el autor se centrará únicamente en el estudio de la suspensión neumática de dos cámaras, ver Figura 5.4. En ella se puede apreciar en color rojo la posición inicial de cada cilindro, la posición de referencia o inicial de ensayo donde se puede realizar la excitación sinusoidal, triangular o rampa y los volúmenes de la suspensión, tanto en la posición de referencia, en color azul claro, como en la posición de totalmente comprimida la suspensión en color azul más fuerte, a la cual llamaremos "VM2cc", cuyo significado es Volumen 2 completamente comprimido. Es en este momento que el autor quiere remarcar la importancia que supone para el estudio a realizar el conocimiento exacto del volumen de fluido que hay en las cámaras de gas, ya que será una de las variables de estudio más relevantes para conocer la evolución de las presiones en las cámaras y por ende el resto de variables de estudio del comportamiento del cilindro de suspensión amortiguada.

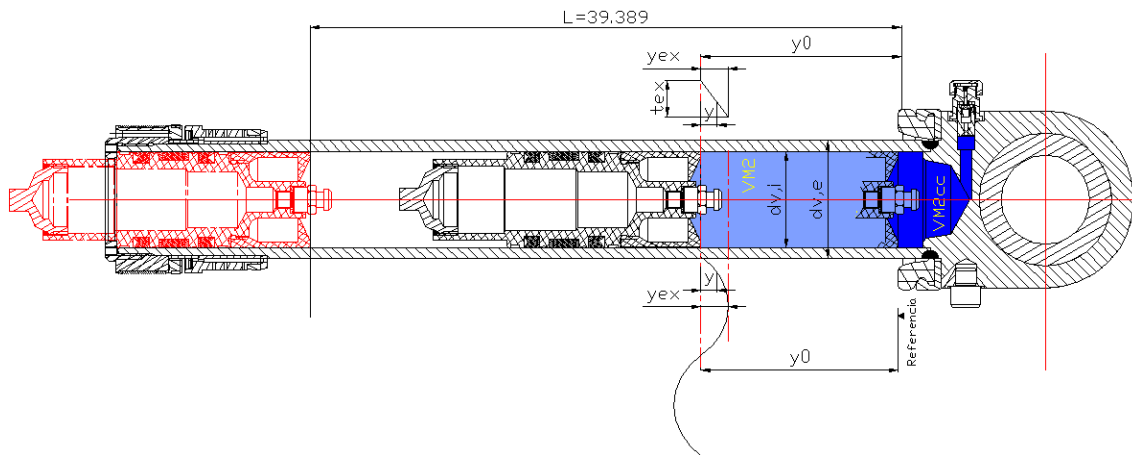


Figura 5.4: Esquema conceptual de la Suspensión Neumática de 2 cámaras.

Como explicación conceptual de los experimentos a realizar se dirá que mediante el grupo hidráulico y la servoválvula se excitará la suspensión realizando:

- Movimientos de compresión – extensión, en rampa ascendente y descendente.
- Ensayos con un ciclo triangular o sinusoidal a una cierta amplitud y frecuencia.
- Ensayos con n ciclos triangulares o sinusoidales a una cierta amplitud y frecuencia.

Se leerán y registrarán los sensores de presión, de fuerza, de temperatura y desplazamiento, con el objetivo de determinar las curvas características del cilindro: Fuerza / Desplazamiento, Presión / Desplazamiento, Fuerza / Velocidad y Presión / Volumen.

Debido a que no existe normativa específica para la realización de ensayos en cilindros de suspensiones, es de vital importancia establecer un protocolo de experimentación que actúe como normativa a seguir, tanto para el presente estudio, como para estudios futuros.

Los experimentos se deberán realizar siempre siguiendo el protocolo de ensayo debidamente acotado y especificado, que permita a la vez cumplir la normativa de seguridad y extraer los resultados concretos con el mínimo uso de los recursos.

Las instrucciones marcadas a continuación pretenden obtener las prestaciones del cilindro de suspensión amortiguada que se va a ensayar, así como el estado general del elemento de suspensión y de la bancada, siempre para garantizar la seguridad íntegra tanto del elemento de ensayo como de las personas que van a realizar el ensayo.

Para realizar la experimentación correctamente se han de seguir cada uno de los puntos que se detallan continuación anotando en su hoja de protocolo cada uno de los resultados obtenidos (ver anexo 9.5). Todos los sensores utilizados en la experimentación han sido debidamente calibrados para la correcta adquisición de los ensayos experimentales.

Entre punto y punto del protocolo, para el rigor de las pruebas, se dejará reposar la suspensión durante 2 minutos para que no se calienten los fluidos (N_2 y aceite) y así los valores entre ensayos partan de las mismas condiciones iniciales.

Si se tarda más de 3 minutos en ejecutar el siguiente paso del protocolo, se detendrá el grupo hidráulico para el ahorro de energía, evitar el calentamiento del aceite del grupo hidráulico y reducir la contaminación acústica generada en cada ensayo. El protocolo a seguir será el siguiente:

A. IDENTIFICACIÓN DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

1. Identificación de la Suspensión Neumática a ensayar.
2. Dimensiones básicas de la Suspensión Neumática.
3. Fecha de ensayo.
4. Posición nominal estática.
5. Carga Nominal requerida en posición estática.

B. IDENTIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS

1. Tipo de aceite que contiene el CSA.
2. Cantidad de aceite que contiene el CSA.
3. Tipo de gas de suspensión.

C. ENSAYO VISUAL DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

1. Situar el cilindro a la posición de extensión completa.
2. Evaluar estado de la superficie cromada del vástago.
3. Evaluar estado de la superficie externo del cilindro o cuerpo de suspensión.
4. Evaluar estado de la válvula de precarga de gas.
5. Evaluar el estado de las uniones con el banco.

Nota de actuación: Si alguno de estos puntos anteriores es desfavorable, es condición suficiente para detener el ensayo y reemplazar las piezas que sean necesarias.

D. LLENADO DE LA CÁMARA DE GAS

1. Con el cilindro totalmente extendido (vástago del cilindro completamente visible, carrera cero), cargar a la presión de precarga, 11.85 bar, determinada teóricamente, se miden las lecturas de los sensores a dicha presión (relativa). Se registra la temperatura inicial del ensayo y el valor de la LVDT. Estos serán los valores iniciales de carga.

2. Llevar el cilindro a la posición nominal estática o de referencia y se registra el valor de la presión en la cámara variable de gas. En esta posición el producto de la presión por el área interno del vástago ha de estar entre 10.000 N y 15.000 N, todo dependiendo de la carga que se quiera estudiar. En este momento se miden también las lecturas de presión, temperatura y posición, las cuales serán los valores iniciales del ensayo experimental y los que se utilizarán a posteriori para iniciar la simulación teórica para validar el modelo matemático planteado posteriormente en futuras secciones de este trabajo.

E. ENSAYO DE FUGAS

1. Medida de la presión relativa de precarga del gas con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas con el cilindro en la posición estática.
3. Accionar una de las pruebas de ensayo de suspensión, por ejemplo, 5 ciclos a 0.4 Hz y 100 mm de carrera.
4. Verificar la posición estática después del ciclado.
5. Medir la presión de gas en la posición estática cada 20 segundos durante 2 minutos.
6. Medir dicha presión de gas a los 10 minutos.

Criterio de aceptación: no debe sufrir pérdidas de presión apreciables, a excepción a las debidas por variación de temperatura y modificación de la posición estática.

F. ENSAYO ESTÁTICO DE RAMPA (Ascendente o descendente)

1. Medida de la presión relativa de pre llenado del gas con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas con el cilindro en la posición estática de referencia.
3. Extender la suspensión al máximo.
4. Comprimir linealmente (rampa) a la velocidad correspondiente al ensayo y registrar las variables de estudio utilizando el software LabVIEW, los valores de presión del gas (bar), la fuerza (N), temperatura (°C) y el desplazamiento (mm).

Con la suspensión en condiciones de temperatura ambiente, dentro del laboratorio, los valores experimentales deben seguir la curva teórica (isotérmica o isentrópica) dentro de los intervalos definidos. Este mismo ítem será el seguido

cuando se realicen los cálculos teóricos de la evolución de las variables en las simulaciones que se realizará, con los cálculos teóricos en el programa MATLAB®.

A continuación, se muestra Tabla 5.1 y la Tabla 5.2, donde se podrán apreciar los diferentes ensayos realizados experimentalmente.

Tabla 5.1: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa ascendente 2C.

Rampa Ascendente	frecuencia [Hz]	tiempo [s]	Carrera [mm]	Velocidad [mm/s]
Ensayo 1	0.01	50	180	3.6
Ensayo 2	0.02	25.008	180.4	7.214
Ensayo 3	0.04	12.502	180.3	14.42
Ensayo 4	0.08	6.252	180.1	28.81
Ensayo 5	0.16	3.126	180.6	57.77
Ensayo 6	0.32	1.578	180	114.07
Ensayo 7	0.64	1.012	178.7	176.58
Ensayo 8	1.28	1.008	179	177.58

Tabla 5.2: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa descendente 2C.

Rampa Descendente	frecuencia [Hz]	tiempo [s]	Carrera [mm]	Velocidad [mm/s]
Ensayo 1	0.01	50.01	241.4	4.82
Ensayo 2	0.02	25.006	241.5	9.65
Ensayo 3	0.04	12.5	240	19.2
Ensayo 4	0.08	6.256	240	38.36
Ensayo 5	0.16	3.14	240	76.43
Ensayo 6	0.32	1.58	239.5	151.58
Ensayo 7	0.64	1.14	237.8	208.6
Ensayo 8	1.28	1.142	237.9	208.32

Se puede apreciar en la Tabla 5.1 y en la Tabla 5.2, que para el último ensayo realizado la velocidad de desplazamiento del actuador no sigue la consigna introducida de frecuencia con el programa de LabVIEW. Eso es debido a que la capacidad del banco experimental de introducir caudal en el circuito hidráulico ha llegado a su volumen máximo para la amplitud deseada.

A continuación, se muestran a modo de ejemplo la Figura 5.5 y la Figura 5.6, extraídas directamente del software utilizado para la realización de los ensayos experimentales (LabVIEW), donde se puede apreciar la evolución experimental de las presiones, de la fuerza y del desplazamiento. En dichas Figuras se aprecia el entorno de LabVIEW con el ensayo realizado para una frecuencia de 0.08 Hz correspondiente a una velocidad de compresión de 28.8 mm/s y una carrera de 180 mm en rampa ascendente, correspondiente al ensayo 4 de la Tabla 5.1 y un ensayos en rampa descendente de frecuencia de 0.02 Hz que corresponde con una velocidad de

expansión de 9.6 mm/s y una carrera de 240 mm, que corresponde al ensayo 2 de la Tabla 5.2. Más adelante se graficarán por separado los datos obtenidos de los ensayos para presentarlos promediados y unificados en una única Figura.



Figura 5.5: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa ascendente para una frecuencia de 0.08 Hz, a una velocidad de compresión de 28.8 mm/s y una carrera de 180 mm.



Figura 5.6: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa descendente para una frecuencia de 0.02 Hz, a una velocidad de extensión de 9.6 mm/s y carrera de 240 mm.

G. ENSAYO DINÁMICO DE CICLADO EN TRIANGULO.

Por otro lado, se ha de comentar que los ensayos de ciclado se han realizado generando una señal triangular en vez de una sinusoidal, ya que al verificar los test realizados antes de proceder con los experimentos propuestos para la tesis se vio que la señal que seguía el sensor de desplazamiento, cuando se generaba una señal sinusoidal a una frecuencia alta y a una amplitud alta, no era la esperada por los autores. Para subsanar este hecho se decidió realizar todos los experimentos con señales triangulares hecho que hacía modificar todos los programas de simulación creados con MATLAB®.

El procedimiento seguido ha sido el siguiente:

1. Medida de la presión relativa de pre llenado del gas y la posición de la LVDT, con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas y la posición de la LVDT, con el cilindro en la posición estática de referencia.
3. Ciclar la suspensión y registrar, utilizando el software LabVIEW, los valores de presión del gas (bar), la fuerza (N), Temperatura (°C) y el desplazamiento (mm).

Con la suspensión en condiciones de temperatura ambiente del laboratorio, dato medido con un termómetro digital de láser infrarrojo, los valores experimentales deben seguir la curva teórica (isotérmica o isentrópica) dentro de los intervalos definidos.

Entre ensayo y ensayo, del protocolo G, se dejará estática la suspensión durante 1 minuto como mínimo para que tanto la temperatura del gas como del aceite del CSA vuelvan a condiciones de inicio y los resultados no se vean alterados por incrementos de temperatura entre los diferentes ensayos.

Para los ensayos de ciclado se ha optado por realizar diferentes experimentos, ver Tabla 5.3. El principal ha sido el de generar un ciclo de trabajo para diferentes frecuencias y amplitudes analizando la evolución de la presión, la fuerza y el desplazamiento por unidad de tiempo, ver Figura 5.7. En dicha Figura se aprecia nuevamente una imagen del entorno en LabVIEW con el ensayo realizado para una frecuencia de 1 Hz correspondiente a una velocidad de compresión de 186.05 mm/s y un desplazamiento de 100 mm en carrera triangular, correspondiente al ensayo 3 de la Tabla 5.3. También se ha realizado experimentos generando ensayos de trabajo de más de 1 ciclo, ver Tabla 5.4. Para tal fin y después de realizar experimentos de más de 200 ciclos se vio que la evolución de las variables a adquirir no mostraban cambios muy significativos, por ese motivo se optó por realizar 3 tipos de experimentos en ciclados realizando 5, 10 y 50 ciclos completos, ver Figura 5.8, a modo de ejemplo.

Tabla 5.3: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de un solo ciclo.

Ciclo triangular	Frecuencia (Hz)	A= Amplitud(mm)	C = 2A Carrera (mm)	Nº ciclos
Ensayo 1	1	31,5	63	1
Ensayo 2	1	40	80	1
Ensayo 3	1	50	100	1
Ensayo 4	0,5	31,5	63	1
Ensayo 5	1.6	31,5	63	1
Ensayo 6	0.8	63	126	1
Ensayo 7	0.8	80	160	1
Ensayo 8	0.8	100	200	1

Tabla 5.4: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de más de un ciclo.

Ciclo triangular	Frecuencia (Hz)	A= Amplitud(mm)	C = 2A Carrera (mm)	Nº ciclos
Ensayo 1	1	50	100	5
Ensayo 2	1	50	100	10
Ensayo 3	1	50	100	50
Ensayo 4	1	50	100	200
Ensayo 5	1	50	100	500
Ensayo 6	0.8	63	126	5
Ensayo 7	0.8	63	126	10
Ensayo 8	0.8	63	126	50



Figura 5.7: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en ciclo triangular para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm.

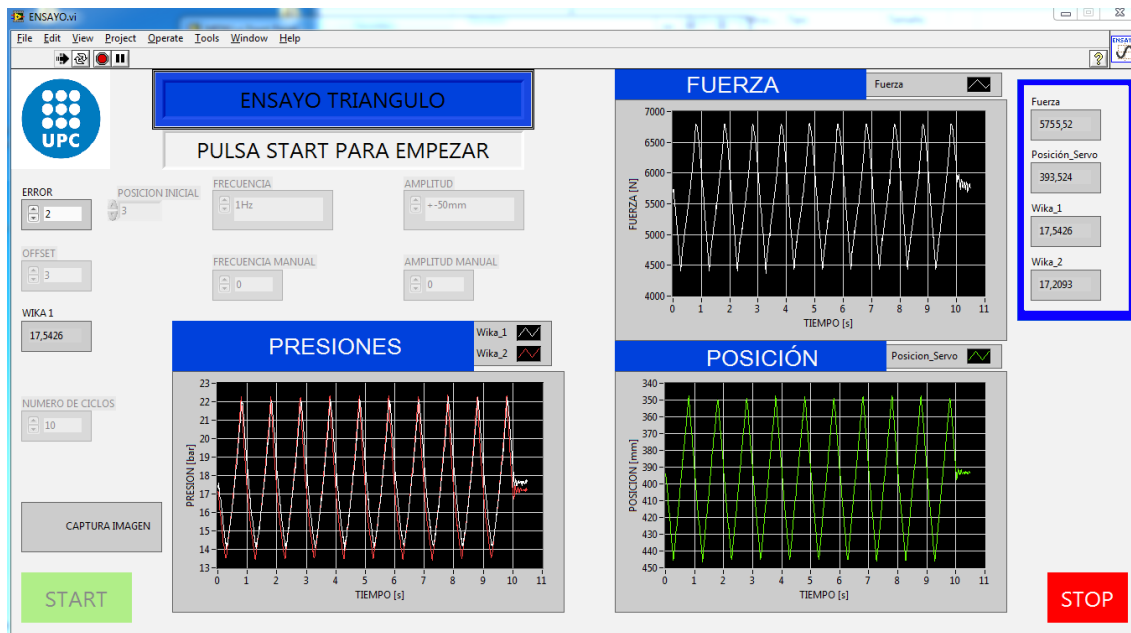


Figura 5.8: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos de 10 ciclos triangulares para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm.

Una vez mostrado el banco experimental diseñado y construido especialmente para este trabajo y explicados sus componentes, características y protocolo de experimentación, es hora de centrarnos en la suspensión neumática de dos cámaras que se utilizará para conocer la evolución de las presiones y fuerzas, y así poder obtener los coeficientes de rigidez asociados a estas suspensiones. De esta forma se irá obteniendo una información que más adelante será básica cuando se trabaje con el cilindro completo.

Es por ello que en la presente sección únicamente se estudiará la parte del CSA en la que el gas es el único fluido que toma partido. Para acometer este fin se ha tenido que desmontar un CSA, quitando todo el aceite y dejando únicamente la parte donde el Gas es el único agente que interactúa entre las cámaras.

Como era muy importante conocer la evolución de las presiones en la cámara fija y en la cámara variable, se ha tenido que diseñar, construir y montar un utillaje que permita por un lado excitar la cámara móvil de la suspensión y por otro, que permita conectar un sensor de presión en dicha cámara. Cuando el CSA está estanco en su composición de utilización real, es decir en formato 4 cámaras, era imposible obtener esa información de presión y este es el motivo principal de estos experimentos. En la Figura 5.9, se puede ver de forma esquemática la ubicación de los sensores de presión SP1 y SP2, así como la tobera que separa las cámaras fija y variable y el útil que se fabricó para poder excitar la suspensión utilizando el mismo banco experimental. En este caso, la parte superior del cilindro sigue conectado con rotula-

pasador (i) de \varnothing 60 mm, mostrado anteriormente en la Figura 5.3. Encima de esta conexión es donde va ubicada la célula de carga, encargada de registrar la Fuerza que se genera en los ciclos de extensión y compresión de la suspensión. En la misma Figura 5.3, se puede apreciar cómo se conecta la parte inferior del cilindro de suspensión y al movimiento de la válvula proporcional MOOG, y es mediante una conexión cónica (g), asegurada con una tuerca de métrica M160. Como los ajustes entre los componentes son muy buenos, después de varios ciclos para reajustar el sistema se ha comprobado que no había desalineamientos en los movimientos del CSA, dando por bueno el montaje realizado.

Únicamente falta comentar que el utillaje realizado para poder mover la cámara fija dentro de la cámara variable se ha fijado con dos tornillos de M8 entre ambos elementos, es decir, la cámara fija y el utillaje. El sensor de presión SP1, se ha roscado a la cámara fija utilizando arandelas de sellado para evitar posibles fugas. Para poder registrar la evolución de la presión en la cámara fija se ha practicado un taladro \varnothing 5 mm. Después de las comprobaciones pertinentes se dio como bueno el montaje realizado pudiendo comenzar los experimentos con las dos cámaras de gas separadas por la tobera de estudio.

Como datos relevantes del estudio de la suspensión neumática de dos cámaras, por separado, hay de decir que el volumen de la cámara fija (VM1), es de 181.3 cm^3 y el volumen de la cámara variable (VM2), es de 1439.43 cm^3 , en las condiciones de carga. La carrera máxima es de 374 mm aproximadamente y por seguridad y para no realizar ensayos en los límites de la suspensión se ha decidido realizar los experimentos en compresión a 180 mm de carrera y en extensión a 240 mm de carrera, indicado anteriormente en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2. Para los experimentos de ciclo triangular el rango de carrera ha oscilado entre 63 mm y 200 mm, introducido anteriormente mediante la Tabla 5.3 y Tabla 5.4.

Al igual que se explicó anteriormente, cuando se realizaron los ensayos para conocer el coeficiente de descarga en la tobera de ensayo, es importante remarcar que los ensayos se han repetido 10 veces para cada experimento y que a posteriori se promediaron los valores obtenidos para asegurar una buena correlación de los ensayos realizados. Para asegurar la fiabilidad de los experimentos también se ha ido comprobando continuamente que las condiciones iniciales de los ensayos fuesen las mismas y que los sensores utilizados durante la experimentación estuviesen bien calibrados.

Una vez expuesto el banco de ensayos, los diferentes ensayos a realizar y como se ubica el cilindro en el montaje experimental se procederá a definir los parámetros geométricos de las cámaras, las propiedades de los materiales y de los fluidos y el modelo matemático utilizado para evaluar los parámetros tecnológicos de estudio.

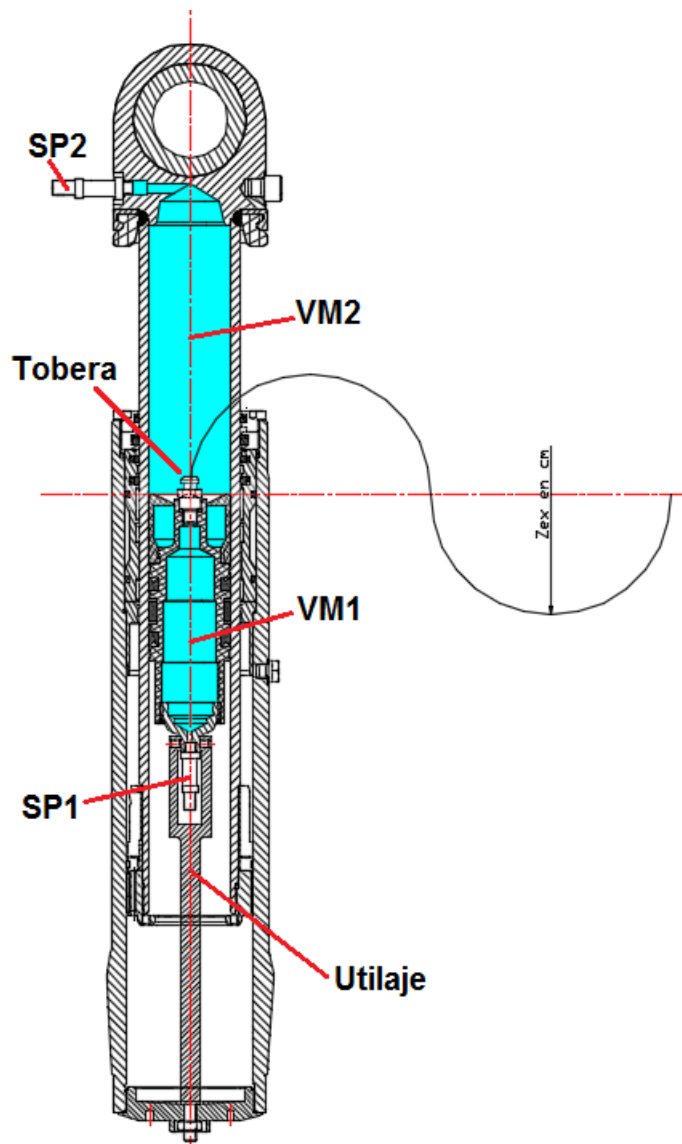


Figura 5.9: Cilindro de Suspensión Amortiguada preparado para los ensayos de 2 cámaras con Nitrógeno y separados por la tobera de estudio.

5.3. Características funcionales de la SN de 2 cámaras.

En este apartado se describirán los parámetros más relevantes de la Suspensión Neumática en la que se sustentan las variables de cálculo de los modelos propuestos;

5.3.1. Cotas generales de la SN de 2 cámaras.

A continuación, en la Tabla 5.5, se presentan las cotas básicas de la Suspensión Neumática, en su composición de 2 cámaras, necesarias para realizar los cálculos teóricos propuestos en los modelos desarrollados en el presente trabajo.

Tabla 5.5: Cotas generales de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.

$d_{1i} =$	4 cm	'Diámetro equivalente interior cámara 1'
$L_{1i} =$	14.4 cm	'Longitud equivalente cámara 1'
$d_{1e} =$	5.5 cm	'Diámetro exterior base de la cámara 1'
$d_{V,i} =$	6.5 cm	'Diámetro interior del vástago de la suspensión cámara 2'
$d_{V,e} =$	8 cm	'Diámetro exterior del vástago de la suspensión'
$D_{c,i} =$	10 cm	'Diámetro interior de la camisa de la suspensión'
$D_{c,e} =$	13 cm	'Diámetro exterior de la camisa de la suspensión'
$L_{ce} =$	39.98 cm	'Longitud del vástago de la suspensión'

Carrera máxima de la suspensión $Y_{max} \equiv S_{max}$. La carrera máxima del vástago es una de las dimensiones de fácil medición, definida como la distancia recorrida por el vástago desde la posición de la Suspensión Neumática, completamente extendida y la completamente comprimida. Para el proceso experimental este valor es el obtenido de restar el valor máximo y el mínimo leído por el sensor de desplazamiento (LVDT).

5.3.2. Secciones de interés de la SN de 2 cámaras.

A continuación, se definen las secciones básicas de la SN, en su composición de 2 cámaras, necesarias para realizar los cálculos teóricos propuestos en los modelos desarrollados anteriormente. Es conveniente definirlos puesto que aparecen en las ecuaciones propuestas y utilizadas en los siguientes apartados. Más adelante, cuando se trabaje con el CSA al completo, se volverán a utilizar dichas expresiones para definir los cambios producidos en los volúmenes de control al realizar los modelos pertinentes de cálculo.

Tabla 5.6: Secciones básicas de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.

S_C :	Sección anular transversal de la cámara de compresión (VM3).
S_E :	Sección anular transversal de la cámara de extensión (VM4).
S_P :	Sección transversal del pistón o sección interna del vástago (VM2).
S_{cil} :	Sección interna transversal del cilindro.
S_{Ve} :	Sección exterior del vástago de la suspensión cámara 2
S_{CAM} :	Sección exterior de la camisa de la suspensión.

Dadas por las siguientes expresiones:

$$S_C = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{1,e}^2) \quad (5.1)$$

$$S_E = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{V,e}^2) \quad (5.2)$$

$$S_P = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,i}^2 \quad (5.3)$$

$$S_{CIL} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,i}^2 \quad (5.4)$$

$$S_{Ve} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,e}^2 \quad (5.5)$$

$$S_{CAM} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,e}^2 \quad (5.6)$$

5.3.3. Áreas de Transferencia de Calor SN 2 Cámaras

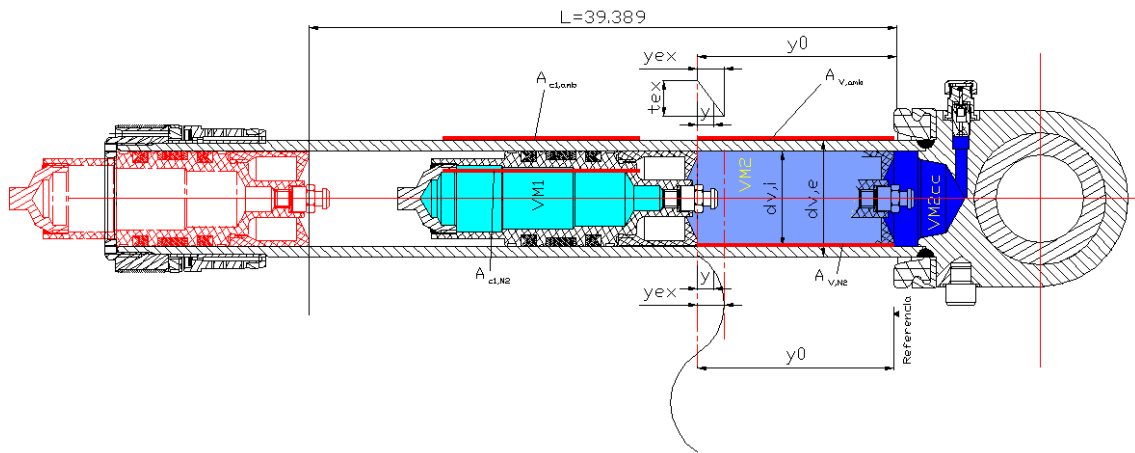


Figura 5.10: Áreas que intervienen en la transferencia de calor en el modelo de 2 cámaras.

En las siguientes ecuaciones se definen las áreas que intervienen en la transferencia de calor en el modelo de 2 cámaras, ver ecuaciones (5.7) a (5.13) :

$A_{V,amb}$: Área del vástago expuesta al aire ambiental

$$A_{V,amb} = \pi \cdot d_{v,e} \cdot (y_0 - y) \quad (5.7)$$

$A_{V,N2}$: Área del vástago expuesta al N2 internamente en la cámara 2

$$A_{V,N2} = \pi \cdot d_{v,i} \cdot (y_0 - y) \quad (5.8)$$

A_{tws} : Área de la tapa de acero superior

$$A_{tws} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{v,e}^2 \quad (5.9)$$

$A_{C1,amb}$: Área de la cámara 1 expuesta al aire ambiental

$$A_{C1,amb} = \pi \cdot d_{v,e} \cdot (L1e) \quad (5.10)$$

$A_{C1,N2}$: Área de la cámara 1 expuesta al N2

$$A_{V,N2} = \pi \cdot d_{1,e} \cdot (L1e) \quad (5.11)$$

A_{twin} : Área de la tapa de acero interior

$$A_{twin} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{1e}^2 \quad (5.12)$$

A_{twi} : Área de la tapa de acero superior

$$A_{twi} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{v,i}^2 \quad (5.13)$$

5.3.4. Cálculo de los Volúmenes de la SN 2 cámaras.

En esta sección se plantea como el movimiento de la suspensión provoca la variación de los volúmenes, debido a que es de vital importancia conocer de forma precisa el volumen contenido en la cámara variable de la Suspensión Neumática. Este valor está íntimamente ligado al desplazamiento, parámetro 'y' de la Figura 5.11, siendo uno de los valores principales que alimenta el modelo propuesto para predecir las evoluciones de Presión, Fuerza, Temperaturas, etc.

Se define el volumen total "VM2_{ce}", al volumen total ocupado por el gas cuando la Suspensión Neumática está completamente extendida. Análogamente el volumen total VM2_{cc}, será el volumen total cuando la Suspensión Neumática este completamente comprimida.

El volumen variable de la cámara 2, VM2, para una posición genérica "y" del embolo flotante, será la suma de tres volúmenes diferenciados:

- El primero, es el de la cámara 2 completamente comprimido, VM2_{cc}, calculado geoméricamente.
- El segundo, es el volumen desplazado por el embolo hasta alcanzar la posición de reposo o de referencia, VM2₀, ver ecuación (5.14).

$$VM2_0 = S_p \cdot y_0 \quad (5.14)$$

- El tercer volumen, VMZ, será el referido al volumen desplazado por del embolo móvil en su movimiento inducido por la excitación del vástago (sinusoidal, triangular, rampa, etc.), ver ecuación (5.15) y Figura 5.11.

$$VMZ = S_p \cdot y \quad (5.15)$$

Siendo "y₀", la posición del embolo flotante en reposo, e "y", el desplazamiento inducido por la excitación del vástago de la Suspensión Neumática, esta última, cuando es positiva tiende a disminuir el volumen, y cuando es negativa promueve un aumento del volumen al realizar los movimiento de excitación cíclicos o en rampas, ver Figura 5.11. Este hecho es así debido a como está ubicado el sensor de desplazamiento ubicado en el banco experimental.

Por lo que la ecuación final que rige la variación de volumen en la cámara 2, VM2, quedará definida de la siguiente manera, ver ecuación (5.16) :

$$VM2 = VM2_{cc} + VM2_0 \pm VMZ \quad (5.16)$$

Reescribiendo la ecuación (5.16), obtendremos la ecuación (5.17), ecuación que regirá la evolución del volumen 2 en el modelo matemático:

$$VM2 = VM2_{cc} + S_p \cdot y_0 \pm S_p \cdot y \tag{5.17}$$

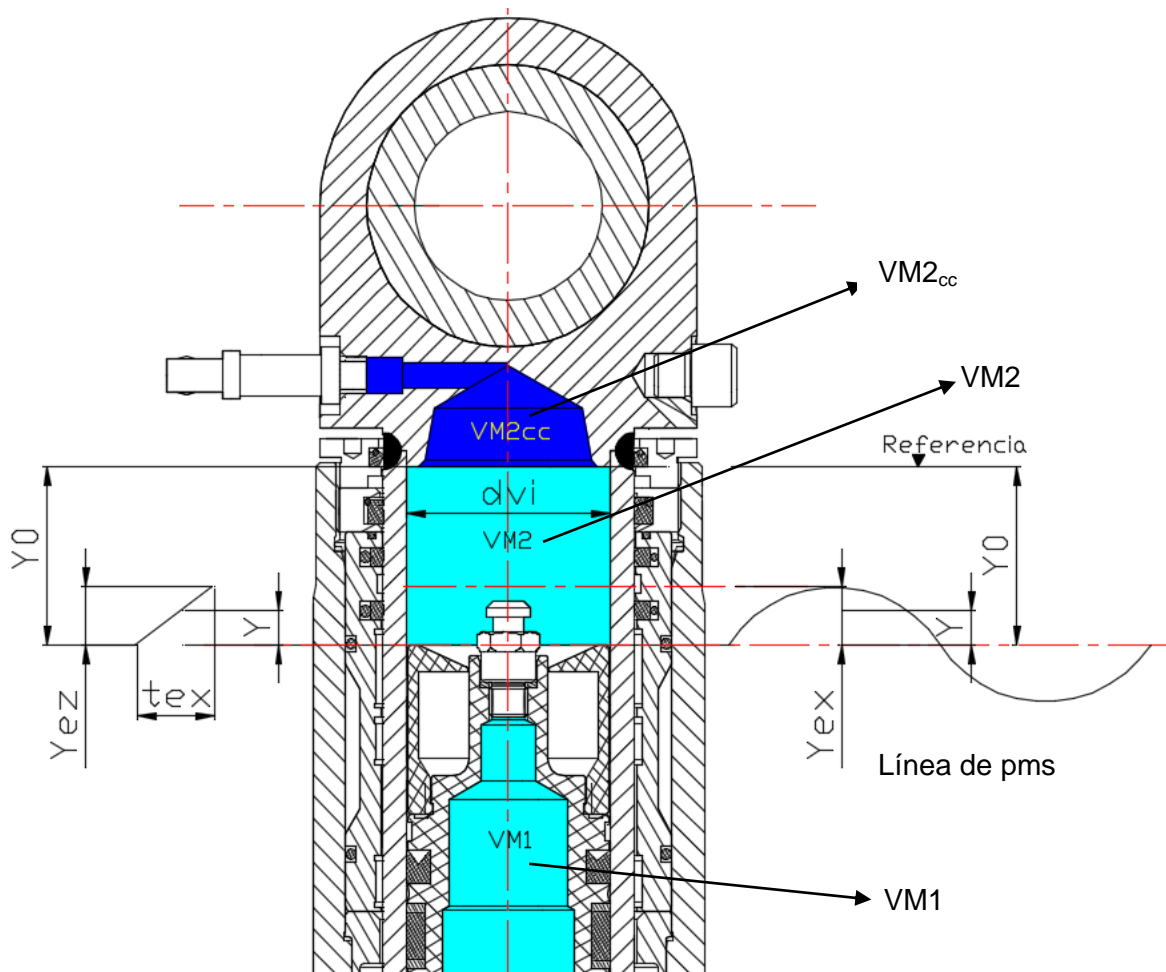


Figura 5.11: Sección del cilindro para visualizar el VM1, el VM2 y el VM2cc.

5.3.5. Balance de Fuerzas de la SN 2 cámaras a Compresión y a Extensión

A continuación, se muestra el análisis realizado para evaluar el balance de fuerzas que sufre la SN, tanto a compresión como a extensión. Se han separado los diferentes componentes para facilitar su entendimiento, ver Figura 5.12, el esquema del sólido libre correspondiente al embolo móvil y Figura 5.13 el vástago fijo.

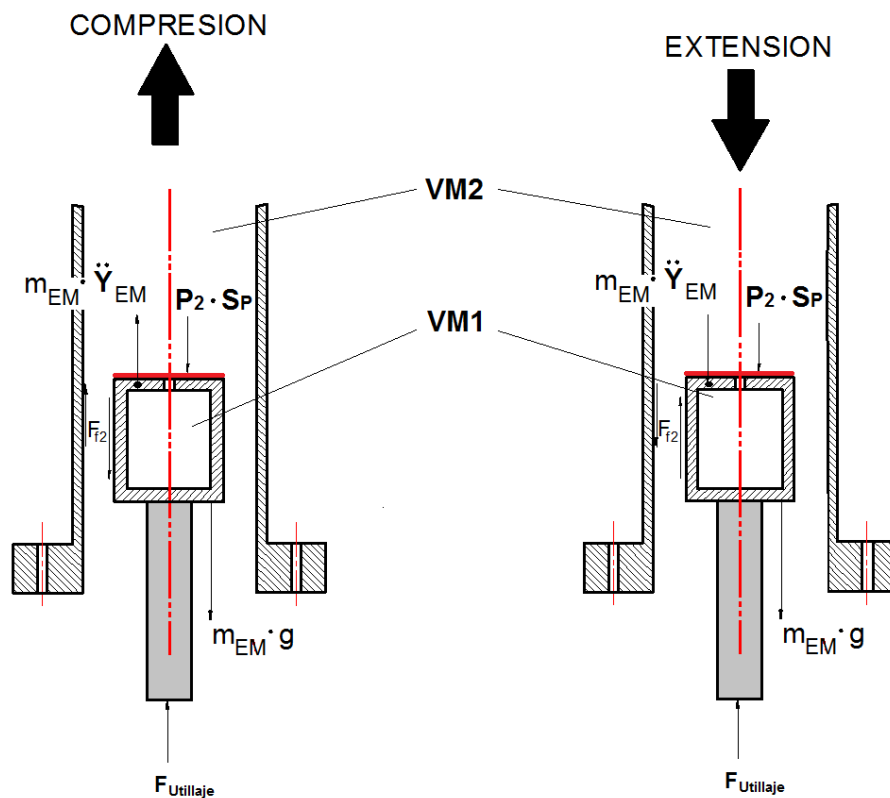


Figura 5.12: Balance de fuerzas del embolo móvil a compresión y extensión.

Fuerzas que actúan en el embolo

Balance de fuerzas en el embolo a compresión

$$-F_{f2} - m_{EM} \cdot g + F_{Utillaje} = m_{EM} \cdot \ddot{Y}_{EM} \tag{5.18}$$

Balance de fuerzas en el embolo a extensión

$$-F_{f2} - m_{EM} \cdot g - F_{Utillaje} = m_{EM} \cdot \ddot{Y}_{EM} \tag{5.19}$$

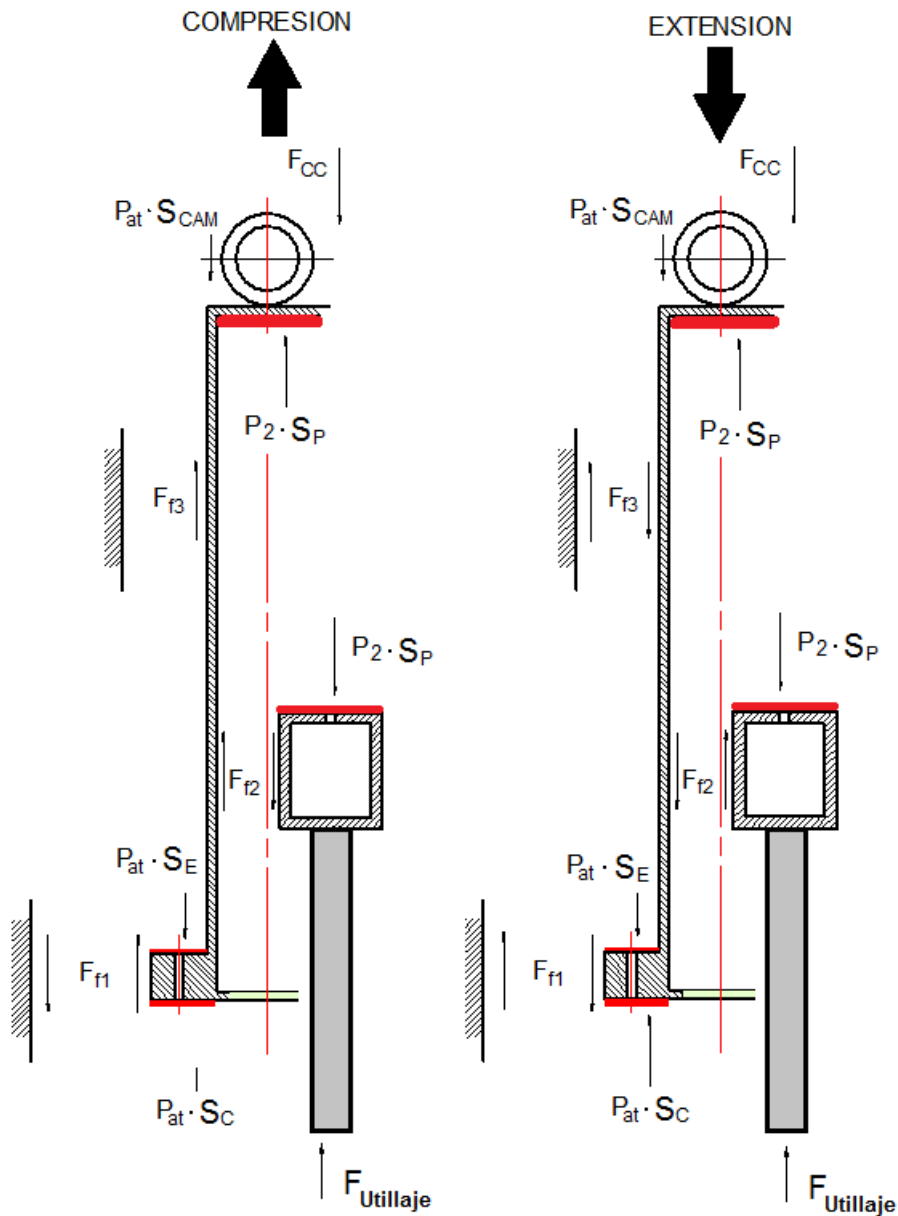


Figura 5.13: Balance de fuerzas del vástago fijo a compresión y a extensión.

Fuerzas que actúan sobre el vástago

Balance de fuerzas en el vástago fijo a Compresión

$$-F_{CC} - P_{at} \cdot S_{CAM} + F_{f1} + P_E \cdot S_E + F_{f3} - P_C \cdot S_C + F_{Utillaje} = 0 \quad (5.20)$$

Balance de fuerzas en el vástago fijo a Extensión

$$-F_{CC} - P_{at} \cdot S_{CAM} + F_{f1} + P_E \cdot S_E - F_{f3} - P_C \cdot S_C + F_{Utillaje} = 0 \quad (5.21)$$

5.3.6. Propiedades de los materiales y de los fluidos de la SN.

A continuación, se muestran las propiedades físicas de los materiales y fluidos utilizados en el estudio experimental de la SN. Parte de la información tratada en este documento ha sido extraída del trabajo realizado por Alonso [3], quién realizó su trabajo en el mismo laboratorio en que se realiza esta Tesis y de Comas et al en [54].

Propiedades del acero

En la Tabla 5.7, se muestran las propiedades más relevantes del acero ST 34-2, material de referencia utilizado en los modelos empleados en este trabajo. Los valores que se emplearán en los cálculos y simulaciones serán:

Tabla 5.7: Propiedades del acero.

densidad	$\rho_{\text{acero}} =$	7800	[kg·m ⁻³]
módulo de elasticidad	$E_{\text{acero}} =$	$21 \cdot 10^{10}$	[Pa]
módulo de Poisson	$\nu_{\text{acero}} =$	0.30	[-]
coeficiente de dilatación térmica	$\varphi_{\text{acero}} =$	$1.2 \cdot 10^{-5}$	[C ⁻¹]
capacidad calorífica	$C_{p \text{ acero}} =$	470.75	[J/kg/K]
conductividad térmica T en [K]	$k_{\text{acero}} =$	$-0.00258 T[\text{K}] + 67.063$	[W/m/K]

Además de las propiedades que se han presentado para los sólidos, los fluidos presentan una viscosidad finita (motivo por el que se deforman indefinidamente mientras se encuentren sometidos a una tensión cortante), por lo que se añadirá dicha propiedad a la modelización.

Propiedades del aire

Viscosidad. En la simulación numérica se requerirá el conocimiento de la viscosidad dinámica para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Según Surace et al, [67], se obtiene la Tabla 5.8.

Tabla 5.8: Viscosidad del aire en función de la temperatura.

$T(K)$	$\mu_a(Pa \cdot s)$	$T(K)$	$\mu_a(Pa \cdot s)$
255,4	0,000016220	422,0	0,000023810
272,0	0,000017113	477,6	0,000025893
288,7	0,000018006	533,2	0,000027827

299,8	0,000018452	588,7	0,000029762
310,9	0,000019048	699,8	0,000033333
338,7	0,000020238	810,9	0,000036607
366,5	0,000021577	1088,7	0,000043453
394,3	0,000022768		

Un ajuste lineal entre ambas variables para el rango de temperatura $T[K] = [272,0; 366,5]$ permite calcular la viscosidad como función de la temperatura:

$$\mu_a [Pa \cdot s] = 4,66 \cdot 10^{-8} T[K] + 4,48 \cdot 10^{-6} \quad (5.22)$$

El coeficiente de regresión lineal que se obtiene es de $c_r = 0,9995$, lo cual indica un ajuste correcto sobre los datos utilizados.

Densidad. La densidad del aire se calcula a partir de la ecuación de los gases ideales:

$$pV = \eta RT \Rightarrow \rho_a = \frac{pM_a}{RT} \quad (5.23)$$

donde ρ_a es la densidad, p la presión a la que se encuentra sometido, V el volumen, η es la cantidad de moles en el volumen, M_a el peso molar y T la temperatura a la que se encuentra.

Debido a que el aire no es un compuesto puro sino una mezcla de gases, la masa molar que se debe utilizar es la masa molar media, que en este caso se considera como:

$$M_a = 29,2 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{mol} \quad (5.24)$$

Capacidad calorífica. A partir de Surace et al,[67], se obtiene la Tabla 5.9.

Tabla 5.9: Capacidad calorífica del aire en frente de la temperatura.

$T(K)$	$c_{pa}(J/kg \cdot K)$	$T(K)$	$c_{pa}(J/kg \cdot K)$
255,4	1004,9	422,0	1017,4
272,0	1004,9	477,6	1025,8
288,7	1004,9	533,2	1034,2
299,8	1004,9	588,7	1050,9
310,9	1004,9	699,8	1076,1
338,7	1009,1	810,9	1101,2
366,5	1009,1	1088,7	1159,8
394,3	1013,3		

Realizando un ajuste lineal por mínimos cuadrados en el rango de temperatura $T[K] = [272,0;366,5]$ permite obtener la capacidad calorífica como función de la temperatura:

$$c_{pa} [J/kg \cdot K] = 0,0558T[K] + 988,8$$

Aunque el coeficiente de correlación que se obtiene para el ajuste es $c_r = 0,893$, indicando que el ajuste no es demasiado bueno, se hará uso de él debido a que el error máximo introducido entre los puntos teóricos y experimentales es inferior al 0,2%.

Conductividad térmica. Según Surace et al, [67], se obtienen los valores para la obtención de la conductividad térmica, ver Tabla 5.10.

Tabla 5.10: Conductividad térmica del aire en frente de la temperatura.

$T(K)$	$k_a(W/m \cdot K)$	$T(K)$	$k_a(W/m \cdot K)$
255,4	0,02285	422,0	0,03514
272,0	0,02406	477,6	0,03895
288,7	0,02527	533,2	0,04258
299,8	0,02631	588,7	0,04677
310,9	0,02700	699,8	0,05245
338,7	0,02891	810,9	0,05834
366,5	0,03099	1088,7	0,07063
394,3	0,03306		

Se ajusta una recta en el rango de temperatura $T[K] = [272,0;366,5]$, lo que conduce a la expresión:

$$k_a[W/m \cdot K] = 7,268 \cdot 10^{-5}T[K] + 0,00436 \tag{5.25}$$

El coeficiente de regresión lineal es $c_r = 0,9993$, por lo que el ajuste modela correctamente los datos presentados.

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = 75,86 \cdot 10^{-6} \cdot T[K] + 3,393 \cdot 10^{-3} \tag{5.26}$$

Coeficiente de dilatación térmica. Los datos del coeficiente de dilatación térmica se han obtenido nuevamente de Surace et al [67], presentados en la Tabla 5.11.

Tabla 5.11: Coeficiente de dilatación térmica del aire.

$T(K)$	$\varphi_a(1/K)$	$T(K)$	$\varphi_a(1/K)$
255,4	0,02285	422,0	0,03514
272,0	0,02406	477,6	0,03895
288,7	0,02527	533,2	0,04258
299,8	0,02631	588,7	0,04677
310,9	0,02700	699,8	0,05245
338,7	0,02891	810,9	0,05834
366,5	0,03099	1088,7	0,07063
394,3	0,03306		

No se consiguen resultados satisfactorios con un ajuste lineal debido a la curvatura que se presenta al graficar de los datos.

Afortunadamente, existen muchos gases (como son el nitrógeno, el aire, el dióxido de carbono, etc. y particularmente a baja presión) en los que se puede ajustar el coeficiente de dilatación térmica como proporcional a la inversa de su temperatura (en grados Kelvin), esto es:

$$\varphi_a[1/K] = \frac{1}{T[K]} \quad (5.27)$$

Nitrógeno

Viscosidad. La viscosidad del nitrógeno de la misma forma que se hizo con el aire, se obtendrá mediante un ajuste por mínimos cuadrados a partir de los datos obtenidos Surace et al [67], ver Tabla 5.12.

Tabla 5.12: Viscosidad del nitrógeno en frente de la temperatura.

$T(K)$	$\mu_{gas}(Pa \cdot s)$	$T(K)$	$\mu_{gas}(Pa \cdot s)$
255,4	0,0000106	422,0	0,0000153
272,0	0,0000112	477,6	0,0000167
288,7	0,0000117	533,2	0,0000180
299,8	0,0000120	588,7	0,0000193
310,9	0,0000123	699,8	0,0000216
338,7	0,0000132	810,9	0,0000237
366,5	0,0000139	1088,7	0,0000282
394,3	0,0000147		

En este caso, el ajuste lineal sobre el rango de temperaturas $T[K] = [255,4; 1088,7]$ no representa correctamente los datos de la tabla, por lo que se hará un ajuste sobre la función:

$$\mu_{gas} = A\sqrt{T} + B \cdot T + C \cdot T^2 \tag{5.28}$$

Una vez calculados los coeficientes óptimos para el ajuste se obtiene:

$$\mu_{gas}[Pa \cdot s] = 4,862 \cdot 10^{-7} \sqrt{T[K]} + 3,451 \cdot 10^{-8} \cdot T[K] - 9,862 \cdot 10^{-12} \cdot T^2[K]$$

La diferencia máxima entre los puntos de la tabla y los obtenidos mediante el ajuste es inferior al 1% .

Densidad. Nuevamente, para la determinación de la densidad del nitrógeno se hará uso de la ecuación de los gases ideales. En este caso, la masa molar del gas corresponde a la de su estado puro y es:

$$M_{gas} = 28 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{mol} \tag{5.29}$$

Capacidad calorífica. La Tabla 5.13, muestra la capacidad calorífica del nitrógeno en frente de la temperatura:

Tabla 5.13: Capacidad calorífica del nitrógeno en frente de la temperatura.

$T(K)$	$c_{pgas}(J/kg \cdot K)$	$T(K)$	$c_{pgas}(J/kg \cdot K)$
255,4	1042,6	422,0	1046,8
272,0	1042,6	477,6	1046,8
288,7	1042,6	533,2	1059,3
299,8	1042,6	588,7	1071,9
310,9	1042,6	699,8	1096,9
338,7	1042,6	810,9	1126,3
366,5	1042,6	1088,7	1184,9
394,3	1042,6		

Los datos que se presentan muestran que la capacidad calorífica del nitrógeno se mantiene constante hasta alrededor de los 400K , punto a partir del cual empieza a crecer.

Existen correlaciones provenientes de los ajustes NASA SP-273 que ajustan de forma polinómica la propiedad deseada en el rango de temperaturas $T[K] = [300;1000]$:

$$\frac{c_{pgas}}{R} = A + BT + ET^2 + \Gamma T^3 + \Lambda T^4 \tag{5.30}$$

donde A, B, E, Γ y Λ son los coeficientes de ajuste, \bar{c}_{pgas} es la capacidad calorífica en base molar y \bar{R} es la constante universal de los gases.

Una vez se han introducido los cambios pertinentes para obtener las dimensiones deseadas se obtiene una ecuación equivalente a la anterior:

$$c_{pgas} \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = (A + BT[K] + ET^2[K] + \Gamma T^3[K] + \Lambda T^4[K]) \cdot \frac{\bar{R} \left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]}{M_{N_2} \left[\frac{kg}{mol} \right]} \quad (5.31)$$

Los coeficientes que se obtienen de Welty [74], bibliografía técnica y son:

$$A = 3,675; B = -1,208 \cdot 10^{-3}; E = 2,324 \cdot 10^{-6}; \Gamma = -0,632 \cdot 10^{-9}; \Lambda = -0,266 \cdot 10^{-12}$$

La capacidad calorífica del nitrógeno se ha obtenido de Moran & Shapiro [53], en concreto del libro de fundamentos de termodinámica técnica, ver Tabla 5.14.

$$\text{Se cumple } \frac{\bar{c}_p}{R} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \varepsilon T^4 \quad \text{para } 300 < T < 1000$$

Tabla 5.14: Valores del ajuste Cp / R.

	α	$\beta \cdot 10^3$	$\gamma \cdot 10^6$	$\delta \cdot 10^9$	$\varepsilon \cdot 10^{12}$
N ₂	3,675	-1,208	2,324	-0,632	-0,226

Debido a que por debajo de $300K$, el ajuste anterior no es válido, se hará uso de la expresión siguiente:

$$c_{pgas} \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] = \begin{cases} 1024,6 & \text{si } 255,4 < T < 380K \\ A + BT + ET^2 + \Gamma T^3 + \Lambda T^4 & \text{si } 380 \leq T \leq 1000K \end{cases} \quad (5.32)$$

Conductividad térmica. De trabajo de Surace et al [67], se obtienen los valores de la conductividad térmica para el nitrógeno, ver Tabla 5.15.

Tabla 5.15: Conductividad térmica del nitrógeno en frente de la temperatura.

$T(K)$	$k_{gas}(W/m \cdot K)$	$T(K)$	$k_{gas}(W/m \cdot K)$
255,4	0,0228	422,0	0,0350
272,0	0,0241	477,6	0,0367
288,7	0,0253	533,2	0,0422
299,8	0,0261	588,7	0,0436
310,9	0,0267	699,8	0,0504
338,7	0,0291	810,9	0,0634
366,5	0,0301	1088,7	0,0732
394,3	0,0332		

El ajuste lineal por mínimos cuadrados dentro del rango de temperaturas $T [K] = [272,0;366,5]$, muestra la dependencia:

$$k_{gas} [W/m \cdot K] = 6,286 \cdot 10^{-5} T [K] + 0,00705 \tag{5.33}$$

cuyo coeficiente de regresión lineal es $c_r = 0,9937$.

$$k [W m \cdot K] = 6,286 \cdot 10^{-5} T [K] + 0,00705$$

Coeficiente de dilatación térmica. La obtención del coeficiente de dilatación térmica del nitrógeno puede hacerse con el mismo método que el utilizado para el aire, es decir, se considera que el coeficiente de dilatación térmica es proporcional a la inversa de la temperatura expresada en grados Kelvin.

$$\varphi [1 K] = 1 T [K]$$

5.4. Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas de la SN de 2 cámaras.

Siguiendo los pasos iniciados por comas [70] y continuados por guijón [2], se introducirán en este capítulo las ecuaciones que modelaran los procesos que se dan en un equipo experimental como el representado en la Figura 5.14, que se obtienen a partir de la aplicación de la ecuación de estado de los gases, de la ecuación de la energía y de la ecuación de la continuidad, por citar algunas de las más importantes.

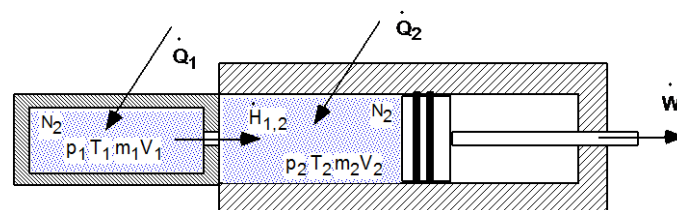


Figura 5.14: Suspensión neumática de doble cámara.

Como hipótesis de partida se considera el nitrógeno como un gas perfecto, es decir las capacidades caloríficas c_p y c_v se mantienen independientes de la temperatura como, demostró De las Heras en su obra [1]. Esta hipótesis puede ser en parte reconsiderada si se evalúa el nitrógeno como un gas semiperfecto o ideal, tomando los valores promediados de las capacidades caloríficas en el intervalo adecuado de temperaturas de trabajo ver ecuación (5.34) y (5.35), siendo a una constante.

$$u = c_v T + a \tag{5.34}$$

$$h = c_p T + a \quad (5.35)$$

Se supondrá que la temperatura de los gases es uniforme y en caso de mezcla de gases con distinta temperatura se considera la temperatura resultante del balance entálpico "mezcla adiabática".

Se partirá de la base de que en los depósitos de estudio no habrán pérdidas de masa por las juntas del émbolo móvil, es decir no habrán fugas y que la presión será uniforme para todo en los recintos de estudio.

El convenio de signos será tal que todas las variables se consideran positivas si su sentido es desde fuera hacia el volumen de control, a excepción del trabajo que se considerará positivo si es proporcionado por el sistema.

5.4.1. Ecuaciones básicas de la SN

A continuación, se expondrán las ecuaciones generales que rigen los procesos habidos en un sistema mecánico como el estudiado en este trabajo. En secciones posteriores se abordará el tratamiento de la transferencia de calor.

Se comenzará enunciando la ecuación de estado de los gases, ecuación (5.36):

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (5.36)$$

que en su forma diferencial quedará definida mediante la ecuación (5.37):

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (5.37)$$

Si se consideran constantes los calores específicos (o valor promedio), la energía interna del volumen de control en un instante cualquiera puede expresarse mediante:

$$U = mu = m(c_v T + a) \quad (5.38)$$

De donde, el primer término del miembro izquierdo de la ecuación de energía, resulta ser:

$$\frac{dU}{d\theta} = (c_v T + a) \frac{dm}{d\theta} + mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (5.39)$$

La ecuación de energía en la cámara 2 dependerá de si el flujo va de la cámara fija (1), a la cámara variable (2) o si es al revés de (2) a (1). En otras palabras, si se está haciendo un desplazamiento de extensión o de compresión. Por consiguiente, la ecuación de energía en uno y otro caso, y condensadas en una sola vendrá dada respectivamente a partir de la ecuación (5.39), en la cámara 2, de la siguiente forma:

$$(c_{v,2}T_2 + a)\frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \frac{dT_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} + (c_{p,1}T_1 + a)\left|\frac{dm_{1,2}}{d\theta}\right| \quad (5.40)$$

$$(c_{v,2}T_2 + a)\frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \frac{dT_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} - (c_{p,2}T_2 + a)\left|\frac{dm_{2,1}}{d\theta}\right| \quad (5.41)$$

Ahora bien, como:

$$\left|\frac{dm_{1,2}}{d\theta}\right| = \frac{dm_2}{d\theta} \geq 0 \quad -\left|\frac{dm_{2,1}}{d\theta}\right| = \frac{dm_2}{d\theta} < 0 \quad (5.42)$$

Se podrán eliminar los términos $a \times dm_2/d\theta$ de ambos miembros resultando:

$$c_{v,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \frac{dT_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} + c_{p,1}T_1 \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.43)$$

$$c_{v,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \frac{dT_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} + c_{p,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.44)$$

NOTA: En el común acuerdo de que $dm_2/d\theta$ debe ser evaluado como $\pm |dm_2/d\theta|$ según el signo que le corresponda. Las anteriores ecuaciones, (5.43) y (5.44) se pueden condensar en la ecuación (5.45):

$$c_{v,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \frac{dT_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} + c_{p,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.45)$$

Introduciendo la ecuación de los gases en su forma diferencial al objeto de eliminar $dT_2/d\theta$ en las anteriores ecuaciones:

$$\frac{dT_2}{d\theta} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{d\theta} + \frac{T_2}{V_2} \frac{dV_2}{d\theta} - \frac{T_2}{m_2} \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.46)$$

La ecuación (5.45) quedará como:

$$\begin{aligned} c_{v,2}T_2 \frac{dm_2}{d\theta} + m_2 c_{v,2} \left\{ \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{d\theta} + \frac{T_2}{V_2} \frac{dV_2}{d\theta} - \frac{T_2}{m_2} \frac{dm_2}{d\theta} \right\} = \\ = \frac{dQ_2}{d\theta} - p_2 \frac{dV_2}{d\theta} + (c_p T)_i \frac{dm_2}{d\theta} \end{aligned} \quad (5.47)$$

Despejando $dp_2/d\theta$

$$\begin{aligned} m_2 c_{v,2} \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{dQ_2}{d\theta} - \left\{ m_2 c_{v,2} \frac{T_2}{V_2} - p_2 \right\} \frac{dV_2}{d\theta} + \\ + \left\{ m_2 c_{v,2} \frac{T_2}{m_2} - c_{v,2}T_2 + (c_p T)_i \right\} \frac{dm_2}{d\theta} \end{aligned} \quad (5.48)$$

Y si se tiene en cuenta que $c_{p,2} - c_{v,2} = R$ y que $\gamma = c_{p,2} / c_{v,2}$ se puede expresar:

$$\frac{p_2}{m_2 T_2 c_{v,2}} = \frac{R}{V_2 c_{v,2}} = \frac{\gamma - 1}{V_2} \quad (5.49)$$

Se obtendrá

$$\frac{dp_2}{d\theta} = \frac{\gamma - 1}{V_2} \frac{dQ_2}{d\theta} - \gamma \frac{p_2}{V_2} \frac{dV_2}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{(c_p T)_i}{V_2} \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.50)$$

Por otra parte, interesa conocer la variación de la temperatura del gas en cada recinto, al objeto de evaluar la transferencia de calor con el ambiente. Combinando la ecuación de los gases en su forma diferencial, ecuación (5.37) se tiene:

$$\frac{dT_2}{d\theta} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{d\theta} + \frac{T_2}{V_2} \frac{dV_2}{d\theta} - \frac{T_2}{m_2} \frac{dm_2}{d\theta} \quad (5.51)$$

Si ahora se estudia la ecuación de energía en la cámara 1, dependerá de si el flujo se establece de la cámara 1 a la 2 o si es de 2 a 1. Por consiguiente, la ecuación de energía en uno y otro caso vendrá dada respectivamente por:

$$(c_{v,1} T_1 + a) \frac{dm_1}{d\theta} + m_1 c_{v,1} \frac{dT_1}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} - (c_{p,1} T_1 + a) \left| \frac{dm_{1,2}}{d\theta} \right| \quad (5.52)$$

$$(c_{v,1} T_1 + a) \frac{dm_1}{d\theta} + m_1 c_{v,1} \frac{dT_1}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + (c_{p,2} T_2 + a) \left| \frac{dm_{2,1}}{d\theta} \right| \quad (5.53)$$

Ahora bien, como:

$$\left| \frac{dm_{2,1}}{d\theta} \right| = \frac{dm_1}{d\theta} \geq 0 \quad - \left| \frac{dm_{1,2}}{d\theta} \right| = \frac{dm_1}{d\theta} < 0 \quad (5.54)$$

Análogamente, se podrán eliminar los términos $a \times dm_1/d\theta$ de ambos miembros resultando:

$$c_{v,1} T_1 \frac{dm_1}{d\theta} + m_1 c_{v,1} \frac{dT_1}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + c_{p,1} T_1 \frac{dm_1}{d\theta} \quad (5.55)$$

$$c_{v,1} T_1 \frac{dm_1}{d\theta} + m_1 c_{v,1} \frac{dT_1}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + c_{p,2} T_2 \frac{dm_1}{d\theta} \quad (5.56)$$

NOTA: En el común acuerdo de que $dm_1/d\theta$ debe ser evaluado como $\pm |dm_1/d\theta|$ según el signo que le corresponda.

$$c_{v,1} T_1 \frac{dm_1}{d\theta} + m_1 c_{v,1} \frac{dT_1}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + (c_p T)_i \frac{dm_1}{d\theta} \quad (5.57)$$

Si se introduce la ecuación de los gases en su forma diferencial, se obtiene:

$$\frac{dT_1}{d\theta} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{d\theta} - \frac{T_1}{m_1} \frac{dm_1}{d\theta} \quad (5.58)$$

y si se tiene en cuenta que $c_{p,1} - c_{v,1} = R$ y que $\gamma = c_{p,1}/c_{v,1}$ se puede expresar:

$$\frac{dp_1}{d\theta} = \frac{\gamma - 1}{V_1} \frac{dQ_1}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{(c_p T)_i}{V_1} \frac{dm_1}{d\theta} \quad (5.59)$$

De la ecuación de continuidad se puede extraer la siguiente conclusión: El aumento de masa en un volumen de control será inversamente proporcional a la reducción de masa del otro volumen, ya que lo que sale de uno entra en el otro, eso sí, partiendo de la base de que no hay pérdidas durante el movimiento del émbolo móvil. En relación a esta afirmación se puede decir que:

$$\boxed{\frac{dm_2}{d\theta} = -\frac{dm_1}{d\theta}} \quad (5.60)$$

Si se consideran los calores específicos idénticos y constantes en ambas cámaras, $c_{pa} = c_{pe} = c_p$ la ecuación anterior se puede poner en una forma más simplificada:

La transferencia de calor del fluido con el exterior se expresará mediante la ecuación de Newton, ecuación (5.61):

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (T_{pg} - T) \quad (5.61)$$

Finalmente, si se analizase el mismo modelo de suspensión neumática de doble cámara, pero con aproximación de gas real.

Rescribiendo de nuevo la ecuación de energía en un sistema abierto quedaría:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot (m \cdot u) &= m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \cdot \frac{dv}{dt} = \\ &= \frac{dQ}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} + \sum \left(h \cdot \frac{dm}{dt} \right)_e - \sum \left(h \cdot \frac{dm}{dt} \right)_s \end{aligned} \quad (5.62)$$

La ecuación de los gases en su forma diferencial

$$\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \frac{dm}{dt} + \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{1}{Z} \cdot \frac{dZ}{dt} \quad (5.63)$$

El gasto másico a través del orificio que comunica con el exterior al sistema lo trataremos como flujo isentrópico a través de una tobera de manera que:

$$\frac{dm}{dt} = f(p_1, p_2, \gamma, M, \dots) \quad (5.64)$$

Restando únicamente por conocer dZ/dt , se utilizó como marco de referencia el extenso estudio que realizó en su obra Guijón [2], sobre las diferentes ecuaciones de estado que tienen en cuenta los efectos reales del gas. Al igual que Guijón [2], se ha optado por elegir la ecuación de Benedict-Webb-Rubin y desarrollada por Lee-Kesler, dada su buena precisión y aplicabilidad a un amplio rango de presiones y temperaturas. En concreto, el rango de presión reducida es de 0 a 10 y para la temperatura reducida de 0.3 a 4, aunque sus creadores aseguran que la utilizaron con fiabilidad hasta valores de 31 y 8.7 respectivamente. Unos rangos que comprenden perfectamente la zona de trabajo del gas objeto de estudio.

Resolviendo la ecuación de estado a partir de la cual se calcularán los volúmenes reducidos de un fluido simple (A_r , K_r y metano) y de un fluido de referencia (n-octano) para poder calcular sus factores de compresibilidad. Finalmente, junto con el factor acéntrico determinado será posible calcular el factor de compresibilidad del gas.

Reescribiendo la ecuación (4.5), de Benedict-Webb-Rubin, como ya se señaló en apartados anteriores, se obtiene:

$$Z = \left(\frac{P_r \cdot v_r}{T_r} \right) = 1 + \frac{B}{v_r} + \frac{C}{v_r^2} + \frac{D}{v_r^5} + \frac{c_4}{T_r^3 \cdot v_r^2} \cdot \left(\beta + \frac{\gamma}{v_r^2} \right) \exp \left(-\frac{\gamma}{v_r^2} \right) \quad (4.5)$$

Por lo que, una vez conocida el factor de compresibilidad del gas es posible calcular las discrepancias necesarias para tener en cuenta los efectos no ideales del mismo, si eso fuese necesario. A partir de aquí, se podrían calcular las diferentes propiedades a unas condiciones dadas. Del trabajo planteado por Guijón [2], se extraen los ajustes que permiten calcular las propiedades de transporte del Nitrógeno. Así la conductividad térmica y la viscosidad se pueden expresar en función de la presión y la temperatura, y como muestra Guijón en su obra [2], se observa que al aumentar la presión y la temperatura aumenta la viscosidad del Nitrógeno. De [42] y [43] se extraen las ecuaciones (5.65), que permiten evaluar la conductividad térmica y la viscosidad del Nitrogeno para 1 bar de referencia y con sus constantes correspondientes.

$$\begin{aligned} \mu_{1\text{bar}} &= A_1 + A_2 \cdot T + A_3 \cdot T^2 + A_4 \cdot T^3 + A_5 \cdot T^4 \\ \lambda_{1\text{bar}} &= B_1 + B_2 \cdot T + B_3 \cdot T^2 + B_4 \cdot T^3 + B_5 \cdot T^4 \\ \mu(T, p) &= \mu_{1\text{bar}} + C_1 \cdot p + C_2 \cdot p^2 + C_3 \cdot p^3 + C_4 \cdot p^4 + C_5 \cdot p^5 \\ \lambda(T, p) &= \lambda_{1\text{bar}} + D_1 \cdot p + D_2 \cdot p^2 + D_3 \cdot p^3 + D_4 \cdot p^4 + D_5 \cdot p^5 \end{aligned} \quad (5.65)$$

Si ahora se particulariza al sistema constituido por dos cámaras, una etiquetada por el subíndice 1 de volumen constante $V_1 = \text{Cte}$ y la otra etiquetada por el subíndice 2 de volumen variable.

Sabiendo que la presión en la cámara 1 es mayor o igual que la presión en la cámara 2. Esto es si se tiene $p_1 \geq p_2$, entonces no entra gas en el volumen de control número 1 ($h_E = 0$) y por lo tanto únicamente sale. La entalpía deberá ser determinada a las condiciones reinantes en dicho volumen de control, eso es $h_S = h_1 (T_1, p_1)$.

Si por el contrario la presión en la cámara 1 es menor que la presión en la cámara 2, no saldrá masa del volumen de control ($h_S = 0$). El gas entra con una entalpía asociada a las condiciones de salida de la restricción.

Similarmente, para el volumen de control número 2, si la presión en la cámara 1 es mayor o igual que la presión en la cámara 2, se tendrá $h_S = 0$ y la entalpía entrante h_E deberá evaluarse a las condiciones de salida de la restricción. En el supuesto contrario $h_E = 0$, y $h_S = h_2 (T_2, p_2)$.

Como ya apunto en su trabajo Guijón [2], la transferencia de calor en el exterior de una suspensión neumática es a causa de la convección que provoca un flujo turbulento que fluye del cilindro hacia las paredes del recinto que contiene el gas, y es función entonces de las condiciones locales térmicas instantáneas y del flujo en las cercanías de la pared.

Este carácter transitorio que provoca un proceso de enfriamiento y calentamiento continuo, de la superficie del cilindro, al realizarse movimientos de extensión y compresión, hace que las ecuaciones matemáticas sean de difícil resolución ya que debido al movimiento del fluido surgen variaciones periódicas de la temperatura superficial de la SN.

Otro tema también a considerar es la compleja geometría de un CSA como el estudiado, grosores discontinuos en sus paredes y diferentes materiales, además de una superficie de contacto entre el cilindro y el entorno cambiante al realizar los movimientos repetitivos de elongación y compresión, sin olvidar las diferencias existentes en gradientes de temperaturas y velocidades. Todo esto hace que el estudio se deba realizar con hipótesis de cálculo muy condicionadas por estas consideraciones enunciadas.

Establecer entonces unas hipótesis realistas condicionará mucho el objeto de estudio para esta aplicación. Por todo esto, la gran parte de metodologías que formulan los autores, en relación a la problemática con la transferencia de calor, acostumbran a realizar aproximaciones experimentales que alimentan a los modelos a partir de unas condiciones iniciales de contorno, con el objetivo de determinar los flujos térmicos producidos en el sistema. Para abordar dicha casuística se separará el estudio en tres dimensiones, por un lado, que sucede en el exterior del cilindro, posteriormente conocer cómo transcurre la transmisión del calor en las partes sólidas para acabar con el gas contenido en el interior de la suspensión, ver Figura 5.15.

- Gas (interior del cilindro),
- pared
- medio exterior (ambiente, o aceite en función del caso que ocupe).

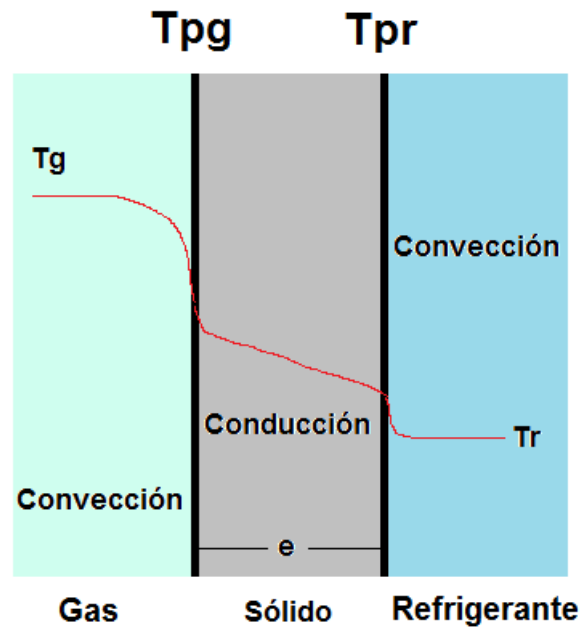


Figura 5.15: Dimensiones de estudio para la transferencia de calor en la suspensión.

Como primera aproximación y con el objetivo de conocer las diferentes dimensiones, así como los procesos de transferencia de calor, se considerarán unas condiciones de partida estables.

Para evaluar las zonas de estudio, es decir, la zona donde interactúa el gas con la pared y la pared con el exterior, la nomenclatura utilizada será la mostrada en las siguientes expresiones matemáticas, ver ecuaciones (5.66), (5.67) y (5.68):

$$\dot{Q} = \alpha_g A (T_g - T_{pg}) \quad (5.66)$$

$$\dot{Q} = \lambda_s A (T_{pg} - T_{pr}) / e \quad (5.67)$$

$$\dot{Q} = \alpha_r A (T_{pr} - T_r) \quad (5.68)$$

Es interesante comentar que estudiar de forma muy concisa esta problemática es muy complejo ya que existen muchas limitaciones debido a los métodos que permitan la resolución espacial y temporal del campo de velocidades y temperaturas del fluido, por lo que se procederá de la siguiente forma. Se realizará una estimación de la evolución de la temperatura de la pared, realizando una aproximación. Posteriormente se determinará la temperatura de la pared utilizando las ecuaciones diferenciales que rigen la transferencia de calor para calcular de la temperatura media de la pared interna del elemento mecánico de la suspensión neumática.

Debido a este hecho, se trabaja utilizando un coeficiente de transferencia de calor global, α , que permite calcular el flujo térmico permitiendo evaluar dicho coeficiente de una forma satisfactoria. Utilizando este método, se puede reescribir el flujo térmico q , como una función que relaciona la interacción existente entre el gas y la pared, es decir entre la temperatura media del gas en el exterior de la capa límite, \bar{T}_g y la temperatura de la pared que colinda con el gas, T_{pg} , medida con termopares.

$$q = \alpha \cdot (\bar{T}_g - T_{pg})$$

Es interesante recalcar que este coeficiente de transferencia de calor global, α , aglutina la mayoría de maneras de transmisión de calor que se dan en mecanismos de este estilo y del mismo modo que las temperaturas, cambiará de forma local como de forma temporal, aunque en bastantes situaciones la comunidad utiliza un valor promedio de la superficie, hecho que se citará más adelante.

Partiendo de la base de que la temperatura de la pared y el gas, T_{pg} , está bien delimitada, debido a que se conoce la ubicación en el cuerpo sólido, únicamente queda por definir la \bar{T}_g , ya que irá variando la longitud interna desde la pared superficial. En multitud de aplicaciones se utiliza la temperatura de gas T_g , como temperatura de referencia, pero en algunos modelos más locales se suele igualar esta temperatura a una temperatura denominada T_f , denominada temperatura de film. Esta temperatura queda definida como la media aritmética de la Temperatura superficial del material y la temperatura del gas exterior a dicha capa límite.

En cambio para evaluar la temperatura del gas, T_g , se escoge el valor medio en un instante temporal, por lo que es un valor que varía de forma uniforme en la suspensión y que puede ser evaluada a partir de las ecuaciones de estado para un volumen estanco. Existen aplicaciones en las que se puede ser más exquisito y evaluar la suspensión por tramos, en este supuesto se utiliza una temperatura del gas más localizada. Este hecho supedita la manera de como el coeficiente de transmisión de calor, α , es fijado.

Es de interés comentar que la temperatura de pared, T_p , irá cambiando de forma periódica, no obstante lo hará con una amplitud mucho más pequeña. Es por ello, que en estos planteamientos se estima constante e similar a la que se promedia temporalmente.

En relación a los métodos que se utilizan para calcular los coeficientes de transferencia de calor que se dan en las proximidades de la pared, α , se encuentran muchas propuestas en la literatura, pero pocas de ellas se ajustan al propósito que se pretende estudiar en esta Tesis.

Partiendo de la base, que la fenomenología que se da a la hora de calcular la transferencia de calor en un CSA, es principalmente debida a la convección forzada

derivada del movimiento del pistón. Es por esto que el estudio a realizar debe tener en cuenta que para evaluar dicho coeficiente es necesario conocer, por un lado la presión, p , y la temperatura de T , del gas, además de su densidad, ρ , en cada instante de tiempo, por otro la velocidad del fluido, v , su viscosidad dinámica, μ , la conductividad térmica del fluido, λ y la capacidad calorífica, c_p . no se puede despreciar tampoco la geometría del volumen de estudio, por lo que es también imprescindible conocer o estimar el diámetro, D , con el fin de conocer la sección del recinto, habitualmente cilíndrica.

Por todo esto y como realizó Guijón [2] en su obra, se puede expresar el coeficiente de transmisión de calor por convección utilizando una función que relacione:

$$\alpha = f(\rho, v, \mu, \lambda, c_p, D)$$

Aceptando como válido el análisis dimensional que realizo en su obra Guijón [2], se obtiene una relación del siguiente estilo:

$$\frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = C \cdot \left[\frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \right]^m \cdot \left[\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right]^n$$

Expresado de otra manera y relacionándolo ya con los números de Nusselts, Reynolds y Prandtl, que más adelante se expondrán detalladamente.

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

5.4.2. Estimación de la evolución de temperatura de pared

Aproximación de T_p

En la Figura 5.16, se muestra de manera esquemática la evolución del flujo calorífico al pasar por la pared del cilindro. Si se evalúa la parte interior del cilindro el flujo calorífico es el resultado de la fricción producida por el movimiento del pistón y de la misma temperatura del fluido de trabajo. Si en cambio se evalúa la parte exterior, dicha pared estará influenciada únicamente por la convección producida por la temperatura ambiente. Hasta que los dos lados de la pared no se encuentren en equilibrio térmico, esta continuará aumentando su temperatura debido a esa acumulación de energía. La ecuación (7.69), muestra dicho balance.

$$\dot{q}_f + \alpha_g A_g (\bar{T}_g - \bar{T}'_p) - \alpha_a A_a (\bar{T}'_p - T_a) = mc_v \frac{d\bar{T}'_p}{dt} \quad (5.69)$$

Según Guijón en su obra [2], es posible estimar la variación de la temperatura en función del tiempo, aplicando el principio de conservación de energía además de utilizar ciertas consideraciones relativamente simples, con la intención de obtener una relación matemática que relacione la temperatura con el tiempo.

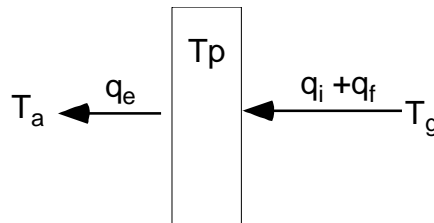


Figura 5.16: Evolución del flujo calorífico en la pared de la suspensión.

Consideraciones: Los calores medios son constantes en el tiempo:

- \dot{q}_f Calor generado por fricción
- $q_i \alpha_g A_g (\bar{T}_g - \bar{T}'_p)$ Calor por convección en la pared interna del cilindro
- $q_e \alpha_a A_a (\bar{T}'_p - T_a)$ Calor por convección en la pared externa del cilindro

Consideraciones iniciales de contorno: $t = 0, T_p = T_a$.

$$t = \int_0^t dt' = \int_{T_{amb}}^{\bar{T}'_p} \frac{m c_v}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g (\bar{T}_g - \bar{T}'_p) - \alpha_a A_a (\bar{T}'_p - T_a)} d\bar{T}'_p \tag{5.70}$$

Integral que es de la forma $\int \frac{dx}{a + bx} = \frac{1}{b} \ln(a + bx)$, designando por:

$$a = \dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}'_p + \alpha_a A_a T_a \tag{5.71}$$

$$b = -(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \tag{5.72}$$

la anterior ecuación queda como:

$$t = mc_v \int_{T_a}^{\bar{T}_p} \frac{d\bar{T}'_p}{a + b\bar{T}'_p} = \frac{mc_v}{b} \ln \frac{a + b\bar{T}_p}{a + bT_a} \quad (5.73)$$

Deshaciendo el cambio de variables

$$t = - \frac{mc_v}{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a} \ln \frac{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g + \alpha_a A_a T_a - (\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a} \quad (5.74)$$

sumando y restando $\alpha_g A_g T_a$ en el numerador de la última fracción, se puede expresar:

$$t = mc_v \int_{T_a}^{\bar{T}_p} \frac{d\bar{T}'_p}{a + b\bar{T}'_p} = \frac{mc_v}{b} \ln \frac{a + b\bar{T}_p}{a + bT_a} \quad (5.75)$$

$$t = - \frac{mc_v}{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a} \ln \left\{ 1 - \frac{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p - \alpha_g A_g T_a}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a} \right\} \quad (5.76)$$

de donde:

$$- \frac{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a}{mc_v} t = \ln \left\{ 1 - \frac{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p - \alpha_g A_g T_a}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a} \right\} \quad (5.77)$$

$$e^{-\frac{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a}{mc_v} t} = 1 - \frac{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p - \alpha_g A_g T_a}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a} \quad (5.78)$$

$$\frac{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p - \alpha_g A_g T_a}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a} = 1 - e^{-\frac{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a}{mc_v} t} \quad (5.79)$$

$$(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a) \bar{T}_p - \alpha_g A_g T_a = (\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a) \left\{ 1 - e^{-\frac{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a}{mc_v} t} \right\} \quad (5.80)$$

Por consiguiente, bajo estas hipótesis la temperatura de la pared, transcurrido un tiempo t será:

$$\bar{T}_p = \frac{\alpha_g A_g T_a + (\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a)}{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a)} \left\{ 1 - e^{-\frac{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a}{mc_v} t} \right\} \quad (5.81)$$

que finalmente podrá ser expresada mediante:

$$\bar{T}_p = \bar{T}_{p,\infty}(1 - e^{-t/\tau}) \tag{5.82}$$

de forma claramente asintótica cuyo valor límite vendrá dado por:

$$\bar{T}_{p,\infty} = \frac{\alpha_g A_g T_a + (\dot{q}_f + \alpha_g A_g \bar{T}_g - \alpha_g A_g T_a)}{(\alpha_g A_g + \alpha_a A_a)} \tag{5.83}$$

y con una constante térmica de tiempo de valor:

$$\tau = \frac{mc_v}{\alpha_g A_g + \alpha_a A_a} \tag{5.84}$$

5.4.3. Determinación de la constante de térmica temporal

Evaluar la transferencia de calor en acumuladores fue la técnica que desarrollaron Pourmovahed y Otis [47], en su trabajo. En él, evaluaban la transferencia de calor en acumuladores hidráulicos al realizarse el proceso de llenado y de vaciado de los mismos. Para ello utilizaban una constante de tiempo térmica que permitía evaluar su transferencia de calor.

En el campo de las suspensiones neumáticas, la transferencia de calor no ha sido un tema muy estudiado. Una de las líneas continuistas de este trabajo, es la de utilizar el método que emplearon en sus obras, De las Heras [1] y Guijón [2], quienes siguiendo los pasos de Els et al, en [34] y [35], utilizaban el modelo de Pourmovahed y Otis [47], aplicado eso sí, a una SN.

Si se expresa la constante de tiempo queda definida para acumuladores hidráulicos de la siguiente manera:

$$\tau \equiv \frac{mc_v}{\alpha A_w} \tag{5.85}$$

Dicha constante es conocida como τ , y puede obtenerse a partir de la medición del acumulador en concreto y para un campo de aplicación. Otra forma de evaluar la τ , es mediante modelos de transferencia de calor. Llegados a este punto es importante comentar que τ , no es una constante en verdad, ya que el área efectiva de transferencia de calor, A_w y el coeficiente de transferencia de calor por convección, α , son variables dependientes del tiempo. No obstante, como demostraron Pourmovahed

y Otis [47], es una constante que ajusta los datos experimentales bastante bien. Si sustituimos la τ , en la ecuación de la energía encontramos la ecuación (5.86)

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_{pg} - T}{\tau} - \frac{T}{mC_V} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_V \frac{dV}{dt} \tag{5.86}$$

Medición de la constante de tiempo térmica

A partir de la evolución de la presión y conociendo como varia el volumen contenido del gas, al aplicar una perturbación en forma de escalón, se puede obtener experimentalmente la constante de tiempo térmica.

En el momento que se llega a la posición final del recorrido, punto en el que el volumen es el final, se puede afirmar que la masa del gas y el volumen no varían, hecho que hace que el volumen específico se mantenga constante. Aplicando estas condiciones la ecuación (5.86) queda simplificada a:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_{pg} - T}{\tau} \tag{5.87}$$

Después de realizar el movimiento de compresión y en el momento en que la presión es máxima, es cuando se toma la referencia de inicio del proceso. Si se integra dicha expresión ecuación (5.87) se podrá obtener τ .

$$\int_{T_{max}}^T \frac{dT}{T_{pg} - T} = \int_0^t \frac{dt}{\tau} \tag{5.88}$$

Calculando las dos partes de la integral se obtiene:

$$-\ln \frac{T_{pg} - T}{T_{pg} - T_{max}} = \frac{t}{\tau} \tag{5.89}$$

Otra forma de expresarlo sería:

$$e^{-t/\tau} = \frac{T - T_{pg}}{T_{max} - T_{pg}} \tag{5.90}$$

Para ello, si se desea evaluar la temperatura del gas mientras se enfría la SN, a volumen constante, se puede utilizar la siguiente ecuación.

$$\ln \frac{T - T_w}{T_{max} - T_w} = -\frac{t}{\tau} \tag{5.91}$$

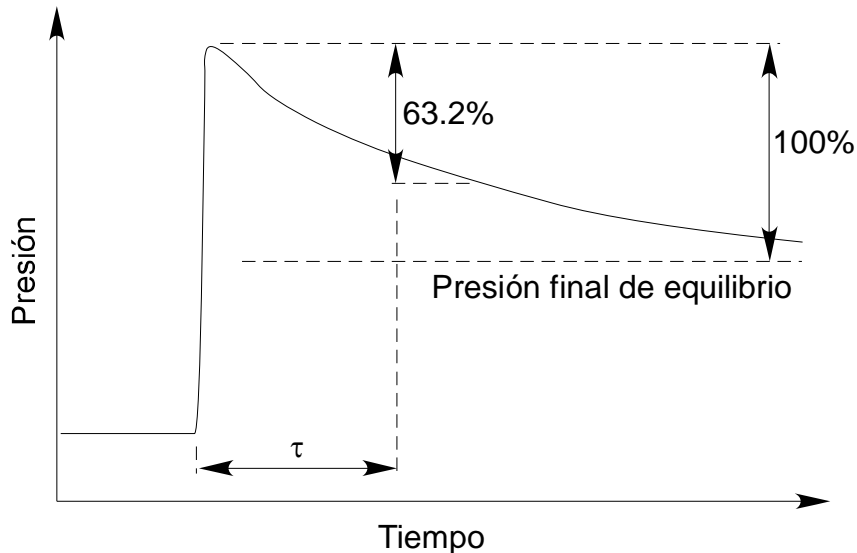


Figura 5.17: Evolución de la presión en la suspensión neumática ante una compresión súbita hasta un determinado volumen.

Como definición, τ es el tiempo que tarda la presión en alcanzar un 63.2% del valor de reposo, ver Figura 5.17.

Procesado del registro experimental de la constante de tiempo térmica

El procedimiento a seguir para evaluar la constante de tiempo térmica, parte del análisis de la caída de presión que se da una vez alcanzado el volumen final, ver Figura 5.18 y Figura 5.19, y puede darse tanto a compresión como a expansión.

A continuación, se describe de forma pautada el proceso a seguir:

- Los ensayos se han realizado durante 70 segundos.
- Para obtener la masa del gas antes de la compresión se registran los valores de presión del gas, de temperatura y de volumen.
- El volumen específico (o densidad) del gas se calcula a partir del volumen final del gas y la masa del nitrógeno. Es interesante comentar que esta densidad media se mantendrá constante durante todo el proceso de enfriamiento.
- Utilizando la ecuación de estado para el gas, hay que saber en cada momento la temperatura media del gas, T , evaluada a partir del volumen específico y la presión.

A partir de los datos de temperaturas del gas, en el interior del recinto, es posible evaluar la constante de tiempo térmica, τ . El problema radica en que estos valores no son experimentales, sino que están extraídos del programa matemático que evalúa los parámetros de la SN. Es por ello, que en nuestro caso se procederá a realizar dicho cálculo a partir del registro experimental de las presiones en función del tiempo. Es interesante remarcar que, a presiones pequeñas, se puede aplicar la ley de los gases ideales, sabiendo que el valor de τ , será el mismo que si se hubiese calculado vía temperaturas.

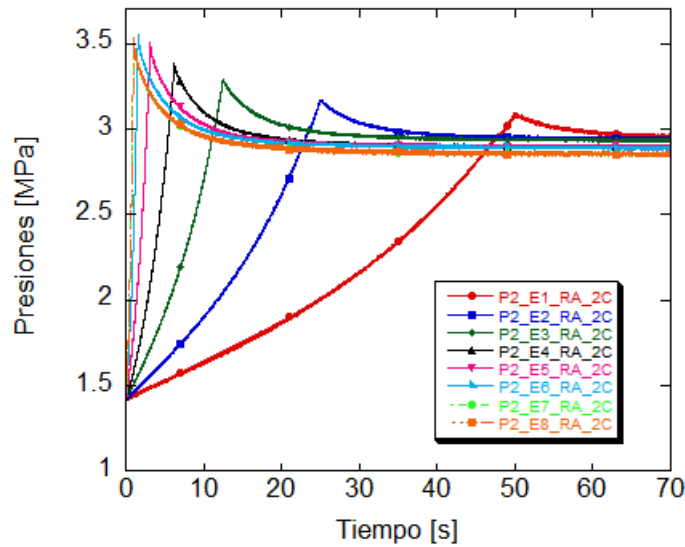


Figura 5.18: Ejemplo de Presión vs Tiempo, datos extraídos de los experimentos en rampa ascendente con la SN 2 cámaras.

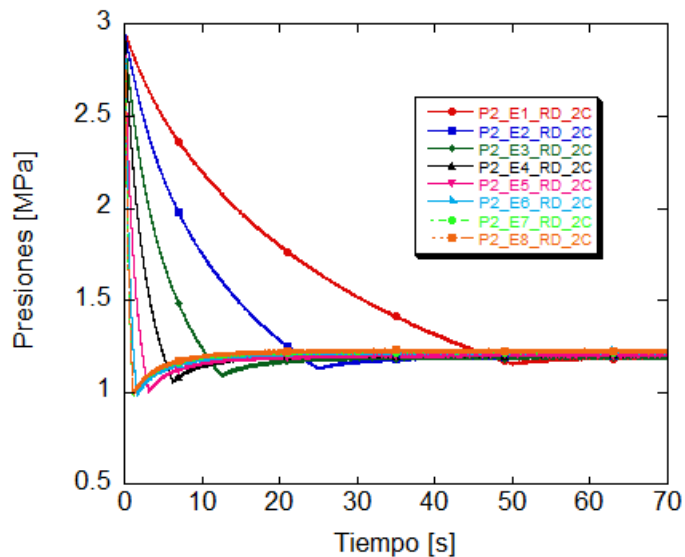


Figura 5.19: Ejemplo de Presión vs Tiempo, datos extraídos de los experimentos en rampa descendente con la SN 2 cámaras.

Parámetros adimensionales

Según detalla Guijón en su obra [2], con el fin de correlacionar los datos de la constante de tiempo térmica, τ , es importante determinar los parámetros que de forma adimensional faciliten el cálculo posteriormente. El número de Rayleigh es un parámetro vital, ya que hay que tener en consideración que la convección natural es la principal responsable de la transferencia de calor en la cámara de gas. Existen también parámetros de vital importancia para el cálculo como son la relación de dimensiones de la SN, L/D y la relación temperaturas, temperatura de pared y temperatura del gas (T_w/T). En la siguiente ecuación se muestran dichos parámetros adimensionales:

$$Ra^* = \frac{\rho^2 g \beta (T - T_w) Z^3 c_v}{\mu k} \quad (5.92)$$

$$T^* = \frac{T_w}{T} \quad (5.93)$$

Siendo Z , la longitud característica (L en orientación vertical y D en orientación horizontal). El parámetro L/D ha de estar incluido en el estudio adimensional para valorar los efectos en las partes más alejadas (transferencia de calor en la parte superior, en la tapa de la SN y en el émbolo móvil).

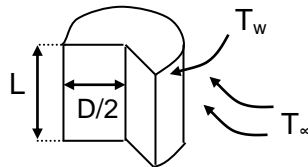


Figura 5.20: transferencia de calor en la tapa y en el pistón.

$$A_w = \pi DL + 2\pi D^2 / 4 \quad (5.94)$$

$$V = \pi \frac{D^2}{4} L \quad (5.95)$$

En el momento en que la relación L/D aumenta, afecta menos la convección natural en los dos extremos de la SN. Es por eso, que a priori es comprensible formular la siguiente relación matemática de la geometría expuesta en la Figura 5.20:

$$F \equiv \frac{V}{A_w D} = \frac{(L/D)}{2 + 4(L/D)} \quad (5.96)$$

En dicha ecuación, el parámetro F relaciona al volumen del gas dividiéndolo con el producto del área por el diámetro. Por otro lado, la relación de temperaturas, T^* ,

evalúa la variación de temperatura en el gas, dando a entender que habrá una variación de las propiedades del gas.

En el momento que comienza el enfriamiento y hasta su finalización, la masa y el volumen del gas se mantendrán estables, lo que indica que L , D , ρ , g y Z son constantes. La presión del gas, p , y la temperatura media del gas, T , irán decreciendo con el paso del tiempo. Este decrecimiento de p y T , indica que también cambiarán las propiedades del gas. Por consiguiente, T , T_w , β , μ y k también se modificarán durante el proceso.

Se define de manera adimensional la constante de tiempo térmica, según:

$$\tau^* \equiv \frac{k\tau}{\rho c_v Z^2} \quad (5.97)$$

A continuación, se muestra τ^* , la cual se espera que sea sólo función de los parámetros definidos con anterioridad,

$$\tau^* = f(Ra^*, L/D, F, T^*) \quad (5.98)$$

aceptando que:

$$\tau^* = C Ra^{*n_1} (L/D)^{n_2} F^{n_3} T^{*n_4} \quad (5.99)$$

o

$$\ln(\tau^*) = \ln(C) + n_1 \ln(Ra^*) + n_2 \ln(L/D) + n_3 \ln(F) + n_4 \ln(T^*) \quad (5.100)$$

donde C , n_1 , n_2 , n_3 , y n_4 son constantes y se deben evaluar a partir de la experimentación.

Todos los parámetros de la ecuación (5.100) se evalúan al inicio del proceso de enfriamiento. Utilizando el método que utilizó Guijón [2] en su trabajo, se pueden ajustar los datos mediante una regresión múltiple, en el que todas las propiedades del gas las evalúan a la temperatura media obteniendo la siguiente correlación para el caso de un cilindro vertical:

$$\tau^* = 0.045 Ra^{*-0.260} (D/L) F^{-1.156} T^{*1.170} \quad (5.101)$$

Si el caso se estudiase en posición horizontal, la expresión sería:

$$\tau^* = 4.474 Ra^{*-0.305} F T^{*0.223} \quad (5.102)$$

Efecto de la velocidad del pistón en τ

La constante de tiempo térmica es un parámetro dependiente de la velocidad de movimiento del embolo móvil, ya que si crece dicha velocidad decrece la constante rápidamente, ver Figura 5.18 y Figura 5.19. Este hecho fue constatado por

Pourmovahed y Otis. [47], quienes lo demostraron en su obra. Como que la constante de tiempo es muy dependiente de la velocidad de embolo al realizar la compresión o la extensión rápidamente, se puede decir que la convección forzada no tendrá un papel muy importante en el proceso. Si se reduce la velocidad del émbolo la constante de tiempo térmica evoluciona al infinito hecho que se puede atribuir a la desaparición de la capa límite. Al realizar estas pruebas la mayor parte del calor pasa a las paredes del CSA y dicha capa cada vez se hace más delgada. Como análisis se puede comentar que para un coeficiente de transferencia de calor pequeño se obtendrá una gran constante de tiempo térmica, entendiendo que la velocidad del émbolo no es uno de los parámetros más significativos que permitan correlacionar los datos de dicha constante.

Por todo lo descrito anteriormente se puede decir que es posible predecir el proceso de enfriamiento del gas, utilizando el modelo de la constante de tiempo térmica, después de realizar una compresión o expansión a elevada velocidad. Si se quiere obtener la variación de la temperatura respecto al tiempo, en este proceso, se puede utilizar la ecuación (5.103).

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_w - T}{\tau} \quad (5.103)$$

Por lo que el coeficiente de transferencia de calor por convección para un recinto vertical vendrá dado por:

$$Nu \equiv \frac{hL}{k} = 1.6151 Ra^{*0.344} F^{1.760} T^{*-2.528} \quad (5.104)$$

Esta expresión fue obtenida por Pourmovahed y Otis. [47], en base a los registros de transferencia de calor obtenidos. Hay dos parámetros que varían durante el proceso de enfriamiento del gas, Ra^* y T^* , el número de Rayleigh instantáneo y la relación de temperaturas respectivamente e introducidos anteriormente. Este hecho hace que la transferencia de calor, h , no sea constante, por lo que podría evaluarse si se necesitase con gran precisión durante el análisis. Es interesante comentar que en la mayoría de los casos se consigue una buena correlación, con un único valor de τ para todo el análisis.

Reordenando los términos la constante de tiempo térmica se presentará de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{mL\sigma}{1.6151 A_w} F^{-1.760} T^{*2.528} \left[\rho^2 g L^3 (T - T_w) \right]^{-0.344} \quad (5.105)$$

siendo

$$\sigma \equiv \left(\frac{C_v}{k} \right)^{0.656} (\beta/\mu)^{-0.344} \tag{5.106}$$

Es interesante comentar que durante el proceso de enfriamiento σ , T^* , T y T_w varían con el tiempo mientras que μ , L , A_w , F , ρ y g que permanecen constantes.

Pourmovahed y Otis. [47], enuncian que σ es invariante con el tiempo llegando a la conclusión de asumir un valor medio $\sigma = 129.5$.

A continuación, se describirá el proceso seguido para hallar la temperatura T en función del tiempo:

- Al inicio del proceso ($t = 0$ s), por lo que T y T_w son conocidas. La constante de tiempo térmica puede hallarse a partir de la ecuación (5.105).
- Si se incrementa el tiempo en 1 centésima, es decir, $\Delta t = 0.01$ s se obtiene otro valor de T a partir de la ecuación (5.103).
- Esta nueva temperatura de la pared no variará de forma considerable asumiendo que será constante.
- Si ahora se utiliza un nuevo valor de T , un nuevo valor de τ se recalcula a partir de la ecuación (5.105) y el procedimiento de repite para más intervalos de tiempo.

El hecho de utilizar una constante de tiempo variable, aumentaría significativamente la precisión sin aportar una gran complejidad al estudio. Este proceso que permite obtener la constante de tiempo térmica, τ sin tener que la necesidad de realizar los experimentos adicionales para evaluar dicha constante.

Ya se ha visto que en el momento que se acaba la compresión, el volumen de control pasa a ser constante, alcanzando el gas una presión máxima. En ese instante, como consecuencia del aumento de la temperatura del gas en relación a la temperatura inicial de la pared, el gas ira cediendo calor a la pared de manera que la temperatura y la presión irán disminuyendo de forma asintótica hasta volver a la temperatura inicial y la presión $p = ZRT_w/v$.

Esta variación de la temperatura con el tiempo, τ , es función de las condiciones en cada instante y fue obtenida empíricamente por Pourmovahed y Otis [47], como se ha comentado anteriormente. En la ecuación (5.107) se muestra nuevamente:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T - T_w}{\tau} \tag{5.107}$$

El factor de compresibilidad del gas, es función del volumen específico y de la temperatura

$$Z = Z(v, T) \tag{5.108}$$

Por lo que se puede expresar

$$dZ = \left(\frac{\partial Z}{\partial v}\right)_T dv + \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_v dT \tag{5.109}$$

Si se divide por **dt**, permite obtener su variación temporal, resultando que:

$$\frac{dZ}{dt} = \left(\frac{\partial Z}{\partial v}\right)_T \frac{dv}{dt} + \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{dt} \tag{5.110}$$

Si se deriva la ecuación de los gases $p v = Z R T$ y se tiene en cuenta que el volumen específico permanece constante, se puede expresar la derivada temporal de la presión mediante:

$$\frac{dp}{dt} = RZ \frac{dT}{dt} + RT \frac{dZ}{dt} \tag{5.111}$$

Estas ecuaciones permiten calcular la evolución de la presión y la temperatura del gas simultáneamente a partir de la condición inicial (V_i, p_i, T_i).

Tanto De las Heras [1], como Guijón [2], así como Els et al [34] y [35] utilizaron estos procedimientos de cálculo en sus trabajos con un alto grado de correlación, según sus obras. Por lo que hace pensar que es una buena estrategia de cálculo para solucionar dicho problema.

Determinación de la temperatura de la pared. Ecuación diferencial de T_p

No obstante, la temperatura de la pared se puede ir recalculando numéricamente de forma continua si se dispone de los modelos adecuados de transferencia de calor y de la ecuación de conservación de energía de la pared del cilindro:

$$\frac{d\bar{T}'_p}{dt} = \frac{\dot{q}_f}{mc_v} + \frac{\alpha_g A_g}{mc_v} (\bar{T}_g - \bar{T}'_p) - \frac{\alpha_a A_a}{mc_v} (\bar{T}'_p - T_a) \tag{5.112}$$

Tabla 5.16: Propiedades de los materiales típicos para el diseño de mecánico.

	Acero	Unidades
ρ	7.228	kg/m ³
c	419	N·m/kg K
K	174.465	N·m/h Km
a	0.0576	m ² /h

Recalculo de la temperatura de la pared ciclo a ciclo

$$\dot{Q}_f + \dot{Q}_g - \dot{Q}_a = mc_v \frac{\Delta T_p}{\Delta t} \quad (5.113)$$

$$\Delta T_p = \frac{1}{mc_v} (\dot{Q}_f + \dot{Q}_g - \dot{Q}_a) \Delta t \quad (5.114)$$

$$\Delta T_p = \frac{1}{mc_v} \left(\frac{dQ_f}{d\theta} + \frac{dQ_g}{d\theta} - \frac{dQ_a}{d\theta} \right) \Delta \theta \quad (5.115)$$

Así se puede recalculer la temperatura de la pared en el ciclo siguiente

$$T_p^{ic} = T_p^{ic-1} + \Delta T_p \quad (5.116)$$

Calculo de la temperatura media de la pared interna de la SN.

Si se parte de la base que se conoce la capacidad térmica de las paredes en la SN, en relación al calor que los gases pueden entregar y sustraer en dicha superficie de contacto, es razonable pensar que la temperatura de la pared se mantendrá constante al realizar un ciclo de trabajo y de esta manera se podrá recalculer el nuevo valor al empezar cada ciclo, ver ecuaciones (5.144) y (5.145). Proceder de esta manera permite simplificar mucho el cálculo sin cometer error significativo en los resultados finales, debido a que la variación de la temperatura media que experimenta la pared puede ser de décimas por ciclo. A priori, se pueden aceptar como constantes las propiedades físicas de los materiales (conductividad capacidad térmica), ver Tabla 7.16. Eso no quiere decir que no se puedan ir calculando a medida que se obtiene un valor nuevo de temperatura.

Por lo que, el aumento medio de temperatura que experimenta el material durante un ciclo se obtendrá de la ecuación (5.90):

$$m_p c_{v,p} \Delta \bar{T}_p = \Delta Q_g - \Delta Q_r + \Delta Q_f \quad (5.117)$$

$$\Delta \bar{T}_p = (\bar{T}_p)_{i+1} - (\bar{T}_p)_i \quad (5.118)$$

donde el calor entregado o sustraído por el gas de trabajo a la pared, se podrá evaluar utilizando:

$$\Delta Q_g = \oint \alpha_g A_g (\bar{T}_{pg} - T_g) dt \quad (5.119)$$

En este caso T_{pg} es aproximadamente T_p .

Otra manera de expresar la ecuación anterior es a partir de la constante térmica de tiempo, τ , ver ecuación (5.138). Dicha constante se ha descrito esta misma sección. No obstante, se enuncia nuevamente por comodidad para que se vea su relación.

$$\Delta Q_g = \oint \frac{c_v m g}{\tau} (\bar{T}_{pg} - T_g) dt \quad (5.120)$$

valor obtenido por integración en cada ciclo.

Si ahora se avalúa el calor a la inversa, es decir, el que se entrega o que se sustrae desde la pared que está alrededor de la SN al fluido, se pueden estudiar dos casos diferenciados. El primero sería considerando que la SN está montada en un vehículo en movimiento por lo que el ΔQ_r se realizaría a convección forzada. Pero para el caso que se estudia en esta Tesis, la situación viene dada por una SN que está montada en un banco de ensayos experimental y por lo que ΔQ_r se realizaría a convección natural. Dicho esto, es interesante comentar que, para obtener el coeficiente de transferencia de calor, α , se han utilizado expresiones empíricas que relacionan la longitud vs el diámetro. Warren M. Rohsenow [48], utiliza expresiones que evalúan la convección natural sobre las paredes externas de cilindro verticales de pequeña relación de aspecto L/D o de longitud $L \gg D$.

A partir de estas expresiones se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor α_r para temperaturas de pared T_{pg} y para las temperaturas del medio ambiente T_r . constantes.

Si se expresan en un ciclo de trabajo quedará:

$$\Delta Q_r = \oint \alpha_r A_r (\bar{T}_{pg} - T_r) dt = \alpha_r A_r (\bar{T}_{pg} - T_r) \frac{2\pi}{\omega_{ex}} \quad (5.121)$$

Finalmente quedará por evaluar el calor generado por fricción. En una primera instancia, por simplicidad en los cálculos se supondrá que el coeficiente de fricción se mantiene constante en el ciclo y por consiguiente quedará determinado.

Calculo de la temperatura entre la pared interna y externa del cilindro

El cálculo se podría sofisticar un poco más si se discierne entre la temperatura media de la pared y la temperatura media de sus superficies, interna y externa, y que serían realmente las temperaturas utilizadas en el modelo de cálculo. Si bien la exactitud del cálculo depende del modelo utilizado para evaluar el coeficiente de calor, en especial el α_q , esta complicación no aportará mayor exactitud, no obstante, se describe como podría llevarse a término, suponiendo un perfil lineal de temperaturas entre la cara interna y externa del cilindro.

De la ley de Fourier, supuesto un perfil lineal de temperatura en la pared, permite expresar la temperatura de las paredes en función de la temperatura media de la pared y del flujo medio de calor a su través, tal como se muestra en la Figura 5.21.

$$q_r \approx \lambda \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_{pr}}{e - \delta} \Rightarrow \bar{T}_{pr} = \bar{T}_p - q_r \frac{(e - \delta)}{\lambda} \tag{5.122}$$

$$q_g \approx \lambda \frac{\bar{T}_g - \bar{T}_p}{\delta} \Rightarrow \bar{T}_{pg} = \bar{T}_p - q_g \frac{\delta}{\lambda} \tag{5.123}$$

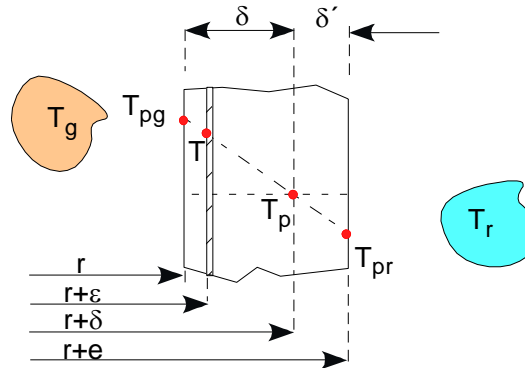


Figura 5.21: Cálculo de la temperatura media de las superficies de la pared.

Los flujos caloríficos promediados durante un ciclo q_r y q_g pueden ser evaluados a partir de los coeficientes de transferencia de calor α_r de la pared exterior al fluido refrigerante y del coeficiente de transferencia α_g fluido de trabajo a la pared interior del cilindro. Así, a partir de las ecuaciones (5.122) y (5.123) se puede determinar:

$$q_g = \Delta Q_g / A_g \tag{5.124}$$

$$q_r = \Delta Q_r / A_r \tag{5.125}$$

Para un determinado ciclo las ecuaciones (5.128) y (5.129), nos permiten calcular la temperatura media de la pared T_p . La distancia δ desde la pared interna puede ser determinada, supuesto el perfil lineal de temperatura y que su pendiente viene dada por la relación $(q_g - q_r)/e$.

$$\int_0^\delta c_v T \rho H dA + \int_\delta^e c_v T \rho H dA = mc_v T_p \tag{5.126}$$

$$\int_0^\delta c_v T \rho H 2\pi(r + \epsilon) d\epsilon + \int_\delta^e c_v T \rho H 2\pi(r + \epsilon) d\epsilon = mc_v T_p \tag{5.127}$$

Supuesto el perfil lineal de temperatura, la temperatura en un punto interior de la pared vendrá dado por:

$$\frac{T_{pg} - T_p}{\delta} = \frac{T - T_p}{\delta - \epsilon} \Rightarrow T = T_p + \frac{q_g}{\lambda} (\delta - \epsilon) \quad \text{Si } 0 \leq \epsilon \leq \delta \tag{5.128}$$

$$\frac{T_p - T_{pr}}{\delta'} = \frac{T_p - T}{\epsilon - \delta} \Rightarrow T = T_p + \frac{q_r}{\lambda} (\delta - \epsilon) \quad \text{Si } \delta \leq \epsilon \leq e \tag{5.129}$$

Luego

$$T = T_p + \frac{q}{\lambda}(\delta - \varepsilon) \quad (5.130)$$

Donde $q \equiv q_g$ en el intervalo $0 \leq \varepsilon \leq \delta$ y $q \equiv q_r$ en el resto de la pared $\varepsilon \leq \delta \leq e$.

La integral

$$c_v \rho H 2\pi \int \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda}(\delta - \varepsilon) \right\} (r + \varepsilon) d\varepsilon \quad (5.131)$$

$$I = \int \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda}(\delta - \varepsilon) \right\} (r + \varepsilon) d\varepsilon = \int T_p (r + \varepsilon) d\varepsilon + \int \frac{q}{\lambda}(\delta - \varepsilon)(r + \varepsilon) d\varepsilon \quad (5.132)$$

$$= \int T_p r d\varepsilon + \int T_p \varepsilon d\varepsilon + \int \frac{q}{\lambda} \delta r d\varepsilon + \int \frac{q}{\lambda} \delta \varepsilon d\varepsilon - \int \frac{q}{\lambda} r \varepsilon d\varepsilon - \int \frac{q}{\lambda} \varepsilon^2 d\varepsilon \quad (5.133)$$

$$I = r \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta \right\} [\varepsilon] + \frac{1}{2} \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta - \frac{q}{\lambda} r \right\} [\varepsilon^2] - \frac{1}{3} \frac{q}{\lambda} [\varepsilon^3] \quad (5.134)$$

Para $\varepsilon = 0 \Rightarrow I=0$

$$\text{Para } \varepsilon = \delta \Rightarrow I = r \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta \right\} \delta + \frac{1}{2} \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta - \frac{q}{\lambda} r \right\} \delta^2 - \frac{1}{3} \frac{q}{\lambda} \delta^3$$

$$\text{Para } \varepsilon = e \Rightarrow I = r \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta \right\} e + \frac{1}{2} \left\{ T_p + \frac{q}{\lambda} \delta - \frac{q}{\lambda} r \right\} e^2 - \frac{1}{3} \frac{q}{\lambda} e^3$$

$$[I]_0^\delta = r \left\{ T_p + \frac{q_g}{\lambda} \delta \right\} \delta + \frac{1}{2} \left\{ T_p + \frac{q_g}{\lambda} \delta - \frac{q_g}{\lambda} r \right\} \delta^2 - \frac{1}{3} \frac{q_g}{\lambda} \delta^3$$

$$[I]_\delta^e = r \left\{ T_p + \frac{q_r}{\lambda} \delta \right\} (e - \delta) + \frac{1}{2} \left\{ T_p + \frac{q_r}{\lambda} \delta - \frac{q_r}{\lambda} r \right\} (e^2 - \delta^2) - \frac{1}{3} \frac{q_r}{\lambda} (e^3 - \delta^3)$$

Sustituyendo en la ecuación (5.134) se tiene finalmente:

$$c_v \rho H 2\pi [I]_0^\delta = m c_v T_p \quad (5.135)$$

Proporciona una ecuación cúbica en δ que permite determinar dicho valor.

Metodología

La metodología seguida para evaluar flujos caloríficos promediados durante un ciclo ha sido la utilizada por Guijón en su obra [2], y ha consistido en:

1) A partir de la ecuación se determina ΔT_p de donde la nueva temperatura media de pared vendrá dada por $(T_p)_{i+1} = (T_p)_i + \Delta T_p$.

2) Calcular $\bar{\delta}$ para que se mantenga invariante la cantidad

$$\int_r^{r+\delta} \rho c_v H T dA + \int_{r+\delta}^{r+e} \rho c_v H T dA = m c_v T_p$$

3) Calcular T_{pg} y T_{pr} mediante las ecuaciones

4) Calcular resolviendo una ecuación cúbica.

5.4.4. Convección libre

Convección natural sobre placa vertical

En el proceso de realización de los ensayos experimentales, la SN ha estado en continuo contacto con el aire ambiente del laboratorio. En ningún momento se han realizado pruebas forzando al aire a circular a velocidad alguna, alrededor de las paredes exteriores de la SN. Por ello se puede considerar que, las condiciones de trabajo dentro del laboratorio se asemejarán a un proceso de convección natural o libre sobre una placa vertical. Debido a esto las ecuaciones que se han utilizado para definir los procesos que evalúan el coeficiente de transferencia de calor entre las paredes y el medio ambiente han sido las utilizadas por W. M. Rohsenow [48] y por H. Gröber [60], y empleada también por Guijón en su trabajo [2], respecto a la convección natural para cilindros verticales.

A continuación se muestra nuevamente el número de Nusselt y de Prandtl y se introduce el número de Grashof.

$$N_u = \frac{\alpha D}{\lambda} \tag{5.136}$$

$$P_r = \frac{v}{a} \tag{5.137}$$

$$G_r = \frac{\rho g \beta \Theta_\infty}{\rho u^2 / L} \tag{5.138}$$

Donde

α Coeficiente de transferencia de calor

λ Conductividad térmica

a Difusividad $a = \lambda / c_p / \rho$

Las mejores correlaciones, Gröber [60], para la convección libre se obtienen si se utiliza como temperatura de referencia para las propiedades del fluido, la

temperatura media entre la temperatura de la pared T_p y la temperatura del fluido no perturbado T_∞ es decir $T_m = (T_p + T_\infty)/2$. Para nuestros propósitos, el fluido es gas y se tomará $\beta = 1/T_m$ temperatura absoluta.

La correlación de numerosos resultados experimentales para placas verticales de altura H , permiten escribir las siguientes ecuaciones que ofrecen suficiente precisión.

$$Nu_{u,H} = 0.55(G_{r,H} \cdot Pr_{r,H})^{1/4} \quad \text{Si } 1700 < (G_{r,H} \cdot Pr_{r,H}) < 10^8 \quad (5.139)$$

$$Nu_{u,H} = 0.13(G_{r,H} \cdot Pr_{r,H})^{1/3} \quad \text{Si } (G_{r,H} \cdot Pr_{r,H}) > 10^8 \quad (5.140)$$

5.4.5. Convección natural en cilindro vertical de pequeñas relaciones de aspecto L/D

Para la evaluación de la transferencia de calor por convección natural o libre, se han utilizado las expresiones empíricas tomadas del Handbook de Rohsenow et al. [48].

Placa plana vertical con T_w y T_∞ uniformes y $\zeta = 90^\circ$

La transferencia de calor total para una placa plana ancha ($W \gg L$) isotérmica como la de la Figura 5.22, puede ser estimada mediante las siguientes ecuaciones:

$$Nu^T = \bar{C}_l Ra^{1/4} \quad (5.141)$$

$$Nu_l = \frac{2}{\ln(1 + 2 / Nu^T)} \quad (5.142)$$

$$Nu_t = C_t^V Ra^{1/3} / (1 + 1.4 \times 10^9 Pr / Ra) \quad (5.143)$$

$$Nu = \left[(Nu_l)^m + (Nu_t)^m \right]^{1/m} \quad (5.144)$$

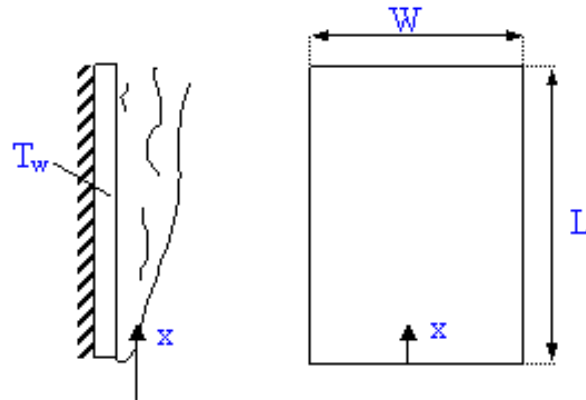


Figura 5.22: Convección natural en una placa plana.

Cilindro vertical infinito

Para un cilindro vertical de longitud L y diámetro D , [60], en primer lugar hay que calcular el número de Nusselt, Nu^T y Nu_l para un placa plana vertical de altura L , utilizando las ecuaciones (5.141) y (5.142), y renombrándolos como Nu^T_{placa} y $Nu_{l,placa}$. De este modo el número de Nusselt laminar para el cilindro vertical se calculará a partir de:

$$Nu_l = \frac{\zeta}{\ln(1+\zeta)} Nu_{l,placa} \quad (5.145)$$

$$\zeta = \frac{1.8L/D}{Nu^T_{placa}} \quad (5.146)$$

Para pared isotérmica, se calcula Nu_t de la ecuación (5.143) y junto con la ecuación (5.145) se introduce en la ecuación (5.144) para obtener Nu .

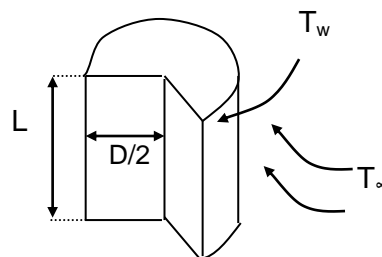


Figura 5.23: Convección natural para cilindro vertical infinito.

Cilindro horizontal infinito, ver Figura 5.23

El número de Nusselt se obtiene a partir de las siguientes fórmulas:

$$Nu^T = 0.772 \bar{C}_l Ra^{1/4} \quad (5.147)$$

$$Nu_l = \frac{2f}{\ln(1 + 2f / Nu^T)} \quad (5.148)$$

$$f = 1 - \frac{0.13}{(Nu^T)^{0.16}} \quad (5.149)$$

$$Nu_t = \bar{C}_t Ra^{1/3} \quad (5.150)$$

$$Nu = \left[(Nu_l)^m + (Nu_t)^m \right]^{1/m} \quad (5.151)$$

Siendo $m \approx 10$. Si $Ra \geq 10^{-4}$, la expresión (5.149) puede reemplazarse por $f=0.8$.

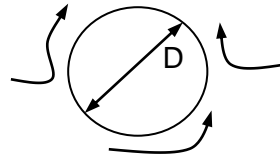


Figura 5.24: Cilindro horizontal infinito en medio isotérmico.

Cilindros con una relación L/D pequeña (valores para cilindro horizontal y vertical tabulados en [48] y [60] y empleada por Guijón en su trabajo [2].

Para estos casos las ecuaciones correspondientes son:

$$Nu^T = G\bar{C}_l Ra^{1/4} \quad (5.152)$$

$$Nu_l = \left[(Nu_{COND})^n + (Nu^T)^n \right]^{1/n} \quad (5.153)$$

$$Nu_t = \bar{C}_t Ra^{1/3} \quad (5.154)$$

$$Nu = \left[(Nu_l)^m + (Nu_t)^m \right]^{1/m} \quad (5.155)$$

Según Wong [75] para convección natural la expresión del número de Nusselt para un cilindro

$$\bar{Nu} = C(Gr Pr)^n K \quad (5.156)$$

donde C , n y K son constantes de diferente valor dependiendo de si el cilindro es vertical u horizontal, flujo laminar o turbulento y diámetro pequeño o grande. Pr es el número de Prandtl y Gr el número de Grashof. Una gran diferencia entre el método

propuesto por Wong [75], es que en el cilindro vertical la longitud característica es L y no D como en el método expuesto por Rohsenow et al. [48]. En la ecuación (5.156) todas las propiedades son evaluadas a la temperatura de film.

5.4.6. Convección forzada

Debido a la complejidad asociada con el flujo a través de un cilindro, se hace especial énfasis en la utilización de métodos experimentales para determinar los efectos de la transferencia de calor y masa. Los resultados se ven fuertemente influenciados por la naturaleza de la formación de la capa límite sobre la superficie.

Hilpert propone una correlación empírica de la forma:

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \tag{5.157}$$

Donde las constantes C y m vienen tabuladas en la que hay que señalar que todas las características son evaluadas a la temperatura de film.

Figura 5.25: Constantes para la ecuación (5.157) para cilindro en flujo cruzado.

Re _D	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.027	0.805

Se han propuesto otras correlaciones para cilindros en flujo cruzado. Zhukauskas [76], propuso la siguiente:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \tag{5.158}$$

que se aplica en el rango 0.7 < Pr < 500, 1 < Re_D < 106. Todas las propiedades son evaluadas a T_∞, exceptuando Pr_s, el cual es evaluado a T_s. Los valores para C y m vienen tabulados en la Tabla 5.17. Si Pr ≤ 10, n = 0.37; si Pr > 10, n = 0.36. La ecuación de Churchill y Bernstein [77], cubre el rango completo de Re_D para el cual hay datos disponibles, así como para todo el rango de Pr. La ecuación es recomendable para todo Re_D·Pr > 0.2 y tiene la forma:

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \tag{5.159}$$

donde todas las propiedades son evaluadas a la temperatura de film.

Tabla 5.17: Constantes para la ecuación (5.159) del cilindro en flujo cruzado.

ReD	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
103-2x105	0.26	0.6
2x105-106	0.076	0.7

Cada una de las anteriores correlaciones es razonable sobre un cierto rango de condiciones, pero no se pueden esperar resultados mejores del 25%.

Según Wong [75], para convección forzada la expresión del número de Nusselt para un flujo de aire normal a la superficie de un cilindro, viene dada por:

$$\overline{Nu} = C Re^m \tag{5.160}$$

donde C y m son constantes que dependen del rango del número de Reynolds, Re. En la ecuación (5.160) todas las propiedades son evaluadas a la temperatura de film.

Temperatura en las paredes

Las temperaturas de las paredes de los cilindros de acero que separan el aceite y el gas, se supone que sigue una ley lineal. De manera que, si T_{we} y T_{wi} son las temperaturas de la superficie de las paredes externa e interna respectivamente entonces la temperatura en el centro T_w , ver ecuación (5.161) o (5.162), será:

$$T_w = T_{wi} + \frac{T_{we} - T_{wi}}{2} \tag{5.161}$$

O bien

$$T_w = T_{we} - \frac{T_{we} - T_{wi}}{2} \tag{5.162}$$

Un balance sobre la pared nos permite expresar $q_{acum} = q_i - q_e$.

Por otra parte, el calor acumulado se puede obtener de la ecuación (5.163)

$$q_{acum} = m_{acer} \cdot c_{p,acer} \cdot \Delta T_{acer} \tag{5.163}$$

Y sabiendo que el calor en la pared interna q_i y en la pared externa q_e se puede expresar según las ecuaciones (5.164) y (5.165) de la siguiente manera:

$$q_i = \alpha_i \cdot A_i (T_g - T_{wi}) \tag{5.164}$$

$$q_e = \alpha_e \cdot A_e (T_{amb} - T_{w2}) \tag{5.165}$$

Utilizando el número de Stanton, ver ecuación (5.166), las ecuaciones anteriores las pueden ser reescritas obteniendo las ecuaciones (5.167) y (5.168):

$$St_t = \frac{\alpha}{\rho c_p u} \quad (5.166)$$

$$q_i = St_i \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot u_i \cdot A_i (T_g - T_{wi}) \quad (5.167)$$

$$q_e = St_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot u_e \cdot A_e (T_{amb} - T_{w2}) \quad (5.168)$$

Si se quisiese calcular la velocidad característica o intensidad turbulenta se haría uso de la ecuación (5.169). En este trabajo no se han estudiado las características turbulentas de un proceso como el descrito de compresión extensión de la suspensión.

$$\frac{dk}{dt} = \wp - \Im + \dot{m}g_i - \dot{m}g_s \quad (5.169)$$

Transferencia de calor entre el gas y paredes

Como ya se anunció con anterioridad y utilizando la ley de Fourier que define la transferencia de calor del gas por convección a la pared.

$$\dot{Q}_{conv} = A_{conv} \lambda_{conv} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{conv} \quad (5.170)$$

siendo λ_{conv} la conductividad térmica efectiva por convección reescrita también como:

$$\lambda_{conv} = \rho c_p a_{conv} \quad (5.171)$$

Y conociendo la difusividad térmica efectiva a_{conv} , el movimiento molecular producido por el gas provoca una difusividad térmica que puede ser expresada mediante la igualdad dada como $a_{conv} \approx \lambda_m \cdot c$, en el que λ_m el desplazamiento medio de las moléculas y c la velocidad isentrópica del sonido. Entre el gas y la pared, por lo general, no se sigue una evolución laminar debido al movimiento errático de las moléculas que provocan una transmisión de calor transitoria.

Según Guijón [2], la estimación de la variación de temperatura se puede aproximar a una expresión que contempla por un lado temperatura media T_g por otro la pared a temperatura T_{pg} , sin dejar de lado los vórtices de longitud l , ver expresión (5.172).

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{conv} \approx \frac{\bar{T}_g - T_{pg}}{l} \quad (5.172)$$

De esta manera la ecuación de calor puede ser enunciada de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{conv} = A_{conv} \lambda_{conv} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{conv} \approx A_{conv} \rho c_p \ell u \frac{\bar{T}_g - T_{pg}}{\ell} \quad (5.173)$$

Esta es una ecuación aproximada, pero evalúa las variables que más participan en el proceso de transferencia de calor en un CSA como el estudiado en este trabajo. Con la intención de obtener buenos resultados es interesante utilizar alguna constante que ajuste por lo que se utilizará el número de Stanton (St), expresado mediante:

$$S_t = \frac{\alpha_e}{\rho c_p u} \quad (5.174)$$

obteniendo la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{conv} = A_{conv} S_t \rho c_p u (\bar{T}_g - T_{pg}) = A_{conv} \alpha_e (\bar{T}_g - T_{pg}) \quad (5.175)$$

5.4.7. Determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección del gas a la pared α_e .

A partir del registro temporal de las presiones de las cámaras 1 y 2, obtenidas experimentalmente, y el conocimiento del coeficiente de descarga de los orificios entre ambas cámaras, permite estimar la transferencia de calor de ellas al medio que las rodea, de forma análoga al punto anterior, aplicando ahora la ecuación de energía en un sistema abierto.

No obstante, en general la dificultad de la obtención del registro de presión en la cámara auxiliar 1 de gas, es conveniente, estimar la transferencia de calor únicamente a partir del registro de presión de la cámara 2 y del conocimiento del coeficiente de descarga del orificio entre ambas cámaras. En nuestro caso, para la composición de dos cámaras sí que se conoce la presión de la cámara fija, P1, con lo que este proceso se agiliza.

Planteado las ecuaciones de energía en ambas cámaras para una compresión (disminución de V_2)

$$\frac{dU_2}{dt} = \frac{dQ_2}{dt} - \frac{dW_2}{dt} - \sum h_{21} \frac{dm_{21}}{dt} \quad (5.176)$$

$$\frac{dU_1}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \sum h_{21} \frac{dm_{21}}{dt} \quad (5.177)$$

Se puede despejar de ambas el flujo calorífico en ambas, obteniendo:

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{dU_2}{dT_2} \frac{dT_2}{dt} + p_2 \frac{dV_2}{dt} + \sum h_{21} \frac{dm_{21}}{dt} \quad (5.178)$$

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{dU_1}{dT_1} \frac{dT_1}{dt} - \sum h_{21} \frac{dm_{21}}{dt} \quad (5.179)$$

A partir de aquí la dU_2/dT_2 y la dU_1/dT_1 se pueden obtener de un ajuste polinomio que evalúa las propiedades del gas, así como h_{21} , dV_2/dt de la cinemática y de la evolución temporal del embolo, p_2 está dado por el registro de la presión en la cámara 2, mientras que dm_{21}/dt que determinado por el valor de Coeficiente de descarga y del conocimiento de las presiones p_1 , p_2 en ambas cámaras. Si faltase el registro de p_1 se estimará en base a la ecuación de los gases, de la siguiente manera:

$$\frac{1}{T_1} \frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} - \frac{1}{m_2} \frac{dm_2}{dt} \quad (5.180)$$

$$\frac{1}{T_2} \frac{dT_2}{dt} = \frac{1}{p_2} \frac{dp_2}{dt} + \frac{1}{V_2} \frac{dV_2}{dt} - \frac{1}{m_2} \frac{dm_2}{dt} \quad (5.181)$$

Al obtener el flujo de calor instantáneo, se puede proceder a evaluar el coeficiente de transferencia de calor global instantáneo:

$$\alpha = \frac{dQ}{dt} \frac{1}{A_w (T_{pg} - T)} \quad (5.182)$$

De la expresión anterior, ecuación (5.183), será necesario conocer la temperatura de la pared (T_{pg}) y admitir que no variará durante el proceso, en todo el volumen de control.

5.4.8. Variación de volumen por efecto de la temperatura

El coeficiente volumétrico de expansión térmica α_L se define mediante la ecuación (5.183):

$$\alpha_L = -\frac{1}{\rho_L} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (5.183)$$

Trabajos experimentales indican una dependencia casi lineal de la densidad con la temperatura de forma que la formula puede ser simplificada en la siguiente forma, ver ecuación (5.184):

$$\alpha_L = -\frac{1}{\rho_L} \left(\frac{\Delta \rho}{\Delta T} \right)_p \quad (5.184)$$

Resultando una función lineal decreciente de la densidad con la temperatura, ecuación (5.185) (5.186):

$$\rho_L = \rho_L(T) = \rho_{0L} [1 - \alpha_L (T - T_0)] \tag{5.185}$$

Donde ρ_{0L} , es la densidad de referencia del líquido medida a la temperatura T_0 , y α_L , es el coeficiente volumétrico de expansión térmica del líquido.

De manera equivalente, renombrando α_L por α_{0L} y T por T_0 , se puede escribir la ecuación (5.186):

$$\rho_L = \rho_L(T) = \frac{\rho_{0L}}{1 + \alpha_L (T - T_0)} \tag{5.186}$$

Para un aceite típico de amortiguador, el coeficiente volumétrico de expansión térmica es $\alpha_L \approx 10^{-3}$. En particular para este trabajo se ha tomado la siguiente expresión ecuación (5.187) ver referencia [72]:

$$\rho_L = \rho_L(T) = -0.6325 \cdot T + 855.97 \tag{5.187}$$

La expresión se tendría que tomar a partir de los datos experimentales mediante un ajuste lineal por mínimos cuadrados.

ρ - liquid density [kg/m³] ρ_{0L} - reference liquid density at 15°C [kg/m³] T - temperature [K] T_0 - initial temperature [K] α_L - volumetric thermal expansion [K⁻¹]

Expuestos los diferentes métodos que permiten evaluar la transferencia de calor en un sistema multifísico como es el que presenta un CSA, la primera idea es la de utilizar el método de Pourmovahed y Otis [47], con el objetivo de hallar la constante térmica de tiempo. Este método fue utilizado también en sus obras por De las Heras [1], Guijón [2] y Els y Grobelaar [34] y [35], dando buenos resultados según ellos.

La segunda idea es realizar de forma paralela las adquisiciones de las variables de estudio, es decir, por un lado las presiones de ambas cámaras, desplazamientos y fuerzas y por otro la temperatura superficial de los volúmenes. De esta manera se podrá evaluar el flujo térmico global instantáneo y así poder evaluar el Coeficiente de transmisión de calor global.

Con toda esta información se podrá comprobar la bondad del modelo de predicción objeto de estudio.

5.5. Resultados y discusión del estudio de la SN 2C..

En el siguiente apartado, se compararán los resultados obtenidos de la evolución de las presiones temporales, medidas dentro de las cámaras neumáticas, con los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas con el modelo implementado en MATLAB®. A partir de los resultados experimentales de la presión en las dos cámaras y de la evolución del desplazamiento, se obtendrán las variables que caracterizan la Suspensión Neumática de estudio, que posteriormente se contrastaran con los resultados obtenidos de las simulaciones teóricas para acabar validando el modelo propuesto en este estudio.

La Figura 5.26, presenta la variación de presión temporal medida en la cámara variable, es decir en el volumen 2, para los diferentes ensayos propuestos a diferentes valores de velocidad, pero a igual valor de amplitud. Estos experimentos están detallados en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2, en concreto son los realizados en rampa ascendente y rampa descendente, respectivamente. Cada curva es en realidad la media obtenida después de reproducir cada experimento ocho veces. Aunque no se presenta en la Figura 5.26, la desviación estándar de cada punto fue inferior al 2% para todas las pruebas realizadas. En la Figura 5.26a y Figura 5.26b, se observa que los ensayos han tenido una duración de 70 segundos, tiempo que permitía dejar un margen de estabilización de las variables de estudio además de permitir comparar los ensayos propuestos en una misma gráfica. Como condiciones iniciales de todos los experimentos realizados en rampa ascendente, hay que decir que, el valor inicial de la presión para todos los ensayos oscilaba entre 1.41 MPa y 1.42 MPa. Para los ensayos en rampa descendente el valor inicial de presión del ensayo para todos los experimentos se encontraba entre 2.94 MPa y 2.96 MPa. Por otro lado, puede observarse también, como ya se apuntó anteriormente, que la presión al final de cada ensayo tiene la tendencia de estabilizarse y recuperar sus valores de condiciones iniciales, preparándose para el siguiente experimento.

De la Figura 5.26a, se observa que a medida que se aumenta la velocidad del ensayo, es decir, se incrementa la frecuencia y por ende, la pendiente de la rampa ascendente, el pico de presión cuando la carrera de compresión llega a su punto final, es mayor, observando una diferencia de presión en ese punto que oscila entre los diferentes ensayos entre 0.2 MPa y 0.6 MPa, entre los ensayos E1 y E7, respectivamente.

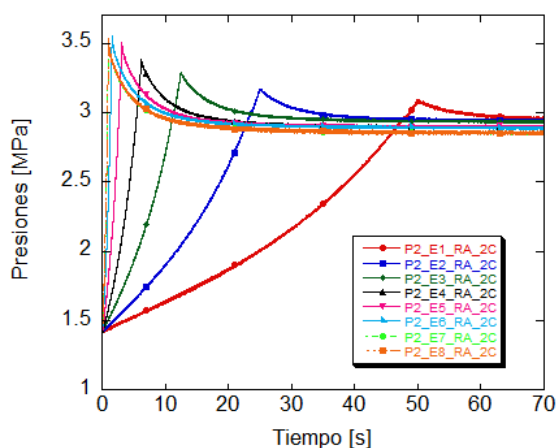
De la Figura 5.26b, se observa que a medida que se aumenta la velocidad del ensayo, es decir, se incrementa el ángulo de la rampa descendente, el pico de presión cuando la carrera de extensión llega a su punto final, es mayor, observando una diferencia de presión en ese punto que oscila, entre los diferentes ensayos, desde 0.1 MPa y 0.2 MPa, para los ensayos E1 y E7, respectivamente.

Este hecho tiene su lógica ya que en las variaciones de presión cuando se realiza el movimiento en rampa ascendente a compresión, mostrado en la Figura

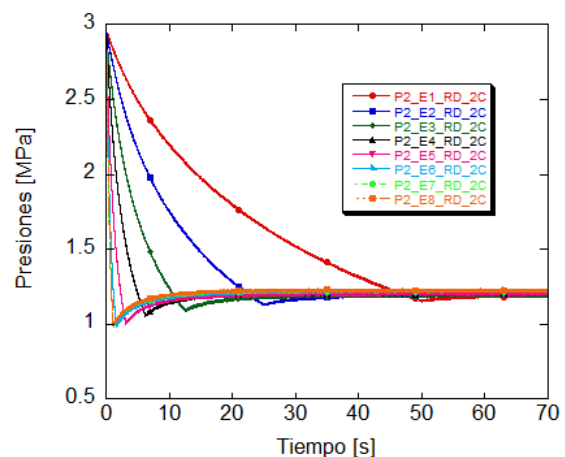
5.26a, el gas sufre un aumento de temperatura y una disminución de volumen tan repentino que afecta de forma muy clara a la presión hasta que consigue estabilizarse. En este hecho se profundizará más adelante cuando se muestren las curvas de la constante térmica de tiempo. En cambio si se analiza lo sucedido en el movimiento en rampa descendente a extensión, mostrado en la Figura 5.26b, el proceso es idéntico que el anterior pero a la inversa, el gas sufre un descenso de temperatura y un aumento de volumen tan rápido que afecta de manera muy evidente a la presión hasta que consigue estabilizarse.

A partir de la evolución de las presiones, al realizar los ensayos en rampa, ver Figura 5.26a y Figura 5.26b, ya se comentó en el apartado 5.4.3 que, era posible hallar la constante térmica de tiempo a partir de los experimentos. En la Tabla 5.18, se muestran los valores de dicha constante para cada ensayo, tanto en rampa ascendente como en rampa descendente, además de la velocidad media del proceso, bien sea en desplazamiento en compresión o en extensión.

Otra información importante que puede extraer tanto la Figura 5.26a como la Figura 5.26b, es la siguiente. Si se unen los picos presión mostrados en la Figura 5.26c y de la Figura 5.26d, se puede ajustar una curva que permita evaluar el coeficiente de transferencia de calor, α , de manera empírica, en función de la velocidad de movimiento de la SN. Conocidas las condiciones iniciales, a $t = 0$, de presión, de volumen y de masa del gas, ya puede ser evaluado el coeficiente de transferencia de calor, α . Este procedimiento permite evaluar dicho coeficiente en función de la velocidad del pistón. En sendas gráficas, Figura 5.26c y Figura 5.26d, se adjunta también la información de la velocidad media de las compresiones y extensiones.



(a)



(b)

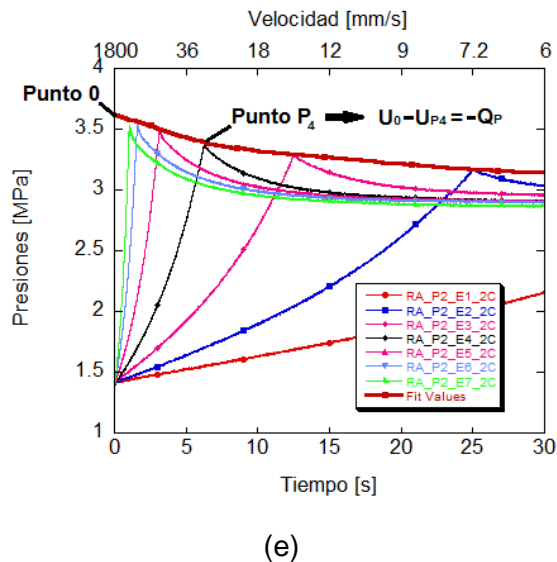
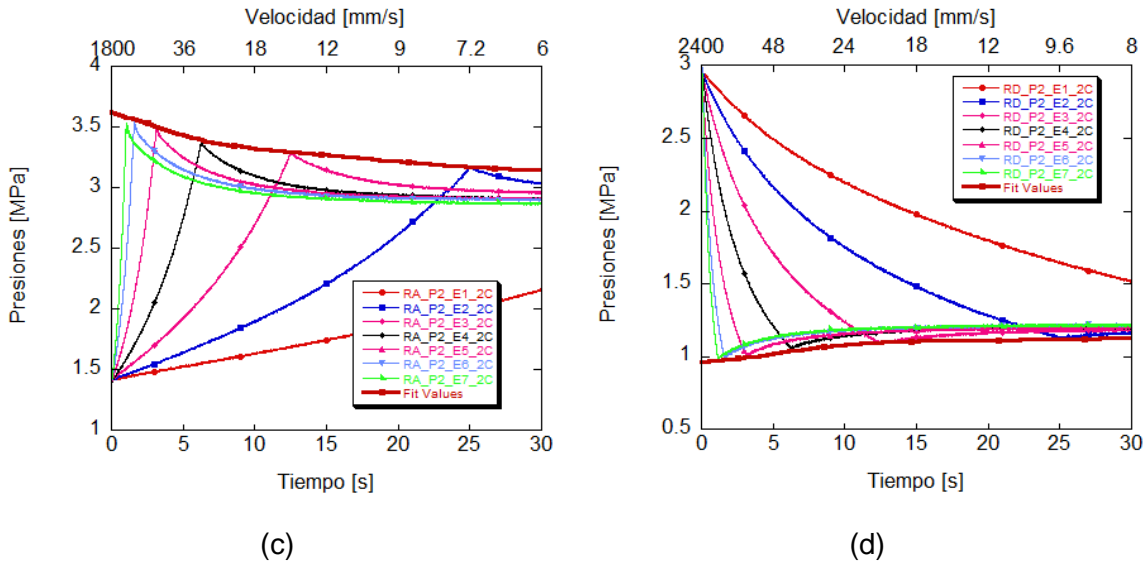


Figura 5.26: Variación de presión temporal de la cámara variable. a) Ensayos realizados en Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.1, b) Ensayos realizados en Rampa Descendente basados en la Tabla 5.2. c) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.1. d) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Descendente basados en la Tabla 5.2. e) Representación de la curva que ajusta los valores máximos de presión en los ensayos de Rampa Ascendente basados en la Tabla 5.2., donde se indica el con el subíndice “0” las variables de un hipotético ensayo infinitamente rápido, con la misma cantidad de gas m_0 , en el que no se dispondría tiempo para el intercambio de calor (proceso adiabático $Q_0 = 0$) y un punto determinado P_4 de un ensayo cualquiera donde se quiera aplicar el primer principio a este sistema cerrado el coeficiente de transferencia de calor.

En la Figura 5.26e, se indica a modo de ejemplo el proceso utilizado. En ella, se indica con el subíndice “0”, las variables de un hipotético ensayo infinitamente rápido, con la misma cantidad de gas m_0 , en el que no se dispondría tiempo para el intercambio de calor (proceso adiabático $Q_0 = 0$) y un punto determinado P_4 , de un ensayo cualquiera donde se aplicará el primer principio para un sistema cerrado, y así

evaluar el Coeficiente de transmisión de calor global promediado. A continuación, se explicará dicho procedimiento.

Tabla 5.18: Valores de la constante térmica de tiempo vs la velocidad de los experimentos en rampa.

Ensayos	τ	Vel (m/s)	Ensayos	τ	Vel (m/s)
E1_RA_2C	5.958	0.0036	E1_RD_2C	5.64	0.00482
E2_RA_2C	5.14	0.007214	E2_RD_2C	5.37	0.00965
E3_RA_2C	5.05	0.01442	E3_RD_2C	5.01	0.0192
E4_RA_2C	4.43	0.02881	E4_RD_2C	4.74	0.03836
E5_RA_2C	3.70	0.05777	E5_RD_2C	4.120	0.07643
E6_RA_2C	3.40	0.11407	E6_RD_2C	3.556	0.15158
E7_RA_2C	2.75	0.17658	E7_RD_2C	3.586	0.2086
E8_RA_2C	2.84	0.17758	E8_RD_2C	3.354	0.20832

De la tabla anterior se puede observar la relación existente entre la velocidad del proceso y la constante térmica de tiempo, constatando que a mayor velocidad de compresión o extensión la τ se hace más pequeña, ver Figura 5.27.

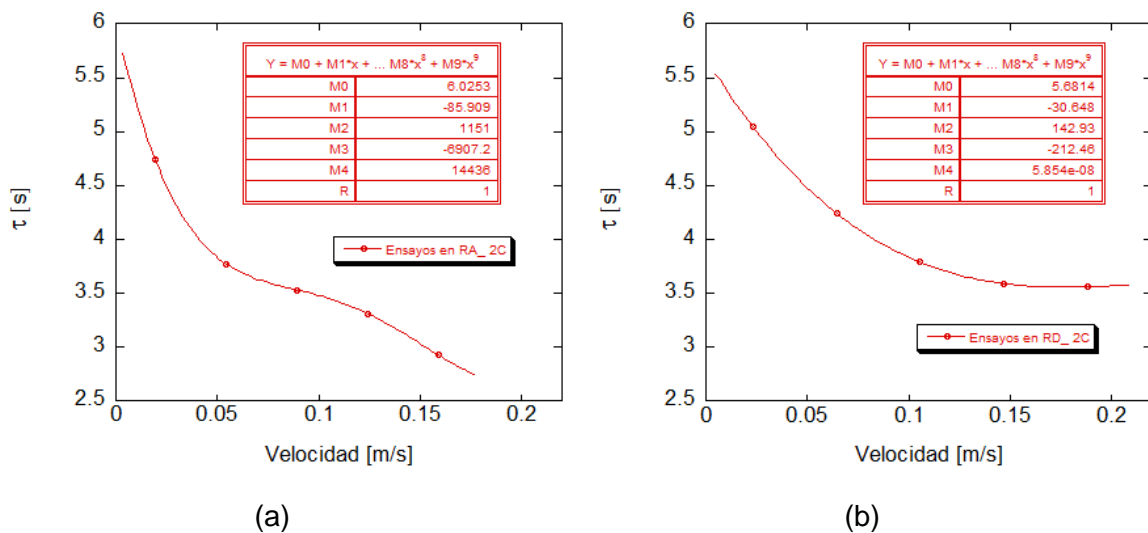


Figura 5.27: Variación de la constante térmica de tiempo en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.

La expresión que relaciona el τ con la velocidad de compresión, es:

$$\tau = 6.0253 - 85.909 \cdot \mathcal{G}_p + 1151 \cdot \mathcal{G}_p^2 - 6907.2 \cdot \mathcal{G}_p^3 + 14436 \cdot \mathcal{G}_p^4 \tag{5.188}$$

La expresión que relaciona el τ con la velocidad de expansión, es:

$$\tau = 5.6814 - 30.648 \cdot \mathcal{G}_p + 142.93 \cdot \mathcal{G}_p^2 - 212.46 \cdot \mathcal{G}_p^3 + 5.854e - 08 \cdot \mathcal{G}_p^4 \tag{5.189}$$

A partir de la evolución de la presión, que es conocida y aceptando una serie de hipótesis como, por ejemplo, que el c_v es constante o que la temperatura de pared se mantiene constante también, se pueden plantear ciertas ecuaciones que evalúen los parámetros de transferencia de calor entre un estado inicial y un estado final. Para ello se utilizará la ecuación de la energía y la ecuación de los gases

Es por ello que, si se estudia el Coeficiente de transmisión de calor global promediado, para los ensayos de compresión/expansión en rampa, con una misma masa de gas y carrera máxima invariante, a distintas velocidades del embolo (distinta pendiente de rampa) pueden constituir pruebas adecuadas para evaluar la transferencia de calor, estimación del coeficiente de transmisión del calor en función de las diferentes variables de las que depende, por ejemplo, la velocidad del embolo.

Es por eso que, uniendo los máximos de los ensayos (en todos ellos la masa de gas es la misma, así como la carrera del embolo) se obtiene una curva en la que el estado del gas viene determinado únicamente por las pérdidas de calor con el ambiente y que dependerán del tiempo que dura el ensayo de compresión.

Afectando con el subíndice "0" a las variables de un hipotético ensayo infinitamente rápido, con la misma cantidad de gas m_0 , en el que no se dispondría tiempo para el intercambio de calor (proceso adiabático $Q_0 = 0$) se alcanzaría la máxima presión p_0 y las demás variables se obtendrían a partir de la ecuación de estado:

$$T_0 = \frac{p_0 V_0}{R m_0} \tag{5.190}$$

Denominando por U_0 , a la energía interna alcanzada por el gas, aplicando el primer principio a este sistema cerrado entre el mencionado estado y el alcanzado en cualquier otro ensayo, U_p , al no realizar trabajo se tendrá:

$$dU = \dot{Q} dt \tag{5.191}$$

Integrando,

$$U_0 - U_p = Q_0 - Q_p \tag{5.192}$$

En aras de la claridad, considerase que la capacidad calorífica c_v , se mantiene constante en los máximos (la temperatura no varía sensiblemente) podremos expresar la anterior ecuación mediante:

$$c_v (T_0 - T_p) = -Q_p \tag{5.193}$$

Utilizando el artificio de Newton, el calor perdido instantáneo en el ensayo, se podrá expresar, mediante (la temperatura interior de la pared se supone que se mantiene constante durando todo el ensayo):

$$\dot{Q} = \alpha A (T_p - T_{pg}) = \alpha A \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \quad (5.194)$$

El calor perdido al final de la carrera de compresión, se puede expresar como:

$$Q_p = \int_{t=0}^t \dot{Q} dt = \dot{Q} t = \dot{Q} (S / \mathcal{G}_p) \quad (5.195)$$

El tiempo en el transcurre la transferencia de calor durante el ensayo de compresión viene especificado por la carrera S y la velocidad media del embolo \mathcal{G}_p .

$$\mathcal{G}_p = S / t \quad (5.196)$$

Por lo que, sustituyendo el tiempo en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Q_p = \bar{\alpha} A (T_p - T_{pg}) \frac{S}{\mathcal{G}_p} = \bar{\alpha} A \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \frac{S}{\mathcal{G}_p} \quad (5.197)$$

Si se refiere el área al correspondiente del mínimo volumen, entonces

$$Q_p = \bar{\alpha} A_{PMS} (T_p - T_{pg}) \frac{S}{\mathcal{G}_p} = \bar{\alpha} A_{PMS} \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \frac{S}{\mathcal{G}_p} \quad (5.198)$$

Y trabajando esta ecuación se obtiene el coeficiente transmisión de calor global promediado

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_p}{A_{PMS} \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \frac{S}{\mathcal{G}_p}} = \frac{c_v (T_0 - T_p)}{A_{PMS} \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \frac{S}{\mathcal{G}_p}} \quad (5.199)$$

Arreglando la ecuación anterior se obtiene:

$$\bar{\alpha} = \frac{c_v \left(T_0 - \frac{p_p V_p}{R m_0} \right)}{A_{PMS} \left(\frac{p_p V_p}{R m_0} - T_{pg} \right) \frac{S}{\mathcal{G}_p}} \quad (5.200)$$

Del cual se puede obtener una expresión que lo relacione con la velocidad de la compresión o la extensión según se dé:

$$\bar{\alpha} = a \mathcal{G}_p^b \quad (5.201)$$

Una vez expuesto el estudio del *Coefficiente de transmisión de calor global promediado*, para los ensayos de compresión/expansión en rampa, se procederá a mostrar las curvas que relacionan dicho coeficiente con la velocidad de desplazamiento del embolo móvil, ver Figura 5.28. Tanto en la Figura 5.28a como en la Figura 5.28b, se aprecia que a mayor velocidad de desplazamiento mayor *Coefficiente de transmisión de calor global*.

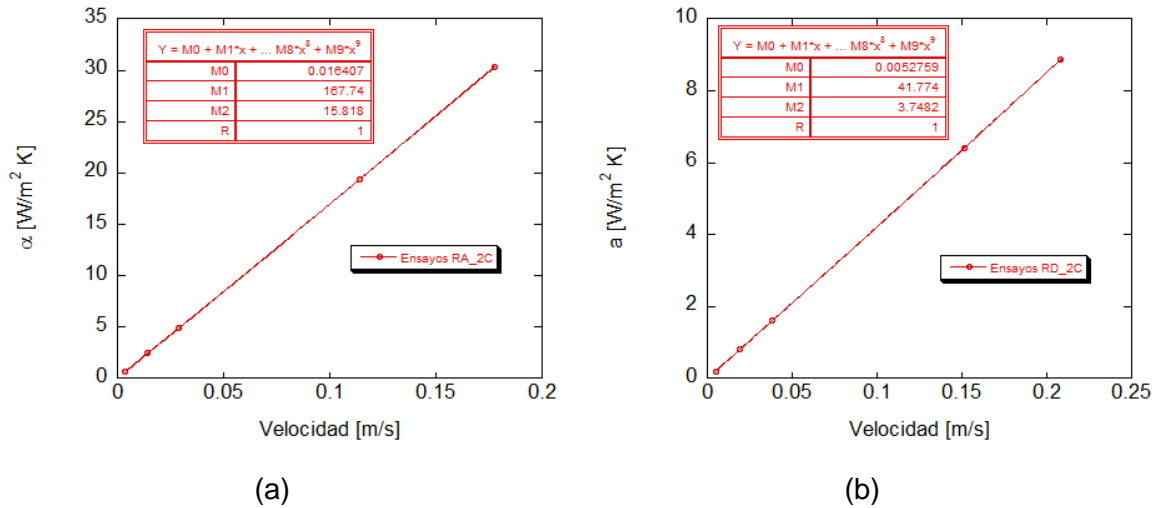


Figura 5.28: Variación del coeficiente de transmisión de calor global promediado en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.

La expresión que relaciona el $\bar{\alpha}$ con la velocidad de compresión, es:

$$\bar{\alpha} = 0.016407 + 167.74 \cdot \mathcal{V}_p + 15.818 \cdot \mathcal{V}_p^2 \tag{5.202}$$

La expresión relaciona el $\bar{\alpha}$ con la velocidad de expansión, es:

$$\bar{\alpha} = 0.0052759 + 41.774 \cdot \mathcal{V}_p + 3.7482 \cdot \mathcal{V}_p^2 \tag{5.203}$$

Una vez evaluado tanto la constante térmica de tiempo como el coeficiente de transferencia de calor global promediado, en función de la velocidad del embolo móvil, se continuará el estudio mostrando las evoluciones temporales para algunos de los casos expuestos anteriormente.

La Figura 5.29, presenta las variaciones de presión temporal, medidas tanto en la cámara fija como en la cámara variable, es decir, en el volumen 1 y en el volumen 2. Los diferentes ensayos se han propuesto a diferente valor de velocidad pero a igual valor de amplitud, e introducidos anteriormente en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2, para los experimentos realizado tanto en rampa ascendente como rampa descendente, respectivamente.

En las Figura 5.29a y Figura 5.29b se muestran conjuntamente las curvas de dichas presiones, tanto de la cámara fija como de la cámara variable para los ensayos 2 y 5, también enunciados en las tablas anteriores. Se puede apreciar que la diferencia entre las curvas de presión de la cámara fija y de la cámara variable son

mínimas, dando a entender que el coeficiente de descarga debido al paso de masa a través de la tobera entre un recinto y otro, tiene poca influencia, habida cuenta que el tiempo requerido para producir variaciones, debido a la tobera, es muy inferior al tiempo utilizado en los movimientos de expansión y compresión. Este hecho se acrecentaría en situaciones en el que la velocidad de compresión/expansión fuese muy elevada, caso que no sucede en el presente estudio. En la Figura 5.29, se muestran a modo de ejemplo dos ensayos que definen el proceso descrito anteriormente y por este motivo y para aclarar estos conceptos únicamente se grafican dos curvas, las de los ensayos 2 y 5 tanto a compresión como a extensión. La diferencia de presión experimental entre las presiones de cada ensayo es de 0.01 MPa, es decir, casi imperceptible.

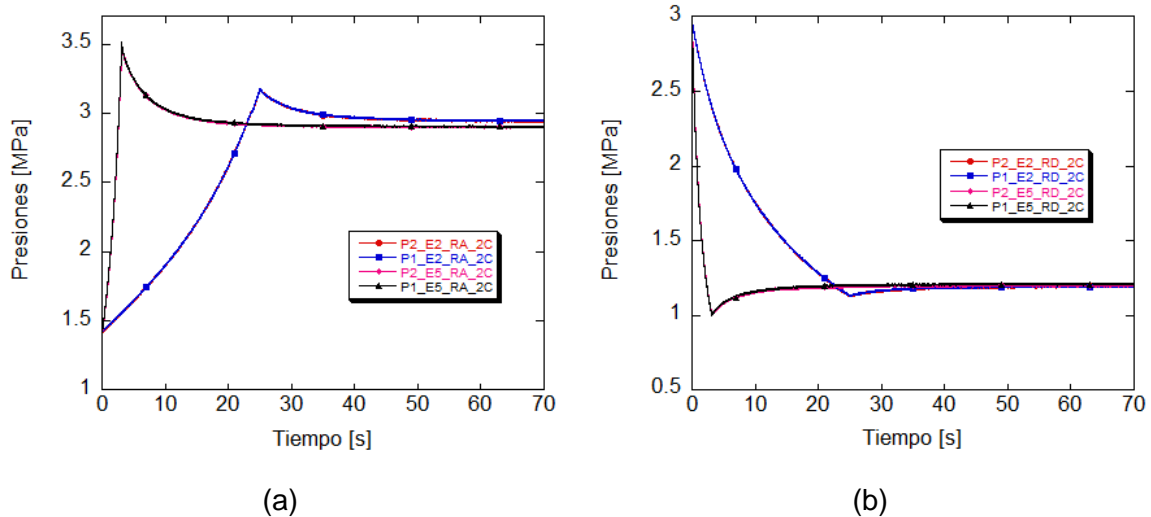


Figura 5.29: Variación de las presiones temporales de las cámaras fija y variable. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.2.

En la Figura 5.30, se muestran los desplazamientos del embolo móvil, tanto en la carrera de compresión como en la carrera de extensión, para la suspensión neumática de 2 cámaras. En dicha Figura, se puede apreciar la variación de la posición del embolo en función del tiempo. Si se observa la Figura 5.30a, se puede apreciar que todos los ensayos se han iniciado en la misma coordenada de la LVDT, que es 45.5 cm. A partir de este valor de posición para los ensayos propuestos anteriormente en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2, respectivamente se ha generado con un programa de LabVIEW, una señal en rampa ascendente de amplitud 18 cm, aproximadamente, ver Tabla 5.1. Se puede apreciar también en dicha Figura que los valores finales de la compresión han oscilado, en función del ensayo, entre 27.5 cm y 27.9 cm. Este valor del sensor de desplazamiento (LVDT), como ya se comentó anteriormente, es muy importante ya que es el encargado de evaluar el volumen contenido de la cámara variable en función del tiempo, dato vital para conocer la evolución de la presión en los recintos de la suspensión neumática. Si ahora nos fijamos en la Figura 5.30b, se aprecia que todos

los ensayos se han iniciado en la misma coordenada de la LVDT, que es 27.5 cm. A partir de este valor de posición se ha generado con un programa de LabVIEW, una señal en rampa descendente de amplitud 24 cm, aproximadamente, ver Tabla 5.2. Se puede apreciar también en dicha Figura que los valores finales de la compresión han oscilado, en función del ensayo, entre 50.5 cm y 50.9 cm. Gracias a estos valores de posición también se podrá obtener el volumen de la cámara variable cuando trabaje a extensión.

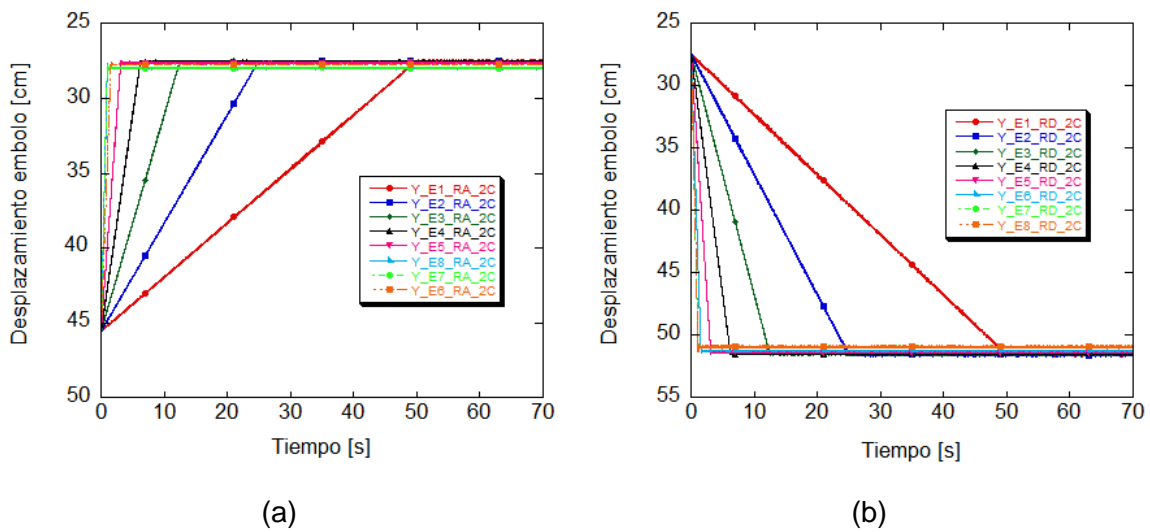


Figura 5.30: Variación de las posiciones temporales de la Suspensión Neumática. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.2.

En la Figura 5.31, se observan las evoluciones de las fuerzas, en función del tiempo, que la suspensión produce sobre la célula de carga ubicada en la parte superior del banco experimental. Estos valores salen de los ensayos propuestos anteriormente en la Tabla 5.1 y Tabla 5.2, respectivamente. De la Figura 5.31a, se extrae que la fuerza inicial, cuando se comienza el ensayo, está entre 3.800 N y 3.900 N, acabando con unos valores cercanos a los 10.000 N al final de la compresión. En cambio, para los ensayos de extensión, ver Figura 5.31b, los valores iniciales de fuerza comienzan entre 10.500 n y 10.700 N, en función del ensayo y terminan al final de su carrera alrededor de 3.400 N.

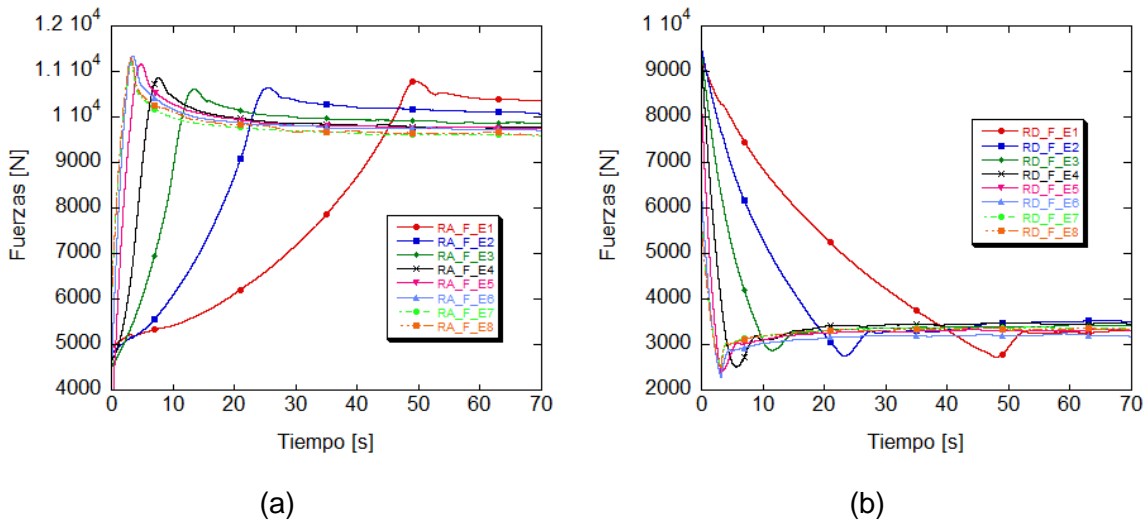
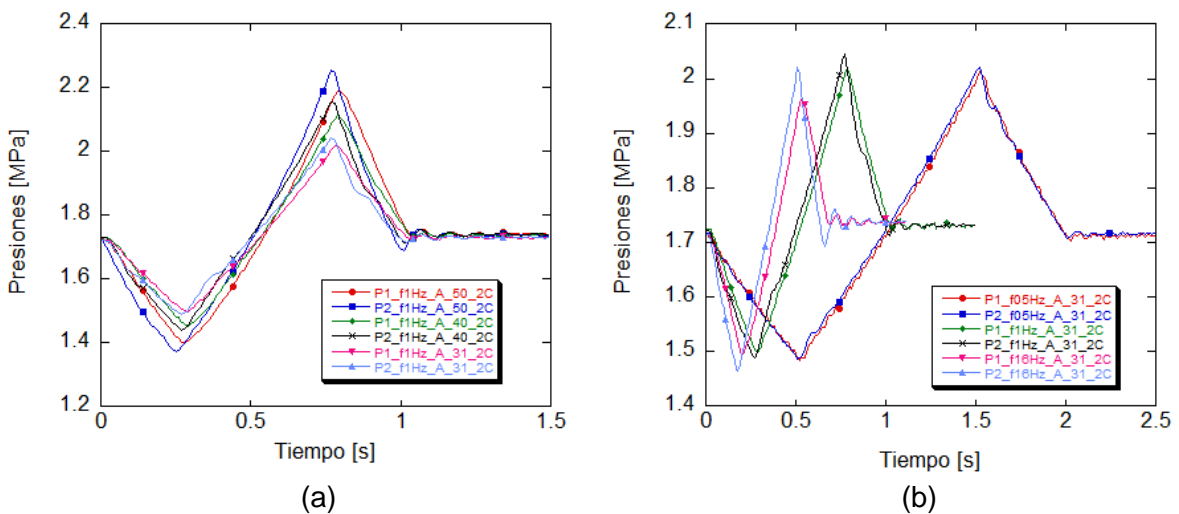


Figura 5.31: Variación de las fuerzas temporales de la Suspensión Neumática. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 5.2.

A continuación se mostraran los ensayos realizados al excitar triangularmente la suspensión neumática a diferentes frecuencias y diferentes amplitudes, ver Figura 5.32, Figura 5.33 y Figura 5.34. Estas figuras se han subdividido a su vez en tres imágenes más para facilitar su comprensión. En la Figura 5.32a, se han realizado experimentos donde la frecuencia de movimiento se ha dejado fija en 1 Hz y se ha variado la amplitud del movimiento en 31.5 mm, 40 mm y 50 mm de amplitud, ensayo 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3, respectivamente. En la Figura 5.32b, se han realizado experimentos donde la amplitud del movimiento se ha dejado fija en 31.5 mm y se ha variado la frecuencia de movimiento entre 0.5 Hz, 1 Hz y 1.6 Hz, ensayo 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3, respectivamente.



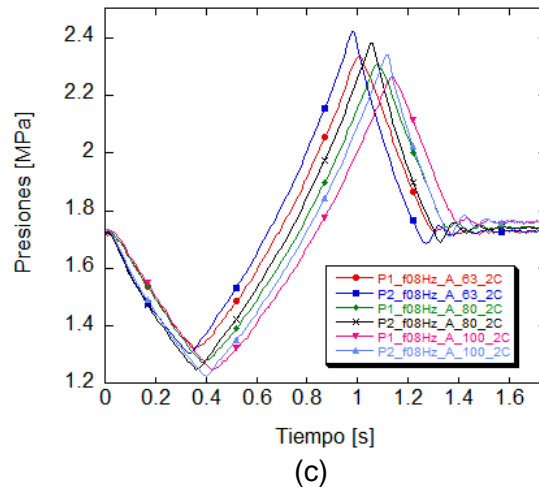


Figura 5.32: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.

La última imagen de la Figura 5.32, es decir la Figura 5.32c, muestra los ensayos realizados donde la frecuencia de movimiento se ha dejado fija en 0.8 Hz y se ha variado la amplitud del movimiento en 63 mm, 80 mm y 100 mm de amplitud, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3, respectivamente. La Figura 5.32c en concreto, es un buen ejemplo para comentar las limitaciones que tiene el banco de experimentos al realizar ensayos con frecuencias altas y amplitudes elevadas. En ella se ensayan frecuencias de 0.8 Hz a diferente amplitud y puede verse que la respuesta en presiones no es la esperada, ya que al aumentar el desplazamiento del embolo debería aumentar más la presión en compresión y disminuir la presión en extensión. En las gráficas de los desplazamientos, Figura 5.33, se comentará nuevamente este hecho.

De la figura anterior, Figura 5.32, se puede comentar que a medida que la velocidad de excitación aumenta, si se mantiene la misma amplitud, la variación temporal de presión aumenta, ver Figura 5.32b. Por otro lado, la Figura 5.32a, nos indica que si se mantiene la frecuencia de excitación, pero se cambia la amplitud del movimiento también se ve afectada la evolución temporal de la presión aumentando la diferencia entre la cámara fija y la cámara variable.

La Figura 5.33, muestra la variación temporal de la posición del embolo móvil dentro de la cámara variable. La Figura 5.33a, grafica los ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. La Figura 5.33b, grafica los ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3 y por último la Figura 5.33c, grafica los ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3. Es en esta figura donde se aprecia claramente que el banco de ensayos no reproduce la consigna impuesta por el programa que gobierna los experimentos (LabVIEW), ni en amplitud ni en frecuencia.

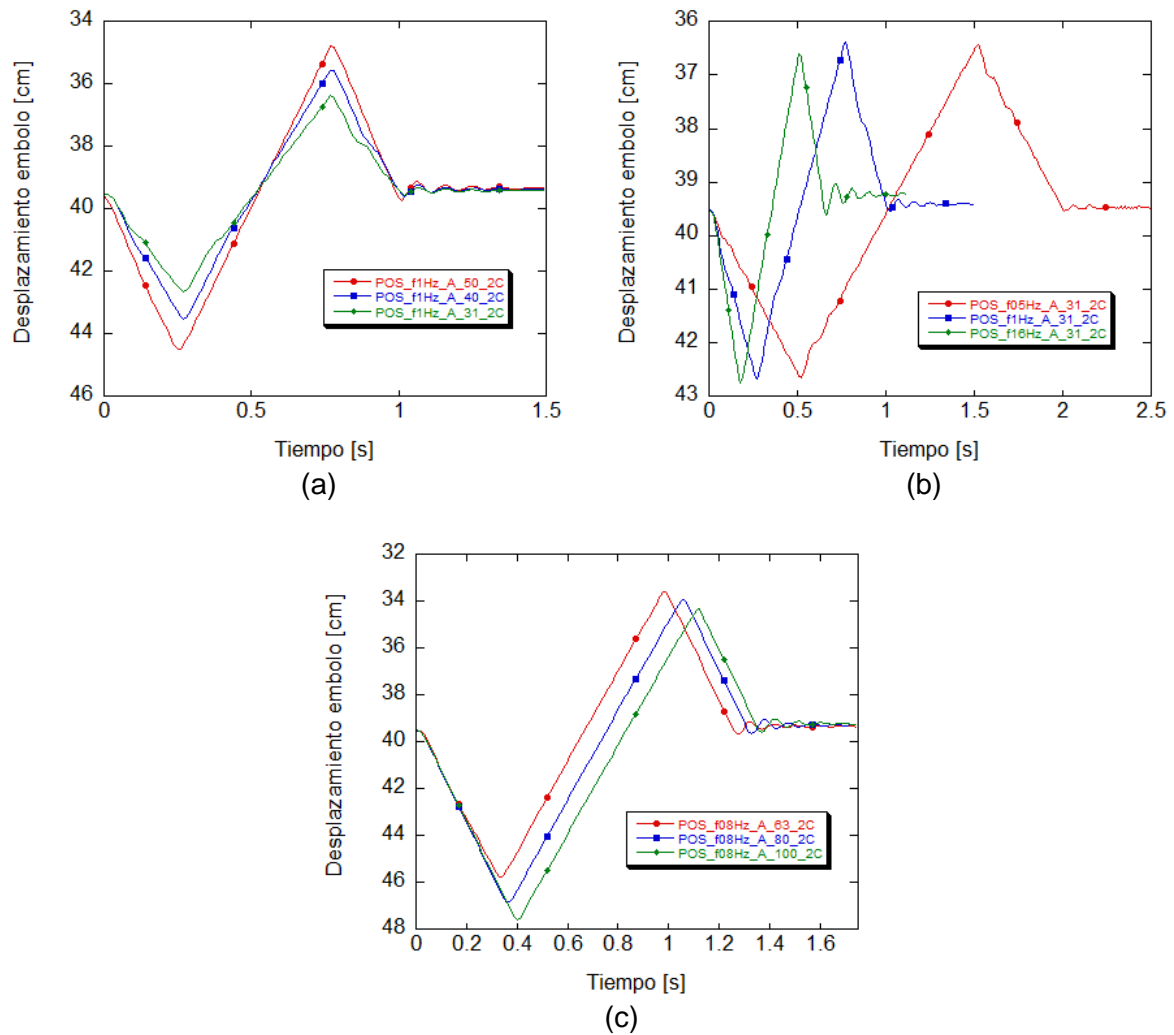


Figura 5.33: Variación de posición temporal del embolo móvil en la cámara variable. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.

Por último y para acabar con los ensayos experimentales realizados de 1 ciclo en movimiento triangular, la Figura 5.34, muestra la evolución de la Fuerza que ejerce la suspensión neumática sobre la Célula de Carga, ubicada en la parte superior del banco de ensayos. Así pues, la Figura 5.34a, muestra la evolución de la fuerza durante un ciclo triangular a una frecuencia de 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayo 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. La Figura 5.34b, nos enseña la evolución de la fuerza durante un ciclo triangular a diferentes frecuencias de trabajo y manteniendo una amplitud constante de 31.5 mm, ensayo 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3 y para finalizar, la Figura 5.34c, grafica la evolución de la fuerza durante un ciclo triangular a una frecuencia de 0.8 Hz y diferentes amplitudes, ensayo 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.

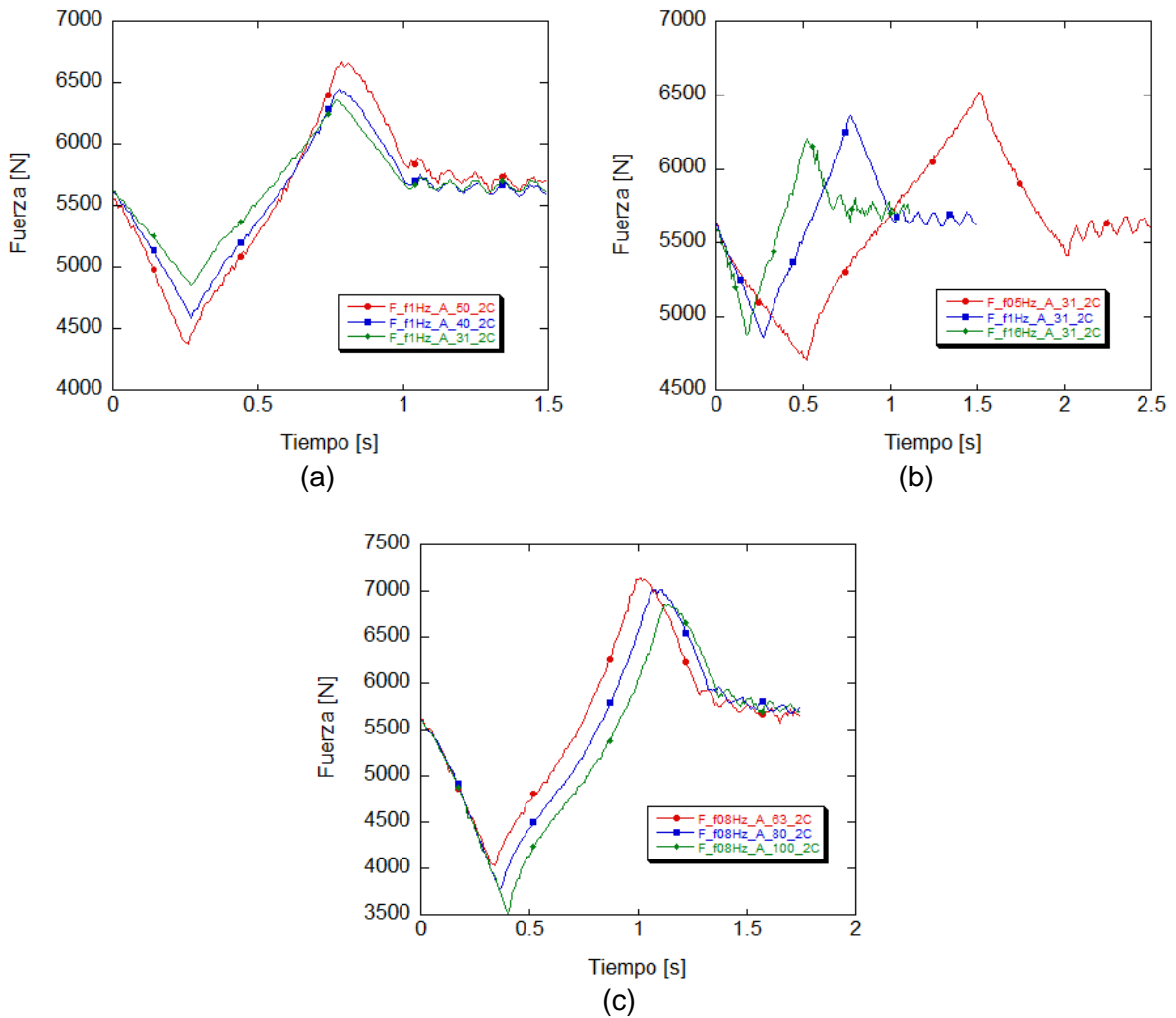


Figura 5.34: Variación de Fuerza temporal de la Suspensión neumática. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayo 1, 2 y 3 de la Tabla 5.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayo 1, 4 y 5 de la Tabla 5.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayo 6, 7 y 8 de la Tabla 5.3.

Llegados a este punto únicamente faltan por mostrar los ensayos realizados a la suspensión neumática de 2 cámaras en la modalidad de n ciclos, es decir, realizando más de un ciclo triangular. Para completar el estudio que se está realizando se han escogido los ensayos 3 y 6 de la Tabla 5.3 reproduciéndose 5, 10 y 50 veces cada uno respectivamente, ver Tabla 5.4.

En las imágenes que se muestran a continuación, desde la Figura 5.35 a la Figura 5.40, como información importante que se puede extraer de las mismas principalmente se comentará que, aunque se realicen muchos ciclos, la presión en ambos recinto no sufre un cambio sustancial por el paso del tiempo. Tanto en los ensayos a 1Hz de frecuencia y 50 mm de amplitud como los de 0.8 Hz y 63.5 mm de amplitud se puede cuantificar de forma experimental que la tendencia es bastante constante variando únicamente unos 0.006 MPa, ver Figura 5.41. Este hecho nos hace pensar que o bien la relación velocidad vs amplitud de los ensayos realizados es pequeña o que la misma geometría y materiales de suspensión hace que la transferencia de calor realizada en la compresión básicamente, se mantenga

aproximadamente constante, en los ciclos de trabajo. Como ya se comentó anteriormente en las figuras que mostraban las evoluciones de presión versus el tiempo, se aprecia que en los ensayos en n ciclos, que entre la presión de la cámara fija y la presión de la cámara variable hay una diferencia en el punto más desfavorable, cuando el volumen llega al punto muerto superior del ensayo de 0.08 MPa, ver la Figura 5.42. Para las frecuencias ensayadas todo el calor generado se disipa hacia el exterior sin acumulación apreciable recuperando las condiciones iniciales de ensayo. Si se hubiese podido ensayar a mayor frecuencia este hecho seguramente habría sido más acentuado.

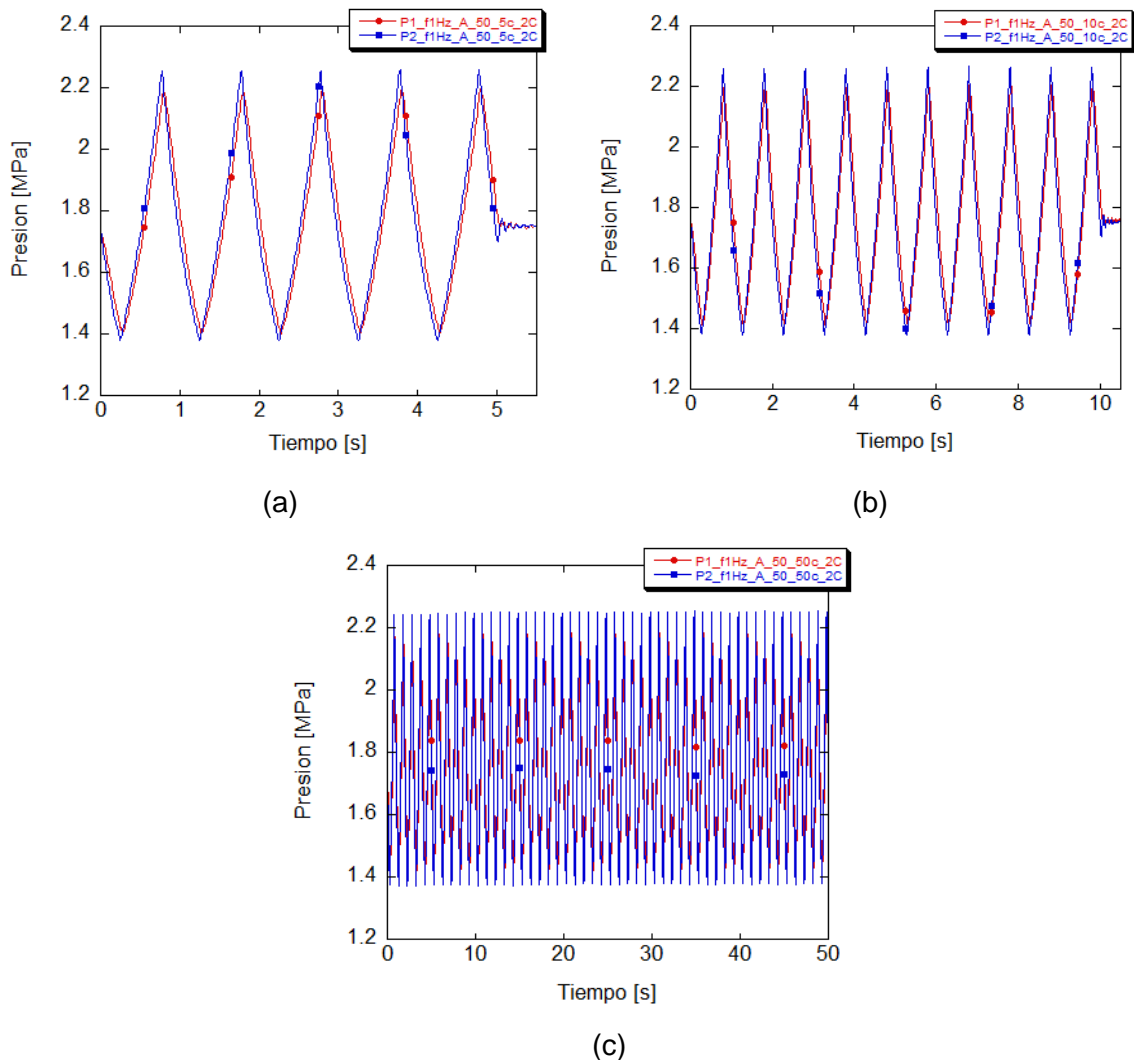


Figura 5.35: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.

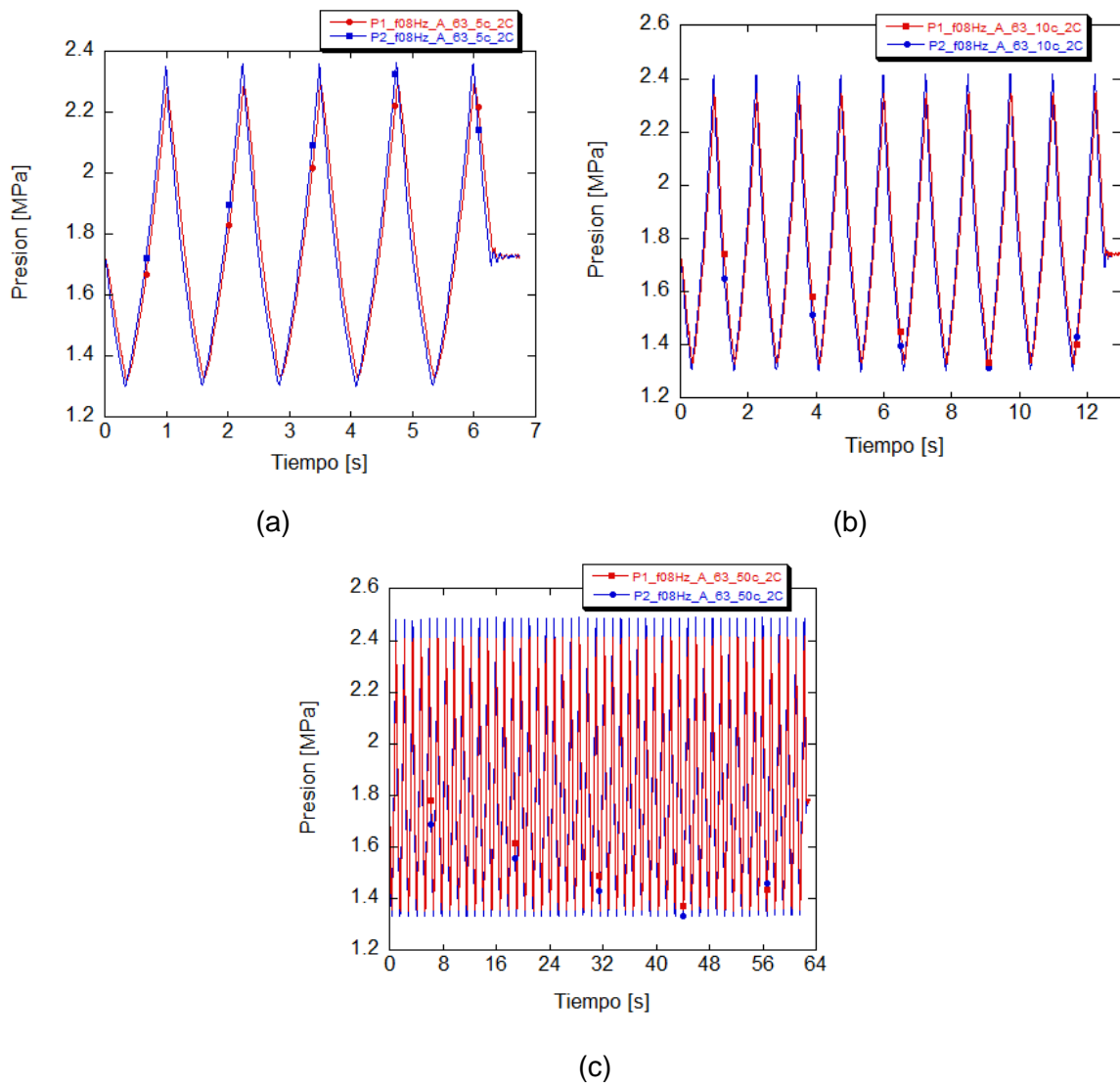


Figura 5.36: Variación de presión temporal en la cámara fija y en la cámara variable al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.

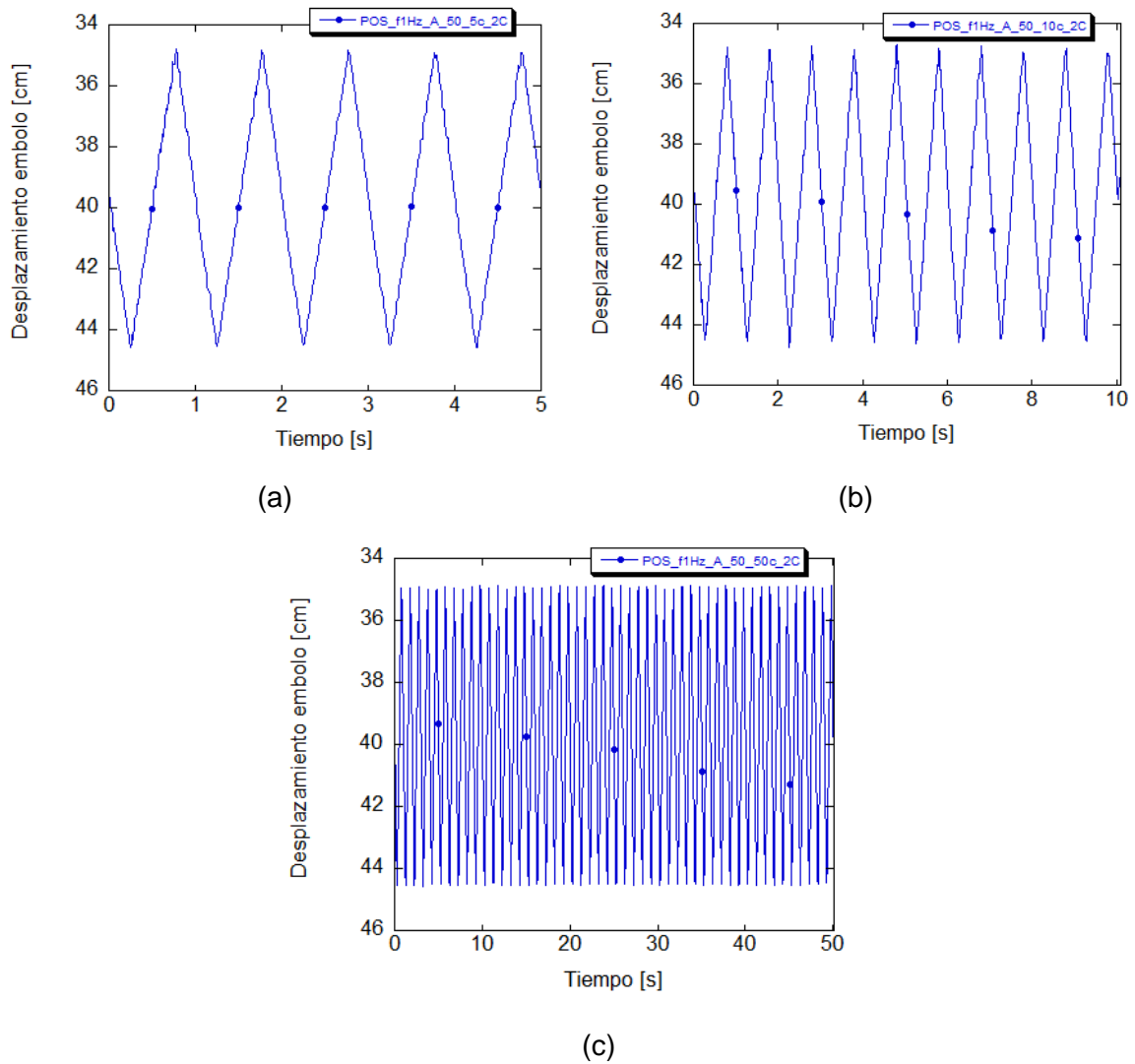


Figura 5.37: Variación temporal de la posición del embolo en la suspensión neumática al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.

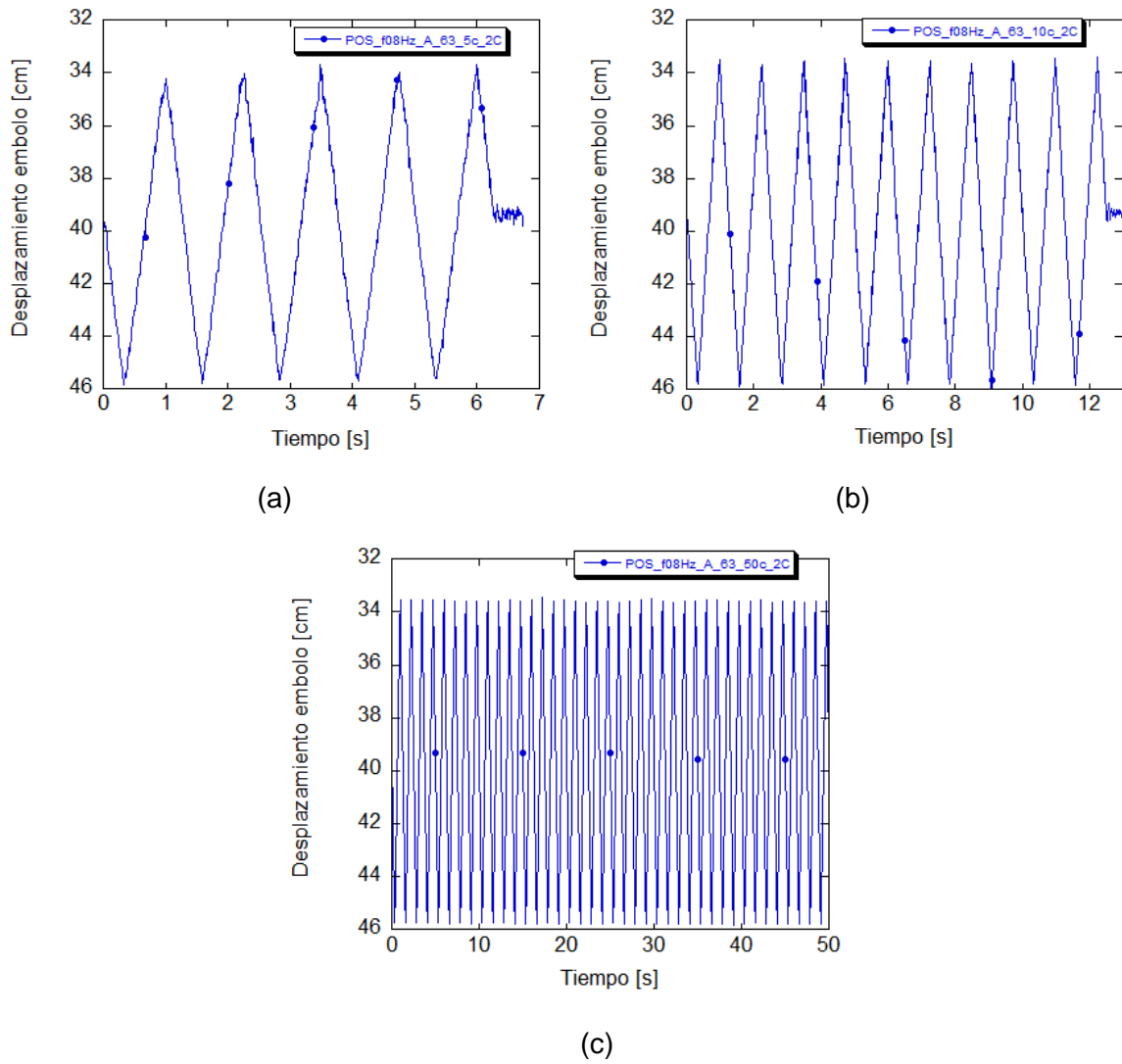


Figura 5.38: Variación temporal de la posición del embolo en la suspensión neumática al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.

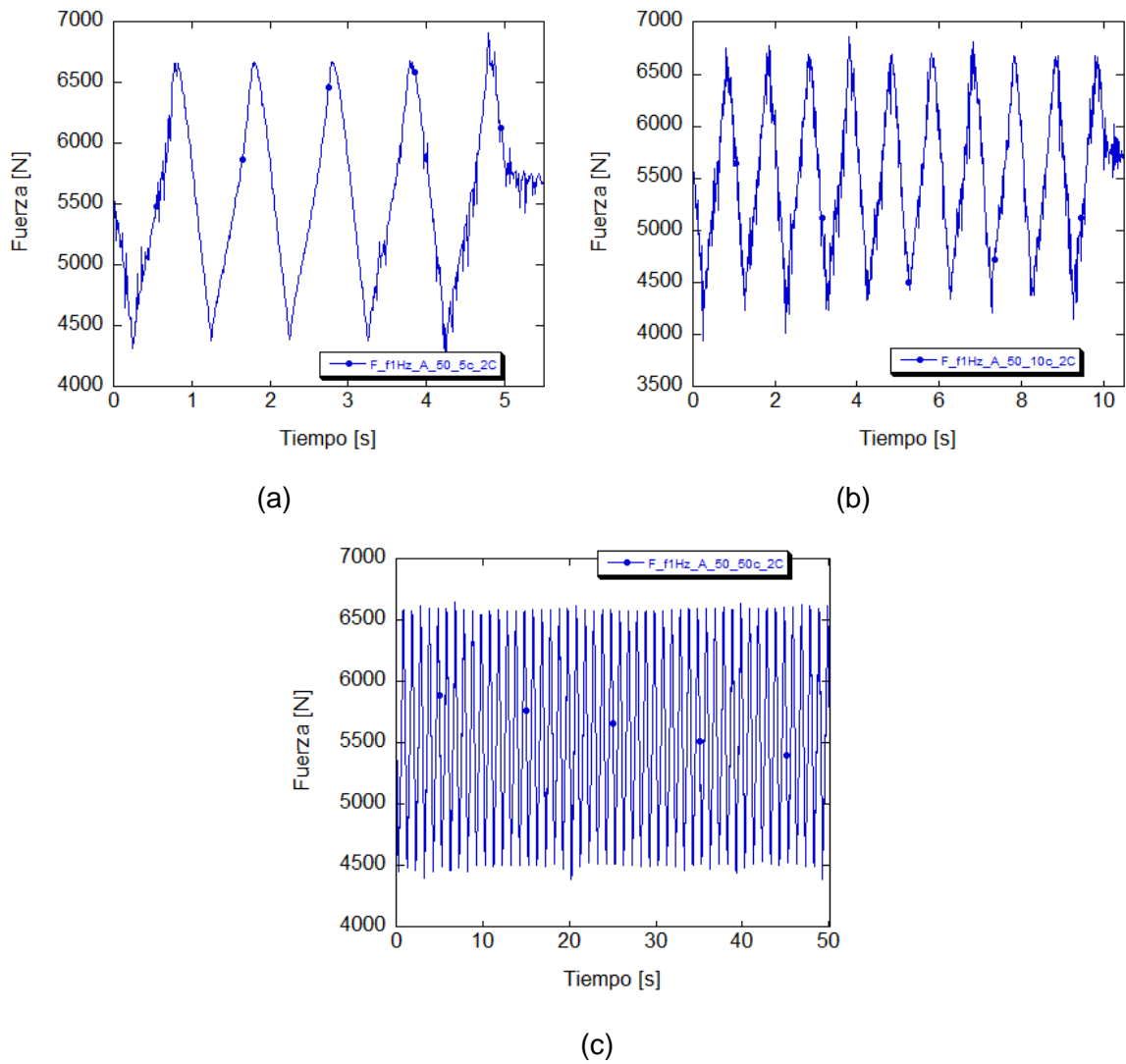


Figura 5.39: Variación temporal de la Fuerza en la SN al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 1 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 5.4.

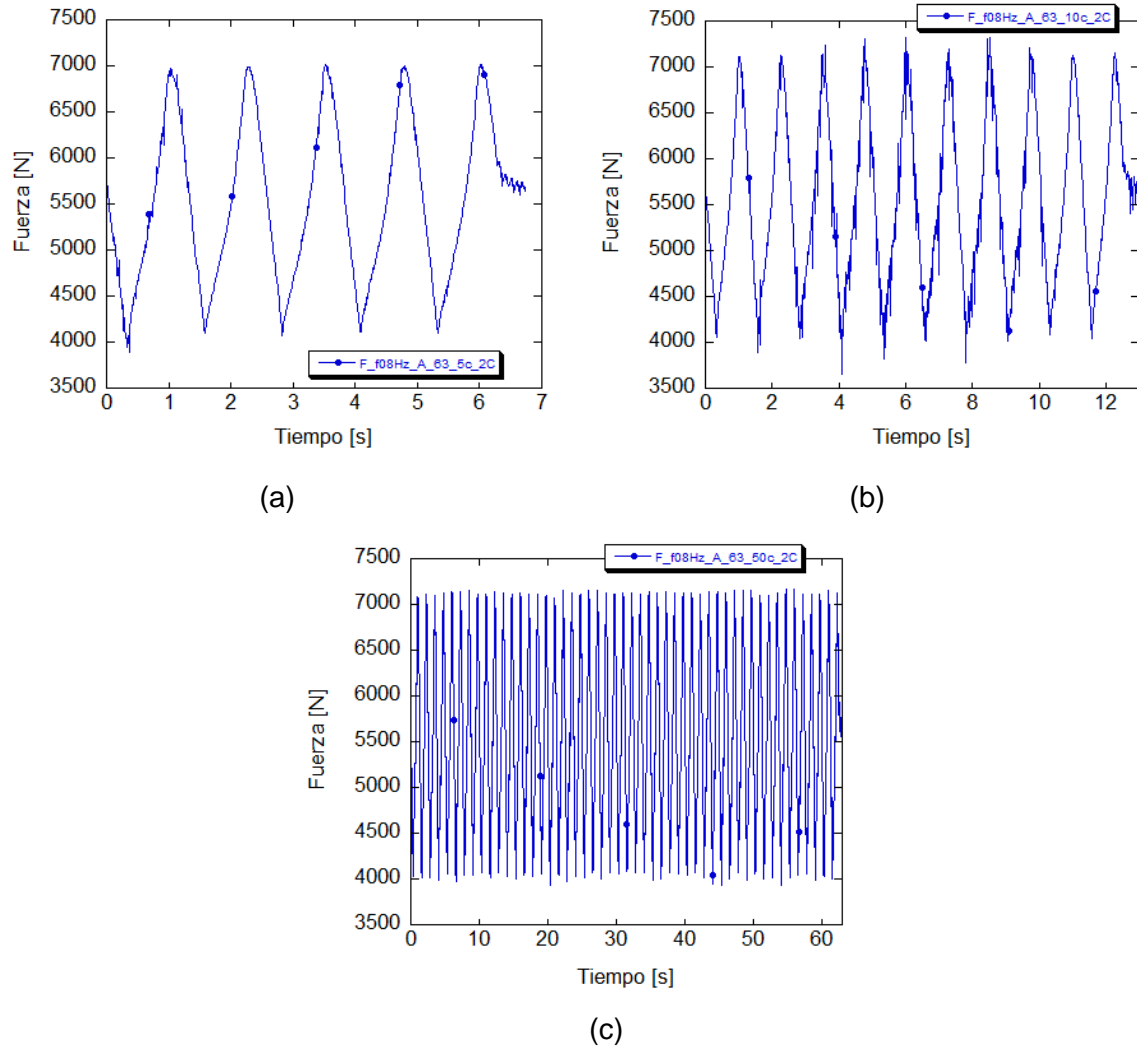


Figura 5.40: Variación temporal de la Fuerza en la SN al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 5 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 6 de la Tabla 5.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 5.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 63.5 mm, ensayo 8 de la Tabla 5.4.

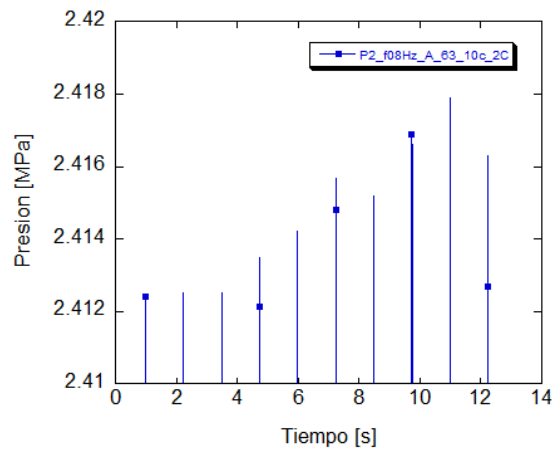


Figura 5.41: Ejemplo de variación de la presión temporal en la cámara variable para el ensayo 7 de la Tabla 5.4.

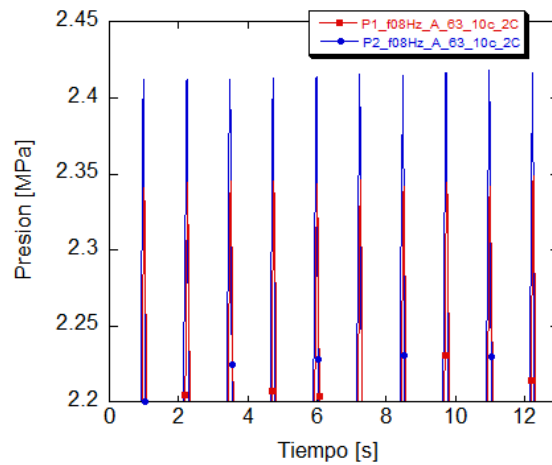


Figura 5.42: Ejemplo de variación de la presión temporal entre la cámara fija y la cámara variable para el ensayo 7 de la Tabla 5.4.

Una vez mostrada toda la experimentación realizada para la suspensión neumática en su composición de dos cámaras, se escogerán algunos de los ensayos propuestos en las Tabla 5.1, Tabla 5.2 y Tabla 5.3, para comprobar el modelo presentado en el capítulo 5.4, de este trabajo. Debido a que ya se han utilizado, a modo de ejemplo, los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.1 y Tabla 5.2, donde se mostraba la paridad de las presiones tanto en la cámara fija (P1), como en la variable (P2), y con el objetivo de estudiar la variación de presión en la cámara variable, dato que será interesante posteriormente para el estudio del CSA, en las siguientes figuras se comparará la evolución de la presión por unidad de tiempo en la cámara variable (P2), experimental versus teórica, con el objetivo de comprobar la bondad del modelo planteado anteriormente.

El primer paso que se ha realizado ha sido comprobar cómo eran las evoluciones teóricas ideales y teóricas reales a fin de elegir el modo de cálculo empleado en el estudio. En la Figura 5.44 se muestra a modo de ejemplo el ensayo cíclico 2 de la Tabla 5.3, correspondiente a 1 Hz y amplitud 40 mm, donde se puede observar que apenas hay diferencia alguna entre el modelo ideal y modelo real. Esto puede ser debido a que el rango de presiones de trabajo son bajas. Debido a esto se ha decidido utilizar el modelo ideal.

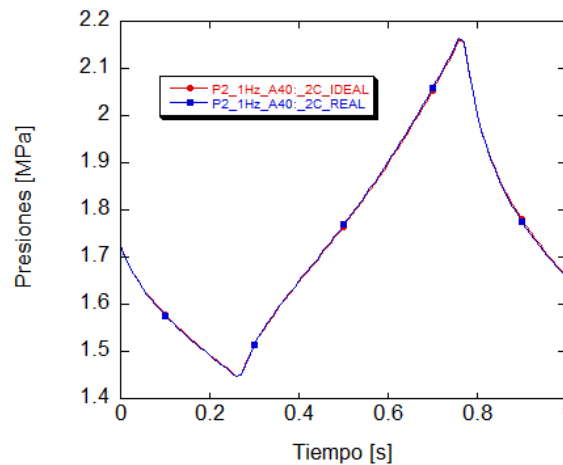
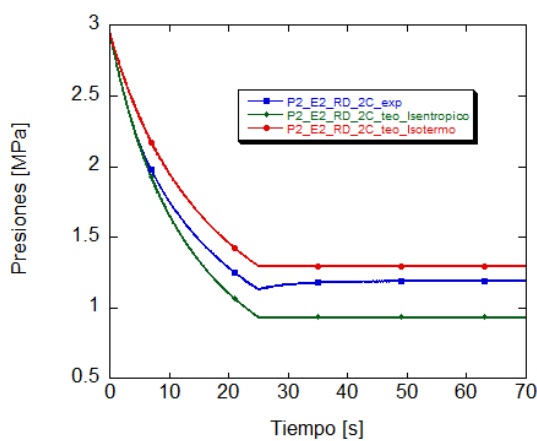


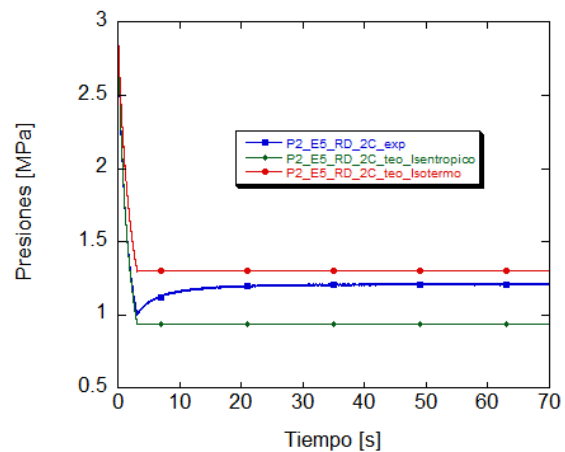
Figura 5.43: Ejemplo de variación de la presión ideal y real en función del en la cámara variable para el ensayo 2 de la Tabla 5.3.

Una vez escogido que el método de cálculo utilizado sería el del gas ideal para el modelo de predicción, el siguiente paso ha sido el de evaluar la presión en función del tiempo. En cada ensayo se ha graficado la evolución de presión en función del tiempo y se ha comparado con el proceso isotérmico y con el proceso isentrópico. Estos procesos proporcionan bastante conocimiento en relación a la evolución de la presión en las cámaras de estudio. También nos da una orientación de que índice politrópico tiene la evolución experimental. Para mostrar este procedimiento, en la Figura 5.44, se pueden apreciar tanto la evolución de presión experimental como la evolución de presión teórica, ambas delimitadas por los procesos isotérmicos e isentrópicos. La Figura 5.44a muestra un experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.2 y la Figura 5.44b, muestra un experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.2. En ellas se puede apreciar que la evolución de la presión en una rampa descendente, en este caso experimental, tiende a aproximarse al inicio del proceso a una curva isentrópica tendiendo hacia el final a una curva isotérmica, como ya avanzaba Guijón [2], en su trabajo cuando comparaba descargas entre depósitos que se encontraban a diferente presión inicial. En la Figura 5.44c y la Figura 5.44d, se muestra la evolución del índice politrópico en función del tiempo para los ensayos descritos anteriormente, en la Figura 5.44a y Figura 5.44b. Se puede apreciar que el índice politrópico, durante la carrera de expansión, está entre 1.2 y 1.4 para velocidades relativamente lentas y entre 1.3 y 1.5 para velocidades más elevadas. Este hecho ya fue apuntado por De las Heras [1], quien evaluó como variaba dicho índice en función del tiempo. Al final de los experimentos este valor de índice politrópico cae a valores cercanos a 1.1, aproximándose a la curva isoterma presentada anteriormente en la Figura 5.44a y Figura 5.44b. En la Figura 5.44e y Figura 5.44f, se muestra la evolución de la temperatura del volumen variable para en ensayo 2 y 5 de la Tabla 5.2. En la Figura 5.44g y Figura 5.44h, se muestra también la evolución de la presión, pero ahora en rampa ascendente, para los experimentos basados en el ensayo 2 de la Tabla 5.1 y la Figura 5.44b, muestra un experimento

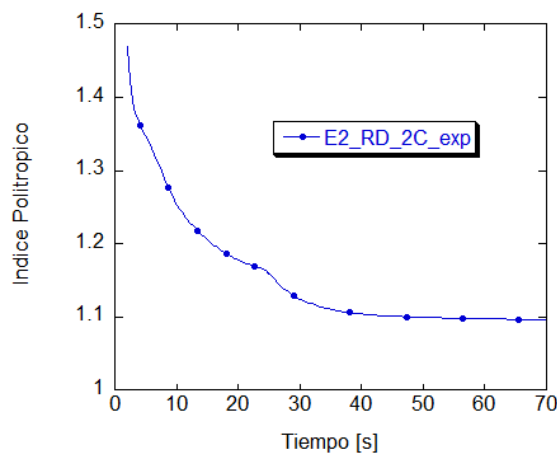
basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.1. En la Figura 5.44i y la Figura 5.44j, se muestra la evolución del índice politrópico en función del tiempo para los ensayos descritos anteriormente, en la Figura 5.44g y Figura 5.44h. Se puede apreciar que el índice politrópico, durante la carrera de compresión, está entre 1.2 y 1.5 para velocidades relativamente lentas y entre 1.35 y 1.45 para velocidades más elevadas. En la Figura 5.44k y Figura 5.44k, se muestra la evolución de la temperatura del volumen variable para en ensayo 2 y 5 de la Tabla 5.1. Ya se comentó anteriormente, como de importante era conocer, como de rápido podía ser la velocidad de compresión o de extensión de los ensayos, ya que marcarían el punto de partida para poder determinar de forma empírica el coeficiente de transferencia de calor a partir de las condiciones iniciales de presión, volumen y masa en los picos de presión graficados en la Figura 5.26. Una vez comprobado mediante este procedimiento si el experimento se ha realizado correctamente se procederá a validar el modelo comparando las curvas experimentales con las curvas teóricas extraídas del modelo realizado en MATLAB®.



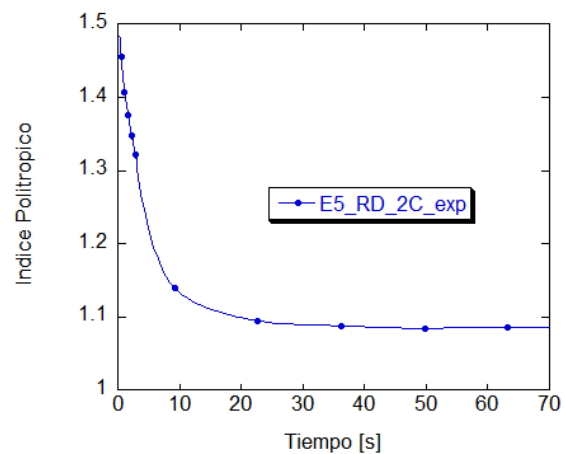
(a)



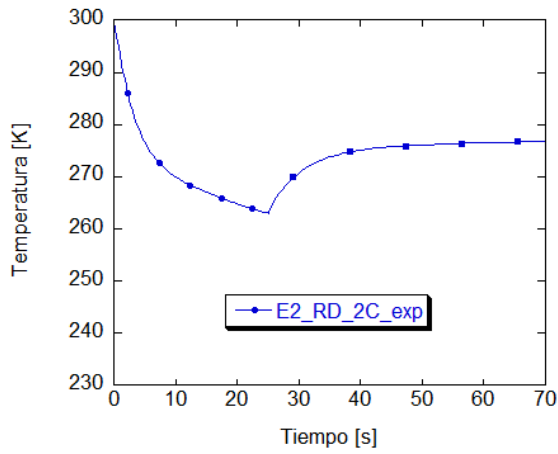
(b)



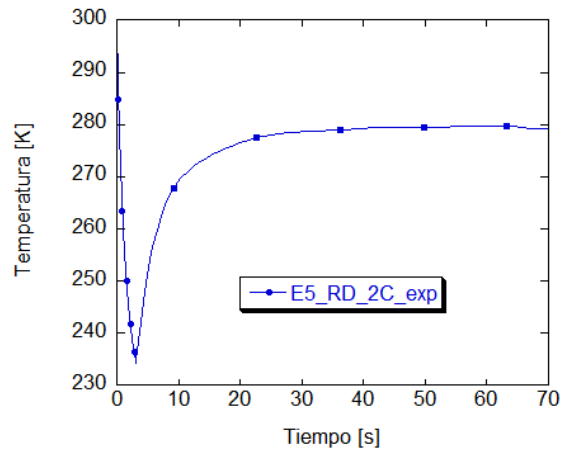
(c)



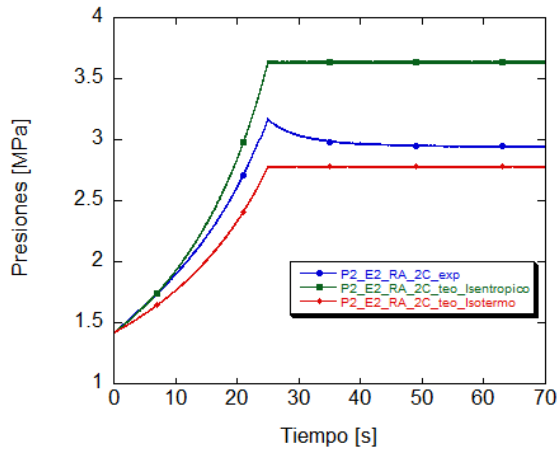
(d)



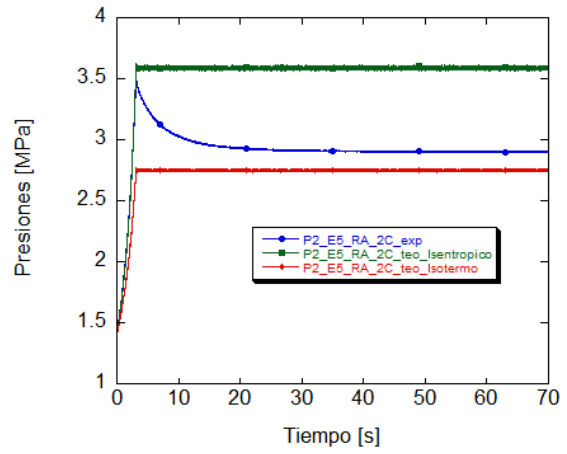
(e)



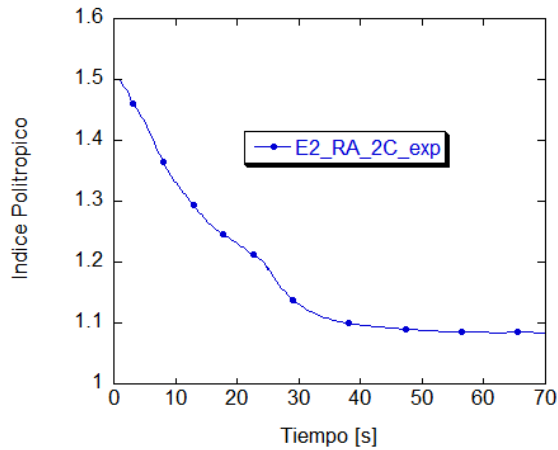
(f)



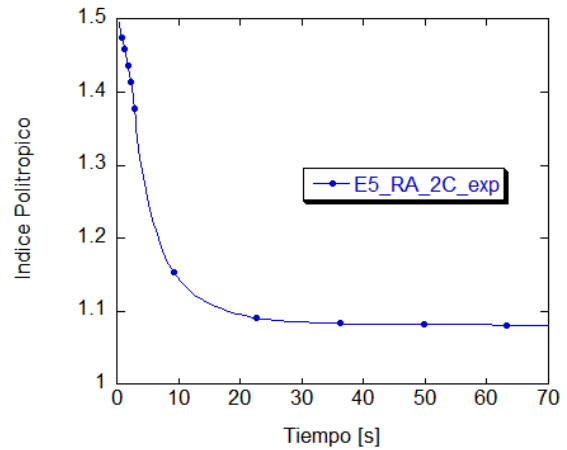
(g)



(h)



(i)



(j)

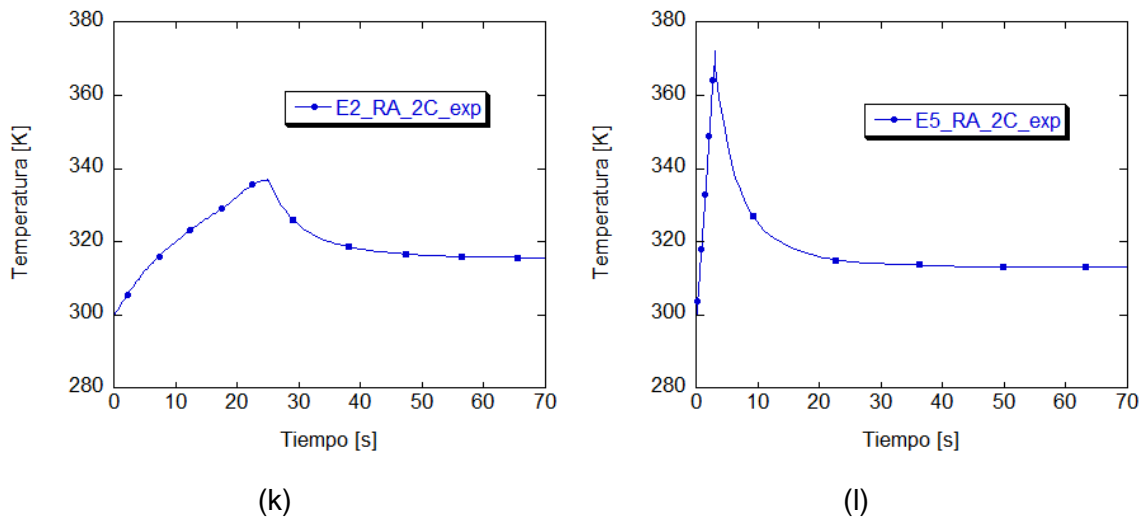


Figura 5.44: a) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.2. b) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.2 d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.2, e) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.2, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, g) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, h) Evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en rampa. En ellas se comparan la curva experimental con las curvas teórica isentrópica (índice politrópico = 1.4) e isoterma (índice politrópico = 1). Experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, i) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.1, j) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.1, k) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, l) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.1.

En la Figura 5.45, se muestra el ensayo 2 y el ensayo 5 de la Tabla 5.2 para una Rampa Descendente. En la Figura 5.45a y Figura 5.45b, se muestra la variación de presión al realizar un movimiento de elongación, en 30 segundos y ampliado a 10 segundos respectivamente. La Figura 5.45c, enseña la variación del desplazamiento del émbolo móvil, realizando una amplitud de movimiento de 240 mm. La curva teórica se aproxima mucho a la curva experimental teniendo un pequeño error, inferior al 5 %, al final de la extensión cuando la presión recupera su estado de equilibrio. Este hecho puede deberse a la transferencia de calor de la suspensión con su entorno. La Figura 5.45d, grafica la evolución teórica y experimental del índice politrópico. En este caso, se ha decidido ampliar la imagen a 10 segundos, para visualizar de manera más concisa dicha evolución, observando un error de un 7 % en el punto más desfavorable. Es bueno indicar que el índice politrópico se ha calculado a partir de la variación de presión y de volumen tanto experimental como teórico. Es interesante también

remarcar que la Figura 5.45c, muestra el desplazamiento del embolo, uno de los valores de entrada más importantes del programa generado en MATLAB®, gracias a una rutina especifica que evalúa el volumen variable de la suspensión en cada instante de tiempo.

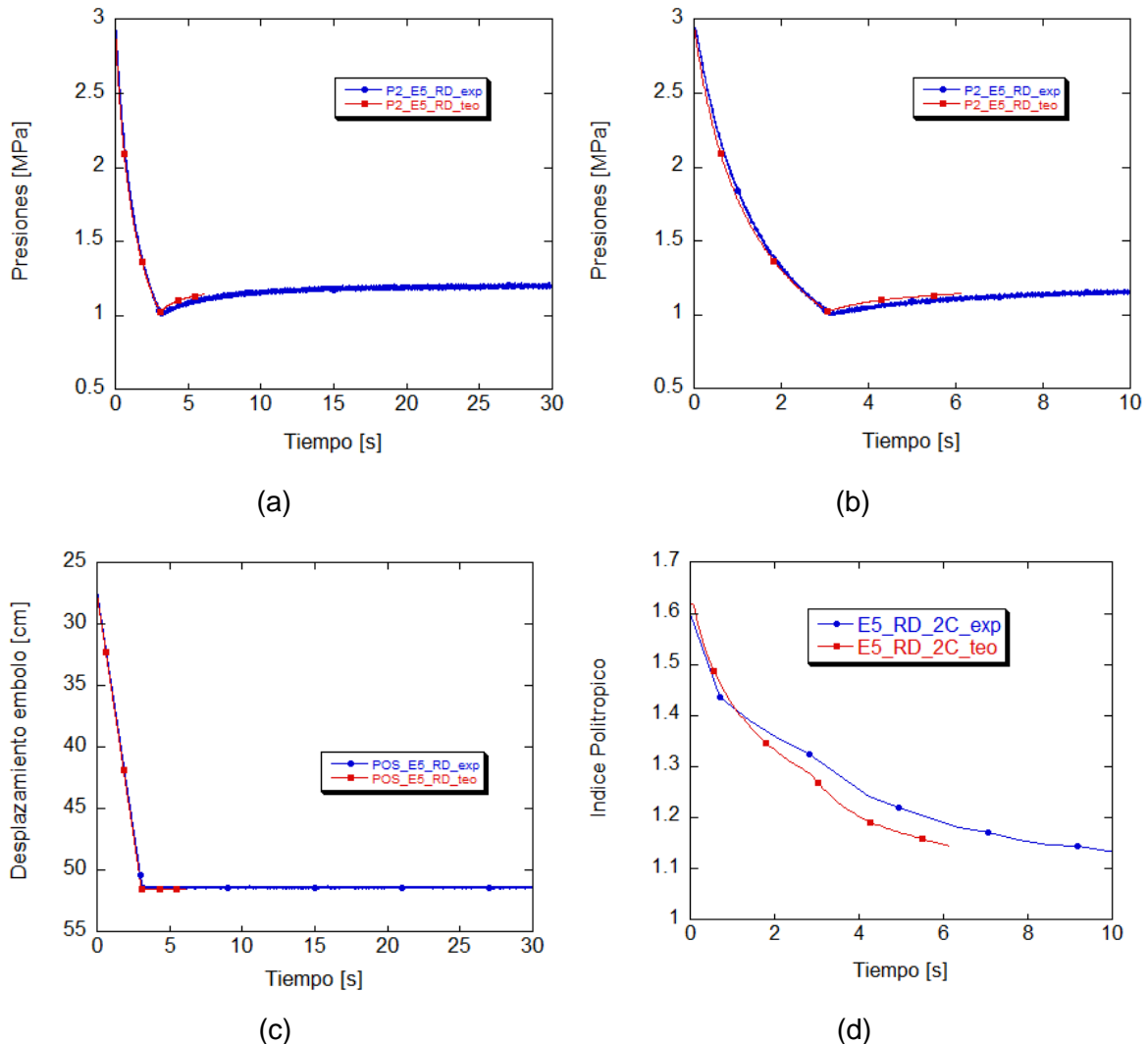


Figura 5.45: a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, ampliada la escala a 30 s b) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2., ampliada la escala a 10 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.2, d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 5 de la Tabla 5.2.

En cambio, en la Figura 5.46, se puede apreciar que cuando la velocidad de extensión es lenta, manteniendo los 240 mm de amplitud, la curva de presión teórica y la curva presión experimental, Figura 5.46a, trazan las mismas trayectoria hasta alcanzar una presión casi idéntica en el punto muerto inferior, con un error inferior al 2%. No obstante, hay que comentar a este respecto que, pasados unos segundos del final de la extensión la curva teórica se aleja de la trayectoria de la curva experimental recuperando más presión que la curva teórica. Este hecho puede ser debido a que el modelo de transferencia de calor en este punto se deba revisar. Otro factor a comentar en este instante es que el cilindro montado en el banco de experimentos no está

recubierto ni protegido como si sucede en una situación de trabajo real. La Figura 5.46b, muestra la evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.2 y la Figura 5.46c, muestra la evolución del desplazamiento del embolo tanto experimental como teórico para el mismo ensayo.

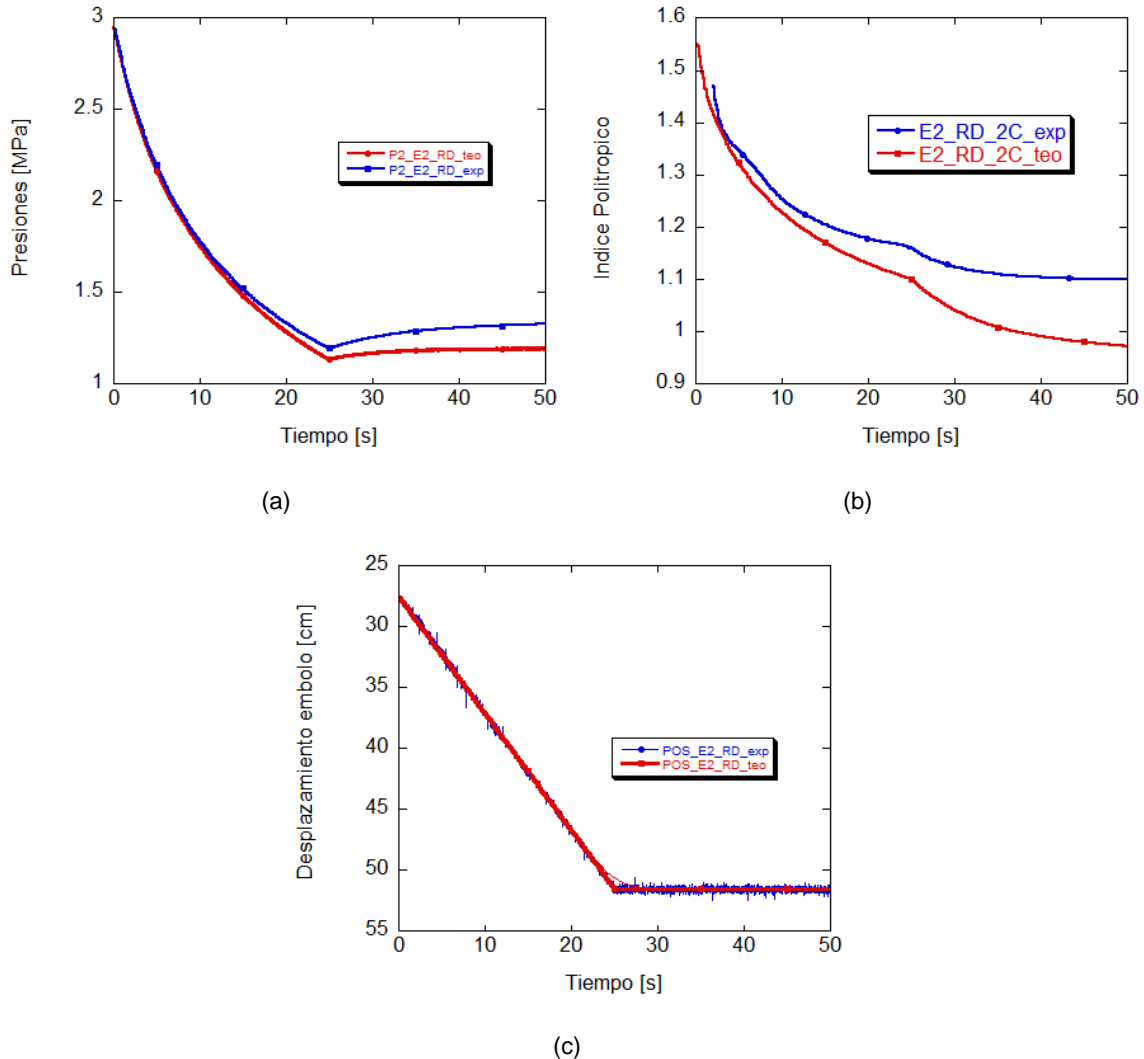
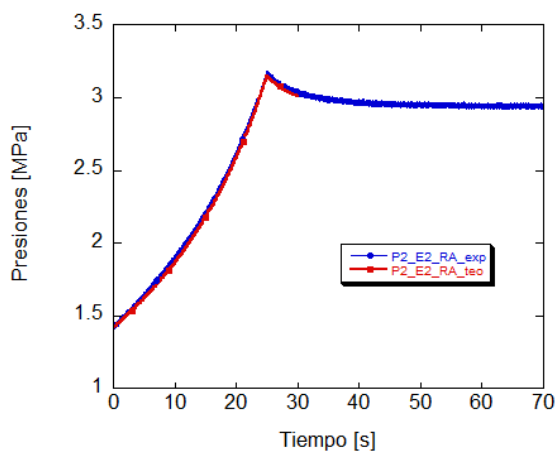


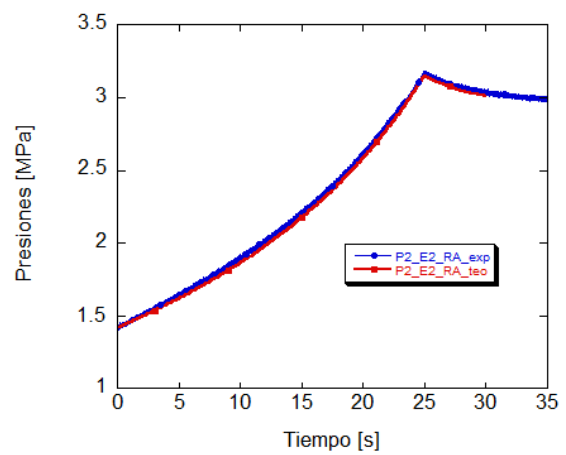
Figura 5.46: a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.2, b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.2, c) Comparativa del desplazamiento del embolo teórico de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.2.ampliada la escala a 50 s.

En la Figura 5.47, se gráfica el ensayo 2 de la Tabla 5.1. Este ensayo es una compresión en rampa ascendente que comprime la suspensión 180 mm. Tanto la Figura 5.47a como tiempos de cálculo. Se puede apreciar en dichas figuras que para una velocidad lenta de compresión el modelo teórico gráfico con un error inferior al 3 % la realidad. En la Figura 5.47c y Figura 5.47d se grafica la evolución del desplazamiento del embolo tanto experimental como teórico para el ensayo 2 de la Tabla 5.1 durante 70 segundos y 35 segundos. La Figura 5.47e presenta la evaluación

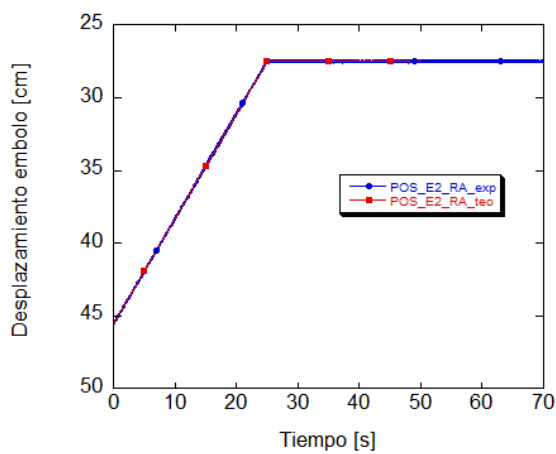
del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.1 y la Figura 5.47f, grafica la variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, la Figura 5.47b, muestran la misma evolución temporal de la presión, pero se ha decidido graficar dos veces para su mejor comprensión, ya que la escala temporal del ensayo experimental era de 70 segundos y la curva teórica calculada con el programa de MATLAB®, terminaba a los 30 s, por cuestiones de eficiencia con el programa informático.



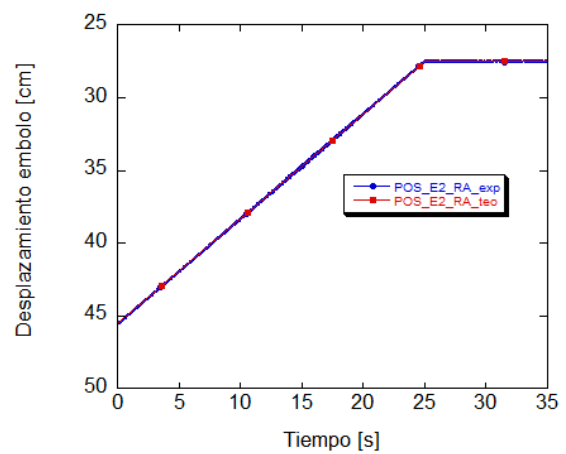
(a)



(b)



(c)



(d)

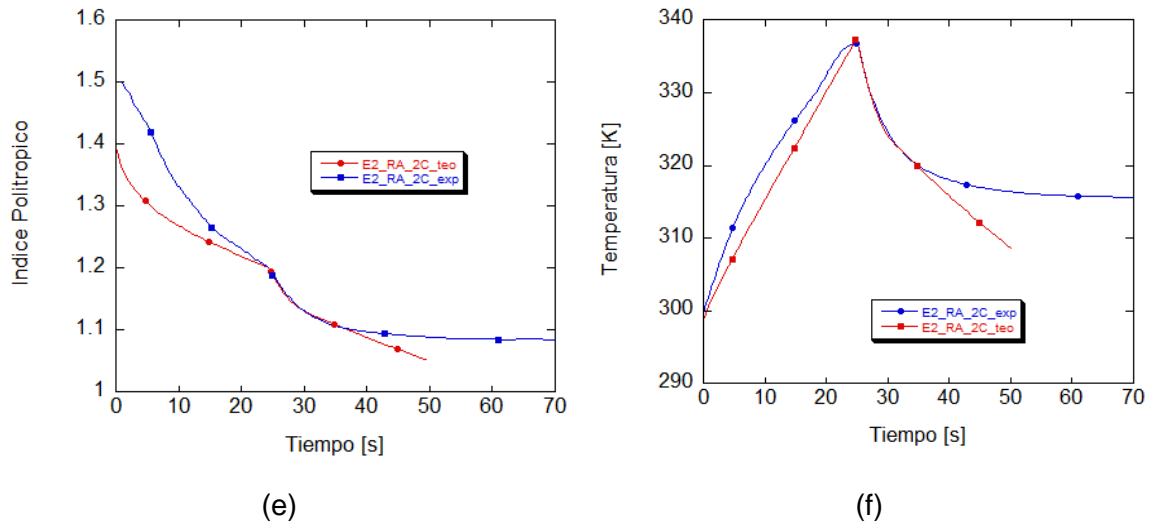


Figura 5.47: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1 ampliada la escala a 35 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, d) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.1, ampliada la escala a 35. s. e) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.1, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.1,

En cambio en la Figura 5.48, se puede apreciar que al comprimir la suspensión rápidamente, a más de 75 mm/s, la evolución temporal de presión teórica sufre distorsiones en relación a la experimental cuando intenta volver a su estado de equilibrio, apreciando un error de un 5 %. Esto es debido a que el modelo de transferencia de calor planteado en esta Tesis incorpora para la refrigeración exterior un modelo basado en la convección natural de un cilindro. Dicha información esta extraída de la literatura existente, en concreto de los trabajos planteados por Incropera [77] y utilizado también por Guijón en su trabajo [2].

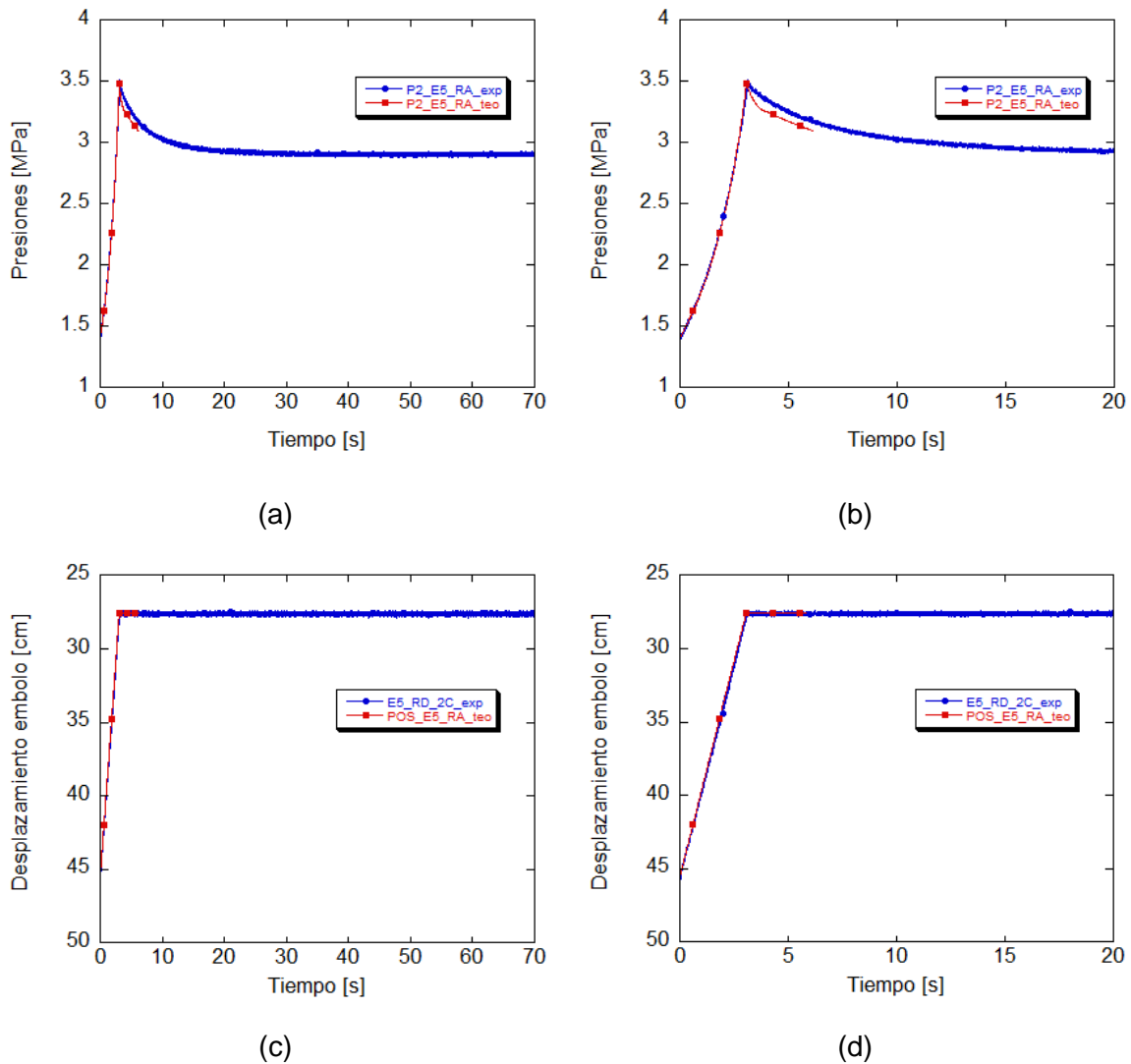
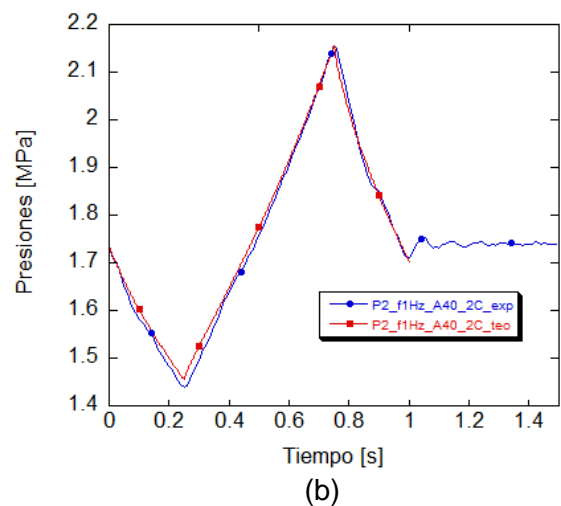
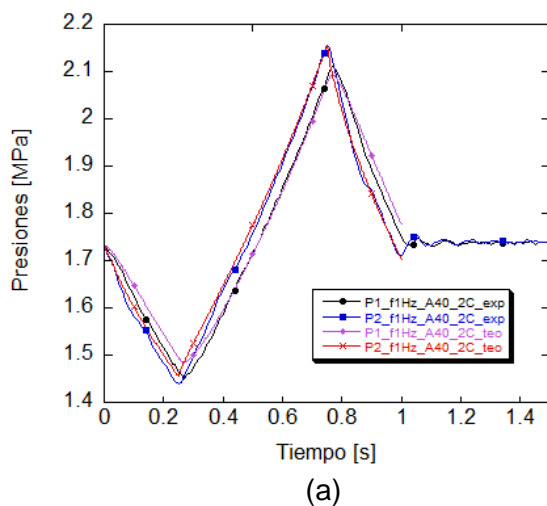


Figura 5.48: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1 ampliada la escala a 20 s. c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, d) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.1, ampliada la escala a 20 s.

Continuando con el proceso de validación del modelo propuesto en este trabajo se seguirá con el estudio de la evolución de la presión, pero ahora realizando los ensayos triangulares correspondientes a la Tabla 5.3. Los ensayos cíclicos, de extensión-compresión a diferentes frecuencias y amplitudes, que se compararán serán los ensayos 2 y 5 de la Tabla 5.3. En la Figura 5.49 se gráfica el ensayo 2. En la Figura 5.49a, se puede apreciar la evolución de la presión en ambas cámaras, tanto experimental como teórica. Si ahora nos centramos en la presión de la cámara variable (P2), ver Figura 5.49b, la evolución teórica y experimental para esta frecuencia y esta amplitud, es muy similar únicamente defiriendo en los puntos de máxima compresión y máxima extensión. En el punto en el que la extensión del ensayo es máxima, cuando el tiempo transcurrido es de 0.25 s, el valor de la P_{2exp} es

de 1.4389 MPa y el valor de la P_{2teo} es de 1.4964 MPa. De trabajar estos valores se extrae que el valor del error obtenido no supera el 4%. En la Figura 5.49c, se muestra la evolución del desplazamiento para el ensayo 2 de la Tabla 5.3. De ella se puede comentar que el banco experimental reproduce, con un grado muy elevado de exactitud, la consigna enviada por la válvula direccional proporcional MOOG al cilindro. No es descabellado decir que para frecuencias relativamente bajas el modelo teórico reproduce con una alto grado de correlación lo sucedido en el ensayo experimental. La Figura 5.49d, muestra la curva experimenta y las curvas teoricas para un proceso isentrópico y un proceso isotérmico. Se puede apreciar que la evolución de la presión experimental se aproxima mucho a un proceso isentrópico. Este hecho puede ser debido a que el proceso seguido es tan rápido que no hay intercambio de calor de la SN al exterior. La Figura 5.49e, muestra la evaluación del índice politrópico en función del tiempo. En ella se aprecia como afecta el movimiento ciclico de expansión-compresión en valor de dicho índice sobre todo en los puntos donde se cruzan las curvas isentrópicas e isotermas, 0.5 s. La Figura 5.49f, muestra la variación de temperatura en función del tiempo para el ensayo 2 de la Tabla 5.3. La Figura 5.49g, grafica la fuerza versus el desplazamiento. De esta gráfica se puede extraer la constante de rigidez de la SN, ya que relaciona la fuerza que realiza la suspensión con el desplazamiento experimental. La Figura 5.49h, grafica la fuerza versus la velocidad. Al igual que en el proceso explicado con la gráfica anterior en esta curva al relacionar la Fuerza con a velocidad nos aporta la constante de amortiguación de la SN, tanto a extensión como a compresión.



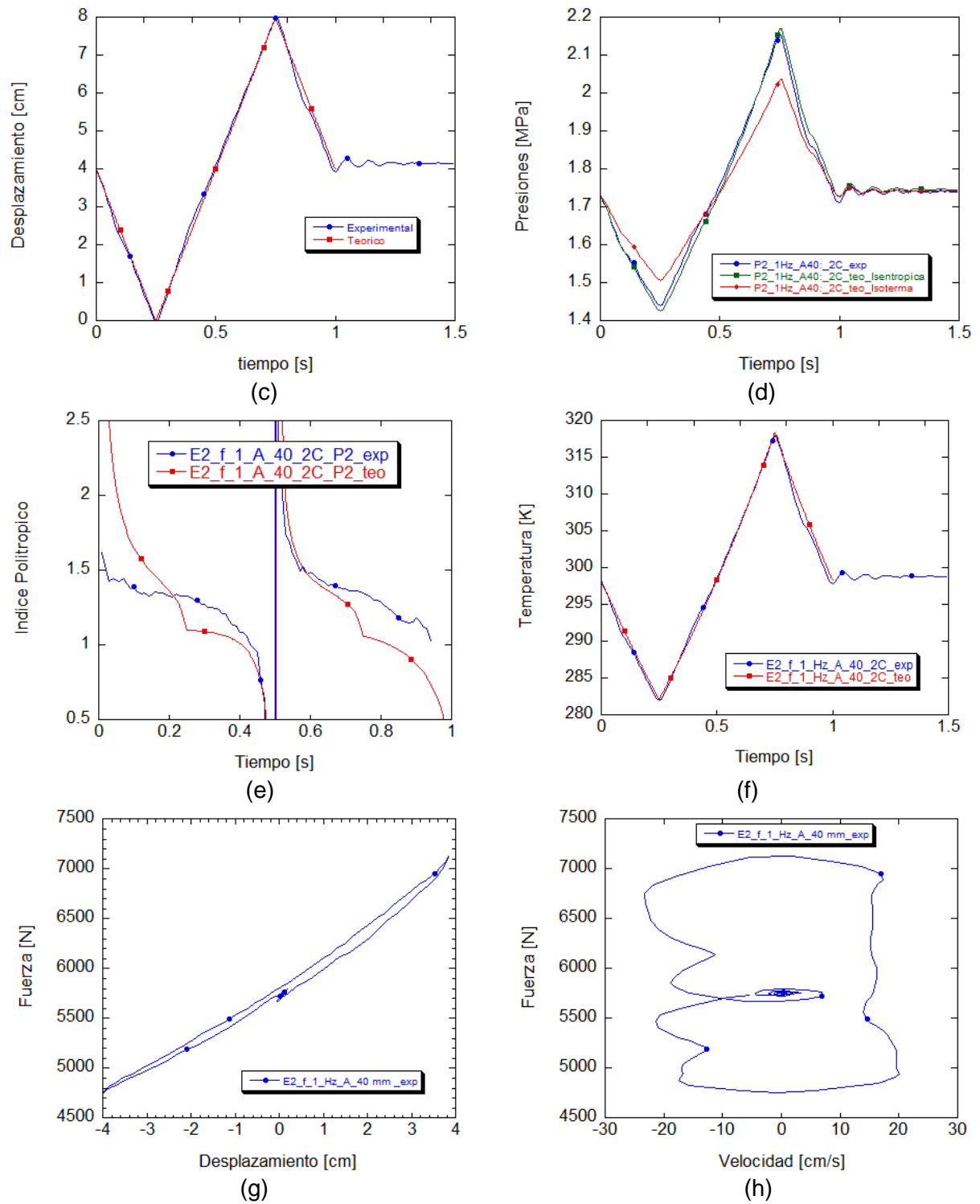
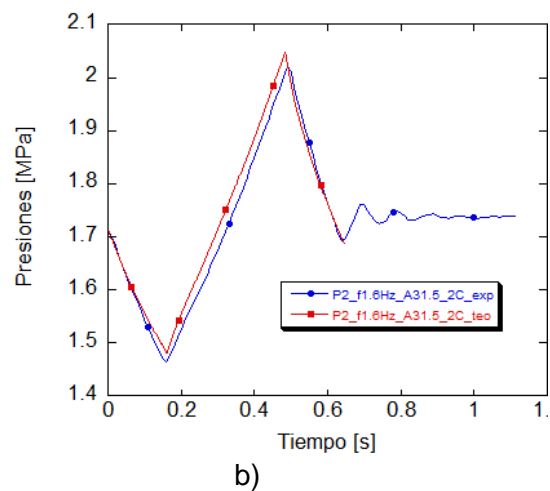
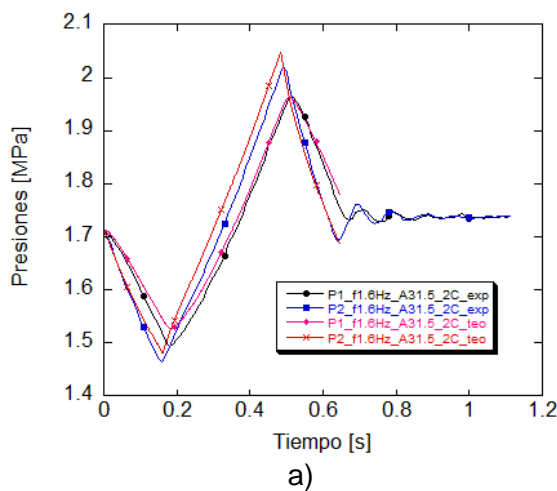


Figura 5.49: a) Comparativa de las presiones temporales P1 y P2, de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. b) a) Comparativa de la presión temporal P2, de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. c) Comparativa de las posiciones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 2 de la Tabla 5.3. d) Comparativa de la presión experimental con las presiones teóricas, para las mismas condiciones, pero en proceso isentrópico y en proceso isotérmico basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, e) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 2 de la Tabla 5.3, f) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, g) Gráfica de la fuerza teórica versus la desplazamiento del émbolo, basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3, h) Gráfica de la fuerza teórica versus la velocidad del émbolo, basado en el ensayo 2 de la Tabla 5.3.

En cambio al estudiar el ensayo 5 de la Tabla 5.3, puede apreciarse un aumento en la discrepancia entre los ensayos experimentales y la evolución obtenida mediante el modelo matemático, ver Figura 5.50a y Figura 5.50b. Si ahora mostramos atención a Figura 5.50c, se puede apreciar que la curva teórica de desplazamiento del embolo móvil y la curva experimental no siguen la misma trayectoria. A priori, la consigna de desplazamiento del banco indicaba que el movimiento debía ser de una amplitud de 31.5 mm a una frecuencia de 1.6 Hz, pero en la realidad existe una discrepancia que hace que la presión experimental no siga la evolución teórica calculada. A este hecho se le debe añadir que si la frecuencia excitación aumenta también aumenta la discrepancia de los resultados obtenidos mediante el modelo matemático, ya que no se han tenido en cuenta, en el modelo de transferencia de calor las turbulencias que se generan al realizar un movimiento tan rápido, en un elemento mecánico como el de estudio. Este es uno de los hitos que se desean estudiar en el futuro con el objetivo de realizar un modelo de transferencia de calor más sofisticado.

La Figura 5.50d, muestra la evaluación del índice politrópico en función del tiempo. En ella se aprecia como afecta el movimiento ciclico de expansión-compresión en valor de dicho índice sobre todo en los puntos donde se cruzan las curvas isentrópicas e isotermas, 0.5 s. La Figura 5.50e muestra la variación de temperatura en función del tiempo para el ensayo 5 de la Tabla 5.3. La Figura 5.50f grafica la fuerza versus el desplazamiento. De esta gráfica se puede extraer la constante de rigidez de la SN, ya que relaciona la fuerza que realiza la suspensión con el desplazamiento experimental. La Figura 5.50g grafica la fuerza versus la velocidad. Al igual que en el proceso explicado con la gráfica anterior en esta curva al relacionar la Fuerza con a velocidad nos aporta la constante de amortiguación de la SN, tanto a extensión como a compresión.



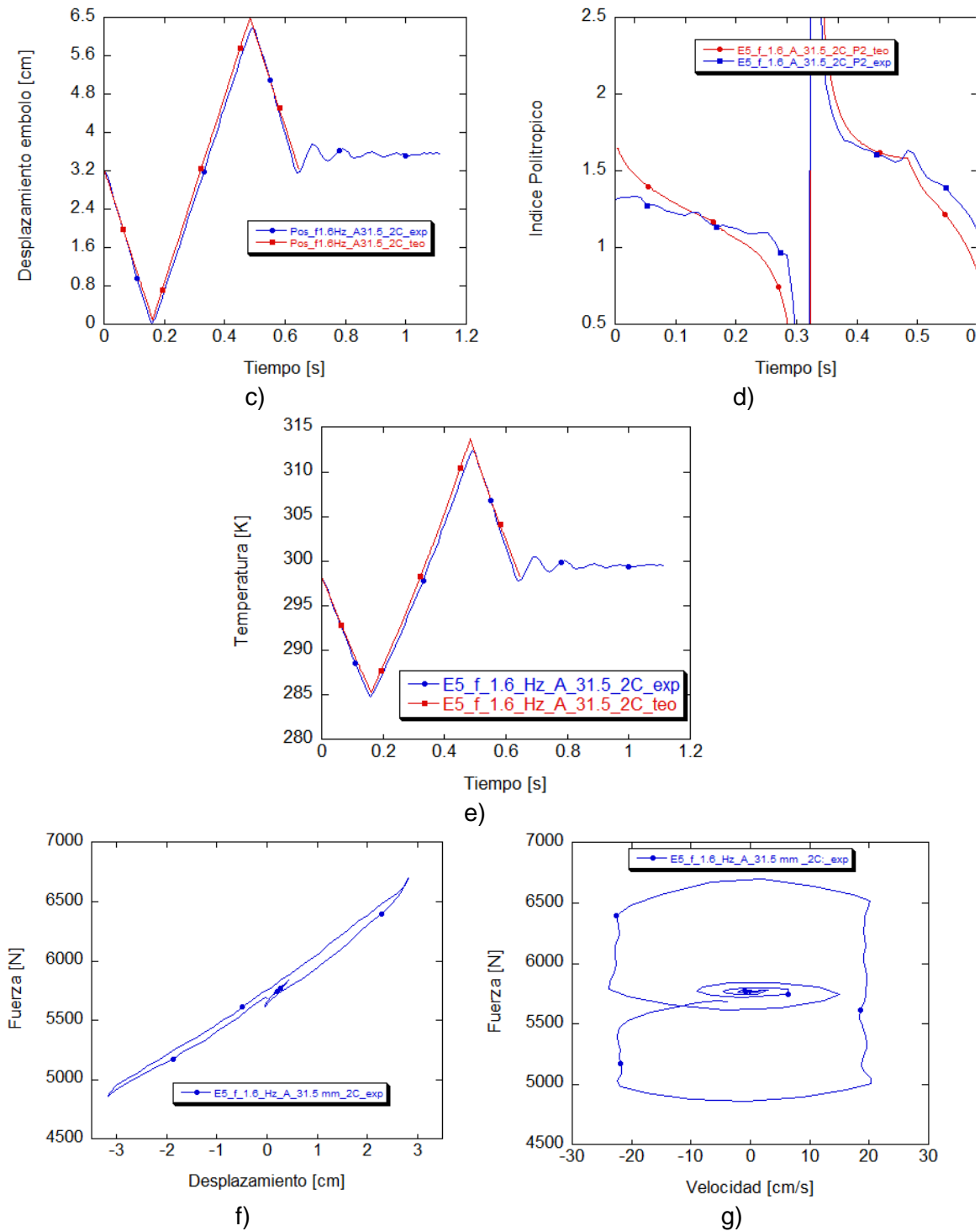


Figura 5.50: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento tanto teórico como experimental de un ensayo cíclico a) Comparativa de las presiones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3. b) Comparativa de las presión 2 temporal de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3.c) Comparativa de las posiciones temporales de la prueba realizada en 1 ciclo y basada en el ensayo 5 de la Tabla 5.3. d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 5 de la Tabla 5.3 , e) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3, f) Gráfica de la Fuerza teórica versus el desplazamiento, basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3., g) Gráfica de la Fuerza teórica versus la velocidad del émbolo, basado en el ensayo 5 de la Tabla 5.3.

5.6. Conclusiones del estudio de la SN 2C.

Parte del trabajo presentado en esta sección del documento, ha consistido en estudiar la evolución de la presión dentro de los volúmenes de control para validar el modelo de 2 cámaras propuesto en este trabajo. Se han realizado análisis experimentales y numéricos y observando las simulaciones realizadas en MATLAB® se ha demostrado con un pequeño porcentaje de error, que el modelo propuesto se acerca bastante a la realidad.

Al estudiar las curvas de los ensayos propuestos, para realizar la validación del modelo, se ha visto que al aumentar la velocidad aumenta también la histéresis de los resultados teóricos, eso sí, mostrando un error bastante aceptable para la complejidad de cálculo que se realiza.

También se ha podido constatar que el banco de ensayos reproduce los movimientos de rampa ascendente y descendente, que envía el programa informático al sistema, con bastante fiabilidad caso que no sucede cuando se tienen que realizar los ensayos cíclicos.

Las curvas experimentales en rampa, tanto ascendente como descendente aportan mucha información en relación a como se evacua el calor desde a SN al exterior cuando se realiza una compresión y desde el exterior a la SN cuando se realiza una extensión. Además de permitir evaluar de forma empírica parámetros muy útiles que alimentan el modelo matemático, como el conocimiento del α o el τ .

Se ha constatado, al realizar los experimentos en la SN, que la variación de presión entre las cámaras de nitrógenos es mínima, por lo que un aspecto que puede inferir de manera muy determinante es la geometría de la tobera que conecta los dos volúmenes, haciendo pensar que al final la suspensión se aproxima a una monocámara.

Se han realizado comparaciones entre las evoluciones teóricas ideales y teóricas reales, a fin de elegir el modo de cálculo empleado en el estudio, llegando a la conclusión que la diferencia era tan pequeña, en el orden de condiciones de trabajo, que se podía realizar el estudio teórico ideal sin cometer error apreciable en el cálculo final.

Al estudiar los picos presión de la Figura 5.26a y Figura 5.26b, se ha visto que se puede ajustar una curva que permita evaluar el coeficiente de transferencia de calor, α , de manera empírica, en función de la velocidad de movimiento de la SN. Conocidas las condiciones iniciales, a $t = 0$, de presión, de volumen y de masa del gas, ya puede ser evaluado el coeficiente de transferencia de calor, α . De este trabajo se ha obtenido una regresión lineal la cual indica que se puede ir en el buen camino. Si lo comparamos con procesos similares, por ejemplo, con los que se dan en el interior

de un motor al realizar la compresión y la extensión. Ciertamente hay factores que afectan a la transferencia de Calor, en menor cuantía, pero que el parámetro que más afecta es la velocidad media del pistón. Este procedimiento ha permitido evaluar dicho coeficiente en función de la velocidad del pistón para alimentar el modelo matemático.

También es importante mencionar la importancia de realizar los ensayos experimentales de forma triangular, ya que permite evaluar el α en la expansión y en la compresión de manera independiente y con el gas a la temperatura del proceso.

Al graficar las curvas de fuerza versus desplazamiento se ha podido verificar que el área que proyecta dicha figura son las pérdidas derivadas del amortiguamiento en la cámara neumática. El hecho de que sea esta área tan pequeña es derivado de la poca caída de presión existente entre las cámaras de nitrógeno.

Una vez estudiado el caso de la SN de 2 cámaras se puede proceder a estudiar la Suspensión al completo, CSA, donde más factores entraran en juego y con el objetivo de poder evaluar de forma conjunta todas las características tecnológicas que intervienen en un elemento mecánico como el estudiado en esta Tesis.

6. ESTUDIO DEL CILINDRO DE SUSPENSIÓN AMORTIGUADA

6.1. Introducción.

El siguiente cometido que se realizará en este capítulo será el de estudiar el Cilindro de Suspensión Amortiguada (CSA), para vehículos pesados (CSA), al completo, es decir con todos sus recintos e interconexiones. Anteriormente se ha mostrado en la Figura 4.1, pero para facilitar su visualización se vuelve a mostrar a continuación en la Figura 6.1. Como ya se ha comentado el objetivo es el de analizar las evoluciones temporales en las cámaras de gas y en las cámaras de aceite, sin olvidarnos de las restricciones existentes en el camino que sigue el flujo cuando se excita el cilindro, la tobera que hay entre las cámaras de gas y los orificios que actúan entre las cámaras de aceite.

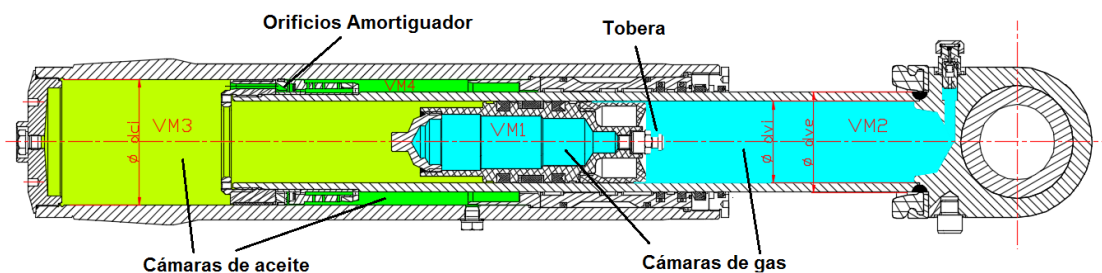


Figura 6.1: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada de vehículo pesado objeto de estudio.

En las secciones anteriores, se ha realizado por una lado el estudio de la tobera en T, que conecta las dos cámaras de gas y por otra se ha validado el modelo que rige el comportamiento de las cámaras de gas, conocidas las condiciones iniciales de presión, volumen, temperatura, etc., e introduciendo en el sistema una consigna de desplazamiento que será la encargada de excitar el cilindro y así poder calcular los parámetros más relevantes de un elemento mecánico como el presentado en la Figura 6.1.

Es interesante volver a remarcar que la principal focalización del autor en el campo de los CSA ha sido siempre la de desarrollar un modelo teórico que permita predecir las prestaciones de dicho cilindro en función de los parámetros de diseño. Esto permitirá ahorrar tiempo de diseño y medios de desarrollo, evitando la generación de errores importantes en dichos diseños. También aumenta la posibilidad de

optimizar y aplicar mejoras significativas sin la necesidad de invertir recursos en estudios experimentales. Todo esto se traduce en un ahorro económico siempre perseguido por los desarrolladores.

Es por este motivo que el autor continuará su trabajo realizando el estudio todas las cámaras con el objetivo de poder obtener un modelo que pueda predecir con un alto grado de correlación la evolución de las presiones, fuerzas y desplazamientos en todos los recintos del CSA. Este proceso será validado con los ensayos experimentales pertinentes abordando conceptos que relacionen el movimiento del cilindro con las variables que interactúen con la respuesta termodinámica del gas evaluando el área de transferencia de calor y estudiando una de las variables que a la postre puede presentarse de vital importancia como es la del volumen instantáneo por unidad de tiempo que se tendrá dentro de las cámaras de estudio. En relación con este parámetro de estudio se realizará una nueva subrutina que a partir de la consigna de desplazamiento evalúe el volumen por unidad de tiempo en todas las cámaras del CSA. A diferencia del modelo de dos cámaras presentado anteriormente con la nueva composición del cilindro no es el mismo desplazamiento el experimentado por el embolo móvil ahora que antes, ya que en el estudio de las 4 cámaras hay una parte de metal del pistón que entra dentro del volumen de aceite desplazándolo y provocando que el embolo móvil tenga un movimiento diferente que el del cilindro. En futuros apartados se explicará este hecho con todo detalle.

Para proceder de la misma manera como se han abordado los capítulos anteriores, el primer paso antes de estudiar un sistema tan complejo y con tantas variables de estudio como el CSA, se caracterizaran primero los orificios de paso de aceite que hay entre las cámaras 3 y 4, ver Figura 6.1. Para este fin, se construyó un banco de ensayos para amortiguadores, que está ubicado en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos de la ESEIAAT, y al que se le instala la parte del amortiguador y se le hace circular aceite en ambos sentidos de flujo. Mediante dos sondas de presión se evalúa la pérdida de carga en ambas partes y con la ayuda de un caudalímetro se registra el caudal que pasa por unidad de tiempo. Más adelante se explicará este procedimiento con más profundidad.

En relación a los estudios de amortiguadores existen muchos artículos al respecto, pero la mayoría de autores no dudan al considerar el trabajo realizado por L. Segel y H. H. Lang [66], como el que más se acerca a la realidad de lo visto hasta la fecha.

En él los autores realizan un modelo teórico que se aproxima a la realidad con un alto grado de satisfacción, parametrizando las principales características físicas y estudiando la fenomenología existente en un artificio como el propuesto en su trabajo.

El modelo de L. Segel y H. H. Lang [66], sobresale por encima del resto de estudios realizados ya que consideran compresible el flujo de trabajo. Otra característica diferencial de su aportación fue que utilizando parámetros semi-

empíricos introducían un modelo de cavitación bastante coherente en relación a los expuestos en otras publicaciones

En su defecto habría que comentar que su modelo no evaluaba la transferencia de calor generada en el interior del amortiguador por el paso del fluido por los orificios.

En la literatura existen diferentes publicaciones que estudian los temas de compresibilidad y cavitación del aceite, pero se quedan muy lejos de las aportaciones que introdujeron L. Segel y H. H. Lang, debido a que planteaban modelos muy sencillos. El hecho de introducir modelos que aumenten la capacidad predictiva del amortiguador da un plus al trabajo y mejora la correlación de los datos experimentales y teóricos.

Otro trabajo de relevancia fue el realizado por Alonso [3], en el mismo laboratorio donde se realiza esta Tesis Doctoral. Es su trabajo modeliza de manera general un amortiguador de automóvil, con el objetivo de predecir su comportamiento mecánico contemplando los parámetros térmicos que se producen en las condiciones de uso. Es de especial mención la modelización que realiza de los conductos que separan las cámaras de aceite hecho que nos abre la puerta a utilizar su formulación para caracterizar en este trabajo nuestro cilindro de estudio. Para tal finalidad y empleando la ecuación de Bernouilli reformulada para evaluar el paso del fluido entre los dos recintos de aceite, ecuación propuesta por Idelchik I.E [71] en su trabajo permite evaluar dicho flujo teniendo en cuenta las pérdidas de carga continuas además de las posibles singularidades existentes. Posteriormente se desarrollarán dichas ecuaciones. Una vez conocidas las caídas de presión en los conductos de nuestro cilindro se abordará el modelo completo utilizando lo evaluado en la suspensión neumática de dos cámaras y modificando la subrutina que evalúa la variación de volumen en función del tiempo, para adecuarla al nuevo escenario.

6.2. Bancos de ensayos experimentales del CSA

6.2.1. Banco experimental para excitar el CSA

Se ha comentado anteriormente que las suspensiones hidroneumáticas, por lo general, están formadas por dos o más recintos presurizados de aceite y por recintos presurizados de gas. Al excitar de forma alternada la suspensión, el aceite y el gas se desplazan desde arriba y hacia abajo entre los dos recintos de manera consecutiva, habitualmente separados por uno o varios orificios o válvulas. Este hecho produce un movimiento suave en este tipo de mecanismos. Se ha enseñado el esquema en la Figura 6.1, donde se puede visualizar tanto los recintos de aceite y gas como los orificios que separan las cámaras de aceite y la tobera que separa las cámaras de gas. Más adelante se mostrarán los ductos en profundidad.

Para conocer la evolución de los parámetros de estudio en el interior de las cámaras de gas, se seguirá ensayando el dispositivo en el banco descrito en el capítulo 5. El único cambio que se ha realizado ha sido el de ubicar el sensor que antes estaba en el volumen fijo de gas, volumen 1, en el volumen 4. Con este cambio no se altera el control electrónico de la sensórica y además se puede obtener información de una cámara que puede aportar mucha información al proceso de extensión – compresión realizado por el CSA. La Figura 6.7, muestra de forma esquemática la nueva composición montada en el banco experimental. En ella, se visualiza la ubicación de los sensores de presión, SP1 y SP2, así como la tobera que separa la cámara fija y variable de gas y también los orificios que separan los volúmenes de aceite.

Para ubicar el CSA se sigue utilizando la rótula-pasador (i) de \varnothing 60 mm, mostrado anteriormente en la Figura 5.3. Ya se comentó anteriormente que encima de esta conexión es donde va ubicada la célula de carga, encargada de registrar la Fuerza que se genera en los ciclos de extensión y compresión de la suspensión. En la misma Figura 5.3, se puede apreciar cómo se conecta la parte inferior del cilindro de suspensión y al movimiento de la válvula direccional proporcional MOOG, y es mediante una conexión cónica (g), asegurada con una tuerca de métrica M160.

En este capítulo nos centraremos en el estudio del CSA evaluando todas las cámaras y sus interconexiones, ver Figura 6.2. En la Figura 6.2a, se puede visualizar el CSA en su posición de máxima extensión. En esta situación el volumen total de las cámaras de gas es de 1620.73 cm^3 . La lectura de la LVDT, que indica la primera referencia a tomar para conocer posteriormente los desplazamientos y poder calcular perfectamente los volúmenes, es de 51.37 cm. Midiendo directamente el CSA desde el tope hasta la tapa en su máxima extensión, se ha comprobado que la medida total es de 26.06 cm, unas 6 décimas más de lo expuesto en los documentos técnicos. Debido a que al comprimir el CSA y posicionarlo en la cota de referencia o de inicio de ensayo que está a 13 cm, contando como 0 cuando el cilindro está completamente extendido.

Si se hiciese esta suposición desde la posición de completamente cerrado sumando 26 cm, ya encontraríamos nuevamente la referencia inicial. Dentro del cilindro el movimiento del embolo no sigue esta relación. Anteriormente se ha comentado que el embolo móvil se desplaza dentro del vástago debido al empuje que realiza el aceite al pasar de la cámara 4 a la cámara 3. Este hecho provoca que una parte de la corona exterior del vástago de acero entre también en la cámara 4 forzando un movimiento en el embolo móvil distinto al generado en el CSA. Esta relación se calcula de dividir la ecuación (5.5) entre la ecuación (5.3), obteniendo una ratio de secciones de 1.5148. Este valor es de máxima importancia para poder conocer de manera muy precisa la ubicación del embolo móvil después de una perturbación externa del CSA. Si nos fijamos de nuevo en la Figura 6.2, para desplazar el CSA desde la posición de totalmente extendido o de carga, se ha introducido una consigna de desplazamiento de 13 cm. Para esa consigna, el embolo móvil se desplaza 19.6923 cm, que es la multiplicación de 13 cm por la relación de secciones encontrada anteriormente de 1.5148. A partir de aquí y conocida la posición inicial de referencia, en la Figura 6.2 se muestra que para una amplitud de ensayo de 3.15 cm, el embolo móvil se desplazara 4.77 cm.

Más adelante se expondrán todas las fórmulas utilizadas en el modelo de 4 cámaras, pero como dato interesante se ha de decir que en esta composición del CSA, el nuevo volumen completamente comprimido de la cámara variable, VM2cc, será la suma del volumen muerto, que de manera geométrica se calculó para la composición de 2 cámaras y que tenía un valor de $VM0 = 47.075 \text{ cm}^3$, por el valor de la cota L0 y por la sección interna del pistón. Una vez conocidos estos datos el programa de cálculo realizado en MATLAB®, remarcando nuevamente la importancia que supone para el estudio a realizar el conocimiento exacto del volumen de fluido que hay en la cámara variable de gas, VM2, ya que será una de las variables de estudio más relevantes a la hora conocer la evolución de las presiones en las cámaras y por ende el resto de variables de estudio del comportamiento del CSA

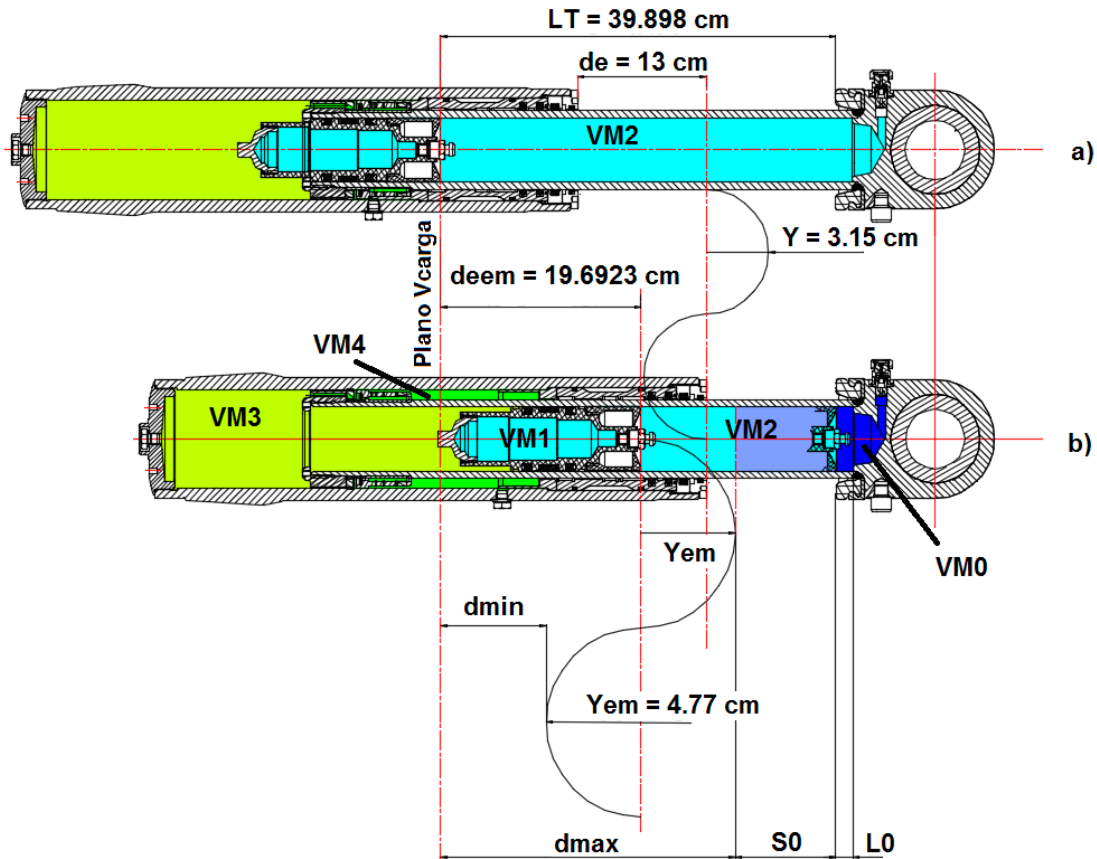


Figura 6.2: Esquema conceptual del CSA, composición 4 cámaras. a) Esquema conceptual del CSA en su posición de máxima extensión, b) Esquema conceptual del CSA en su posición de referencia o de inicio de ensayo cíclico a una amplitud de 3.15 cm.

Ya se explicó anteriormente que los experimentos se realizan utilizando un grupo hidráulico y la válvula direccional proporcional era la encargada de excitar la suspensión mediante movimientos de compresión y de extensión en rampa, en ciclo triangular o sinusoidal a una cierta amplitud y frecuencia o ensayos con n ciclos triangulares o sinusoidales a una cierta amplitud y frecuencia. Se leerán y registrarán los sensores de presión, de fuerza, de temperatura y desplazamiento con el objetivo de determinación de las curvas características del cilindro: Fuerza/Desplazamiento, Presión/Desplazamiento, Fuerza/Velocidad y Presión/Volumen.

Como ya se comentó anteriormente al no existe normativa específica para la realización de ensayos en cilindros de suspensiones amortiguada, es de vital importancia establecer un protocolo de experimentación que actúe como normativa a seguir, tanto para el presente estudio, como para estudios futuros.

Los experimentos se deberán realizar siempre siguiendo el protocolo de ensayo debidamente acotado y especificado, que permita a la vez cumplir la normativa de seguridad y extraer los resultados concretos con el mínimo uso de los recursos.

Las instrucciones marcadas a continuación pretenden obtener las prestaciones del cilindro de suspensión amortiguada que se va a ensayar, así como el estado

general del elemento de suspensión y de la bancada, siempre para garantizar la seguridad íntegra tanto del elemento de ensayo como de las personas que van a realizar el ensayo.

Para realizar la experimentación correctamente se han de seguir cada uno de los puntos que se detallan continuación anotando en su hoja de protocolo cada uno de los resultados obtenidos (ver anexo 9.5).

Entre punto y punto del protocolo, para el rigor de las pruebas, se dejará reposar la suspensión durante 2 minutos para que no se calienten los fluidos (N_2 y aceite) y así los valores entre ensayos partan de las mismas condiciones iniciales. Si se tarda más de 3 minutos en ejecutar el siguiente paso del protocolo, se detendrá el grupo hidráulico para el ahorro de energía, evitar el calentamiento del aceite del grupo hidráulico y reducir la contaminación acústica generada en cada ensayo. El protocolo a seguir será el siguiente:

A. IDENTIFICACIÓN DEL CILINDRO DE SUSPENSIÓN AMORTIGUADA

1. Identificación del CSA a ensayar.
2. Dimensiones básicas del CSA.
3. Fecha de ensayo.
4. Posición nominal estática.
5. Carga Nominal requerida en posición estática.

B. IDENTIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS

1. Tipo de aceite que contiene el CSA.
2. Cantidad de aceite que contiene el CSA.
3. Tipo de gas de suspensión.

C. ENSAYO VISUAL DE LA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

1. Situar el cilindro a la posición de extensión completa.
2. Evaluar estado de la superficie cromada del vástago.
3. Evaluar estado de la superficie externo del cilindro o cuerpo de suspensión.
4. Evaluar estado de la válvula de precarga de gas.
5. Evaluar el estado de las uniones con el banco.

Nota de actuación: Si alguno de estos puntos anteriores es desfavorable, es condición suficiente para detener el ensayo y reemplazar las piezas que sean necesarias.

D. LLENADO DE LA CÁMARA DE GAS

1. Con el cilindro totalmente extendido (vástago del cilindro completamente visible), cargar a la presión de precarga, 11.85 bar, determinada teóricamente con el objetivo de que la presión en la posición de referencia o inicio de ensayo, suspenda una fuerza equivalente a un valor que este entre 10000 N y 15000 N. Entonces se miden las lecturas de los sensores a dicha presión (relativa). Se registra la temperatura inicial del ensayo y el valor de la LVDT. Hecho este proceso tendremos los valores iniciales de carga del experimento.
2. Llevar el cilindro a la posición nominal estática o de referencia y se registra el valor de la presión en la cámara variable de gas. En esta posición el producto de la presión por el área interno del vástago ha de estar entre 10.000 N y 15.000 N, comentado anteriormente y todo en función de la carga que se quiera estudiar. En este momento se miden también las lecturas de presión, temperatura y posición, las cuales serán los valores iniciales del ensayo experimental y los que se utilizarán a posteriori para iniciar la simulación teórica en MATLAB® y poder validar el modelo matemático planteado en futuras secciones de este trabajo.

E. ENSAYO DE FUGAS

1. Medida de la presión relativa de precarga del gas con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas con el cilindro en la posición estática.
3. Accionar una de las pruebas de ensayo de suspensión, por ejemplo, 10 ciclos a 0.5 Hz y 100 mm de carrera.
4. Verificar la posición estática después del ciclado.
5. Medir la presión de gas en la posición estática cada 20 segundos durante 2 minutos.
6. Volver a medir la presión del gas a los 10 minutos.

Criterio de aceptación: no debe sufrir pérdidas de presión apreciables, a excepción a las debidas por variación de temperatura y modificación de la posición estática.

F. ENSAYO ESTÁTICO DE RAMPA (Ascendente o descendente)

1. Medida de la presión relativa de pre llenado del gas con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas con el cilindro en la posición estática de referencia.
3. Extender la suspensión al máximo.
4. Comprimir linealmente (rampa) a la velocidad correspondiente al ensayo y registrar las variables de estudio utilizando el software LabVIEW, los valores de presión del gas (bar), la fuerza (N), temperatura (°C) y el desplazamiento (mm).

Con la suspensión en condiciones de temperatura ambiente, dentro del laboratorio, los valores experimentales deben seguir la curva teórica (entre isotérmica y adiabática) dentro de los intervalos definidos. Este mismo ítem será el seguido cuando se realicen los cálculos teóricos de la evolución de las variables en las simulaciones que se realizará, con los cálculos teóricos en el programa MATLAB®.

A continuación, se muestra Tabla 6.1 y la Tabla 6.2, donde se podrán apreciar los diferentes ensayos realizados experimentalmente para la composición de 4 cámaras.

Tabla 6.1: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa ascendente 4C.

Rampa Ascendente	frecuencia [Hz]	tiempo [s]	Carrera [mm]	Velocidad [mm/s]
Ensayo 1	0.02	25	180.3	7.212
Ensayo 2	0.04	12.5	180.5	14.44
Ensayo 3	0.08	6.25	179.83	28.77
Ensayo 4	0.16	3.134	180	57.43
Ensayo 5	0.32	1.592	178.1	111.87
Ensayo 6	0.64	1.588	178.1	112.15

Tabla 6.2: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales en rampa descendente 4C.

Rampa Descendente	frecuencia [Hz]	tiempo [s]	Carrera [mm]	Velocidad [mm/s]
Ensayo 1	0.02	25.012	180	7.196
Ensayo 2	0.04	12.5	180	14.4
Ensayo 3	0.08	6.252	180	28.79
Ensayo 4	0.16	3.128	179.99	57.54
Ensayo 5	0.32	1.58	180	113.92
Ensayo 6	0.64	0.884	179.2	202.71

Se puede apreciar en la Tabla 6.1 y en la Tabla 6.2, que para el último ensayo realizado, E6, la velocidad de desplazamiento del actuador no sigue la consigna introducida de frecuencia con el programa de LabVIEW. Eso es debido a que la capacidad del banco experimental de introducir caudal en el circuito hidráulico ha llegado a su volumen máximo para la amplitud deseada. Probablemente es debido al ajuste de la limitadora o a la capacidad volumétrica de las bombas.

A continuación, se muestran a modo de ejemplo la Figura 6.3 y la Figura 6.4, extraídas directamente del software utilizado para la realización de los ensayos experimentales (LabVIEW), donde se puede apreciar la evolución experimental de las presiones, de la fuerza y del desplazamiento. En dichas Figuras se aprecia el entorno de LabVIEW con el ensayo realizado para una frecuencia de 0.04 Hz correspondiente a una velocidad de compresión de 14.4 mm/s y una carrera de 180 mm en rampa ascendente, correspondiente al ensayo 2 de la Tabla 6.1 y un ensayo en rampa descendente de frecuencia de 0.32 Hz que corresponde con una velocidad de expansión de 151.26 mm/s y una carrera de 240 mm, que corresponde al ensayo 5 de la Tabla 6.2. Más adelante se graficarán por separado los datos obtenidos de los ensayos para presentarlos promediados y unificados en una única Figura.



Figura 6.3: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa ascendente para una frecuencia de 0.04 Hz, a una velocidad de compresión de 14.4 mm/s y una carrera de 180 mm.



Figura 6.4: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en rampa descendente para una frecuencia de 0.32 Hz, a una velocidad de compresión de 151.26 mm/s y carrera de 240 mm.

G. ENSAYO DINÁMICO DE CICLADO EN TRIANGULO.

Comentar también que se han realizado ensayos de ciclado mediante una señal triangular en vez de una sinusoidal, debido a la experiencia de los ensayos en 2 cámaras ya que se vio anteriormente que la señal que seguía el sensor de desplazamiento, cuando se generaba una señal sinusoidal a una frecuencia alta y a una amplitud alta, no era la esperada en el estudio. Para subsanar este hecho se decidió realizar todos los experimentos con señales triangulares hecho que hacía modificar todos los programas de simulación creados con MATLAB[®].

El procedimiento seguido ha sido el siguiente:

1. Medida de la presión relativa de pre llenado del gas y la posición de la LVDT, con el cilindro en la posición totalmente extendida.
2. Medida de la presión relativa estática del gas y la posición de la LVDT, con el cilindro en la posición estática de referencia.
3. Ciclar la suspensión y registrar, utilizando el software LabVIEW, los valores de presión del gas (bar), la fuerza (N), la temperatura (°C) y el desplazamiento (mm).

Con la suspensión en condiciones de temperatura ambiente del laboratorio, dato medido con un termómetro digital de láser infrarrojo, los valores experimentales deben seguir la curva teórica (isotérmica o adiabática) dentro de los intervalos definidos.

Entre ensayo y ensayo, del paso G, se dejará estática la suspensión durante 1 minuto como mínimo para que tanto la temperatura del gas como del aceite del CSA vuelvan a condiciones de inicio y los resultados no se vean alterados por incrementos de temperatura entre los diferentes ensayos.

De la experiencia acumulada en los experimentos anteriores se han propuesto realizar los mismos ensayos que para la composición de 2 cámaras añadiendo algún caso más, ver Tabla 6.3. El ensayo principal ha vuelto a ser el de generar un ciclo de trabajo para diferentes frecuencias y amplitudes analizando la evolución de la presión, la fuerza y el desplazamiento por unidad de tiempo, ver Figura 6.5. En dicha Figura se aprecia nuevamente una imagen del entorno en LabVIEW con el ensayo realizado para una frecuencia de 1 Hz correspondiente a una velocidad de compresión de 186.05 mm/s y una carrera de 100 mm en carrera triangular, correspondiente al ensayo 3 de la Tabla 6.3. También se han vuelto a realizar experimentos generando ensayos de trabajo de más de 1 ciclo, ver Tabla 6.4. Para tal fin y después de realizar experimentos de más de 200 ciclos se vio que la evolución de las variables a adquirir no mostraban cambios muy significativos, por ese motivo se optó por realizar 3 tipos de experimentos en ciclados realizando 5, 10 y 50 ciclos completos, ver Figura 6.6, a modo de ejemplo.

Tabla 6.3: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de un solo ciclo.

Ciclo triangular	Frecuencia (Hz)	A= Amplitud(mm)	C = 2A Carrera (mm)	Nº ciclos
Ensayo 1	1	31,5	63	1
Ensayo 2	1	40	80	1
Ensayo 3	1	50	100	1
Ensayo 4	0,5	31,5	63	1
Ensayo 5	1.6	31,5	63	1
Ensayo 6	0.8	63	126	1
Ensayo 7	0.8	80	160	1
Ensayo 8	0.8	100	200	1
Ensayo 9	0.4	31,5	63	1
Ensayo 10	0.4	80	160	1
Ensayo 11	0.4	100	200	1
Ensayo 12	0.4	125	250	1

Tabla 6.4: Valores de entrada utilizados en los ensayos experimentales de más de un ciclo.

Ciclo triangular	Frecuencia (Hz)	A= Amplitud(mm)	C = 2A Carrera (mm)	Nº ciclos
Ensayo 1	1	50	100	5
Ensayo 2	1	50	100	10
Ensayo 3	1	50	100	50
Ensayo 4	1	50	100	200
Ensayo 5	0.8	63	126	10
Ensayo 6	0.8	63	126	50
Ensayo 7	0.8	63	126	125
Ensayo 8	0.8	80	126	10
Ensayo 9	0.5	100	200	10
Ensayo 10	1.6	31.5	63	10
Ensayo 11	1.6	31.5	63	50



Figura 6.5: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos en ciclo triangular para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 100 mm.

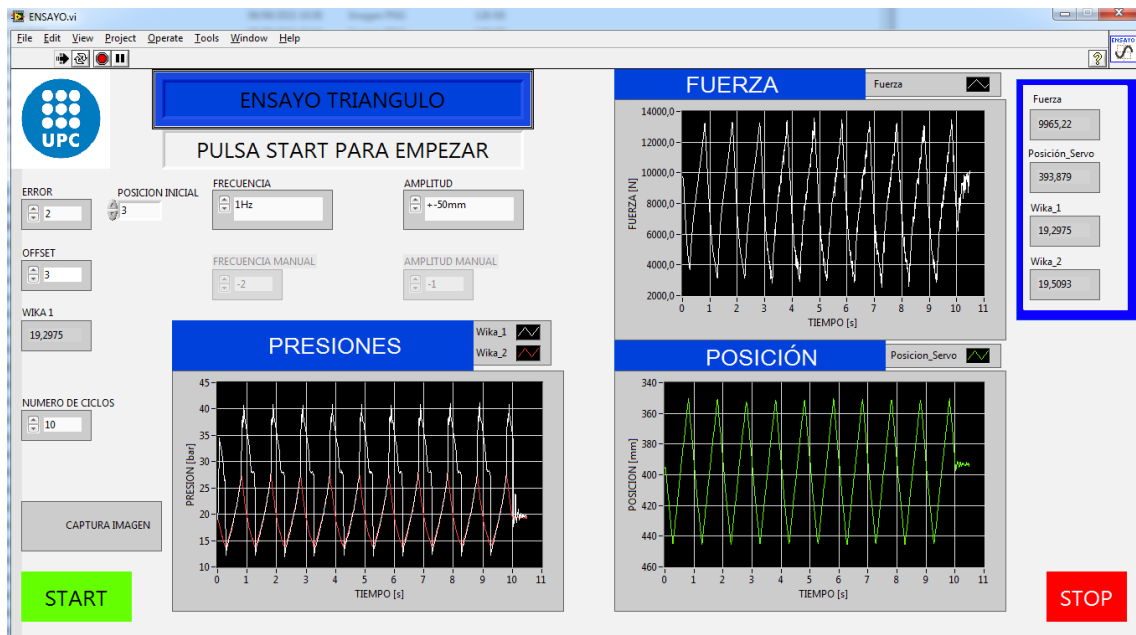


Figura 6.6: Imagen del software (LabVIEW), utilizado para la realización de los ensayos de 10 ciclos triangulares para una frecuencia de 1 Hz, a una velocidad de compresión de 186.858 mm/s y carrera de 50 mm.

Como datos relevantes del estudio del CSA de cuatro cámaras, hay de decir que el volumen de la cámara fija (VM1), es de 181.3 cm³ y el volumen de la cámara variable (VM2), es de 1439.43 cm³, en las condiciones de carga. La carrera máxima es de 39.898 cm aproximadamente y por seguridad y para no realizar ensayos en los límites del CSA se ha decidido realizar los experimentos en compresión a 180 mm de carrera y en extensión a 240 mm de carrera igual que en la composición de suspensión en 2 cámaras, indicado anteriormente en la Tabla 6.1 y Tabla 6.2. Para los experimentos de ciclo triangular el rango de carrera ha oscilado entre 63 mm y 200 mm, introducido antes mediante la Tabla 6.3 y Tabla 6.4.

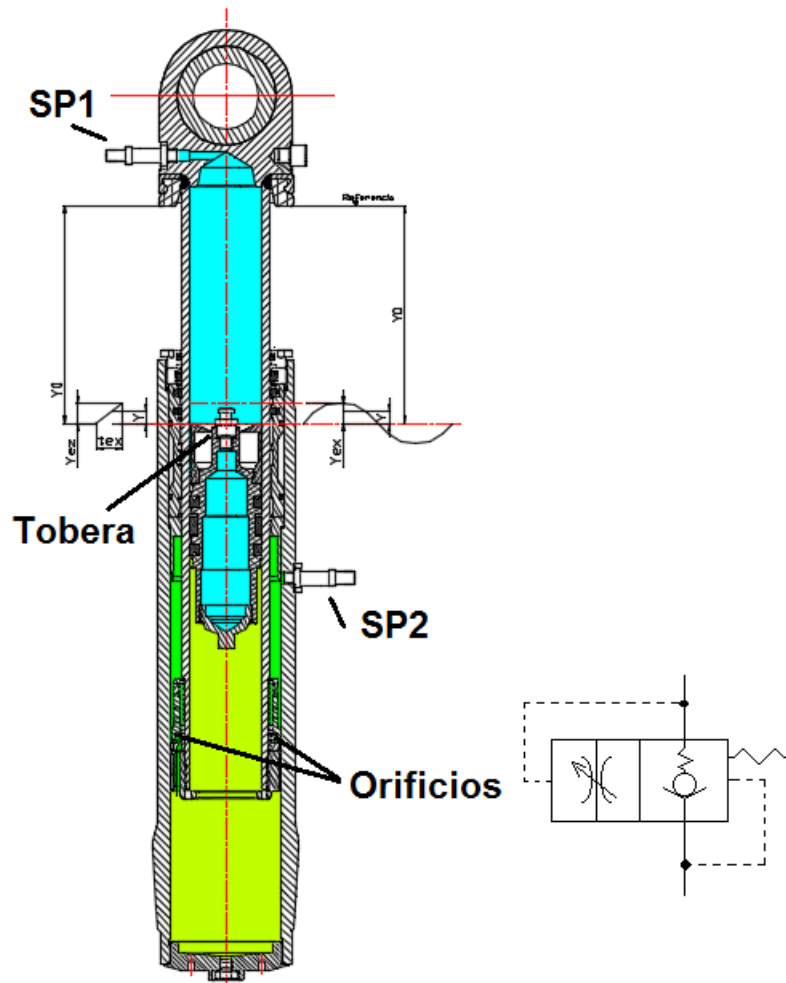


Figura 6.7: Esquema del Cilindro de Suspensión Amortiguada preparado para los ensayos de 4 cámaras.

Una vez conocido el banco experimental diseñado y construido especialmente para este trabajo, explicados sus componentes y las características y protocolo de experimentación, es momento de centrarnos en el banco de experimentación diseñado también para evaluar la caída de presión en los conductos que unen las cámaras de aceite. Esta manera de proceder permitirá ir obteniendo una información que más adelante será utilizada cuando se trabaje modelo completo.

6.2.2. Banco de ensayos experimental para evaluar de forma aislada el elemento amortiguador del CSA.

El circuito de ensayo experimental del amortiguador es un montaje destinado a ensayar la componente puramente amortiguadora del cilindro de suspensión, de

manera aislada. De este modo se puede estudiar la influencia directa del paso del aceite a través de los orificios y válvulas del amortiguador. En otras palabras, permite obtener la caída de presión que se produce en el amortiguador en función del caudal que fluye a través suyo en régimen permanente.

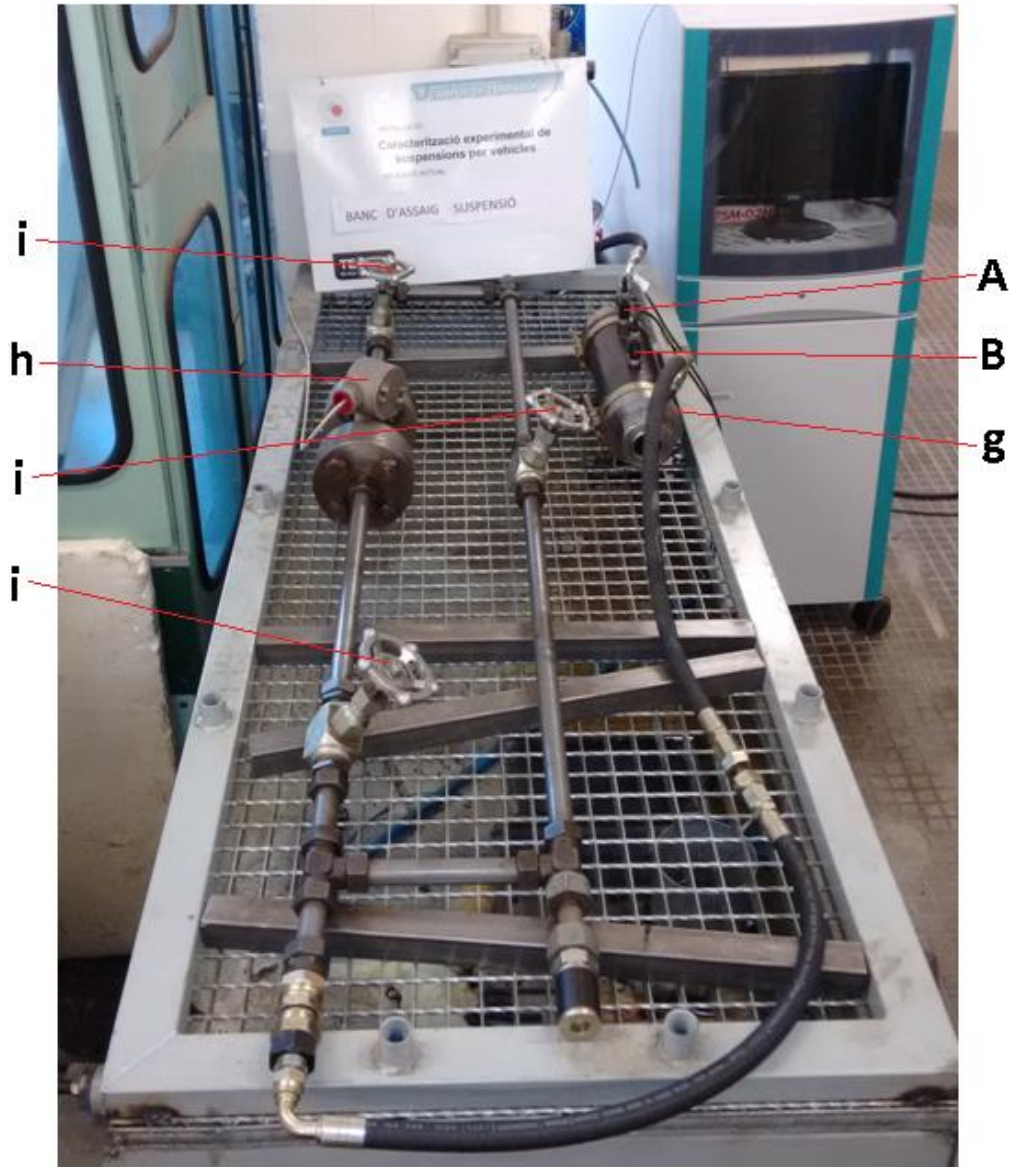


Figura 6.8: Fotografía del circuito de ensayo del amortiguador aislado.

Circuito hidráulico

El circuito de ensayo del amortiguador, ver Figura 6.9, llamado precisamente así porque es básicamente un circuito hidráulico, con los siguientes componentes:

- a) Filtro de impulsión
- b) Bomba Roquet de 66 L/min
- c) Motor trifásico de 22 kW
- d) Válvula limitadora de presión

- e) Válvula de seguridad
- f) Válvula direccional 2 posiciones 4 vías
- g) Encapsulado del amortiguador de la suspensión (orificios y válvula)
- h) Caudalímetro LFA-303
- i) Válvulas de paso

El fluido en circulación es aceite especial para suspensiones H-32, del mismo tipo que el de llenado del cilindro de suspensión-amortiguación.

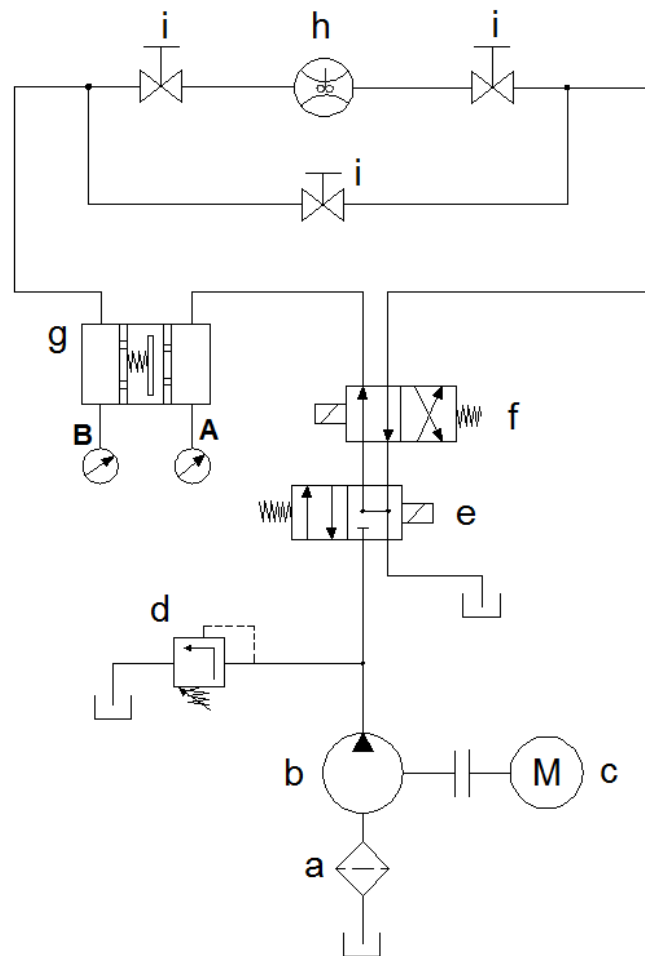


Figura 6.9: Esquema hidráulico del circuito de simulación del amortiguador.

El funcionamiento es simple, se hace circular por el circuito un cierto caudal conocido por la lectura del caudalímetro. Con sensores de presión colocados a banda y banda del encapsulado del amortiguador se mide la caída de presión. Para hacer circular un caudal diferente se varía el tarado de la válvula limitadora, o abriendo progresivamente la llave de paso en paralelo.

Para conocer la caída de presión en un sentido y en el otro, el encapsulado se puede voltear y cambiar de sentido, pues el amortiguador es asimétrico y la pérdida de carga será distinta para cada sentido.

Electrónica de control del banco de ensayos para el amortiguador aislado

El sistema electrónico, ver Figura 6.10, del circuito de simulación se encarga de medir el caudal real que circula, así como de medir la presión estática un punto antes (A) y un punto después (B) del elemento amortiguador. El objetivo es conocer empíricamente la pérdida de carga en función del caudal circulante. No existe señal de consigna alguna ni bucle de realimentación, pues todas las señales serán de entrada o lectura. La adquisición se lleva a cabo con los siguientes componentes:

- a) Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343.
- b) Caudalímetro.
- c) Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: punto A.
- d) Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: punto B.
- e) Etapa de acondicionamiento y filtrado de los sensores de presión.
- f) Fuente de alimentación a 12 VDC.

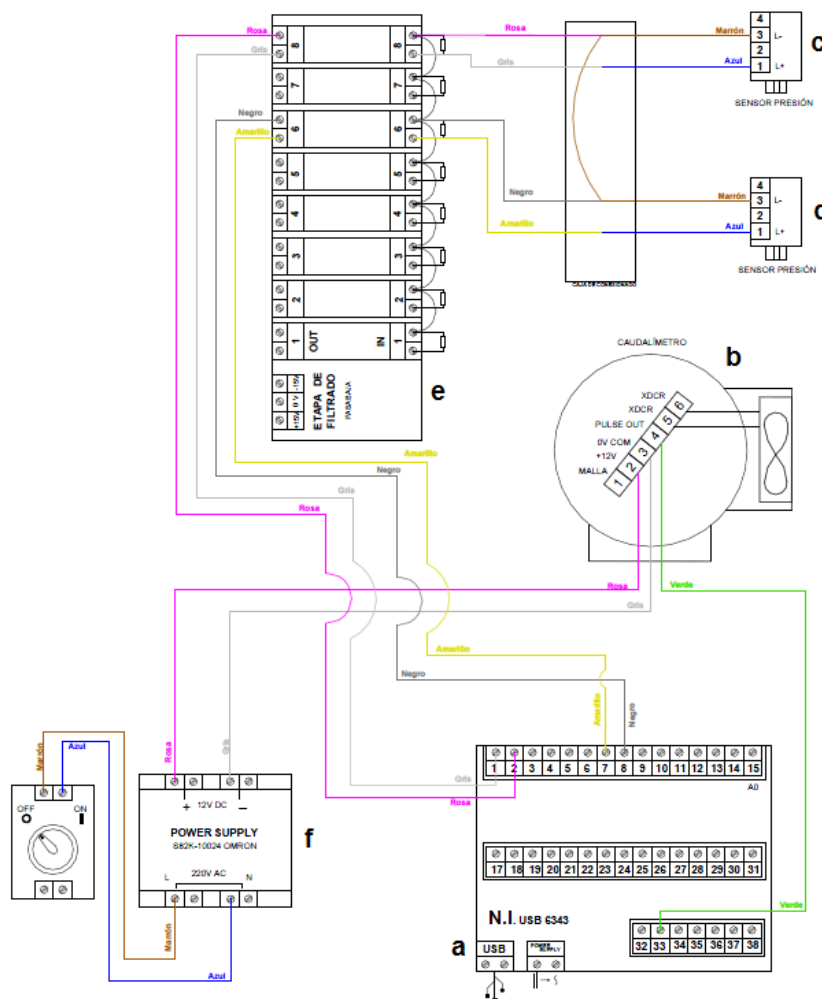


Figura 6.10: Esquema del sistema electrónico del circuito de simulación.

(a) Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343

La tarjeta de adquisición de datos es el mismo modelo y sigue el mismo funcionamiento que en el equipamiento de la bancada de ensayo del cilindro de suspensión-amortiguación.

El esquema de conexionado se encuentra en el anexo 9.4.1.

La tarjeta de adquisición para el circuito de simulación del amortiguador se encuentra en el armario donde se sitúa el ordenador.

(b) Caudalímetro LFA-303ELXD

El caudalímetro que se usa en este circuito es de tipo turbina, ver Figura 6.11. Esta turbina (1) tiene su eje longitudinal normal a una sección calibrada (2) de modo que gira a una cierta velocidad angular para un caudal determinado. Con un transductor magnético se genera un pulso eléctrico para cada vuelta que gira la turbina. De ese modo, se establece una señal de salida digital con una serie de pulsos a una frecuencia determinada, Figura 6.10.

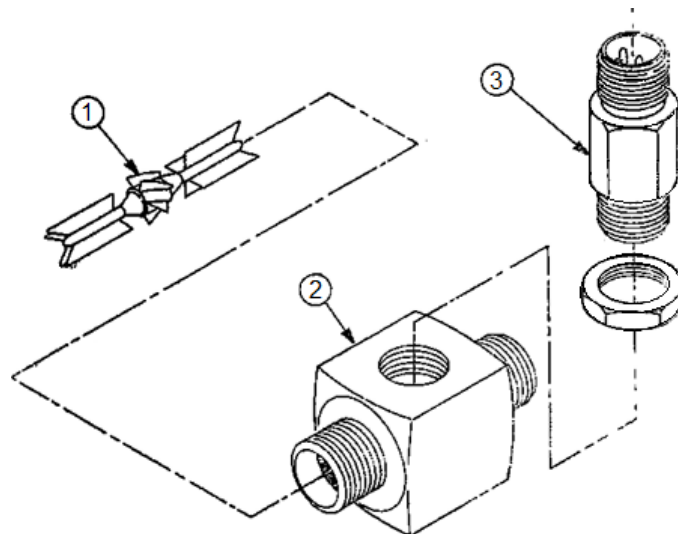


Figura 6.11: Componentes internos del caudalímetro.

La señal que genera la turbina es muy débil, por ello viene acompañada de un amplificador con las características siguientes:

- Input (señal procedente de la turbina):
 - Rango de frecuencia: hasta 10 kHz
 - Impedancia: mayor de 5 k Ω
 - Sensibilidad: 20 mVp-p a 5 VDC de alimentación

- Output (señal de salida hacia la DAQ):
 - Impedancia 2.2 kΩ
 - Niveles Pulsos de salida de 0-5 V
- Alimentación 5 – 32 VDC / menos de 30 mA
- Temperatura de trabajo - 40°C a 85°C

Se puede ver la situación del caudalímetro más el amplificador en la Figura 6.10, en la letra “b”.

El cableado de conexiones se puede consultar en el anexo 9.4.2.

(c) y (d) Transductores de presión WIKA MH-2 10 MPa

Los transductores de presión pertenecen al mismo modelo que los utilizados en el banco de ensayo del cilindro amortiguador.

En este caso, se sitúan uno en el punto de medida (A), en la entrada al encapsulado del amortiguador, y el otro en el punto de medida (B), en la salida del encapsulado del amortiguador, Figura 6.10. La diferencia de los valores obtenidos para cada sensor se corresponde con la caída de presión ocasionada por el amortiguador.

(e) Etapa de acondicionamiento y filtrado de los sensores de presión

El sistema de filtrado pasabaja de la señal de las presiones es del mismo tipo que se utiliza en el banco de ensayos del cilindro de suspensión.

Se usan los canales 6 y 8 de la etapa de filtros. En el canal 6 se filtra el transductor de presión del punto B y el color de los cables a la salida del filtro son los mismos que en la entrada.

En el canal 8 se filtra el transductor de presión del punto A, y el color de los cables a la salida del filtro son los mismos que en la entrada, tal y como se muestra en el anexo 9.4.3.

Los valores de muestreo registrados para el ensayo del amortiguador se encuentran en el anexo 9.7. De estos, se han generado dos regresiones, una para el sentido correspondiente al de compresión y otro para el de extensión.

La temperatura de ensayo es de 20°C y el aceite usado es el mismo (H-32) que usan los cilindros de suspensión.

La regresión es la siguiente [$\Delta P \rightarrow \text{bar}$, $Q \rightarrow \text{cm}^3/\text{s}$]:

- Compresión:

$$\Delta P = 2.021 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 1.052 \rightarrow R^2 = 0.9897 \tag{6.1}$$

- Extensión:

$$\Delta P = 1.125 \cdot 10^{-4} \cdot Q^{1.792} \rightarrow R^2 = 0.9922 \tag{6.2}$$

Si se multiplica la caída de presión por la sección efectiva del amortiguador (SAM), y transformando el caudal en velocidades se puede generar la Figura 6.12. En ella se muestra la curva de la Fuerza versus la Velocidad para los ensayos realizados, En el anexo 9.7, están los datos experimentales utilizados en esta figura.

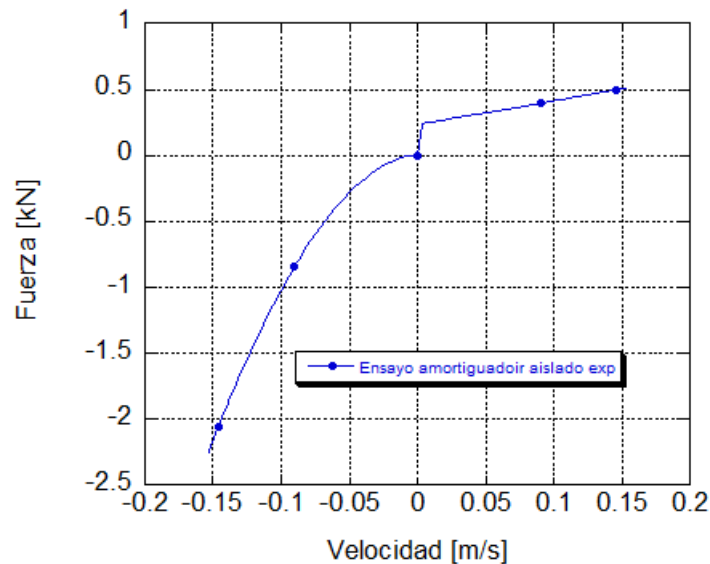


Figura 6.12: Curva de fuerza vs velocidad, para el ensayo realizado en el amortiguador aislado.

Se puede observar claramente el comportamiento asimétrico del amortiguador. La extensión es mucho más agresiva que la compresión debido a la válvula de muelles de anillo. Este comportamiento es deseado para los vehículos pesados de alta carga que circulan por terrenos no asfaltados, pues permite un buen control del rebote y una baja transmisibilidad de los sobresaltos al chasis.

Una vez expuesto los bancos de ensayos, que se utilizarán para los diferentes ensayos a realizar y explicado cómo se ubica el cilindro en el montaje experimental se procederá a definir el modelo matemático utilizado para evaluar los parámetros tecnológicos de estudio del CSA al completo.

6.3. Características funcionales del CSA.

A continuación, se procederá a describir los parámetros más importantes del CSA, en la que se sustentan las variables de cálculo de los modelos propuestos en los capítulos siguientes.

6.3.1. Cotas generales del CSA

A continuación, se vuelven a presentar las cotas más importantes del CSA enunciadas en el capítulo 5.3 dentro de la Tabla 5.5, donde, y que serán las mismas que para la composición de 2 cámaras. Son datos necesarios para realizar los cálculos teóricos propuestos en los modelos desarrollados en el presente trabajo.

Tabla 6.5: Cotas generales de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.

$d_{1i} =$	4 cm	‘Diámetro equivalente interior cámara 1’
$L_{1i} =$	14.4 cm	‘Longitud equivalente cámara 1’
$d_{1e} =$	5.5 cm	‘Diámetro exterior base de la cámara 1’
$d_{v,i} =$	6.5 cm	‘Diámetro interior del vástago de la suspensión cámara 2’
$d_{v,e} =$	8 cm	‘Diámetro exterior del vástago de la suspensión’
$D_{c,i} =$	10 cm	‘Diámetro interior de la camisa de la suspensión’
$D_{c,e} =$	13 cm	‘Diámetro exterior de la camisa de la suspensión’
$L_{ce} =$	39.98 cm	‘Longitud del vástago de la suspensión’

Como ya se comentó anteriormente, la Carrera máxima de la suspensión y la carrera máxima del embolo ya no son iguales, $Y_{max} \neq Y_{em,max}$. La carrera máxima del vástago es una de las dimensiones de fácil medición, definida como la distancia recorrida por el vástago desde la posición del CSA, completamente extendida y la completamente comprimida. Para el proceso experimental este valor es el obtenido de restar el valor máximo y el mínimo leído por el sensor de desplazamiento (LVDT).

Para los siguientes cálculos de desplazamiento del embolo este valor de tendrá que multiplicar por la ratio de secciones (S_{VE}/S_P), que tiene un valor de 1.5148.

6.3.2. Secciones de interés del CSA

Las secciones básicas de interés del CSA necesarias para realizar los cálculos teóricos propuestos en los modelos desarrollados serán las mismas que las propuestas en el capítulo 5.3. Se reescriben nuevamente por comodidad comentando que es conveniente definir las, puesto que aparecen en las ecuaciones propuestas e utilizadas en los siguientes apartados.

Tabla 6.6: Secciones básicas de la Suspensión Neumática en su composición de 2 cámaras.

S _C :	Sección anular transversal de la cámara de compresión (VM3).
S _E :	Sección anular transversal de la cámara de extensión (VM4).
S _P :	Sección transversal del pistón o sección interna del vástago (VM2).
S _{cil} :	Sección interna transversal del cilindro.
S _{Ve} :	Sección exterior del vástago de la suspensión cámara 2
S _{CAM} :	Sección exterior de la camisa de la suspensión.

Dadas por las siguientes expresiones:

$$S_C = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{1,e}^2) \tag{6.3}$$

$$S_E = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{V,e}^2) \tag{6.4}$$

$$S_P = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,i}^2 \tag{6.5}$$

$$S_{CIL} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,i}^2 \tag{6.6}$$

$$S_{Ve} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,e}^2 \tag{6.7}$$

$$S_{CAM} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,e}^2 \tag{6.8}$$

6.3.3. Áreas de Transferencia de Calor del CSA

Las áreas que intervienen en la transferencia de calor del CSA, se muestran en la Figura 6.13:

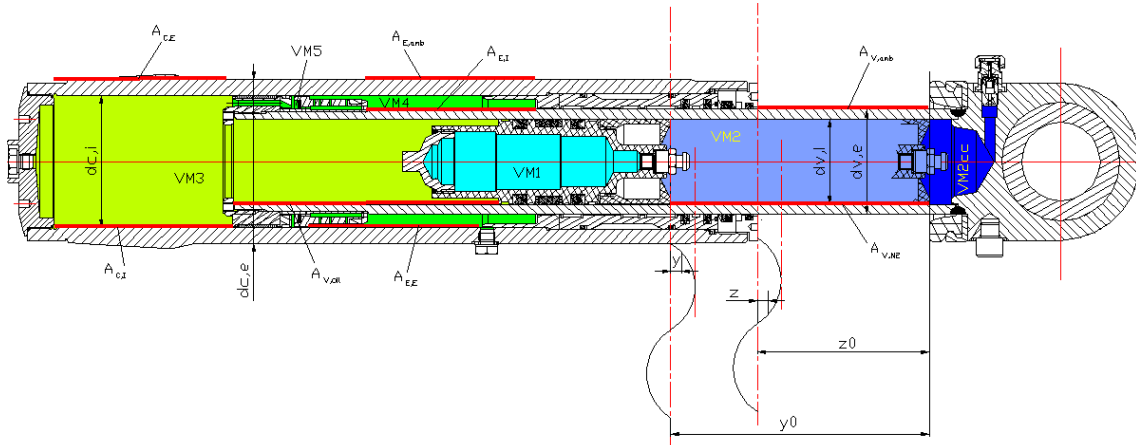


Figura 6.13: Áreas que intervienen en la transferencia de calor del CSA.

En las siguientes ecuaciones se definen las áreas que intervienen en la transferencia de calor en el modelo de 2 cámaras, ver ecuaciones (6.9) a (6.17) :

A_{tws} : Área de la tapa de acero superior

$$A_{tws} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{v,e}^2 \quad (6.9)$$

$A_{V,amb}$: Área del vástago expuesta al aire ambiental

$$A_{V,amb} = \pi \cdot d_{v,e} (z_0 - z) \quad (6.10)$$

$A_{V,oil}$: Área del vástago expuesta al aceite en la cámara 3

$$A_{V,oil} = \pi \cdot d_{v,i} (y_0 + y) \quad (6.11)$$

$A_{E,i}$: Área del vástago en la cámara de extensión expuesta al aceite

$$A_{E,i} = \pi \cdot d_{v,e} (z_0 + z) \quad (6.12)$$

$A_{E,E}$: Área de la camisa en la cámara de extensión expuesta al aceite

$$A_{E,E} = \pi \cdot d_{c,i} (z_0 + z) \quad (6.13)$$

$A_{E,amb}$: Área expuesta al ambiente de la cámara de extensión

$$A_{E,amb} = \pi \cdot d_{c,e} (z_0 + z) \quad (6.14)$$

$A_{C,i}$: Área de la camisa en la cámara de compresión expuesta al aceite

$$A_{C,I} = \pi \cdot d_{c,i} (z_0 - z) \quad (6.15)$$

$A_{C,E}$: Área de la camisa en la cámara de compresión expuesta al aire amb.

$$A_{C,E} = \pi \cdot d_{c,e} (z_0 - z) \quad (6.16)$$

$A_{V,N2}$: Área del vástago expuesta al N2

$$A_{V,N2} = \pi \cdot d_{v,i} (z_0 - z) + \pi \cdot d_{c,e} [(y_0 - y) - (z_0 - z)] \quad (6.17)$$

6.3.4. Cálculo del volumen genérico de las cámaras ante una excitación del CSA, desde una posición de reposo

En este apartado se vuelve a abordar uno de los puntos más importantes del trabajo realizado puesto que permitirá evaluar, de la forma más precisa posible, las características dinámicas del CSA. Este valor está íntimamente ligado al desplazamiento, parámetro 'y' de la Figura 6.2, utilizada otra vez a continuación para facilidad de uso, siendo uno de los valores principales que alimenta el modelo propuesto, para predecir las evoluciones de Presión, Fuerza, Temperaturas, etc.

Tal como se comentó, anteriormente, el volumen de la cámara 1 es invariante sea cual sea el tipo de excitación y composición del CSA.

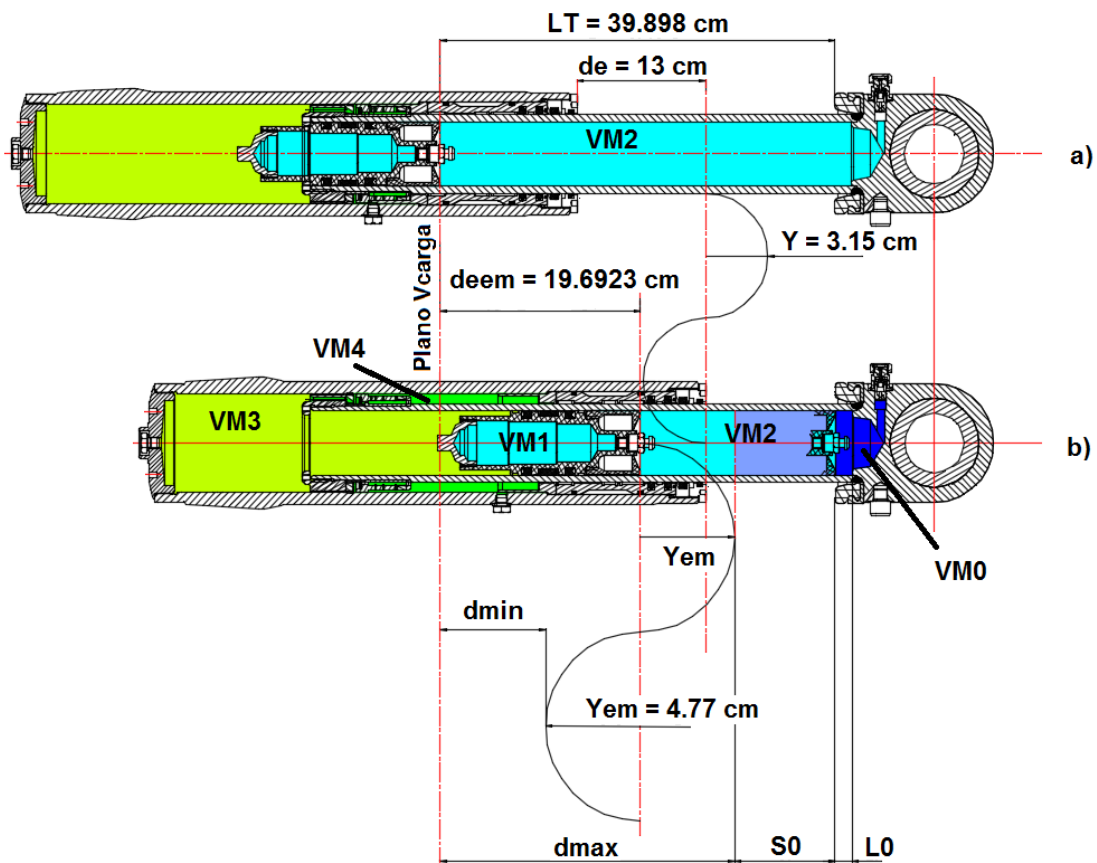


Figura 6.14: Esquema conceptual del CSA, composición 4 cámaras. a) Esquema conceptual del CSA en su posición de máxima extensión, b) Esquema conceptual del CSA en su posición de referencia o de inicio de ensayo cíclico a una amplitud de 3.15 cm.

Volumen de la cámara 2

El volumen variable de la cámara 2, para una posición genérica ‘ y_{em} ’, del embolo flotante, será la suma de tres volúmenes diferenciados: Otra coordenada de referencia, tomada directamente del sensor de desplazamiento ubicado en el banco de ensayos (LVDT), es de 24.48 cm. A partir de este valor se recalculan todos los volúmenes.

- El primero, es el de la cámara 2 completamente comprimido, $VM2_{cc}$, calculado geométrica y analíticamente de las siguientes maneras, ver ecuación (6.18) y (6.19):

$$VM2_{cc} = VM0 + S_p \cdot (L_0 + S_0) \tag{6.18}$$

Siendo $VM0 = 47.0748 \text{ cm}^3$ y $L_0 = 0.2089 \text{ cm}$.

Otra manera de calcular el $VM2_{cc}$, si se parte desde $VM2_{ce}$ será:

$$VM2_{cc} = VM0 + S_p \cdot (L_0 + L_T) - S_p \cdot d_{max} \tag{6.19}$$

- El segundo, es el volumen desplazado ‘ de_{em} ’, realizado por el émbolo móvil hasta alcanzar la posición de reposo o de referencia, $VM2_0$, ver ecuación (6.20). Si se viene del $VM2_{ce}$ será

$$VM2_0 = S_p \cdot de_{em} \tag{6.20}$$

Siendo “ de_{em} ”, la posición final del embolo flotante en la posición de reposo desde una de las referencias del CSA cuando está totalmente extendido y referenciado en este caso para ensayos triangulares. Este mismo parámetro se ha evaluado desde la posición de totalmente comprimido. El parámetro “ y_{em} ”, es el desplazamiento inducido por la excitación del vástago del CSA. Cuando este valor es positivo el volumen disminuye, y cuando es negativo promueve el aumento del volumen cuando se realizan los movimientos de excitación cíclica o en rampas, ver Figura 6.14. Este hecho es así debido a como está ubicado el sensor de desplazamiento en el banco experimental.

- El tercer volumen, VMZ , será el referido al volumen desplazado por del embolo móvil en su movimiento inducido por la excitación del vástago, y_{em} (sinusoidal, triangular, rampa, etc), ver ecuación (6.21) y Figura 6.14.

$$VMZ = S_p \cdot y_{em} \tag{6.21}$$

Por lo que la ecuación final que rige la variación de volumen en la cámara 2, $VM2$, quedará definida de la siguiente manera, ver ecuación (6.22):

$$VM2 = VM2_{cc} + VM2_0 \pm VMZ \tag{6.22}$$

Reescribiendo la ecuación (6.22) obtendremos la ecuación (6.23), ecuación que regirá la evolución del volumen 2 en el modelo matemático:

$$VM2 = VM0 + S_p \cdot L_0 + S_p \cdot de_{em} \pm S_p \cdot y_{em} \tag{6.23}$$

Este mismo volumen se puede reformular desde la otra referencia quedando como se aprecia en la ecuación (6.24).

$$VM2 = VM_{Carga} - VM1 + S_p \cdot de_{em} \pm S_p \cdot y_{em} \tag{6.24}$$

Siendo el volumen de carga igual a 1620.73 cm³

Volumen de la cámara 4

Conocido el volumen total de aceite introducido en el CSA, $V_{t,OIL}$ es de 2070 cm³, dato extraído de las condiciones iniciales de los ensayos, se puede evaluar el volumen de la cámara de extensión, VM4, a partir de una posición genérica registrada por la LDT ‘y₀’ y con la propia excitación del pistón ‘y’.

Si, por ejemplo, se parte desde la posición del CSA, completamente extendido, el volumen de la cámara 4 será 0. A partir de este instante toda variación del pistón se traducirá en un aumento del volumen en la cámara 4 a razón de:

$$VM4 = V_{4,0} + S_E \cdot y = S_E (y_0 \pm y) \tag{6.25}$$

Siempre dependiendo de cómo se realice el movimiento de excitación

Volumen de la cámara 3

Una vez conocido el volumen de aceite que hay en la cámara de extensión es muy fácil conocer el volumen de la cámara de compresión, que se obtendrá a partir de la ecuación (6.26).

$$VM3 = V_{t,OIL} - VM4 = V_{t,OIL} - S_E (y_0 \pm y) \tag{6.26}$$

Obsérvese que todo es conocido excepto “y₀“, que vendrá condicionado por la posición inicial de ensayo o de reposo e “y”, condicionado a la excitación.

En el caso de aceite incompresible queda perfectamente determinado “y₀” e “y”, dado por la ecuación (6.27), luego VM3 queda bien determinado. Por lo que, ante una excitación del CSA, por ejemplo, una excitación sinusoidal $y = y_{ex} \cdot \sin \omega_{ex} \cdot t$, el desplazamiento del embolo queda relacionado con la excitación y, según

$$y_{em} = \frac{d_{v,e}^2}{d_{v,i}^2} \cdot y \quad (6.27)$$

En el caso de aceite compresible, previamente se calculará la posición de reposo del embolo flotante y_0 , posteriormente por iteración se estimará la presión del gas que ha de ser idéntica tanto en la cámara 1 como en la 2, y a partir de los valores conocidos de m_{oil} , m_{gas} , la posición de reposo, supuesta en el inicio del ensayo una temperatura idéntica de todos los fluidos.

Para esta presión supuesta, seguidamente se calculará la presión del aceite en la cámara de compresión (presión gas menos presión debida a la fuerza de fricción del embolo móvil con la camisa).

Puesto que la válvula de aceite siempre tiene orificios de comunicación abiertos entre cámaras, la presión en la cámara de extensión será idéntica a la de compresión.

Cálculo de los volúmenes considerando compresibilidad del aceite

Si se deseara evaluar el aceite como compresible, para una posición “y”, se obtendría la presión y temperatura del gas (integrado o en su defecto estimándola). En estas condiciones, el aceite estaría sometido a la misma presión (si no se considera rozamiento), y a la temperatura que se haya obtenido por integración, de manera que en estas condiciones experimentaría una variación de volumen respecto a las condiciones de referencia.

Para evaluar dicha variación de volumen se utilizarían los coeficientes de dilatación térmica y de compresibilidad, de manera que se expresaría mediante la ecuación

$$d\rho = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T dp \quad (6.28)$$

Puesto que no se dispone de información exhaustiva de dichas derivadas parciales, se tomará la ecuación (6.30):

$$\alpha = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p; \quad \beta = \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T dp \quad (6.29)$$

O si se quiere (suponiendo que α y β son independientes de p y T , mediante la ecuación (6.31).

$$\rho_A = \rho_{A,0} (1 + \alpha \cdot T + \beta \cdot p) \tag{6.30}$$

La masa del aceite $m_A \equiv m_{oil}$, es un invariante

$$\rho_{A,0} = \frac{m_A}{V_{A,0}} \tag{6.31}$$

$$dp = -\beta \frac{dV}{V} \rightarrow p = -\beta V / V_0 \tag{6.32}$$

Siendo $\beta \approx 1.5 \div 2 \text{ GPa}$, deducido de la referencia [73]

6.3.5. Balance de Fuerzas del CSA a Compresión y a Extensión

Para evaluar el balance de fuerzas que sufre el CSA, tanto a compresión como a extensión, se han separado los diferentes componentes para facilitar su comprensión, ver Figura 6.15, el embolo móvil y Figura 6.16, el vástago fijo.

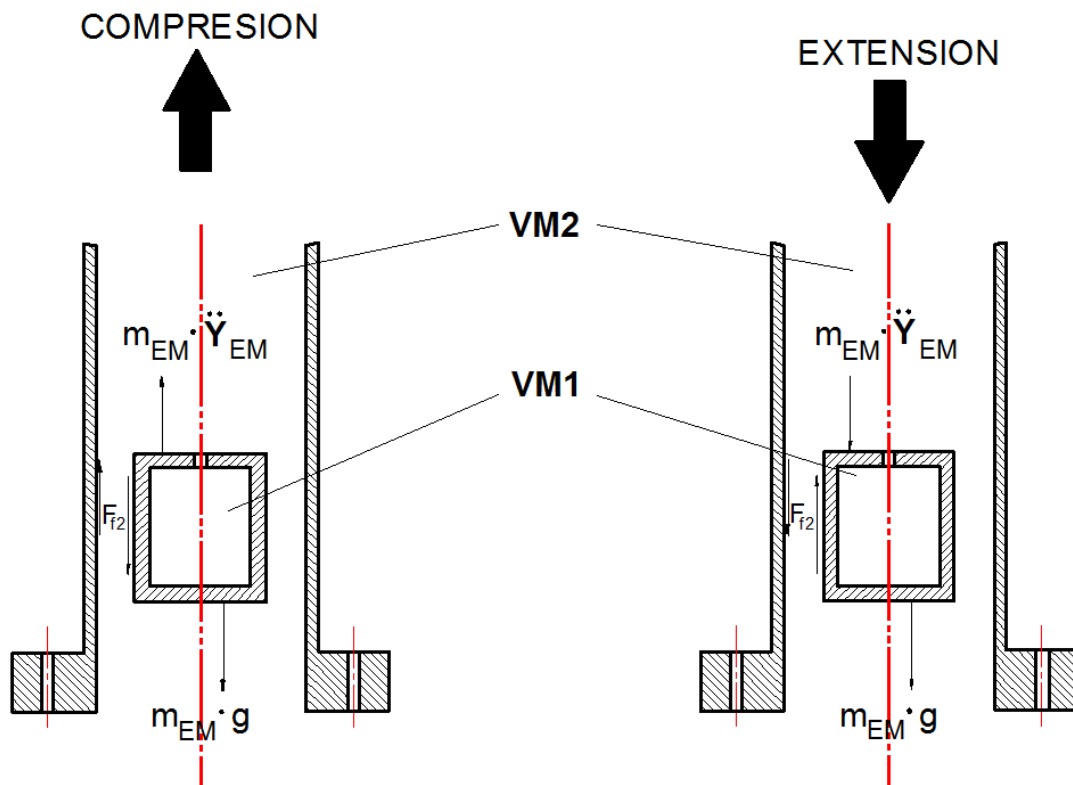


Figura 6.15: Balance de fuerzas del embolo móvil a compresión y extensión.

Fuerzas que actúan en el embolo móvil

Balance de fuerzas en el embolo a compresión

$$-F_{f2} - m_{EM} \cdot g = m_{EM} \cdot \ddot{Y}_{EM} \tag{6.33}$$

Balance de fuerzas en el embolo a extensión

$$-F_{f2} - m_{EM} \cdot g = m_{EM} \cdot \ddot{Y}_{EM} \tag{6.34}$$

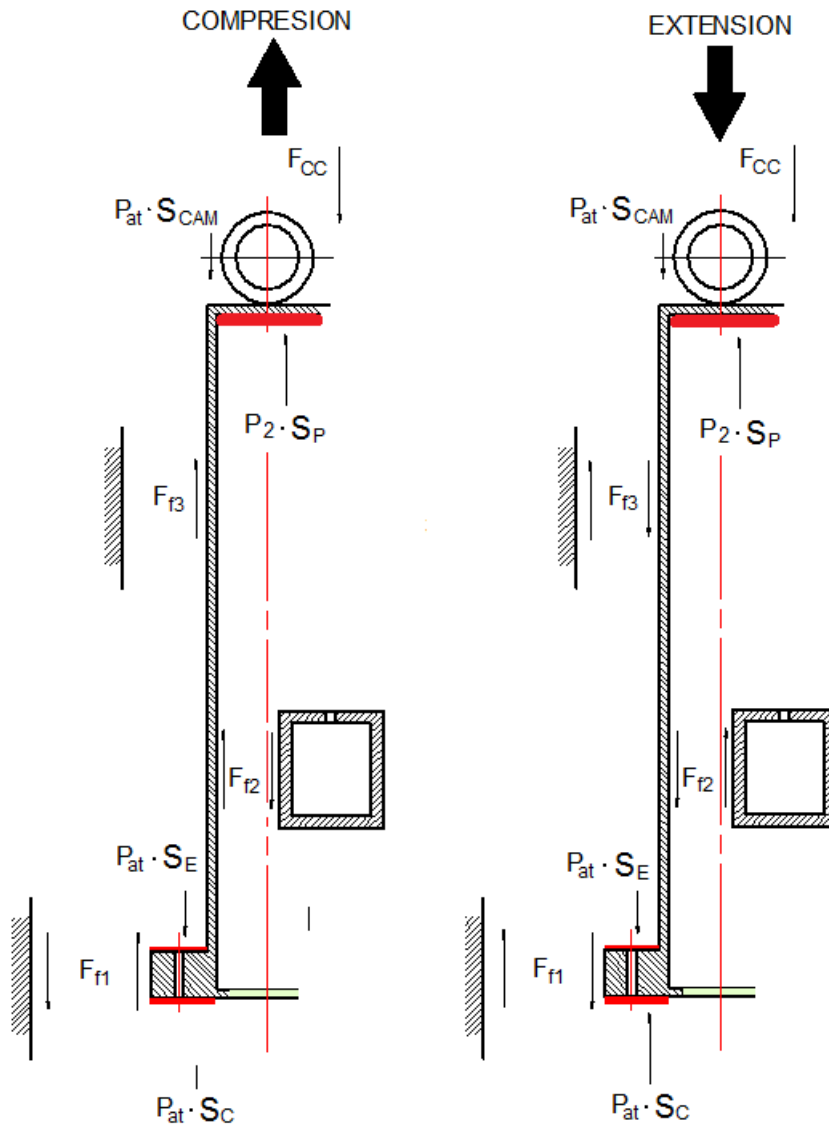


Figura 6.16: Balance de fuerzas del vástago fijo a compresión y a extensión.

Fuerzas que actúan sobre el vástago

Balance de fuerzas en el vástago fijo a Compresión

$$-F_{CC} - P_{at} \cdot S_{CAM} + F_{f1} + P_E \cdot S_E + F_{f3} - P_C \cdot S_C + P_2 \cdot S_P = 0 \tag{6.35}$$

Balance de fuerzas en el vástago fijo a Extensión

$$-F_{CC} - P_{at} \cdot S_{CAM} + F_{f1} + P_E \cdot S_E - F_{f3} - P_C \cdot S_C + P_2 \cdot S_P = 0 \quad (6.36)$$

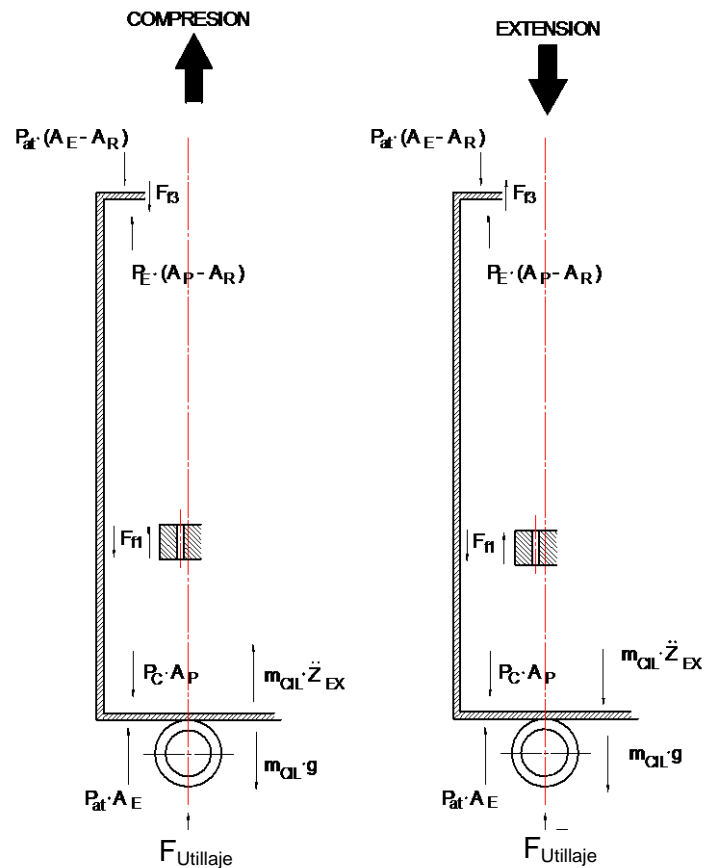
Fuerzas que actúan sobre la camisa

Figura 6.17: Balance de fuerzas de la camisa a compresión y a extensión.

Balance de fuerzas en la camisa a Compresión

$$\begin{aligned} -P_{at} \cdot (A_E - A_R) - F_{f1} + P_E \cdot (A_P - A_R) - F_{f3} \\ - P_C \cdot A_P + P_{at} \cdot A_E + F_{Utilejae} - m_{CIL} \cdot g + m_{CIL} \cdot \ddot{z}_{EX} = 0 \end{aligned} \quad (6.37)$$

Balance de fuerzas en la camisa a Extensión

$$\begin{aligned} -P_{at} \cdot (A_E - A_R) + F_{f1} + P_E \cdot (A_P - A_R) + F_{f3} \\ - P_C \cdot A_P + P_{at} \cdot A_E + F_{Utilejae} - m_{CIL} \cdot g - m_{CIL} \cdot \ddot{z}_{EX} = 0 \end{aligned} \quad (6.38)$$

Balance de fuerzas que solicitan la cámara auxiliar (VM1) de gas

Se considera despreciable la masa y la cantidad de movimiento del gas en el interior de la cámara auxiliar, al ser de mucho menor dicho valor que la masa de dicha cámara y de las fuerzas que la solicitan.

En la Figura 6.18, puede verse esquemáticamente la cámara auxiliar moviéndose por el interior del cilindro, así como las fuerzas que la solicitan. Aplicando la ley de Newton:

$$m_{em} \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = F_2 + F_f - F_3 \tag{6.39}$$

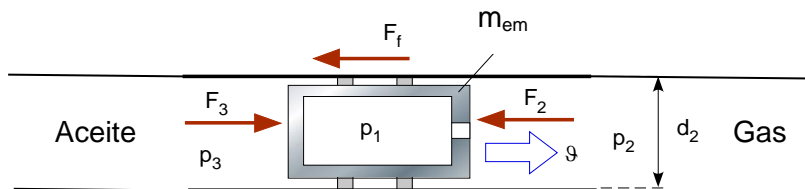


Figura 6.18: Balance de fuerzas que solicitan la cámara auxiliar de gas.

Expresando la fuerza de fricción, F_f , como suma de una fuerza de rozamiento F_r más otra fuerza de naturaleza viscosa F_μ , además las demás fuerzas en términos de presiones que actúan en cada una de las caras externas, ver ecuación (6.40) y teniendo en cuenta que:

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{1}{A_2} \frac{dV_2}{dt} \text{ Resulta:} \tag{6.40}$$

$$m_{ca} \cdot \frac{1}{A_2} \frac{dV_2}{dt} = A_2 (p_2 - p_1) + (F_r + F_\mu) \tag{6.41}$$

En el proceso iterativo cálculo del volumen de la cámara variable, VM2, se partirá del conocimiento de la temperatura del aceite en la cámara 3 y de la fuerza de fricción de la cámara auxiliar.

Rigidez del CSA

$$\Re = \frac{dF}{dz} = \frac{d}{dz} (p_3 \pi \cdot d_{C,i}^2 / 4) \tag{6.42}$$

En nuestro CSA, despreciando fuerzas de rozamiento, la fuerza será la debida a la presión en la cámara 3 de aceite, es decir:

$$F = p_3 \cdot \pi \cdot d_{C,i}^2 / 4 \quad (6.43)$$

6.3.6. Propiedades de los materiales y de los fluidos de CSA.

En lo concerniente a las propiedades de los materiales y fluidos del CSA, en esta sección se ampliarán los conceptos expuestos en el apartado 5.3.6 añadiendo la parte del aceite que ahora si tiene un peso importante para la comprensión de modelo final. En relación a los materiales y al gas utilizado para evaluar los parámetros tecnológicos del CSA serán los mismos que los explicados para la SN.

Propiedades del aceite

Ya se ha mencionado repetidamente el papel fundamental que juegan los aceites dentro del amortiguador, por lo que resulta evidente la importancia que tiene poder representar correctamente sus propiedades físicas en función de las condiciones de operación.

Viscosidad

Al estudiar los efectos de la presión, temperatura y del esfuerzo cortante sobre la viscosidad de un fluido, llegando a la conclusión de que ni el esfuerzo cortante ni la presión afectan significativamente al aceite debido al rango de funcionamiento al que se encuentra sometido, por lo que el único factor que se debe tener en cuenta a la hora de modelizar la viscosidad es la temperatura. La dependencia de la viscosidad con la temperatura se escribe como:

$$\mu_f = A e^{B/T} \quad (6.44)$$

Que es la ecuación que se utilizará en el modelo teórico una vez determinadas las constantes A y B .

Coficiente de compresibilidad

El coeficiente de compresibilidad o factor de compresibilidad isoterma es:

$$\beta = \frac{1}{\beta_f} \quad (6.45)$$

$$\beta_f = \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial \rho_f}{\partial p}$$

Siendo el coeficiente de dilatación volumétrico B_f , que por definición es la inversa del coeficiente de compresibilidad.

Debido a la falta de datos existente referente a los aceites utilizados en los amortiguadores, no se han encontrado las dependencias del coeficiente de compresibilidad con la presión o con la temperatura, motivo por el cual se considerará constante. En particular, el valor que se utilizará se ha deducido de la referencia [73]:

$$\beta_f = 1.5 \div 2 \cdot 10^{-9} [1/Pa]$$

Coeficiente de dilatación térmica

El coeficiente de dilatación térmica se define de forma similar al coeficiente de compresibilidad:

$$\varphi_f = -\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial \rho_f}{\partial T} \quad (6.46)$$

Por los mismos motivos que se han presentado referentes al factor de compresibilidad, el coeficiente de dilatación térmica se supondrá constante. En este caso, el valor que se utilizará en el modelo se ha obtenido de la referencia [73].

$$\varphi_f = 7,2 \cdot 10^{-4} [1/^\circ C] \quad (6.47)$$

Densidad

El hecho de que el fluido cambie su volumen (ya sea por una variación de la presión o de la temperatura), la caída de presión que tiene lugar en la válvula para un mismo caudal volumétrico cambia, viéndose afectada la fuerza de amortiguamiento.

Se requiere determinar el valor de la densidad para una temperatura y presión a partir del conocimiento de los efectos parciales que tienen lugar (dilatación térmica y compresibilidad mecánica).

La termodinámica dice que cualquier función de estado queda determinada si se fija el valor de dos funciones de estado independientes. La densidad, la presión y la temperatura son todas funciones de estado para cualquier sustancia, lo cual implica que, adoptando la presión y la temperatura como funciones independientes, la densidad tiene un único valor posible.

En apartados anteriores se han utilizado las variaciones parciales de la densidad en función de la presión y de la temperatura, lo cual permite plantear el sistema de ecuaciones en derivadas parciales que, una vez integrado, permitirá obtener la función de estado de la densidad.

La función densidad, bajo las hipótesis aceptadas anteriormente que consideran constantes al factor de compresibilidad isoterma y al coeficiente de dilatación térmica, debe cumplir el sistema de ecuaciones siguiente:

$$\begin{aligned}\rho_f &= \rho_f(p, T) \\ \frac{\partial \rho_f}{\partial p} &= \beta_f \rho_f \\ \frac{\partial \rho_f}{\partial T} &= -\varphi_f \rho_f\end{aligned}\tag{6.48}$$

Integrando la segunda ecuación del sistema respecto a la presión conduce a:

$$\int \frac{\partial \rho_f}{\rho_f} = \int \beta_f \partial p \Rightarrow \ln \rho_f = \beta_f p + G(T)\tag{6.49}$$

donde $G(T)$ es una función únicamente dependiente de la temperatura.

La derivada parcial respecto a la temperatura de la ecuación anterior deriva a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial(\ln \rho_f)}{\partial T} = \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial \rho_f}{\partial T} = \frac{\partial G(T)}{\partial T}\tag{6.50}$$

La ecuación obtenida junto con la tercera ecuación del sistema (6.48), permite deducir la función $G(T)$:

$$\frac{\partial G(T)}{\partial T} = -\varphi_f\tag{6.51}$$

Que integrando respecto a la temperatura:

$$\int \partial G(T) = -\int \varphi_f \partial T \Rightarrow G(T) = -\varphi_f T + C\tag{6.52}$$

La unificación de las ecuaciones (6.49) y (6.52) conduce a la función densidad deseada:

$$\ln \rho_f = \beta_f p - \varphi_f T + C\tag{6.53}$$

Si se conoce la densidad ρ_0 a una presión p_0 y una temperatura T_0 , la constante de integración se determina fácilmente:

$$\ln \rho_0 = \beta_f p_0 - \varphi_f T_0 + C \Rightarrow C = \ln \rho_0 - \beta_f p_0 + \varphi_f T_0\tag{6.54}$$

por lo que agrupando se obtiene:

$$\ln \frac{\rho_f}{\rho_0} = \beta_f (p - p_0) - \varphi_f (T - T_0) \tag{6.55}$$

Aplicando la función exponencial sobre la igualdad permitirá deducir la densidad en forma explícita:

$$\rho_f = \rho_0 e^{(\beta_f (p - p_0) - \varphi_f (T - T_0))} \tag{6.56}$$

Capacidad calorífica

Debido al fenómeno de transferencia de energía que tiene lugar en el amortiguador, el fluido cambia de temperatura, por lo que resulta necesario conocer la capacidad calorífica de dicho fluido.

No es común encontrar valores de capacidades caloríficas para los aceites de amortiguadores ni sus dependencias con la presión o el esfuerzo cortante, por lo que la solución a adoptar consiste en un ajuste lineal sobre una nube de valores que se han obtenido de C. Surace et al, [67], valores que provienen del ensayo de un aceite hidráulico de alto índice de viscosidad y que cumple la normativa militar americana MIL-M-5606 (aceite utilizado en los amortiguadores PENSKE), ensayo que fue realizado a presión constante, ver Tabla 6.7.

Tabla 6.7: Valores de la capacidad calorífica para un aceite que cumple la normativa MIL-M-5606.

$T(K)$	$c_{pf}(J/kgK)$	$T(K)$	$c_{pf}(J/kgK)$
-17.6	1674.8	38.0	1955.3
-1.0	1785.5	65.7	2089.0
15.7	1838.0	93.5	2219.0
26.8	1896.7		

El ajuste lineal que se obtiene por mínimos cuadrados es:

$$c_{pf} [J/kg \cdot K] = 4,91677 \cdot T [K] + 421,172 \rightarrow R^2 = 0.9971 \tag{6.57}$$

Conductividad térmica

Para la conductividad térmica ocurre algo similar que, con la capacidad calorífica, por lo que también se buscará una regresión lineal sobre unos valores conocidos para el mismo tipo de aceite.

Los datos obtenidos de C. Surace et al, [67], se muestran en la Tabla 6.8.

Tabla 6.8: Valores de la conductividad térmica para un aceite que bajo la normativa MIL-M-5606.

$T(K)$	$k_f(W/mK)$	$T(K)$	$k_f(W/mK)$
-17.6	0.135	38.0	0.119
-1.0	0.131	65.7	0.112
15.7	0.127	93.5	0.104
26.8	0.123		

La regresión da la ecuación siguiente:

$$k_f [W/K \cdot m] = -2,83 \cdot 10^{-4} \cdot T [K] + 0,20778 \rightarrow R^2 = 0.9975 \quad (6.58)$$

A modo de comentario se dirá que, aunque se han cogido unos valores para un aceite concreto, se dispone de documentación técnica para diversos aceites (térmicol 200 y thermalol 360 entre otros) que muestran que el rango de valores adoptado es fiable y que se puede extrapolar el ajuste hasta los 500 K sin cometer excesivo error debido a la linealidad que siguen ambas propiedades con la temperatura.

Presión de vapor. La presión de vapor se utilizará para determinar el momento en que aparece cavitación dentro del amortiguador.

La experiencia demuestra que ésta depende básicamente de la temperatura a la que se encuentra sometido el aceite. Desafortunadamente, la falta de información técnica obliga a trabajar con la hipótesis que la presión de vapor se mantiene constante en todo el rango de temperaturas.

En aceites de amortiguadores, la presión de vapor suele estar en torno a unos pocos Pascales. En particular se considerará que la presión de vapor es:

$$p_{vf} = 15Pa \quad (6.59)$$

6.4. Ecuaciones matemáticas y proceso analítico seguido para determinar las variables físicas del CSA.

Dado el desplazamiento del vástago, se calculará primero el desplazamiento del embolo de gas, teniendo en cuenta las expansiones de las cámaras de trabajo y el aceite en ellas contenidas según el modelo considerado. Seguidamente se calcularán las presiones y temperaturas reinantes en las cámaras de gas y finalmente las presiones en las cámaras de aceite.

6.4.1. Modelo suspensión completa (aceite incompresible, nitrógeno gas ideal)

En este apartado se expresarán las ecuaciones diferenciales ordinarias que gobiernan los procesos que tienen lugar en un CSA como el representado en la Figura 6.19, que pueden ser obtenidas aplicando las correspondientes ecuaciones de conservación de la energía, continuidad, ley de los gases entre otras. En el apartado 5.4 ya se trabajó la modelización de la parte relacionada con el Gas, cámara 1 y cámara 2 de la Figura 6.19. En este sentido, el modelo propuesto las seguirá siendo el mismo que el presentado anteriormente con la única variante del trabajo realizado en el apartado anterior donde se realizaba la evaluación del nuevo volumen de control de la cámara variable a partir de la consigna de desplazamiento introducida en el sistema

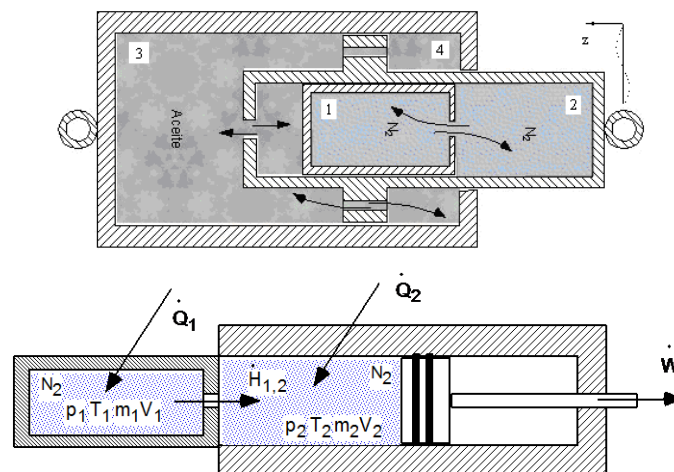


Figura 6.19: Definición de las variables termodinámicas.

Continuidad en las cámaras de aceite 4 y 3.

Según lo expuesto por Carreras y Comas en [54], el volumen específico de un fluido por ejemplo el aceite de la suspensión es función de la temperatura y de la presión $v = v(T, p)$ en consecuencia su variación vendrá dada por la ecuación (6.60):

$$dv = \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T dp \quad (6.60)$$

Las derivadas parciales están relacionadas con el coeficiente de dilatación térmica α , y el coeficiente de dilatación volumétrico isotérmico β_f , ambas funciones de la temperatura y de la presión y definidas mediante las ecuaciones (6.61) y (6.62):

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \rho \left(\frac{\partial 1/\rho}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (6.61)$$

$$\beta_f = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = -\rho \left(\frac{\partial 1/\rho}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \quad (6.62)$$

Sustituyendo las definiciones en la ecuación (6.60)

$$dv = \alpha \cdot v \cdot dT - \beta_f \cdot v \cdot dp \quad (6.63)$$

La variación de volumen en una cámara, se podrá expresar mediante:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt}(m \cdot v) = m \frac{dv}{dt} + v \frac{dm}{dt} \quad (6.64)$$

Sustituyendo la ecuación (6.64) en la ecuación (6.60), se obtiene:

$$\frac{dV}{dt} = m \left[\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dt} \right] + v \frac{dm}{dt} \quad (6.65)$$

O si se quiere en términos de α y β , sustitúyase la ecuación (6.61) y (6.62): en la ecuación (6.65), se obtienen las siguientes expresiones, ecuación (6.66) y ecuación (6.67).

$$\frac{dV}{dt} = m \left[\alpha \cdot v \frac{dT}{dt} - \beta_f \cdot v \frac{dp}{dt} \right] + v \frac{dm}{dt} \quad (6.66)$$

$$\frac{dV}{dt} = \left[\alpha \cdot V \frac{dT}{dt} - \beta_f \cdot V \frac{dp}{dt} \right] + \frac{V}{m} \frac{dm}{dt} \quad (6.67)$$

El término del lado derecho de la ecuación (6.67), expresa la variación total del volumen de control sea por la dilatación mecánica de las paredes (dV_{∂}/dt , que se supondrá despreciable) o la debida al desplazamiento del émbolo A· \mathcal{Q} , es decir:

$$\dot{V}_D = \frac{dV}{dt} \equiv \frac{dV_D}{dt} = A \cdot \vartheta + \frac{dV_\delta}{dt} \quad (6.68)$$

donde A es el área del embolo, desplazándose con una velocidad ϑ .

El primer término entre corchetes representa del segundo miembro de la ecuación (6.67), representa el aumento del volumen experimentado por el aceite debido a un aumento de temperatura manteniendo la presión constante:

$$\frac{dV_{A,p}}{dt} = \alpha \cdot V \frac{dT}{dt} \quad (6.69)$$

Mientras que el segundo término entre corchetes de la ecuación (6.67), representa la disminución de volumen experimentado por un aumento de presión manteniendo la temperatura constante:

$$\frac{dV_{A,T}}{dt} = -\beta \cdot V \frac{dp}{dt} \quad (6.70)$$

Siendo β en [GPa] el módulo de compresibilidad

El último término del segundo miembro de la ecuación (6.67), expresa la variación de volumen como consecuencia de la entrada/salida de masa del sistema:

$$\frac{dV_v}{dt} \equiv \frac{V}{m} \frac{dm}{dt} = \frac{1}{\rho} (C_{D,v} \cdot A_v \sqrt{2\rho \cdot \Delta p}) = C_{D,v} \cdot A_v \sqrt{2\rho \cdot \Delta p} / \rho \quad (6.71)$$

Al mismo resultado se hubiese llegado: Efectuando un balance de conservación de caudales en (m^3/s) en el supuesto de ausencia de rozamiento y que las paredes son indeformables, eso es el volumen geométrico permanece constante. Se tendrá que cumplir en cada cámara que el caudal desplazado Q_D , por el émbolo, en todo instante tiene que ser igual al caudal que sale por la válvula Q_V , más el caudal acumulado en la cámara Q_A . De manera que:

$$Q_D = Q_V + Q_A \quad (6.72)$$

$$\dot{V}_D = \dot{V}_V + \dot{V}_A \quad (6.73)$$

Como antes, el caudal desplazado del V.C. de la cámara vendrá dada por dos contribuciones, una la debida al movimiento del émbolo y otra debida a la dilatación de las paredes desplazado (más dilatación del cilindro despreciable por el momento dV_δ/dt)

$$Q_D = A_D \cdot \vartheta_D + \frac{dV_\delta}{dt} \approx A_D \cdot \frac{dz}{dt} \quad (6.74)$$

El caudal que sale por un (o varios) orificio queda determinado suponiendo flujo isentrópico, mediante:

$$\dot{V}_V \equiv Q_V = C_{D,V} \cdot A_V \sqrt{2\Delta p / \rho} \tag{6.75}$$

o si se quiere

$$\dot{m}_V = \rho \cdot Q_V = C_{D,V} \cdot A_V \sqrt{2\Delta p} \tag{6.76}$$

El caudal acumulado por presurización del fluido (el volumen decrece con la presión) queda establecido por:

$$Q_{A,p} = -\frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \tag{6.77}$$

$$Q_{A,p} = -\frac{V}{\kappa_{Shapiro}} \frac{dp}{dt}$$

$$Q_{A,p} = -\beta_f \cdot V \frac{dp}{dt}$$

El caudal acumulado por calentamiento del fluido (el volumen aumenta con la temperatura) queda análogamente establecido por la ecuación (6.78)

$$Q_{A,T} = \alpha \cdot V \frac{dT}{dt} \tag{6.78}$$

La ecuación de continuidad establece que en volumen de control se deberá cumplir en cualquier instante, es por ese motivo que:

Por la definición utilizada $L2 = x + L1 + \text{espesores pared} + y \Rightarrow dx = -dy$

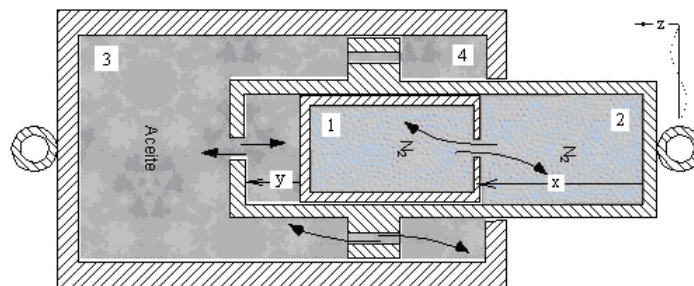


Figura 6.20: Imagen esquemática del CSA para Definir de las variables termodinámicas.

Dadas por las siguientes expresiones:

$$S_C = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{1,e}^2) \quad (6.79)$$

$$S_E = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{C,i}^2 - d_{V,e}^2) \quad (6.80)$$

$$S_P = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,i}^2 \quad (6.81)$$

$$S_{CIL} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,i}^2 \quad (6.82)$$

$$S_{Ve} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{V,e}^2 \quad (6.83)$$

$$S_{CAM} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{C,e}^2 \quad (6.84)$$

Embolo en Extensión. Continuidad cámara 4

$$S_C \frac{dz}{dt} = -\frac{VM_4}{\kappa_4} \frac{dp_4}{dt} + \frac{VM_4}{\alpha_4} \frac{dT_4}{dt} - (C_D \cdot A_V)_1 \sqrt{2(p_4 - p_3) / \rho_4} \quad (6.85)$$

Embolo en Extensión. Continuidad en la cámara 3

$$S_{CIL} \frac{dy}{dt} + S_P \frac{dz}{dt} = -\frac{VM_3}{\kappa_3} \frac{dp_3}{dt} + \frac{VM_3}{\alpha_3} \frac{dT_3}{dt} + (C_D \cdot A_V)_1 \sqrt{2(p_4 - p_3) / \rho_4} \quad (6.86)$$

Ecuación movimiento embolo flotante (1). El balance de fuerzas nos permite expresar;

$$(p_3 - p_2) \cdot A_f \pm F_f = -m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = m_1 \cdot \frac{d g_x}{dt} \quad (6.87)$$

$$g_x = \frac{dx}{dt} \quad (6.88)$$

Sujeto a las condiciones de contorno $x(t_0) = x_0$ y $g_x(t_0) = g_{x,0}$.

En el supuesto de tratar el aceite como incompresible $c \equiv c_p = c_v$; $u(T)$, $h = u + p \cdot v$

$\rho_3 = \rho_4 = \rho = \text{CTE}$

$$\frac{dV_3}{dt} = A_3 \frac{dz}{dt} \quad (6.89)$$

$$\frac{dm_3}{dt} = -\frac{dm_4}{dt} \quad (6.90)$$

$$\frac{dU_3}{dt} = \frac{dQ_3}{dt} - \frac{dW_3}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} + \sum h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (6.91)$$

Continuidad en la cámara 4 En el supuesto que el aceite sea incompresible

$$\frac{dV_4}{dt} = A_v \frac{dz}{dt} \quad (6.92)$$

$$\frac{dU_4}{dt} = \frac{dQ_4}{dt} - \frac{dW_4}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} + \sum h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (6.93)$$

6.4.2. Caracterización del aceite: Procedimiento para abordar la ecuación de energía en la cámara de aceite y de ella despejar dT/dt

Si se considera conocida la capacidad calorífica a presión constante c_p , mediante ajuste en el rango de trabajo, el coeficiente de compresibilidad $\kappa \equiv \beta$ y el coeficiente de dilatación térmica α del aceite, también serán conocidos mediante ajustes empíricos.

Así mismo, se supondrá conocida la energía interna del aceite $u_0 = 0$ a $p_0 = 1$ bar y $T_0 = 24^\circ\text{C}$, con ello la $h_0 = u_0 + p_0 \cdot v_0 = p_0 \cdot v_0$.

Puesto que $h-h_0 = (u-u_0) + (p \cdot v - p_0 \cdot v_0)$ se puede determinar en cada instante el valor de h , del aceite.

$$\frac{du}{dt} = c_v \frac{dT}{dt} + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \frac{dv}{dt} \quad (6.94)$$

Estas ecuaciones están extraídas directamente de la referencia [53], Fundamentos de termodinámica.

$$\frac{dh}{dt} = \left[c_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] \frac{dp}{dt} \quad (6.95)$$

$$c_p - c_v = v \cdot T \frac{\alpha^2}{\beta_f} = v \cdot T \frac{\left[\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right]^2}{-\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T} \quad (6.96)$$

$$c_p - c_v = v \cdot T \frac{\alpha^2}{\beta} = v \cdot T \left[\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right]^2 / \left[-\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \right] \quad (6.97)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\frac{(\partial p / \partial T)_v}{(\partial p / \partial v)_T} \quad (6.98)$$

El primer principio aplicado a la cámara 3 y 4

$$\frac{dU_3}{dt} = \frac{dQ_3}{dt} - \frac{dW_3}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} + \sum h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (6.99)$$

$$\frac{dU_4}{dt} = \frac{dQ_4}{dt} - \frac{dW_4}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} + \sum h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (6.100)$$

Teniendo en cuenta que $U_i = m_i \cdot u_i$; $V_i = m_i \cdot v_i$, las anteriores ecuaciones se podrán expresar mediante:

$$\frac{d}{dt}(m_3 \cdot u_3) = \frac{dQ_3}{dt} - p \frac{d}{dt}(m_3 \cdot v_3) + h_4 \frac{dm_{43}}{dt} - h_3 \frac{dm_{34}}{dt} \quad (6.101)$$

$$\frac{d}{dt}(m_4 \cdot u_4) = \frac{dQ_4}{dt} - p \frac{d}{dt}(m_4 \cdot v_4) + h_3 \frac{dm_{34}}{dt} - h_4 \frac{dm_{43}}{dt} \quad (6.102)$$

Habida cuenta que ambas cámaras están conectadas entre sí por orificios, la masa que entra en una cámara proviene de la otra, entonces se tendrá:

$$\frac{dm_{34}}{dt} = -\frac{dm_{43}}{dt} \quad (6.103)$$

Desarrollando la ecuación de energía para la cámara 3, resulta en una de las siguientes ecuaciones según el valor de las presiones en ambas cámaras. Si $p_3 > p_4$, sale masa de 3 hacia 4, mientras que si $p_3 < p_4$ entra masa en 3 desde 4. De manera que podremos escribir:

$$(\dot{m}_3 \cdot u_3 + m_3 \cdot \dot{u}_3) = \dot{Q}_3 - p_3 \cdot (\dot{m}_3 \cdot v_3 + m_3 \cdot \dot{v}_3) - h_3 \cdot \dot{m}_3 \quad (6.104)$$

$$(\dot{m}_3 \cdot u_3 + m_3 \cdot \dot{u}_3) = \dot{Q}_3 - p_3 (\dot{m}_3 \cdot v_3 + m_3 \cdot \dot{v}_3) + h_4 \cdot \dot{m}_3 \quad (6.105)$$

De manera similar para la cámara 4

$$(\dot{m}_4 \cdot u_4 + m_4 \cdot \dot{u}_4) = \dot{Q}_4 - p_4 \cdot (\dot{m}_4 \cdot v_4 + m_4 \cdot \dot{v}_4) - h_4 \cdot \dot{m}_4 ; (\text{Si } p_4 > p_3) \quad (6.106)$$

$$(\dot{m}_4 \cdot u_4 + m_4 \cdot \dot{u}_4) = \dot{Q}_4 - p_4 (\dot{m}_4 \cdot v_4 + m_4 \cdot \dot{v}_4) + h_3 \cdot \dot{m}_4 ; (\text{Si } p_3 > p_4) \quad (6.107)$$

Introduciendo

$$\frac{du}{dt} = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T \frac{dv}{dt} \quad (6.108)$$

Se obtiene:

$$\frac{du}{dt} = c_v \frac{dT}{dt} + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \frac{dv}{dt} \quad (6.109)$$

Y haciendo uso de la propiedad $\left(\frac{\partial y}{\partial z} \right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y} \right)_z = -1$

para $x \equiv v$; $y \equiv p$ y $z \equiv T$.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = -1 \quad (6.110)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = -1 / \left[\left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_p \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \right] = -1 / \left[\left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T / \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] \quad (6.111)$$

Introduciendo las definiciones del coeficiente de elasticidad volumétrico, β_f y del coeficiente de dilatación isóbara α ,

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \rho \left(\frac{\partial 1/\rho}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (6.112)$$

$$\beta_f = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = -\rho \left(\frac{\partial 1/\rho}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \quad (6.113)$$

se tiene:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = -1 / [-v \cdot \beta_f / v \cdot \alpha] = \frac{\alpha}{\beta_f} \quad (6.114)$$

La variación de energía interna, ecuación (6.108) podrá ser expresada mediante:

$$\frac{du}{dt} = c_v \frac{dT}{dt} + \left[T \frac{\alpha}{\beta_f} - p \right] \frac{dv}{dt} \quad (6.115)$$

Expresado en términos del coeficiente de compresibilidad isoterma β y del coeficiente de dilatación isóbara α , y la entalpía como $h_3 = u_3 + p_3 \cdot v_3$, $h_4 = u_4 + p_4 \cdot v_4$, las ecuaciones de energía se transforman en:

(Si $p_4 > p_3$)

$$\begin{aligned} \frac{dm_4}{dt} \cdot u_4 + m \cdot c_{v,4} \frac{dT_4}{dt} + m \left[T_4 \frac{\alpha_4}{\beta_4} - p_4 \right] \frac{dv_4}{dt} \\ = p_4 \left(\frac{dm_4}{dt} v_4 + m_4 \frac{dv_4}{dt} \right) - \frac{dQ_4}{dt} - (u_4 + p_4 \cdot v_4) \frac{dm_4}{dt} \end{aligned} \quad (6.116)$$

(Si $p_3 > p_4$)

$$\begin{aligned} \frac{dm_4}{dt} \cdot u_4 + m \cdot c_{v,4} \frac{dT_4}{dt} + m \left[T_4 \frac{\alpha_4}{\beta_4} - p_4 \right] \frac{dv_4}{dt} \\ = p_4 \left(\frac{dm_4}{dt} v_4 + m_4 \frac{dv_4}{dt} \right) - \frac{dQ_4}{dt} + (u_3 + p_3 \cdot v_3) \frac{dm_4}{dt} \end{aligned} \quad (6.117)$$

De manera similar para la cámara 4

Si (Si $p_3 > p_4$)

$$\begin{aligned} \frac{dm_3}{dt} \cdot u_3 + m \cdot c_{v,3} \frac{dT_3}{dt} + m \left[T_3 \frac{\alpha_3}{\beta_3} - p_3 \right] \frac{dv_3}{dt} \\ = p_3 \left(\frac{dm_3}{dt} v_3 + m_3 \frac{dv_3}{dt} \right) - \frac{dQ_3}{dt} - (u_3 + p_3 \cdot v_3) \frac{dm_3}{dt} \end{aligned} \quad (6.118)$$

(Si $p_4 > p_3$)

$$\begin{aligned} \frac{dm_3}{dt} \cdot u_3 + m \cdot c_{v,3} \frac{dT_3}{dt} + m \left[T_3 \frac{\alpha_3}{\beta_3} - p_3 \right] \frac{dv_3}{dt} \\ = p_3 \left(\frac{dm_3}{dt} v_3 + m_3 \frac{dv_3}{dt} \right) - \frac{dQ_3}{dt} + (u_4 + p_4 \cdot v_4) \frac{dm_3}{dt} \end{aligned} \quad (6.119)$$

Si se dispone de expresiones empíricas para el coeficiente de elasticidad volumétrica isoterma β_f y del coeficiente de dilatación isóbara α , próximas al punto de funcionamiento, un modelo para evaluar las pérdidas de calor, se puede resolver para cada cámara de aceite, las ecuaciones de continuidad y energía a favor de dp/dt y dT/dt , ya que dm/dt es determinada en función de los valores de presión. La integración mediante un procedimiento numérico permite evaluar p , T y m en cada cámara.

De las ecuaciones de energía podemos despejar dTi/dt en función de parámetros conocidos tales como v , dm/dt , p , u , nos falta otra ecuación de para determinar dp/dt , está la obtendremos a partir de la conservación de masa.

6.4.3. Conservación de la masa

La masa de aceite en cualquiera de las cámaras "i", la podemos expresar mediante:

$$m_i = \rho_i \cdot V_i \quad (6.120)$$

La tasa másica de aceite acumulada en cada una de las cámaras se obtendrá derivando respecto el tiempo la anterior ecuación:

$$\frac{dm_i}{dt} = \rho_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{d\rho_i}{dt} \quad \dot{m}_i = \rho_i \cdot \dot{V}_i + \dot{\rho}_i \cdot V_i \quad (6.121)$$

Ahora bien, puesto que la densidad del aceite es $\rho = \rho(p, T)$, se tiene:

$$\frac{d\rho_i}{dt} = \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial p} \right)_T \frac{dp_i}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial T} \right)_p \frac{dT_i}{dt} \quad (6.122)$$

Sustituyendo la ecuación (6.122) en la ecuación (6.121) se obtiene

$$\begin{aligned} \dot{m}_i &= \rho_i \cdot \dot{V}_i + \dot{\rho}_i \cdot V_i \\ &= \rho_i \cdot \dot{V}_i + V_i \left[\left(\frac{\partial \rho_i}{\partial T_i} \right)_{p_i} \frac{dT_i}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial p_i} \right)_{T_i} \frac{dp_i}{dt} \right] \end{aligned} \quad (6.123)$$

O bien, dividiendo por ρ_i , ambos miembros de la expresión anterior, si se quiere relacionando el caudal másico con el volumétrico $\dot{m}_i = Q_i \cdot \rho_i$:

$$Q_i = \frac{dV_i}{dt} + \frac{V_i}{\rho_i} \left[\left(\frac{\partial \rho_i}{\partial T_i} \right)_{p_i} \frac{dT_i}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial p_i} \right)_{T_i} \frac{dp_i}{dt} \right] \quad (6.124)$$

teniendo en cuenta las definiciones de los coeficientes de dilatación térmica y de compresibilidad, dados respectivamente por las ecuaciones (6.112) y (6.113),

$$Q_i = \dot{V}_i + V_i \left[\varphi_i \cdot \frac{dT_i}{dt} - \beta_i \cdot \frac{dp_i}{dt} \right] \quad (6.125)$$

Para determinar el aceite acumulado en una de estas cámaras, apliquemos la ecuación integral de conservación de masa:

$$-\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV = \int_{SC} \rho \cdot \vartheta \cdot dA \quad (6.126)$$

Y asumiendo que la densidad en la cámara es la misma en todo el volumen y que la velocidad del aceite a la entrada y salida se mantiene uniforme, entonces:

$$\begin{aligned} -(\dot{V}_i \cdot \rho_i + V_i \cdot \dot{\rho}_i) &= \rho_{ent} \cdot g_{ent} \cdot A_{ent} - \rho_{sal} \cdot g_{sal} \cdot A_{sal} \\ &= \rho_{ent} \cdot Q_{ent} - \rho_{sal} \cdot Q_{sal} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} \end{aligned} \quad (6.127)$$

Sustituyendo el valor $\dot{\rho}_i$ en la anterior ecuación:

$$\begin{aligned} -\left(\dot{V}_i \cdot \rho_i + V_i \cdot \left[\left(\frac{\partial \rho_i}{\partial T_i} \right)_{\rho_i} \frac{dT_i}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial p_i} \right)_{T_i} \frac{dp_i}{dt} \right] \right) \\ = \rho_{ent} \cdot g_{ent} \cdot A_{ent} - \rho_{sal} \cdot g_{sal} \cdot A_{sal} \\ = \rho_{ent} \cdot Q_{ent} - \rho_{sal} \cdot Q_{sal} = \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} \end{aligned} \quad (6.128)$$

Despejando dp_i/dt , de la ecuación anterior, resulta:

$$\frac{dp_i}{dt} = - \left\{ \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} + \dot{V}_i \cdot \rho_i + V_i \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial T_i} \right)_{\rho_i} \frac{dT_i}{dt} \right\} / V_i \cdot \left(\frac{\partial \rho_i}{\partial p_i} \right)_{T_i} \quad (6.129)$$

Para la cámara de intensión E = 4,

Si $p_4 > p_5 \equiv p_A$, (durante la compresión $z > 0$) el flujo es saliente $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{45} \geq 0$ y $\dot{m}_{ent} = 0$,

$$\frac{dp_4}{dt} = - \left\{ \cancel{\dot{m}_{ent}} - \dot{m}_{sal} + \dot{V}_4 \cdot \rho_4 + V_4 \left(\frac{\partial \rho_4}{\partial T_4} \right)_{\rho_4} \frac{dT_4}{dt} \right\} / V_4 \cdot \left(\frac{\partial \rho_4}{\partial p_4} \right)_{T_4} \quad (6.130)$$

Si $p_4 < p_A$, (durante la extensión $z < 0$) el flujo es entrante $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{54} \geq 0$ y $\dot{m}_{sal} = 0$,

$$\frac{dp_4}{dt} = - \left\{ \dot{m}_{ent} - \cancel{\dot{m}_{sal}} + \dot{V}_4 \cdot \rho_4 + V_4 \left(\frac{\partial \rho_4}{\partial T_4} \right)_{\rho_4} \frac{dT_4}{dt} \right\} / V_4 \cdot \left(\frac{\partial \rho_4}{\partial p_4} \right)_{T_4} \quad (6.131)$$

Cámara de compresión C= 3,

Si $p_3 > p_V$, (durante la compresión $z > 0$) el flujo es saliente, $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{3V} \geq 0$ y $\dot{m}_{ent} = 0$,

$$\frac{dp_3}{dt} = - \left\{ \cancel{\dot{m}_{ent}} - \dot{m}_{sal} + \dot{V}_3 \cdot \rho_3 + V_3 \left(\frac{\partial \rho_3}{\partial T_3} \right)_{\rho_3} \frac{dT_3}{dt} \right\} / V_3 \cdot \left(\frac{\partial \rho_3}{\partial p_3} \right)_{T_3} \quad (6.132)$$

Para calcular \dot{m}_{sal} flujo en orificios en serie $\Delta p_{CA} = \Delta p_{CV} + \Delta p_{VA}$

$$\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{3V} = C_D \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{3V}} \quad (6.133)$$

Siendo p_v la presión debajo del disco de la válvula limitadora determinada

$$p_V = p_C + \Delta p_{CV} \quad (6.134)$$

Si $p_3 < p_v$, (durante la extensión $z < 0$) y el flujo es entrante $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{V3} \geq 0$ y $\dot{m}_{sal} = 0$

$$\frac{dp_3}{dt} = - \left\{ \dot{m}_{ent} - \cancel{\dot{m}_{sal}} + \dot{V}_3 \cdot \rho_3 + V_3 \left(\frac{\partial \rho_3}{\partial T_3} \right)_{p_3} \frac{dT_3}{dt} \right\} / V_3 \cdot \left(\frac{\partial \rho_3}{\partial p_3} \right)_{T_3} \quad (6.135)$$

Para calcular \dot{m}_{ent} flujo en para lelo orificios Δp_{EA}

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{CA} = C_D \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{CA}} \quad (6.136)$$

La presión p_v debajo del disco de la válvula limitadora se determinará

$$p_V = p_E + \Delta p_{EA} + \Delta p_{AV} \quad (6.137)$$

Cámara auxiliar portadora de la válvula limitadora, A \equiv 5,

Para la cámara A en particular, el volumen es invariante, por lo que el tercer término del numerador en la ecuación (6.129) es nulo, sustituyendo $\dot{\rho}_A$, dado por la ecuación (6.127)

$$\frac{dp_5}{dt} = - \left\{ \dot{m}_{ent} - \dot{m}_{sal} + \cancel{\dot{V}_5 \cdot \rho_5} + V_5 \left(\frac{\partial \rho_5}{\partial T_5} \right)_{p_5} \frac{dT_5}{dt} \right\} / V_5 \cdot \left(\frac{\partial \rho_5}{\partial p_5} \right)_{T_5} \quad (6.138)$$

Si $p_4 \leq p_5 \leq p_3$, entonces $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{34} \geq 0$ y $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{54} \geq 0$

Si $p_4 \geq p_5 \geq p_3$, entonces $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{45} \geq 0$ y $\dot{m}_{sal} = \dot{m}_{53} \geq 0$

$$-V_A \cdot \left(\frac{\partial \rho_A}{\partial T_A} \right)_{p_A} \frac{dT_A}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_A}{\partial p_A} \right)_{T_A} \frac{dp_A}{dt} = \rho_E \cdot Q_E - \rho_C \cdot Q_C \quad (6.139)$$

$$\frac{dp_A}{dt} = \rho_E \cdot Q_E - \rho_C \cdot Q_C + V_A \cdot \left(\frac{\partial \rho_A}{\partial T_A} \right)_{p_A} \frac{dT_A}{dt} / \left(\frac{\partial \rho_A}{\partial p_A} \right)_{T_A} \quad (6.140)$$

De nuevo dividiendo por ρ_A , ambos miembros de la expresión anterior y teniendo en cuenta las definiciones de los coeficientes de dilatación térmica y de compresibilidad, dados respectivamente por las ecuaciones (6.141) y (6.142), y que $Q_i = \dot{m}_i / \rho_i$, se tienen para la cámara de compresión:

$$-V_A \cdot \varphi_A \cdot \frac{dT_A}{dt} - \beta_A \cdot \frac{dp_A}{dt} = \frac{\rho_E \cdot Q_E - \rho_C \cdot Q_C}{\rho_A} \quad (6.141)$$

$$dp_A / dt = -\frac{1}{\beta_{fA}} \left\{ \left(\frac{\rho_E \cdot Q_E - \rho_C \cdot Q_C}{\rho_A} \right) + V_A \cdot \varphi_A \cdot \frac{dT_A}{dt} \right\} \quad (6.142)$$

Aquí podría hacerse la hipótesis de que el fluido en la cámara A está a la misma temperatura que las paredes

NOTA: Obsérvese que con la ecuación de energía se calcula dT_A/dt y una vez calculado con la ecuación de conservación se puede calcular dp_A/dt

6.4.4. Modelización de las válvulas

Las válvulas dentro del amortiguador son las responsables de producir una caída de presión entre la cámara de compresión y la de extensión, así como en la cámara de gas. La relación de la caída de presión con las superficies del CSA, genera una parte importante de la fuerza de amortiguamiento.

Debido a que la fuerza generada en el cilindro es, en general, casi la totalidad de la fuerza de amortiguamiento en las situaciones “normales” de trabajo, la modelización correcta de las válvulas es de vital importancia.

Generalizando, el flujo en uno u otro sentido se realiza a través de conductos “abiertos” (y pérdidas existentes entre las cámaras) que controlan la caída de presión entre las cámaras a bajas velocidades del pistón y una válvula de amortiguamiento que tiene la misión de evitar que existan caídas muy elevadas de presión cuando el caudal circulante es elevado.

Descripción de la VALVULA de amortiguación

La amortiguación hidráulica del CSA, es de doble efecto y asimétrica, por lo que la amortiguación toma valores diferentes en la carrera de compresión respecto de la carrera de extensión.

La amortiguación durante la carrera de compresión se efectúa a través de agujeros de sección controlada en el émbolo amortiguador para altas velocidades. Para bajas velocidades también actúan los agujeros más pequeños, de sección controlada, en el Disco Flotante de la válvula de amortiguación. Este disco está precargado con unos muelles de anillos ondulados de acción progresiva.

La amortiguación durante la carrera de elongación se efectúa a través de los agujeros en el Disco Flotante de la válvula de amortiguación para cualquier velocidad.

En la Figura 6.21a, se representa el émbolo amortiguador y el disco flotante de la válvula de amortiguación en la posición de suspensión sin movimientos o con desplazamientos u oscilaciones muy pequeñas y a baja velocidad del cilindro de suspensión. Durante esta condición de funcionamiento la acción del amortiguador se efectúa en los dos sentidos de compresión y elongación, a través de los agujeros de pequeño diámetro del disco flotante.

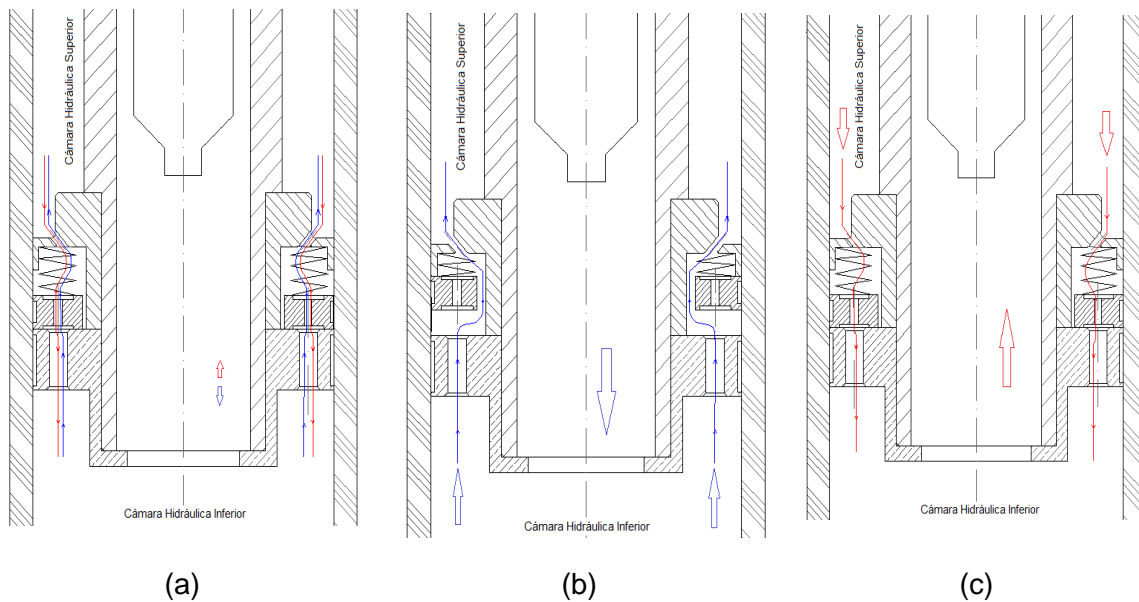


Figura 6.21: Esquema genérico del émbolo amortiguador y el disco flotante de la válvula de amortiguación a) Amortiguador en reposo o actuación a bajísima velocidad, b) Amortiguador durante la carrera de compresión y c) Amortiguador durante la carrera de elongación.

El disco flotante de la válvula de amortiguación no se separa del émbolo de amortiguación hasta que la fuerza debida a la presión producida por el aceite no sea superior a la fuerza producida por los muelles de anillo.

Durante el funcionamiento, en estas condiciones, la amortiguación no actúa de forma simétrica en las carreras de compresión y elongación.

En la carrera de compresión, Figura 6.21b, la presión producida por el aceite entre el émbolo y el disco flotante vence la resistencia de los muelles de anillo, de manera que el disco flotante se separa progresivamente del émbolo amortiguador. El aceite pasa a la cámara hidráulica inferior a la superior sin otra resistencia que la ofrecida por los agujeros de control del émbolo amortiguador y la resistencia de los muelles de anillo.

Al iniciarse la carrera de elongación o estirado del cilindro, Figura 6.21b, la presión del aceite se produce en la parte superior del disco flotante. Esta presión y la de los muelles de anillo empujan el disco flotante sobre el émbolo, y el flujo de aceite desplazado de la cámara hidráulica superior pasa a la cámara inferior a través de los agujeros controlados del disco flotante. El paso de aceite a través de estos agujeros se efectúa en la carrera de extensión a más velocidad que durante la compresión (comportamiento asimétrico). Esta mayor velocidad aumenta la resistencia del paso del aceite en función del cuadrado de la velocidad del mismo.

A continuación, se procede a generar un modelo fluido-dinámico para caracterizar el funcionamiento y obtener valores de la resistencia ofrecida por el amortiguador en función de la velocidad.

Como hipótesis iniciales de cálculo se partirá desde un fluido de trabajo que en el interior del amortiguador será aceite hidráulico. Es acertado entonces hacer el tratamiento del aceite como fluido incompresible.

Se considerará que la viscosidad del fluido se mantiene constante y que no hay incremento de temperatura. Esta última hipótesis puede parecer ser contradictoria al propio principio de funcionamiento de un amortiguador, pues genera una pérdida de energía mediante la fricción del fluido a través de una restricción, lo que provoca una generación de calor que se disipa. Aun así, análogamente a la generación de calor, se produce una pérdida de presión, que será la que se cuantificará y permitirá conocer la fuerza que genera el amortiguador.

Se considerará que cuando el disco flotante permanece levantado durante la carrera de compresión, la única pérdida de carga que existe es la que genera el desplazamiento vertical del disco. También se considerará que la sección que actúa como válvula es la suma de secciones de los 7 orificios del elemento A, ver Figura 6.22.

La última hipótesis a tener en cuenta es que no se considerará pérdida de presión debida al caudal que pasa a través de la holgura del cilindro con el émbolo de amortiguación, debido a que supone un valor tan bajo que no tendrá efecto en los resultados finales.

Geometría de la Válvula del amortiguador

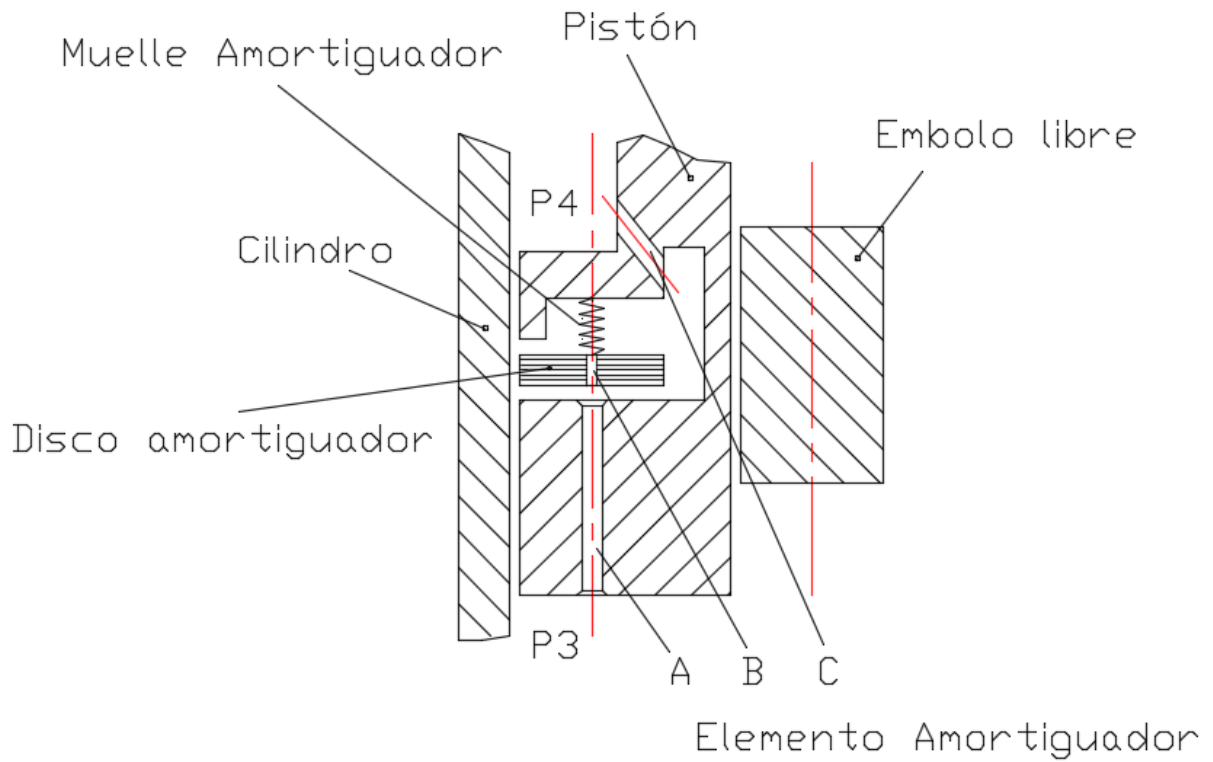


Figura 6.22: Detalle constructivo del amortiguador del CSA.

Tabla 6.9: Geometría necesaria para la modelización teórica del amortiguador.

GEOMETRÍA BÁSICA		
Diámetros y longitudes		
Diámetro del Cilindro hidráulico	100	mm
Diámetro del Vástago activo de la suspensión	80	mm
Diámetro elemento A = D_A	4	mm
Longitud elemento A = L_A	36	mm
Diámetro elemento B = D_B	2	mm
Longitud elemento B = L_B	8	mm
Diámetro elemento C = D_C	4	mm
Longitud elemento C = $L_C L_C$	6	mm
Número de orificios		
Elemento A	7	
Elemento B	6	
Elemento C	8	

Secciones		
Sección Cilindro = $S_{CIL} \equiv A_1$	78.54	cm ²
Sección Vástago = S_P	50.27	cm ²
Sección anular transversal de la cámara de compresión S_C	45.36	cm ²
Sección anular transversal de la cámara de extensión S_E	28.27	cm ²
Sección efectiva del amortiguador SAM = $A_2 \equiv S_E$	28.27	cm ²
Sección elemento A = S_A	12.57	mm ²
Sección elemento B = S_B	3.142	mm ²
Sección elemento C = S_C	12.57	mm ²
Volúmenes		
Volumen del aceite de la Cámara de Amortiguación	2070	cm ³

Pérdida de carga en un conducto circular

A partir de lo expuesto hasta el momento y teniendo en cuenta la bibliografía existente, Idelchik I.E. [71], quien utilizó la ecuación de Bernouilli aplicada al conducto que une la cámara de compresión y la cámara portadora del disco, véase la Figura 6.22 o Figura 6.23, que conduce a la relación funcional siguiente, la cual tiene en cuenta las pérdidas de carga continuas y singulares.

Si la pérdida de carga tiene lugar en n_A conductos iguales en paralelo, la pérdida de carga en uno de estos conductos, será:

$$p_C - p_V = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_A^2}{\pi^2 \cdot D_A^4} \left(1 + K_A + \frac{f_A \cdot L_A}{D_A} \right) \quad (6.143)$$

Donde

Q_A , el caudal volumétrico que pasa por uno de estos conductos, $Q_A = Q/n_A$,

$p_C \equiv p_1$ la presión a la entrada o aguas arriba y

$p_V \equiv p_2$, la presión a la salida o aguas abajo,

ρ , la densidad del fluido circulante,

D_A , el diámetro (hidráulico del cilindro),

K_A , el coeficiente adimensional de pérdida de carga en la entrada,

f_A , es el coeficiente de Darcy-Weisbach y

L_A , la longitud de los conductos.

De modo que, a partir de la ecuación de la energía simplificada, y con la aproximación de las pérdidas por fricción en un conducto de Darcy-Weisbach se obtiene que:

$$\Delta P_{CV} = p_C - p_V = \frac{\rho \cdot Q_A^2}{2 \cdot S_A^2} \left(f_A \cdot \frac{L_A}{D_A} + K_A \right) \tag{6.144}$$

Dónde K_A , es la pérdida de energía generada por la singularidad de la geometría de entrada al orificio y f_A es el factor de fricción de Darcy. Para una entrada y salida cónica, la pérdida por singularidad es de las más bajas, toma un valor según la literatura en [78]:

$$K_A = 0.1$$

Encontrar el factor de fricción de Darcy requiere conocer la rugosidad relativa del conducto, y en función del número de Reynolds y la aproximación de Moody se puede encontrar dicho valor de f_A .

Considerando que el conducto forma parte de un mecanizado de precisión en acero, la rugosidad del conducto toma un valor de:

$$\varepsilon = 0.0015 \text{ mm} \tag{6.145}$$

La aproximación de Moody se establece mediante la ecuación siguiente de la referencia (A):

$$f_A = 0.0055 \cdot \left[1 + \left(20000 \cdot \frac{\varepsilon}{D_A} + \frac{10^6}{Re_A} \right)^{1/3} \right] \tag{6.146}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_A = \frac{D_A \cdot Q_A}{S_A \cdot \nu} \tag{6.147}$$

Dónde, ν , es la viscosidad cinemática del aceite, la cual se estima que, a temperatura ambiente, y para el aceite utilizado en el CSA, es:

$$\nu = 32 \text{ cts} = 32 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

La ρ es la densidad del aceite

$$\rho = 865 \frac{kg}{m^3}$$

A fin de tratar el flujo de aceite a través de la válvula amortiguadora como flujo cuasipermanente, es útil disponer la variación de la caída de presión a través de un conducto con el tiempo, es decir:

$$\frac{d\Delta p}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\rho \cdot Q_A^2}{2 \cdot S_A^2} \left(f_A \cdot \frac{L_A}{D_A} + K_A \right) \right) \quad (6.148)$$

En el supuesto que la (singularidad) se mantenga constante con el tiempo, las únicas variables que dependen del tiempo son; V, por tanto $Q = A \cdot V$, y el factor de fricción, véase ecuación (6.146) a partir del número de Reynolds y la ecuación (6.147), este a su vez a partir de la viscosidad y la velocidad.

Interesara conocer pues las derivadas de Q, f, Re y m_{oil} .

La derivada de v se obtiene derivando el ajuste

$$\begin{aligned} Q &= A \cdot g & \frac{dQ}{dt} &= A \cdot dg / dt \\ \text{Re}_A &= \frac{D \cdot Q}{S \cdot \nu} & \frac{d\text{Re}}{dt} &= \frac{D}{S} \left(\frac{v \cdot dQ / dt + dv / dt \cdot Q}{v^2} \right) \\ f_A &= 0.0055 \cdot \left[1 + \left(20000 \cdot \frac{\varepsilon}{D_A} + \frac{10^6}{\text{Re}_A} \right)^{1/3} \right] \end{aligned} \quad (6.149)$$

Modelización de la Válvula

Como primer paso, se puede conocer el caudal que va a circular por el amortiguador durante las carreras de compresión y extensión. Gracias a la hipótesis de fluido incompresible, y mediante la ecuación de conservación de la masa, la velocidad de excitación del vástago y embolo amortiguador determina el caudal a través de la superficie efectiva del amortiguador:

$$Q_a = \dot{x} \cdot SAM = \dot{x} \cdot S_E \quad (6.150)$$

Descrita la válvula anteriormente, ya que puede proceder a distinguir el movimiento del vástago en los dos sentidos de movimiento a extensión y a compresión.

Para conocer la caída de presión total que proporciona el amortiguador es tan sencillo como sumar las caídas de presión en A, B y C para cada carrera:

$$\Delta p_{total \ a \ compresión} \ \Delta p_{CE} = \Delta p_{CV} + \Delta p_{VA} + \Delta p_{AE} \quad (6.151)$$

$$\Delta p_{total \ a \ extensión} \ \Delta p_{EC} = \Delta p_{EA} + \Delta p_{AV} + \Delta p_{VC} \quad (6.152)$$

Movimiento de compresión del vástago

En nuestro caso particular tendemos una caída de presión en tres orificios en serie; con sus pérdidas singulares

$$\Delta p_{CE} = \Delta p_{CV} + \Delta p_{VA} + \Delta p_{AE} \tag{6.153}$$

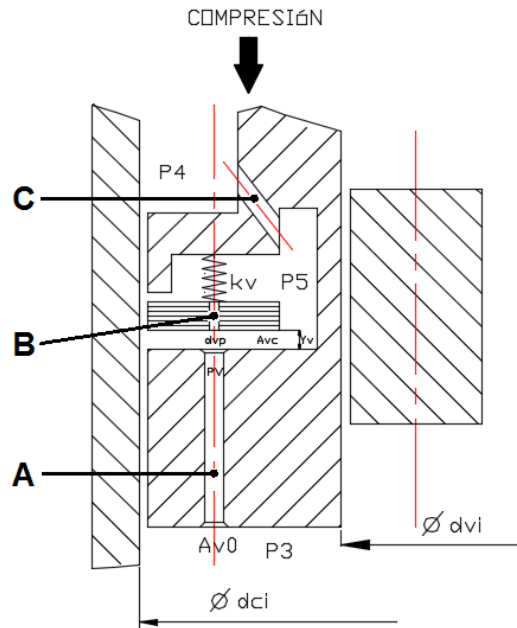


Figura 6.23: Esquema del amortiguador del CSA trabajando a compresión.

Que podrán ser expresadas en términos de la ecuación (6.143) o (6.144)

- Caída en el conducto A $Q_A = Q/n_A$. El caudal se reparte en n_A conductos

$$\Delta p_{CV} = p_C - p_V = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_A^2}{\pi^2 \cdot D_A^4} \left(1 + K_A + \frac{f_A \cdot L_A}{D_A} \right) \tag{6.154}$$

$$\Delta P_{CV} = p_C - p_V = \frac{\rho \cdot Q_A^2}{2 \cdot S_A^2} \left(f_A \cdot \frac{L_A}{D_A} + K_A \right)$$

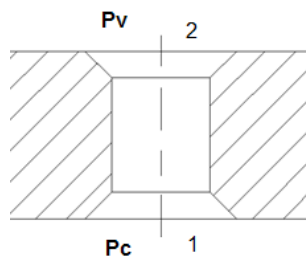


Figura 6.24: Elemento de amortiguación A.

- Caída de presión entre la salida del conducto A y la cámara de la válvula. El caudal se reparte en n_B conductos en paralelo. $Q_B = Q/n_B$.

CASO $Y_V=0 \rightarrow P_{RANURA} = P_V$

$$\Delta p_{VA} = p_V - p_A = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_B^2}{\pi^2 \cdot D_B^4} \left(1 + K_B + \frac{f_B \cdot L_B}{D_B} \right) \tag{6.155}$$

$$\Delta p_{VA} = p_V - p_A = \frac{\rho \cdot Q_B^2}{2 \cdot S_B^2} \left(\frac{f_B \cdot L_B}{D_B} + K_B \right)$$

El procedimiento para el cálculo del factor de fricción se realiza igual que para el elemento B, siendo $K_B = 1$.



Figura 6.25: Conducto de amortiguación B, a) con anillo no levantado (Extensión). b) con anillo levantado (Compresión).

Como se puede apreciar en la Figura 6.25a, cuando el disco móvil cierra el conducto A, la presión existente en la ranura es P_V .

Llegados a este punto es necesario describir el valor del levantamiento del disco que nos permita evaluar la caída de presión entre P_V y P_A . Para ello se creará una variable llamada $Y_{V,CRIT}$ que será la encargada de discernir entre el área proyectada del conducto A (A_A) sobre la ranura del disco móvil y el área de cortina que permite el paso del fluido debido a su levantamiento ($A_{CORTINA}$).

$$A_A = \frac{\pi}{4} \cdot D_A^2 \tag{6.156}$$

$$A_{CORTINA} = \pi \cdot D_{CRIT} \cdot Y_{V,CRIT} \tag{6.157}$$

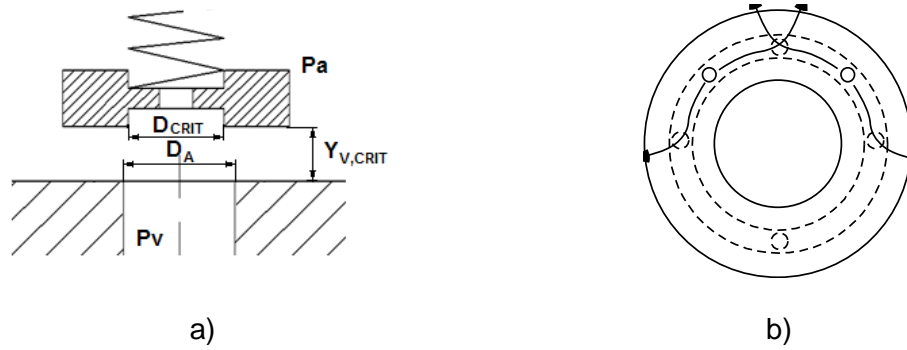


Figura 6.26: Imagen de la válvula amortiguador. a) Levantamiento de disco $Y_{V,CRIT}$, b) Vista desde arriba del disco de la valvular limitadora.

$$Y_{V,CRIT} = \frac{D_A^2}{4 \cdot D_{CRIT}} \quad (6.158)$$

Una vez evaluado el valor de $Y_{V,CRIT}$, se estará en disposición de calcular cómo evoluciona la caída de presión debido al levantamiento del disco. Para ello se estudiarán los siguientes casos:

a) CASO $Y_V \leq Y_{V,CRIT}$

Mientras no se alcanza la altura crítica del disco se supondrá que la presión reinante en la ranura practicada en la parte inferior del disco será una función que decrece exponencialmente con la alzada de la misma:

$$P_{RANURA} = P_V - P_A \cdot e^{(Y_V - Y_{V,CRIT})} \quad (6.159)$$

b) CASO $Y_V \geq Y_{V,CRIT} \rightarrow P_{RANURA} = P_A$

CASO $Y_V = 0$ despreciando el área de paso de los n_B ductos el área de paso será $A_{paso} = 2\pi r^2 \cdot y_V$.

$$\Delta p_{VA} = p_V - p_A = \frac{2\rho^2 \cdot Q_B^2}{(c_D \cdot A_{paso})^2} \quad (6.160)$$

Caída entre la cámara de la válvula y la cámara de extensión $Q_C = Q/n_C$. El caudal se reparte en $n_C = 8$ conductos en paralelo. $Q_C = Q/n_C$.

$$\Delta p_{AE} = p_A - p_E = \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_C^2}{\pi^2 \cdot D_C^4} \left(1 + K_C + \frac{f_C \cdot L_C}{D_C} \right) \quad (6.161)$$

$$\Delta p_{AE} = p_A - p_E = \frac{\rho \cdot Q_C^2}{2 \cdot S_C^2} \left(\frac{f_C \cdot L_C}{D_C} + K_C \right)$$

Al estar la entrada y la salida a 45° respecto de la vertical, según la Alonso [3], la singularidad toma el valor de $K_c = 0.5$. El cálculo de la pérdida de carga es el mismo para la carrera de compresión como para la carrera de extensión:

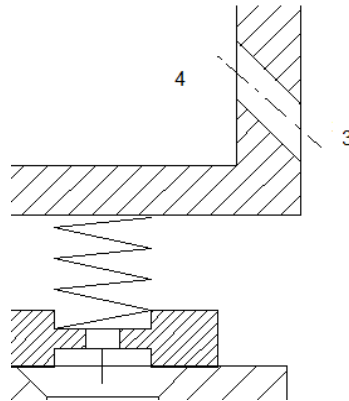


Figura 6.27: Elemento de amortiguación C.

Otra forma de estimar la variación de presión existente entre el punto 3 correspondiente con la presión a y punto 4 correspondiente con la presión 4, de la Figura 6.27, sería la siguiente:

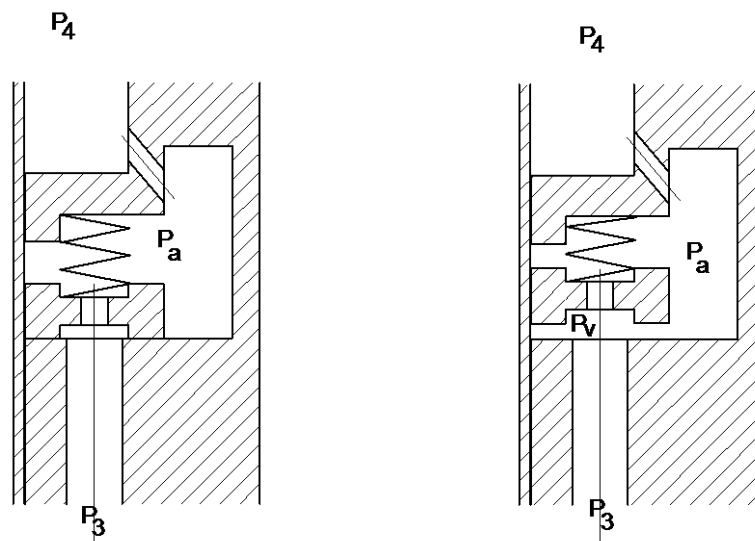


Figura 6.28: Sección parcial de la válvula limitadora. Mostrando el caudal en los conductos A y C.

Al inicio del primer ciclo, teniendo la suspensión suficientemente tiempo en reposo, las presiones en las cámaras de compresión y extensión se equilibran:

$$p_4 = p_3 \quad (t = 0 \quad y \quad n_{ciclo} = 1)$$

Al objeto de poder efectuar un balance de fuerzas sobre el disco de la válvula limitadora, se tiene que conocer previamente las presiones a las están solicitadas sus

caras. Habida cuenta la complicada forma en la que actúa la presión en la cara inferior, se realizara una hipótesis que intente emular lo que realmente pasa cuando el disco se separa una distancia y_v de su asiento menor que un determinado levantamiento crítico y_{vcrit} .

Cuando la válvula está cerrada, reposando sobre su asiento, el caudal de aceite suministrado por los nA conductos sufre una caída de presión como consecuencia de las perdidas en el conducto A (compresión) evaluable con las expresiones (Pérdida en conductos $dp_a = p_3 - p_v$). Es decir, a la salida de conducto se tendrá una presión p_v y el caudal a su través alimenta la ranura circular practicada en la cara inferior del disco de la válvula limitadora. En consecuencia, si el disco reposa sobre su asiento, la fuerza aplicada en la cara inferior será el producto de esta presión por el área de la ranura:

$$F_{s, inferior} = p_v \cdot A_{ranura} \tag{6.162}$$

Al considerar incompresible el aceite y al estar la válvula cerrada, el caudal que pasa por los conductos “A”, deberá pasar también por los conductos en serie “B” y “C. De manera que la presión p_a , que reina en la cámara de la válvula limitadora, se podrá calcular por dos vías distintas:

$$p_{a,1} = p_3 - dp_A - dp_B \tag{6.163}$$

$$p_{a,2} = p_4 + dp_C \tag{6.164}$$

Ambas deberían coincidir, de no ser así, se tendrá que modificar el valor de y_v , al fin de subsanar dicho inconveniente.

Si y_v no es cero, entonces el aceite además, puede fluir entre el disco y su asiento

$$p_{a,1} = p_3 - dp_A - d(\text{orificios en paralelo} \{ p_{a,1} \}) \tag{6.165}$$

$$p_{a,2} = p_4 + dp_C \tag{6.166}$$

El área de cortina de paso del aceite entre el disco y su asiento vendrá dada por:

$$A_{y_v} = \pi \cdot e_{ran} \cdot y_v \tag{6.167}$$

Siendo $e_{ran} = 5$ mm, ($e_{ran} = 46.5 - 41.5 = 5$) el ancho de la ranura practicada en la cara inferior del disco:

El caudal másico que pasará, vendrá dado por:

$$\dot{m}_{ran} = C_D \cdot A_{y_v} \sqrt{2\rho_{oil} (p_a - p_v)} \tag{6.168}$$

O expresado en caudal volumétrico:

$$Q_{ran} = C_D \cdot A_{y_v} \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_a - p_v)} \tag{6.169}$$

Despejando p_a , de la expresión anterior:

$$p_a = p_v + \left(\frac{Q_{ran}}{C_D \cdot A_{y_v}} \right)^2 \frac{\rho_{oil}}{2} \tag{6.170}$$

Al tener dos orificios en paralelo, la caída de presión se mantendrá, mientras que el caudal, vendrá dado por las sumas de los caudales que pasan por los respectivos orificios y que debe ser igual al caudal total:

$$\bar{Q}_T = Q_{ran} + Q_b = C_D \cdot A_{y_v} \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_a - p_v)} + C_{D,b} \cdot A_b \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_a - p_v)} \tag{6.171}$$

Ecuación con dos incógnitas p_a e y_v , puesto que tanto p_a como p_v dependen de y_v . falta una ecuación y que será:

$$p_{a,2} = p_4 + dp_C \tag{6.172}$$

Otra ecuación a utilizar podría ser el balance de fuerzas en el disco, que es función también de las variables p_a e y_v ,

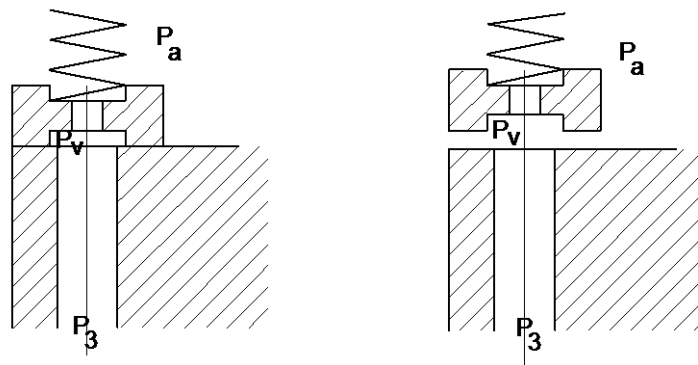


Figura 6.29: Conducto de amortiguación A y B, con válvula cerrada (Extensión) y con válvula abierta (Compresión).

Considerando la hipótesis de que el aceite se comporta como un fluido incompresible, no se producirá acumulación en ninguna de las cámaras y por consiguiente el caudal másico que pasa por los orificios “a” deberá ser exactamente el mismo que el que sale por los orificios “c”, es decir $Q_T = n_A Q_A = n_C Q_C$.

Balance de fuerzas en el disco de la válvula limitadora

En la cara superior actúa la precarga del muelle F_0 , la fuerza elástica por deformación del muelle $k_m y_v$, la fuerza debida a la presión $A_{aro} p_a$.

En la cara inferior actúa la fuerza debida a la presión en la ranura $p_v A_{ran}$, y en el resto del disco la presión que cae linealmente hasta la presión p_a . Además, impactan los N_a orificios proporcionando una fuerza F_Q .

De la conservación del momento de la vena fluidica de salida del conducto "a", a través de la válvula sobre su eje.

$$F_Q = \rho \cdot v_{y,in} \cdot Q_{in} - \rho \cdot v_{y,out} \cdot Q_{out} \tag{6.173}$$

De donde

$$F_Q = \rho \cdot Q_{in} / A_{in} = F_Q = \rho \cdot Q_a / A_a \tag{6.174}$$

Del balance de fuerzas resulta:

$$\underbrace{(\rho_v \cdot A_{ran} + \rho_{va} \cdot A_{va} + F_Q)}_{\text{Fuerza cara inferior}} - \underbrace{(F_0 + k \cdot y_v + p_a \cdot A_{aro})}_{\text{Fuerza cara superior}} = \underbrace{m \cdot \ddot{y}_v}_{\text{Fuerza inercia}} \tag{6.175}$$

Si despreciamos la aceleración $m \cdot \ddot{y}_v \approx 0$ entonces podemos evaluar y_v de la ecuación anterior:

$$y_v = \frac{(\rho_v \cdot A_{ran} + \rho_{va} \cdot A_{va} + F_Q - F_0 - p_a \cdot A_{aro})}{k} \tag{6.176}$$

Si se supone una caída de presión lineal desde el área de cortina de la ranura y el final del disco, un elemento diferencial de área $2\pi r dr$ estará sujeto a una presión $p=(p_v/r_v)r$, luego la fuerza

$$F_{va} = \int_{r_v}^{r_a} p \cdot dA = \int_{r_v}^{r_a} \frac{\rho_v}{r_v} r \cdot 2\pi r \cdot dr$$

$$= 2\pi \frac{\rho_v}{r_v} \int_{r_v}^{r_a} r^2 dr = 2\pi \frac{\rho_v}{r_v} \left[\frac{r^3}{3} \right]_{r_v}^{r_a} = \frac{2}{3} \pi \frac{\rho_v}{r_v} (r_a^3 - r_v^3) \tag{6.177}$$

Caudal promediado entre dos posiciones sucesivas

Consideraremos el cálculo grado a grado, del caudal de aceite que pasa por la valvular limitadora, bajo el supuesto de no acumulación. El caudal promedio entre dos posiciones del pistón, lo podemos calcular mediante el volumen desplazado por el embolo dividido por el tiempo invertido en pasar de una posición a otra.

El volumen desplazado entre dos posiciones vendrá dado por:

$$\Delta V = S_E (z_{i+1} - z_i) \quad (6.178)$$

Siendo S_E la sección anular de la cámara de extensión reescrita nuevamente por comodidad:

$$S_E = \frac{\pi}{4} (d_{C,i}^2 - d_{V,e}^2)$$

La posición del embolo $z = Z_0 \sin \omega t = Z_0 \sin \theta \rightarrow \omega t = \theta$

$$z_{i+1} - z_i = Z_{ex} (\sin \omega t_{i+1} - \sin \omega t_i) = Z_{ex} (\sin \theta_{i+1} - \sin \theta_i) \quad (6.179)$$

el tiempo que transcurrido en barrer θ rad:

$$\Delta t = \frac{\theta \text{ rad}}{\omega \text{ rad/s}} \quad (6.180)$$

Y mientras que se refiriere a barrer j grados

$$\Delta t_{\varphi^\circ} = \frac{\varphi^\circ \cdot \frac{\pi \cdot \text{rad}}{180^\circ}}{\omega \text{ rad/s}} = \frac{\varphi^\circ \cdot \pi}{180 \cdot \omega} \quad [\text{s}] \quad (6.181)$$

Por consiguiente, el caudal másico que pasa en el transcurso de $\varphi^\circ = 1$, vendrá dado por:

$$\bar{Q}_T = \frac{\Delta V}{\Delta t_{\varphi^\circ}} = S_E \cdot (z_{i+1} - z_i) \cdot \frac{180 \cdot \omega}{\pi} \quad (6.182)$$

CASO: Flujo hacia la cámara de extensión

La presión p_4 , puede ser expresada mediante la presión reinante en la cámara de la válvula p_a , a partir de la caída de presión en los conductos "c".

$$p_4 = p_a - dp_c \quad (6.183)$$

Por otra parte, se conoce p_3 y la presión p_v , a la salida de los conductos "a".

$$p_v = p_3 - dp_a \quad (6.184)$$

Y el caudal que pasa por ellos es \bar{Q}_T , es el promediado entre dos posiciones consecutivas, calculado anteriormente y mostrado en la ecuación (6.171).

Del balance de fuerzas resulta:

$$f_1 \equiv F_0 + k \cdot y_V + p_a A_{aro} - p_V A_{ran} = m \cdot \ddot{y}_V \approx 0 \quad (6.185)$$

$$\underbrace{(p_V \cdot A_{ran} + p_{va} \cdot A_{va} + F_Q)}_{\text{Fuerza cara inferior}} - \underbrace{(F_0 + k \cdot y_V + p_a \cdot A_{aro})}_{\text{Fuerza cara superior}} = \underbrace{m \cdot \ddot{y}_V}_{\text{Fuerza inercia}} \quad (6.186)$$

Dicho caudal deberá pasar también por los conductos “b” proporcionando una caída de presión exactamente igual a $dp_b = p_v - p_a$, de no ser así, y en general, así sucederá, el disco se levantará una distancia y_v , de su asiento, con lo que se tendrá un caudal que se bifurcaba, al tener dos conductos en paralelo con una caída de presión precisamente, $dp_b = p_v - p_a$, de manera que:

$$\bar{Q}_T = Q_{cor} + Q_b = C_{Dcor} \cdot A_{cor} \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_v - p_a)} + C_{D,b} \cdot A_b \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_v - p_a)} \quad (6.187)$$

$$f_2 = \bar{Q}_T - Q_{cor} + Q_b = (C_{D,cor} \cdot A_{cor} + C_{D,b} \cdot A_b) \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_v - p_a)} \approx 0 \quad (6.188)$$

Las ecuaciones (6.186) y (6.187), forman un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas y_v y p_a .

El área de paso, será el área de cortina evaluado ahora mediante siguiente expresión:

$$A_{cor} = \pi \cdot e_{ran} \cdot y_V \quad (6.189)$$

Calculados y_v y p_a se está en condiciones de calcular p_4 a partir de la ecuación (6.182).

CASO: Flujo desde la cámara de extensión:

En todo instante, es conocida la presión p_a , en la cámara de la válvula a partir de la caída de presión en los conductos “c”

$$p_a = p_4 - dp_c \quad (6.190)$$

Por otra parte, se conoce la presión p_v , a la entrada de los conductos “a”

$$p_v = p_3 + dp_a \quad (6.191)$$

Y el caudal que pasa por ellos es \bar{Q}_T , es el promediado entre dos posiciones consecutivas, calculado anteriormente y mostrado en la ecuación (6.171).

De la misma forma que se ha calculado el flujo hacia la cámara de extensión, el caudal deberá pasar también por los conductos “b” proporcionando una caída de presión exactamente igual a $dp_b = - (p_v - p_a)$, de no ser así, y en general así sucederá,

el disco se levantara una distancia y_v , de su asiento, con lo que se tendrá que el caudal se bifurcara, al tener dos conductos en serie con una caída de presión precisamente, $dp_b = -(p_v - p_a)$, de manera que:

$$\bar{Q}_T = Q_{cor} + Q_b = C_{Dcor} \cdot A_{cor} \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_a - p_v)} + C_{D,b} \cdot A_b \sqrt{\frac{2}{\rho_{oil}} (p_a - p_v)} \quad (6.192)$$

Como datos relevantes a conocer de la válvula del amortiguador del CSA, la elongación máxima del muelle es de $y = 4$ mm. Tanto la constante de rigidez del muelle de anillo, así como la elongación máxima, se hallaron experimentalmente en el laboratorio una vez se tuvo desmontado el CSA, procedimiento detallado en el anexo 9.8 . Como valor de constante de rigidez se obtuvo:

$$K = 70 \frac{N}{mm}$$

Para la carrera de extensión o elongación, el disco flotante quedará en posición extendida por la propia fuerza del muelle y por la contribución de la presión dinámica.

Recordando que la fuerza ejercida por el amortiguador sigue la ecuación:

$$F_A = \Delta p_{total} \cdot SAM = \Delta p_{total} \cdot S_E \quad (6.193)$$

Para el cálculo de la transferencia de calor en el CSA se han utilizado los mismos modelos de conducción y de convección, expuestos en el apartado 5.4. En este caso se han variado las áreas expuestas del CSA, ver sección 5.3.3.

Una vez expuesto el modelo que regirá el comportamiento del CSA, se procederá a realizar la exposición de resultados obtenidos de la experimentación y posterior validación del modelo propuesto en este capítulo que permita predecir la evolución de la presión, la fuerza, el desplazamiento, etc. en función del tiempo para un artilugio de características parecidas al utilizado en este trabajo siempre y cuando se conozca bien su geometría.

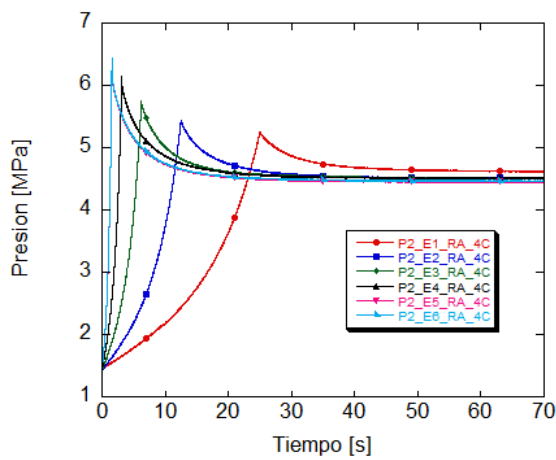
6.5. Resultados y discusión del estudio del CSA.

En el siguiente apartado de la Tesis se abordará el estudio completo del CSA. Se procederá a evaluar todos los resultados obtenidos de las adquisiciones realizadas en los bancos de ensayos experimentales. A diferencia del estudio realizado con el cilindro de suspensión en su composición de dos cámaras, en esta esta ocasión se han podido ubicar dos sensores de presión en cámaras de fluidos diferentes, uno en la cámara neumática variable, volumen 2 y otro en la cámara de extensión del aceite, volumen 4. De los ensayos realizados se ha obtenido el registro de la fuerza y el desplazamiento y además se han registrado los valores de temperatura inicial y final de cada ensayo para conocer como evolucionaba la temperatura de la pared durante los experimentos propuestos además de realizar unas fotografías con una cámara termográfica utilizada básicamente en los ensayos cíclicos de n repeticiones. Con esta información se calculará el volumen de las cámaras con el objetivo de poder comparar los resultados experimentales con los resultados obtenidos de las simulaciones, utilizando el modelo realizado en MATLAB[®]. Es por eso que, a partir de los resultados experimentales de la presión, en los dos volúmenes adquiridos, y de la evolución del desplazamiento y la fuerza, se obtendrán las variables que caracterizan el CSA de estudio, que posteriormente se contrastaran con los resultados obtenidos de las simulaciones teóricas para acabar validando el modelo final propuesto en este estudio.

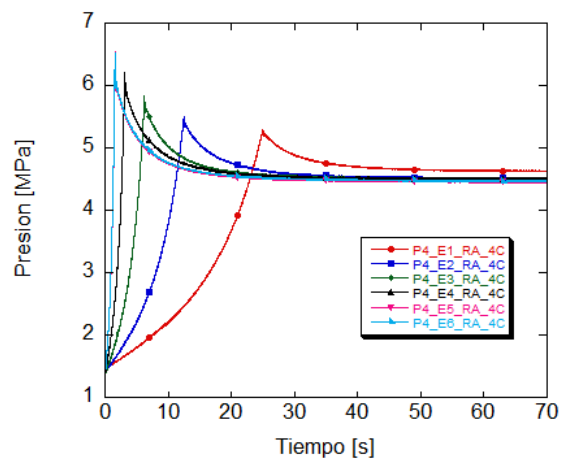
La Figura 6.30, presenta la variación de presión temporal medida en la cámara variable, es decir en el volumen 2, para los diferentes ensayos propuestos y a diferentes valores de velocidad, pero a igual valor de amplitud. Estos ensayos serán los introducidos anteriormente mediante la Tabla 6.1, para los experimentos realizado en rampa ascendente. Al igual que para los ensayos realizados cuando la suspensión estaba configurada con 2 cámaras, las curvas presentadas son en realidad las medias obtenidas después de reproducir cada experimento ocho veces. Aunque no se presenta en la Figura 6.30, la desviación estándar de cada punto fue inferior al 3%, para todas las pruebas realizadas. De la Figura 6.30a y Figura 6.30b, se observa que los ensayos han tenido una duración de 70 segundos, tiempo que ha permitido comparar los ensayos propuestos en una misma gráfica. Como condiciones iniciales de todos los experimentos realizados en rampa ascendente hay que decir que el valor inicial de la presión para todos los ensayos oscilaba entre 1.43 MPa y 1.46 MPa, estando los valores finales de presión entre 4.5 MPa y 4.6 MPa, una vez estabilizada la presión. Se puede observar también, al graficar todos los ensayos juntos, que a medida que la velocidad de desplazamiento en compresión aumenta también aumenta la presión en las cámaras. En la Figura 6.30c, se ha intentado graficar las presiones de las dos cámaras en una misma imagen, pero la diferencia es tan pequeña que únicamente se aprecia variación de presión en el inicio del ensayo más rápido, Ensayo 6. En él, el pico de presión cuando la carrera de compresión llega a su final da una diferencia de 0.1 MPa, ver Figura 6.30d. Como conclusión, de la visualización de estas gráficas, se puede comentar que apenas varía la presión entre las cámaras 2 y 4 del

CSA. De este hecho se puede extraer que el tanto el rozamiento debido al movimiento del pistón dentro de la camisa es prácticamente nulo y que la caída de presión en las válvulas del amortiguador cuando el CSA trabaja a compresión también es prácticamente nulo, para las presiones de trabajo utilizadas.

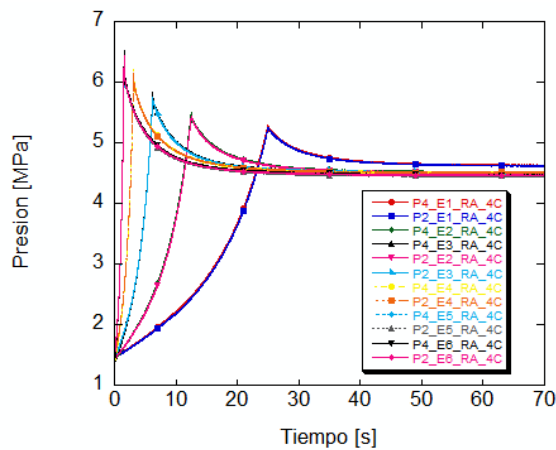
Utilizando la misma estrategia enunciada en el apartado 5.5, en la Figura 6.30e y Figura 6.30f, se muestra la curva que une los picos de presión obtenidos de la carrera de compresión, Con el trabajo de esta curva se calculará el coeficiente de transferencia de calor promedio y la constante térmica de tiempo.



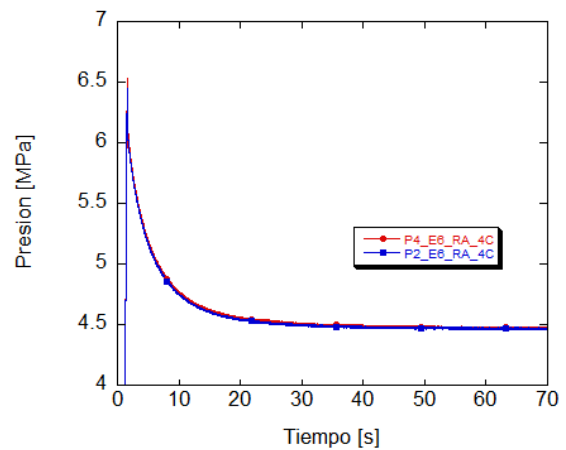
(a)



(b)



(c)



(d)

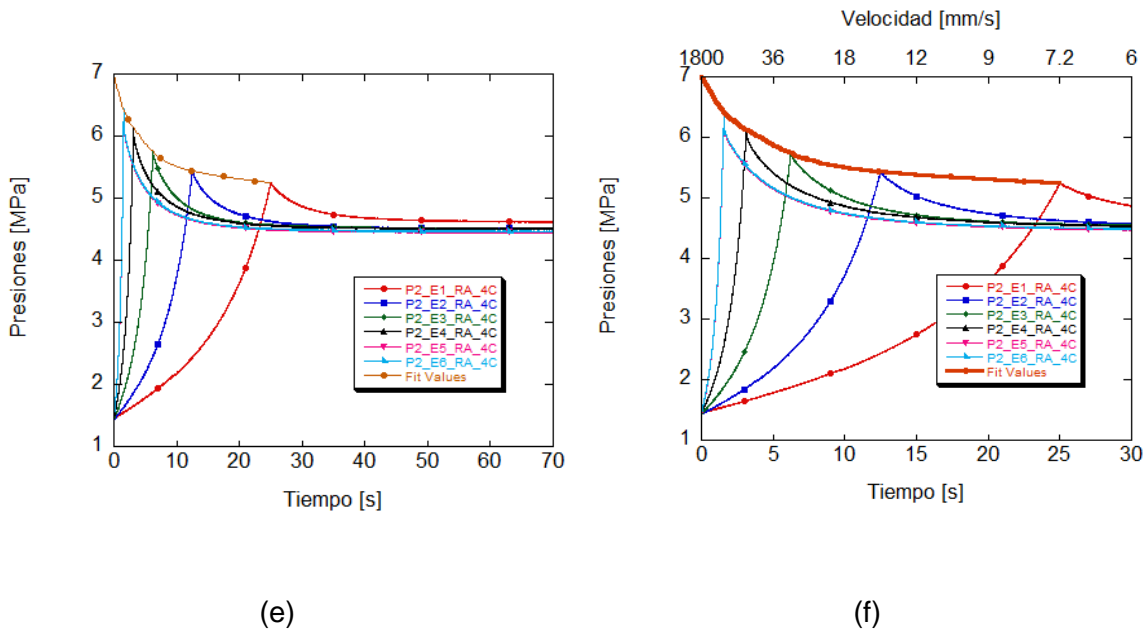


Figura 6.30: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, b) Datos adquiridos del volumen 4 para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, c) Datos adquiridos del volumen 2 y 4, juntos, de los ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, d) Datos adquiridos del volumen 2 y 4, juntos, para el ensayo 6, en Rampa Ascendente basado, en la Tabla 6.1, e) Curva que ajusta los picos presión en máxima compresión del volumen 2, para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1, f) Curva que ajusta los picos presión versus tiempo y velocidad, en máxima compresión del volumen 2, para ensayos en Rampa Ascendente basados, en la Tabla 6.1 y ampliada 30 segundos.

Los ensayos en rampa descendente para el CSA, se muestran en la Figura 6.31. Se puede apreciar que los valores iniciales de presión, para todos los experimentos, se encontraba entre 3.4 MPa y 3.5 MPa. Por otro lado, puede observarse también que la presión al final de cada ensayo tiene la tendencia de estabilizarse en valores cercanos a 1.3 MPa, ver Figura 6.31a.

De la Figura 6.31a, se observa que al igual que sucede con las rampas ascendentes, a medida que aumenta la velocidad del ensayo, el valor de la presión cuando la carrera de extensión llega a su final es menor, observando una diferencia de presión en ese punto que oscila entre los diferentes ensayos entre 0.1 MPa y 0.3 MPa para los ensayos E1 y E7, respectivamente, ver Figura 6.31b.

Este hecho tiene su lógica ya que en las variaciones de presión cuando se realiza el movimiento en rampa descendente a extensión, mostrado en la Figura 6.31a, ya que teóricamente, el gas pierde temperatura al aumentarse el volumen de manera tan repentina que afecta de forma muy clara a la presión hasta estabilizarse.

Tanto en la Figura 6.30e como en la Figura 6.31c, se ha superpuesto la curva que ajusta los valores máximos de presión como lo explicado en la sección 5.5.

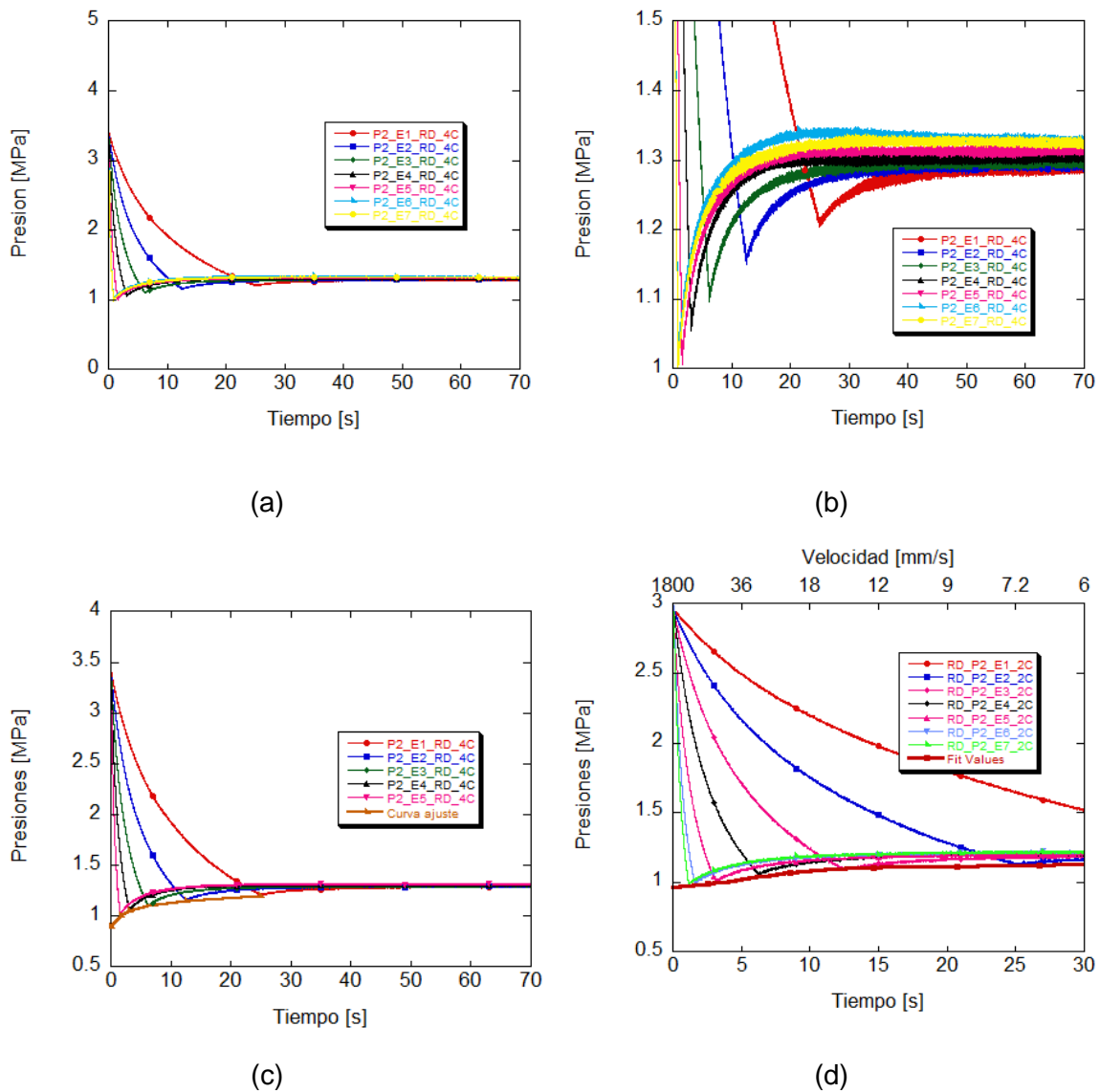


Figura 6.31: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Descendente basados, en la Tabla 6.2, b) Datos adquiridos del volumen 2 para ensayos en Rampa Descendente ampliados en presión y basados, en la Tabla 6.2, c) Curva que ajusta los picos presión en máxima expansión del volumen 2, para ensayos en Rampa descendente basados, en la Tabla 6.2. d) Curva que ajusta los picos presión en máxima expansión del volumen 2, para ensayos en Rampa descendente basados, en la Tabla 6.2., ampliada a 30 segundos.

Una vez graficadas las variaciones de presión tanto a compresión como a extensión se procederá a evaluar nuevamente la constante térmica de tiempo, pero en este caso para la composición de 4 cámaras. El procedimiento a seguir será el mismo que el expuesto en el apartado 5.5. A partir de la evolución de las presiones al realizar los ensayos en rampa ascendente, ver Figura 6.30 y en rampa descendente, ver Figura 6.31, y como se vio en el apartado 5.4.3, la constante térmica de tiempo se puede hallar a partir de los experimentos. En la Tabla 6.10, se muestran los valores de dicha constante para cada ensayo, tanto en rampa ascendente como en rampa

descendente, además de la velocidad media del proceso, bien sea en desplazamiento en compresión o en extensión.

Tabla 6.10: Valores de la constante térmica de tiempo vs la velocidad de los experimentos en rampa.

Ensayos	τ	Vel (m/s)	Ensayos	τ	Vel (m/s)
E1_RA_4C	5.3700	0.0072120	E1_RD_4C	5.7800	0.010901327
E2_RA_4C	4.7600	0.014440	E2_RD_4C	5.5500	0.02181312
E3_RA_4C	3.9400	0.028770	E3_RD_4C	4.8200	0.043612284
E4_RA_4C	3.8700	0.057430	E4_RD_4C	3.8300	0.087168798
E5_RA_4C	3.1900	0.11187	E5_RD_4C	3.7100	0.172572152
E6_RA_4C	3.2400	0.11215	E6_RD_4C	2.6600	0.307072579

De la tabla anterior se puede observar la relación existente entre la velocidad del proceso y la constante térmica de tiempo, constatando que a mayor velocidad de compresión o extensión la τ se hace más pequeña, ver Figura 6.34.

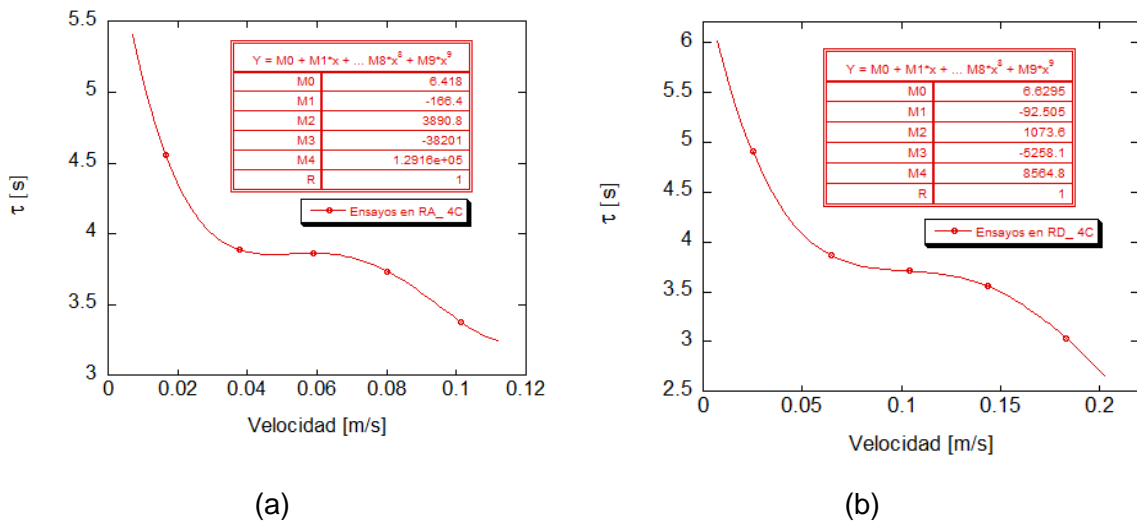


Figura 6.32: Variación de la constante térmica de tiempo en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.

La expresión que relaciona el τ con la velocidad de compresión es:

$$\tau = 6.418 - 166.4 \cdot g_p + 3850.8 \cdot g_p^2 - 38201 \cdot g_p^3 + 1.2916e + 5 \cdot g_p^4 \tag{6.194}$$

La expresión que relaciona el τ con la velocidad de expansión es:

$$\tau = 6.6295 - 82.505 \cdot g_p + 1073.6 \cdot g_p^2 - 5258.1 \cdot g_p^3 + 8564.8 \cdot g_p^4 \tag{6.195}$$

Una vez expuesto como varía la constante térmica de tiempo en función de la velocidad de desplazamiento del embolo, se procederá evaluando la variación del *coeficiente de transmisión de calor global promediado*, para los ensayos de compresión/expansión en rampa en el CSA. El proceso seguido será el mismo que el utilizado en el apartado 5.5, mostrando las curvas que relacionan dicho coeficiente con la velocidad de desplazamiento del embolo móvil, ver Figura 6.33. Tanto en la Figura 6.33a como en la Figura 6.33b, donde se vuelve a apreciar que a mayor velocidad de desplazamiento mayor *coeficiente de transmisión de calor global*.

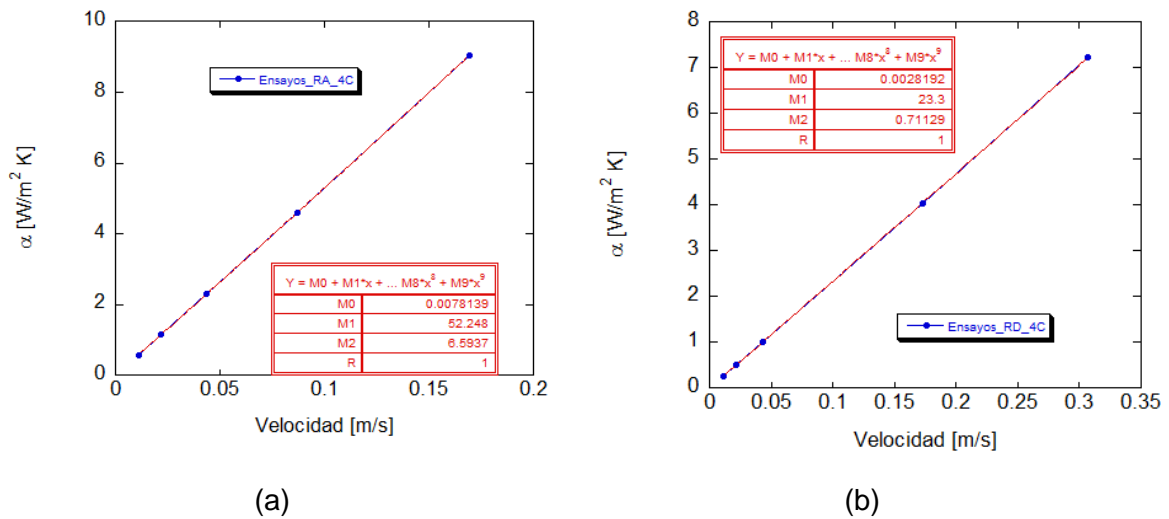


Figura 6.33: Variación del coeficiente de transmisión de calor global promediado en función de la velocidad de desplazamiento del embolo. a) Ensayos realizados en rampa ascendente, b) Ensayos realizados en rampa descendente.

La expresión que relaciona el $\bar{\alpha}$ con la velocidad de compresión, es:

$$\bar{\alpha} = 0.0078139 + 52.248 \cdot \mathcal{V}_p + 6.5937 \cdot \mathcal{V}_p^2 \tag{6.196}$$

La expresión relaciona el $\bar{\alpha}$ con la velocidad de expansión, es:

$$\bar{\alpha} = 0.0028192 + 23.3 \cdot \mathcal{V}_p + 0.71129 \cdot \mathcal{V}_p^2 \tag{6.197}$$

Al graficar la Figura 6.34, se puede observar el efecto del amortiguador y como cabe esperar, empieza a actuar cuando la velocidad de extensión es elevada. A diferencia de la Figura 6.31, las presiones no parece que empiecen en el mismo punto, ver Figura 6.34a, En la Figura 6.31a, se ha mostrado como la presión inicial de los ensayos estaba próxima a 3.5 MPa, en cambio en la Figura 6.34a, la presión inicial de los experimentos parece estar cercana a 4.5 MPa. Si se amplía el inicio de la Figura 6.34a, mostrado en la Figura 6.34b, en 5 segundos, se puede apreciar una situación que hasta el momento no se había producido. Cuando se realiza una extensión de manera muy rápida, es decir, el fluido pasa rápidamente del volumen 4, de aceite, al volumen 3, también de aceite, se cierra el elemento elástico del amortiguador

obligando al aceite a pasar, si o si, por el orificio B, ver Figura 6.21c.y Figura 6.22. Para visualizar con más detalle este hecho se muestra la Figura 6.34c, donde se visualizan dos ensayos juntos, los ensayos 5 y 6 de la Tabla 6.2. Aquí ya sí que se puede ver claramente que a mayor velocidad de extensión mayor es el aumento de presión en la cámara 4. Este hecho hace que la fuerza de la cámara 4 aumente provocando una reducción de la fuerza total que registra la célula de carga. Cuando se grafiquen las fuerzas en función del tiempo se acabará de comentar este hecho.

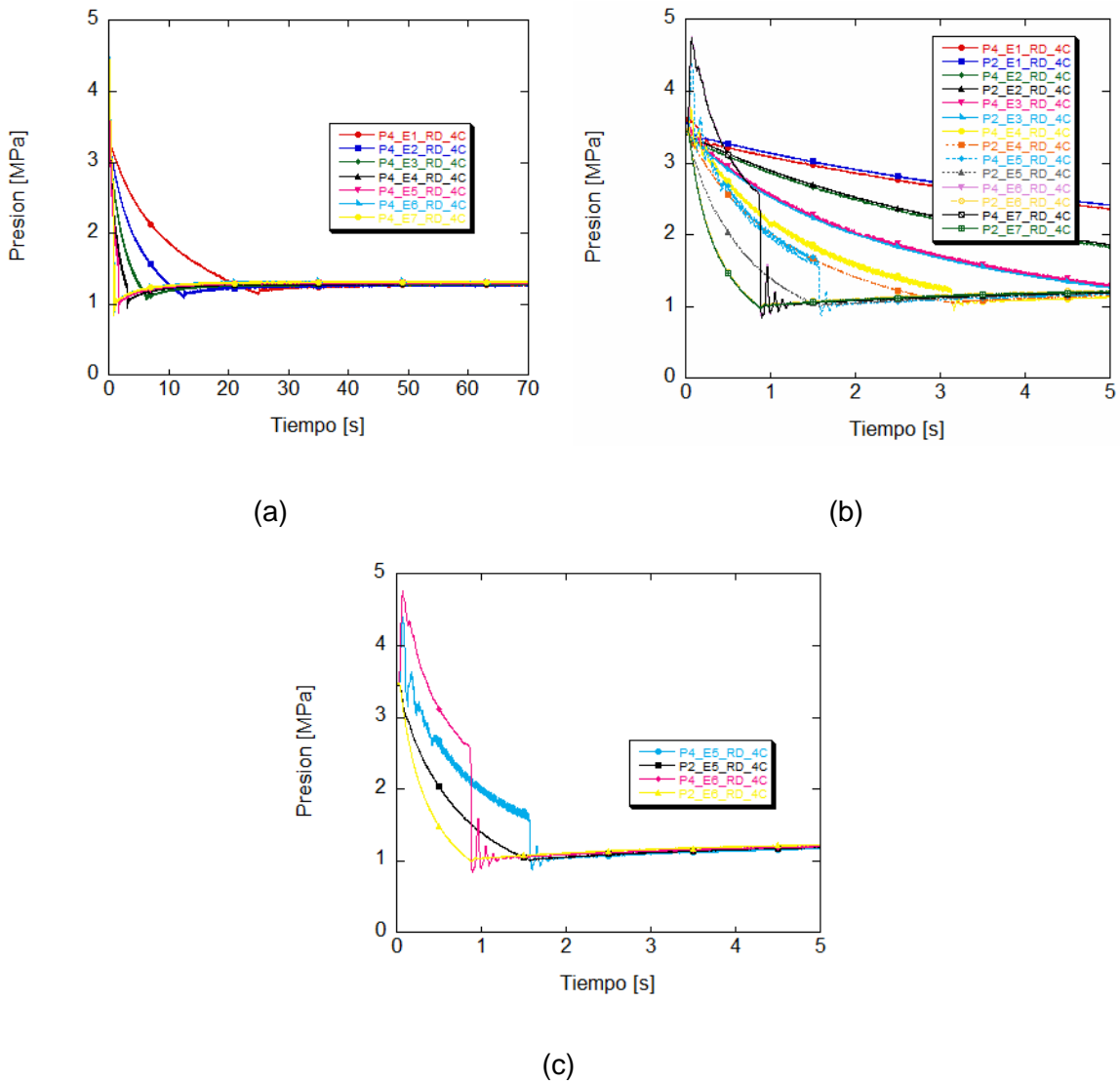


Figura 6.34: Variación de presión temporal del CSA. a) Datos adquiridos del volumen 4 para todos los ensayos en Rampa Descendente basados, en la Tabla 6.2, b) Datos adquiridos del volumen 4 para todos los ensayos en Rampa Descendente aumentados en tiempo a 5 segundos, basados, en la Tabla 6.2, c) Datos adquiridos del volumen 4 de los ensayos E5 y E6 en Rampa Descendente aumentados en tiempo a 5 segundos, basados, en la Tabla 6.2.

En la Figura 6.35, se muestran los desplazamientos del CSA tanto en la carrera de compresión como en la carrera de extensión. Si se observa la Figura 6.35a, se puede apreciar que todos los ensayos se han iniciado en la misma coordenada de la LVDT, que es 45.5 cm. A partir de este valor de posición, para los ensayos propuestos anteriormente en la Tabla 6.1 y Tabla 6.2, respectivamente, se ha generado con un programa de LabVIEW, una señal en rampa ascendente de amplitud 18 cm, ver Tabla 6.1. Se puede apreciar también en dicha Figura que los valores finales de la compresión han oscilado, en función del ensayo, entre 27.5 cm y 27.7 cm. Este valor del sensor de desplazamiento (LVDT), como ya se comentó previamente, es muy importante ya que es el encargado de calcular el volumen de la cámara variable en función del tiempo, dato vital para conocer la evolución de la presión en los recintos de la suspensión. Es interesante remarcar en este momento, que este valor no es el desplazamiento del émbolo móvil, ya que para conocer el valor del desplazamiento del émbolo móvil se debe multiplicar el valor de la adquirido de la LVDT por una relación de secciones, cuyo valor es de 1.5148, enunciado anteriormente en el apartado 6.3. Si nos centramos ahora en la Figura 6.35b, se aprecia que todos los ensayos se han iniciado en la misma coordenada de la LVDT, que es 30.5 cm. A partir de este valor de posición se ha generado con el programa de LabVIEW, una señal en rampa descendente de amplitud 18 cm, ver Tabla 6.2. Se puede apreciar también en dicha Figura que los valores finales de la compresión han oscilado, en función del ensayo, entre 48.2 cm y 48.6 cm. Gracias a estos valores de posición también se podrá obtener el volumen de la cámara variable cuando trabaje a extensión y modificando dicho valor por la relación de áreas expuesta anteriormente.

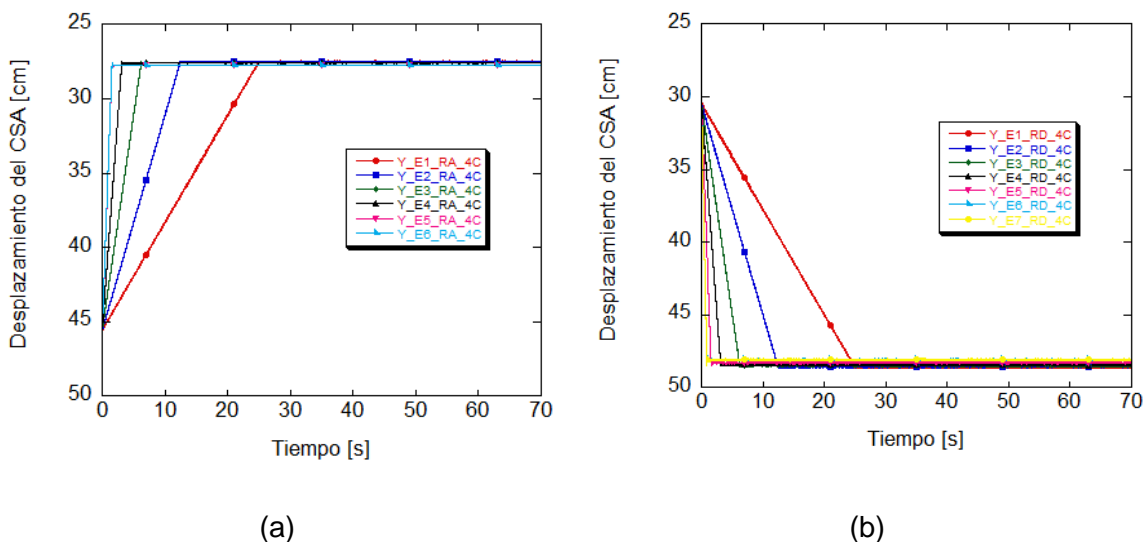


Figura 6.35: Variación de las posiciones temporales del CSA. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.2.

En la Figura 6.36, se observa la evolución de las fuerzas en función del tiempo. En ella se gráfica la fuerza que el CSA produce sobre la célula de carga ubicada en la parte superior del banco experimental. Estos valores salen de los ensayos propuestos anteriormente en la Tabla 6.1 y Tabla 6.2, respectivamente. De la Figura 6.36a, se extrae que la fuerza inicial, cuando se inicia el ensayo, está cercana a los 7000 N, acabando al final de la compresión con unos valores cercanos a los 30.000 N. En cambio, para los ensayos de extensión, ver Figura 6.36b, los valores iniciales de fuerza comienzan entre 18.000 n y 19.000 N, en función del ensayo y terminan al final de su carrera alrededor de 7000 N.

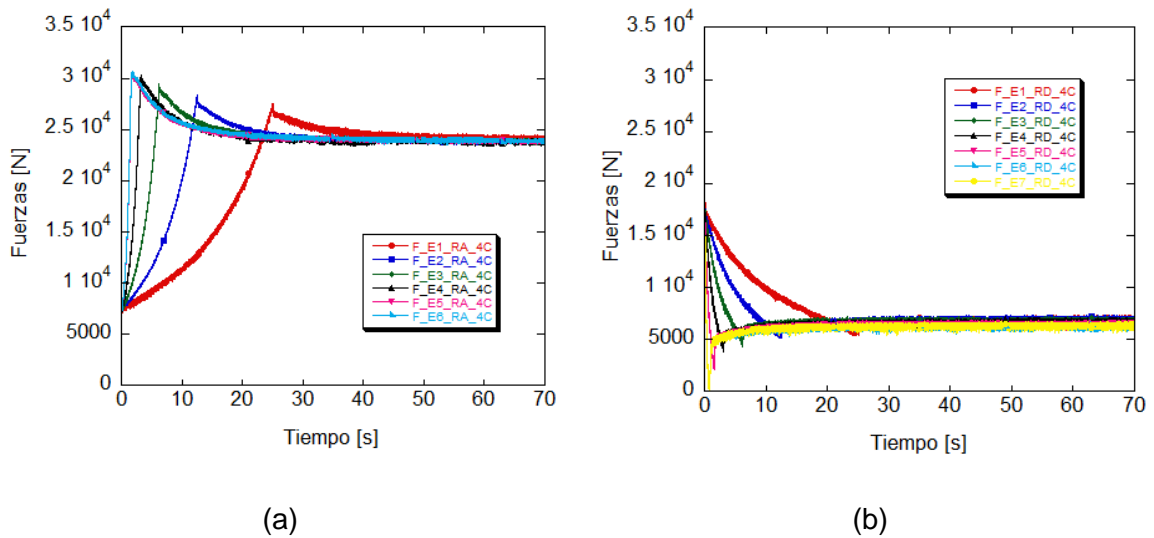


Figura 6.36: Variación de las fuerzas temporales del CSA. a) Pruebas realizadas en Rampa Ascendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.1, b) Pruebas realizadas en Rampa Descendente basadas en los ensayos de la Tabla 6.2.

A continuación, en la Figura 6.37, se muestran una secuencia de fotos realizadas con la cámara termografía del LABSON. En concreto la cámara es una Fluke TI50FT. En el anexo 9.9, se muestran las características técnicas más importantes. Como datos interesantes a comentar al respecto se dirá que la Sensibilidad térmica (NETD) es igual o inferior a 0,07 °C a 30 °C (70 mK). Su rango calibrado de temperatura es de -20 °C a 350 °C en 2 rangos (Rango 1 = de -20 °C a 100 °C y Rango 2 = de -20 °C a 350 °C), siendo su precisión de ± 2 °C o 2% (la mayor de ambas). La Corrección de emisividad es 0,1 a 1,0 (en incrementos de 0,01). En la Figura 6.37a y en la Figura 6.37b se muestran las imágenes obtenidas con la cámara termográfica antes y después de realizar el ensayo 2 de la Tabla 6.2, para una rampa descendente. En ella no se parecía cambio alguno de temperatura exterior de la pared del CSA, por lo que se puede afirmar que la temperatura de la pared al realizar un movimiento en rampa no se ve aumentada por la extensión del cilindro. Lo mismo se puede decir al realizar un movimiento de compresión cuando se excita el CSA en una rampa ascendente ver la Figura 6.37c y en la Figura 6.37d. En ellas tampoco se

aprecia diferencia significativa de temperatura al realizar las adquisiciones antes y después de realizar el experimento.

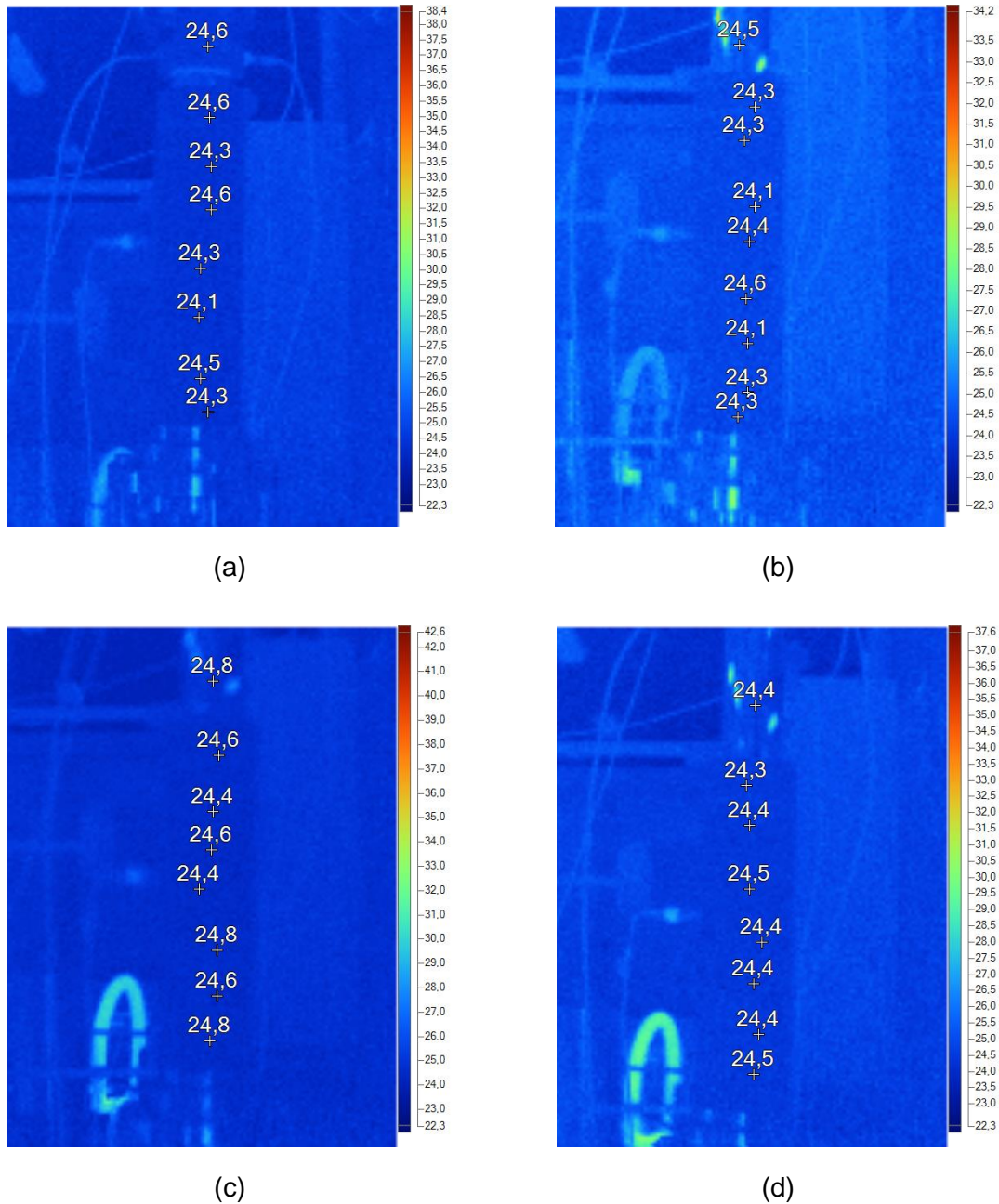


Figura 6.37: Variación de la temperatura del CSA. a) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.2., b) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.2 c) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, d) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar el experimento en Rampa Descendente basado en el ensayo 2 de la Tabla 6.1.

A continuación, se mostrarán los ensayos realizados al excitar triangularmente el CSA a diferentes frecuencias y diferentes amplitudes, ver Figura 6.38. Esta figura se ha subdividido a su vez en 4 para poder visualizar de forma conjunta la evolución de la presión a diferentes características de excitación y amplitud se han subdividido a su vez en tres imágenes más para facilitar su comprensión. En la Figura 6.38a, se han realizado experimentos donde la frecuencia de movimiento se ha dejado fija en 1 Hz y se ha variado la amplitud del movimiento en 31.5 mm, 40 mm y 50 mm de amplitud, ensayo 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3, respectivamente. En la Figura 6.38b, se han realizado experimentos donde la frecuencia de movimiento se ha dejado fija en 0.4 Hz y se ha variado la amplitud del movimiento en 31.5 mm, 80 mm, 100 y 120 mm de amplitud, ensayo 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3, respectivamente. En la Figura 6.38c, se han realizado experimentos donde la frecuencia de movimiento se ha dejado fija en 0.8 Hz y se ha variado la amplitud del movimiento en 63 mm, 80 mm y 100 mm de amplitud, ensayo 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3, Y por último, en la Figura 6.38d se han realizado experimentos donde la amplitud del movimiento se ha dejado fija en 31.5 mm y se ha variado la frecuencia de movimiento entre 0.5 Hz, 1 Hz y 1.6 Hz, ensayo 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3, también respectivamente.

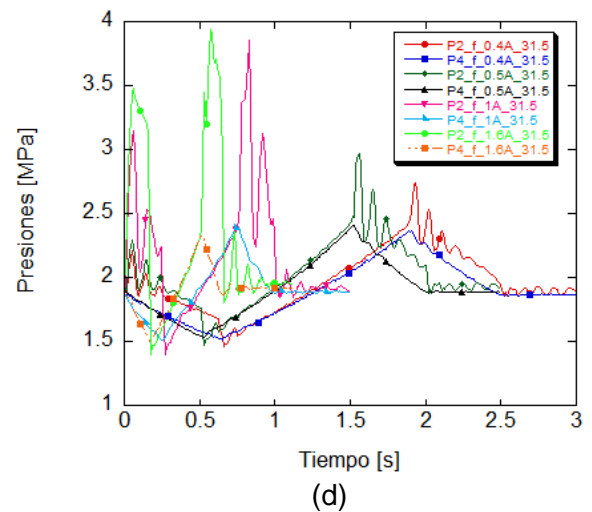
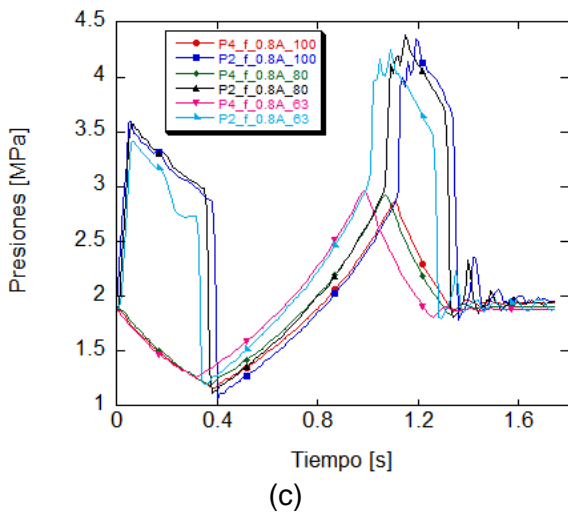
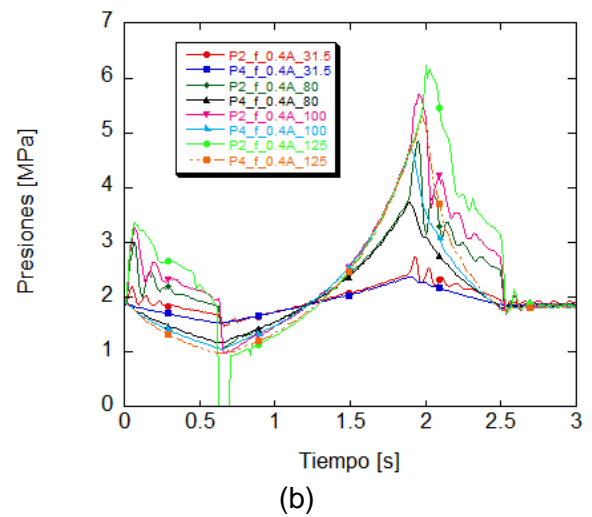
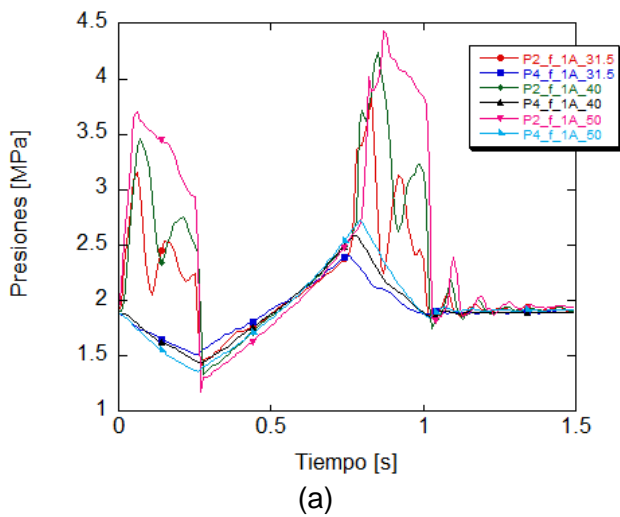
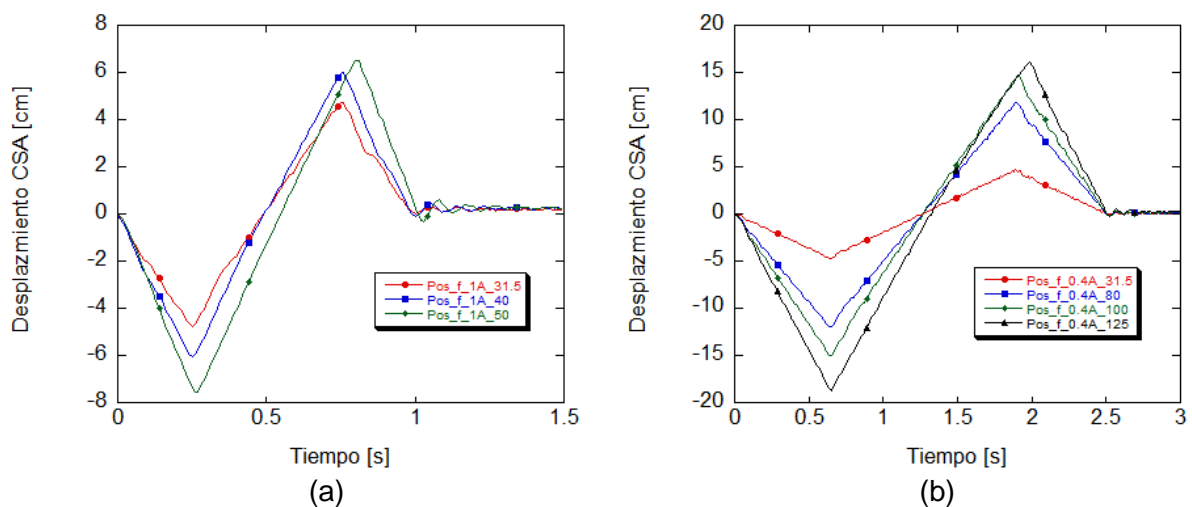


Figura 6.38: Variación de presión temporal del émbolo móvil en el CSA. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3.

De las figuras anteriores, Figura 6.38, lo primero que se debe comentar es que la evolución de la presión en la cámara 4, cuando se realiza el movimiento de extensión, sufre un aumento de presión muy considerable en función de la velocidad del desplazamiento que oscila entre 1.5 MPa y 4 MPa. Este aumento de presión en la cámara 4, es debido a que en ese movimiento, la parte elástica del amortiguador cierra el orificio A, mediante el disco amortiguador, forzando al fluido a pasar por el orificio B, ver Figura 6.21 y Figura 6.22. Si se observan las carreras de compresión del CSA, se puede apreciar que no hay apenas diferencia de presión entre el volumen 2 y el volumen 4, con lo que este hecho lleva a pensar que el fluido pasa de la cámara 3 a la 4 con una pérdida de presión casi despreciable. Otro detalle que se extrae de estas curvas es que a medida que velocidad de excitación aumenta, sí se mantiene la misma amplitud, la variación temporal de presión aumenta en el volumen 4 de aceite, ver Figura 6.38d. Por otro lado, la Figura 6.38a, indica que, si se mantiene la frecuencia de excitación, pero se cambia la amplitud del movimiento, también se ve afectada la evolución temporal de la presión aumentando la diferencia entre las cámaras estudiadas.

La Figura 6.39, muestra la variación temporal del CSA. Grafica las mismas curvas que las expuestas en la Figura 6.38 pero mostrando ahora la evolución de la posición del CSA. Todos los datos se han vuelto a extraer de la Tabla 6.3. Como dato interesante a comentar de la Figura 6.39, se ha de decir que las amplitudes mostradas son las referentes al émbolo móvil. Dicho dato es el que hace variar el volumen de la cámara variable, VM2, y por consiguiente la presión y la fuerza de trabajo del CSA.



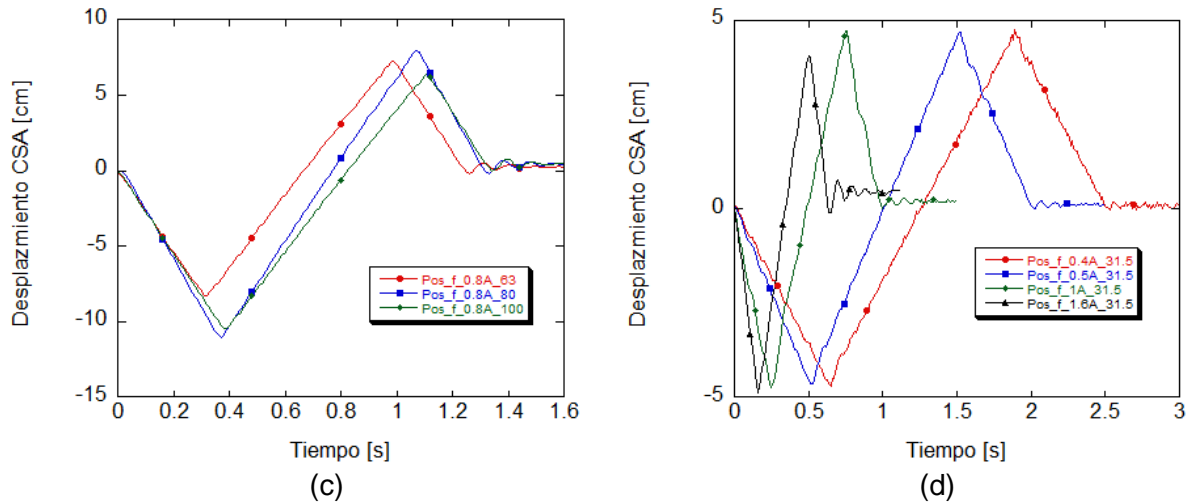
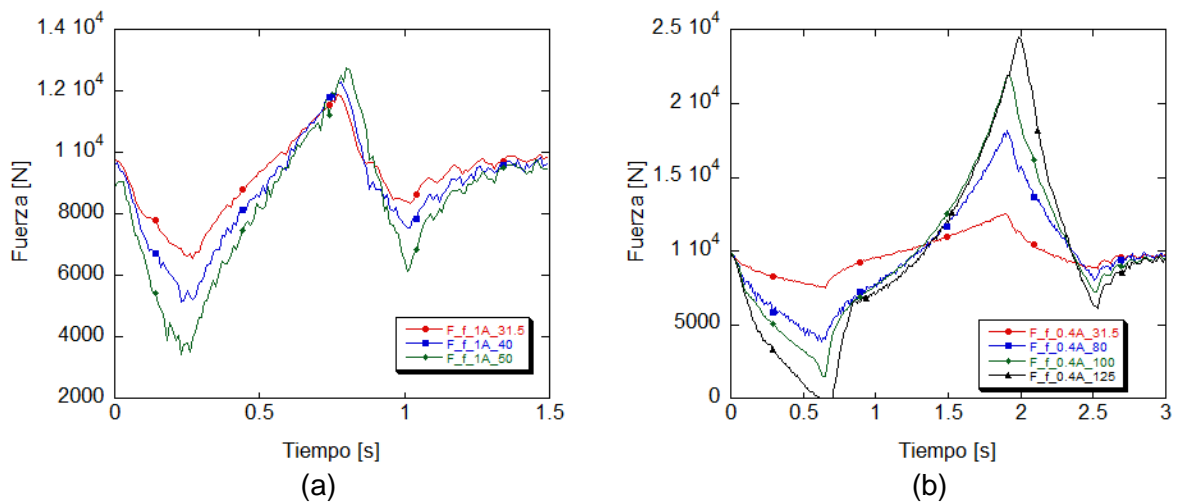


Figura 6.39: Variación del desplazamiento temporal en el CSA a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3.

Por último y para acabar de comentar los ensayos experimentales realizados de 1 ciclo, en movimiento triangular para el CSA completo, en la Figura 6.40, se puede visualizar la evolución de la Fuerza que ejerce el CSA sobre la Célula de Carga ubicada en la parte superior del banco de ensayos. Así pues y al igual que en la Figura 6.38 y Figura 6.39, la Figura 6.40 enseña la evolución de la fuerza durante los ensayos realizado en la Tabla 6.3, para diferentes frecuencias y diferentes amplitudes. De dichas curvas se puede extraer alguna conclusión debido a que a medida que se aumenta la velocidad, manteniendo la amplitud, la fuerza que la célula de carga registrada disminuye. Este hecho es debido a la sobrepresión de la cámara 4 cuando el disco amortiguador obtura el orificio B, observar la Figura 6.40d. Si en cambio, la transición del movimiento triangular se realiza a pequeñas frecuencias, a medida que aumenta la amplitud aumenta la fuerza, ver Figura 6.40b



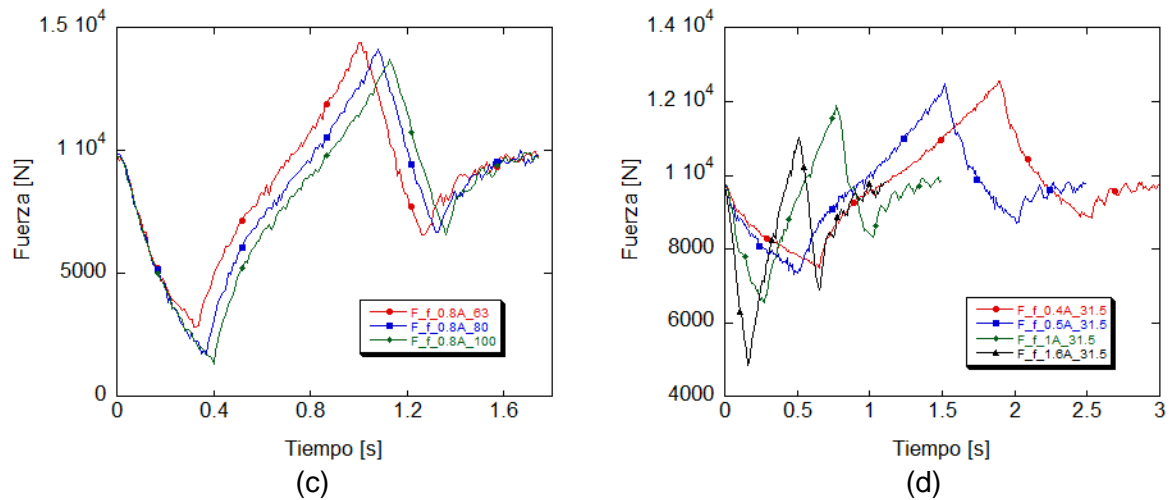


Figura 6.40: Variación de la Fuerza temporal del CSA. a) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 1 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 1, 2 y 3 de la Tabla 6.3. b) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.4 Hz y diferentes amplitudes, ensayos 9, 10, 11 y 12 de la Tabla 6.3. c) Ensayos realizados durante un ciclo a frecuencia 0.8 Hz y a diferentes amplitudes, ensayos 6, 7 y 8 de la Tabla 6.3. d) Ensayos realizados durante un ciclo a diferentes frecuencias, pero igual amplitud 31.5 mm, ensayos 1, 4 y 5 de la Tabla 6.3.

Para concluir con todas las experimentaciones presentadas en este trabajo únicamente faltan por mostrar los ensayos realizados al CSA en la modalidad de n ciclos, es decir, realizando más de un ciclo de excitación. Para completar el estudio que se está realizando se ha ensayado el CSA, en los algunos de los experimentos expuestos en la Tabla 6.3. Se han escogido de forma representativa y se han ensayado 5, 10, 50, 125 y 200 veces, ver Tabla 6.4.

En las imágenes que se muestran de los ensayos de n ciclos, mostrados entre las Figura 6.42 a las Figura 6.45, se puede cometer lo siguiente. En primer lugar, se comentará que, aunque si se realizan ensayos como mucho hasta 50 ciclos, la presión adquirida en los dos recintos estudiados, cámara 2 y 4, no muestra un cambio sustancial de variación presión. Entre la zona de máxima compresión o máxima extensión, debido al paso del tiempo la presión es bastante constante variando únicamente unos 0.05 MPa cuando el volumen llega al punto muerto superior o al punto muerto inferior del recorrido del CSA, ver Figura 6.42. Los ensayos realizados han sido: de 0.5 Hz y 100 mm de amplitud, de 1 Hz de frecuencia y 50 mm de amplitud, de los de 1.6 Hz y 31.5 mm de amplitud y de 0.8 Hz y 80 mm de amplitud se cuantificando de forma experimental la tendencia comentada. En cambio, cuando se ensaya el CSA más de 100 ciclos, sí que comienza a observarse un incremento de presión, más acentuado en la cámara de aceite, pero sin crecer más de 0.2 MPa. Este hecho nos puede a hacer pensar que o bien la relación velocidad vs amplitud de los ensayos realizados es pequeña o que la misma geometría y materiales del CSA hace

que la transferencia de calor realizada en la compresión-extensión, se mantenga constante en los ciclos de trabajo estudiados.

Del resto de gráficas mostradas en dichas figuras se aprecia que tanto la fuerza como la posición se han registrado correctamente sin distorsión aparente.

Al igual que en los ensayos en rampa, para los ensayos cíclicos también se ha comprobado si la temperatura exterior de CSA variaba en función del tiempo. En la Figura 6.41, se puede apreciar que no varía la temperatura exterior si se realiza un ciclo.

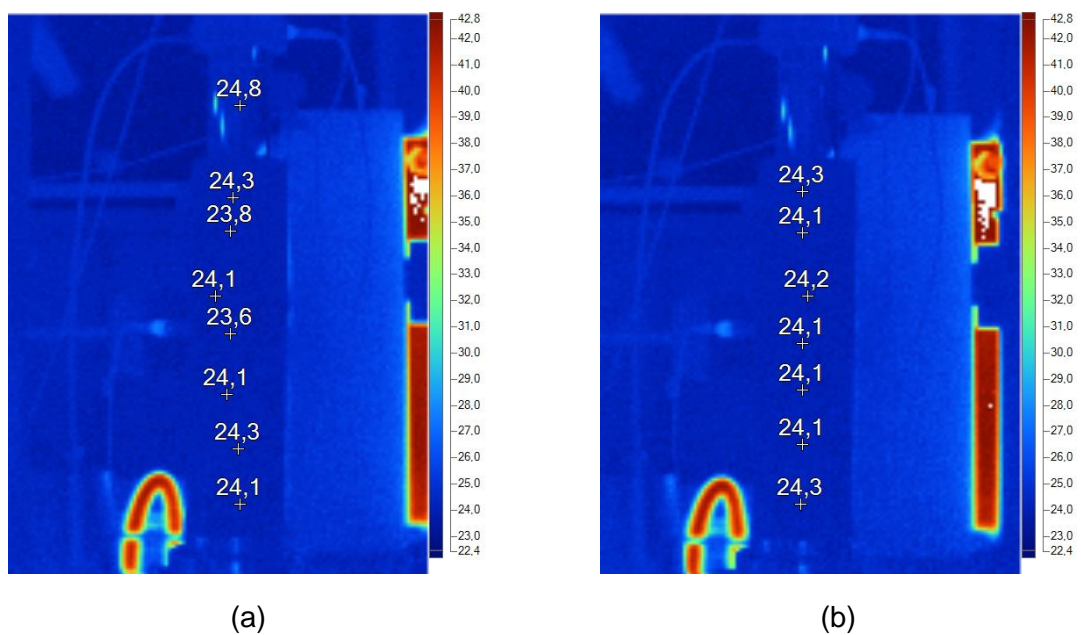


Figura 6.41: Variación de la temperatura del CSA. a) Imagen obtenida con la cámara termográfica antes de realizar un experimento cíclico basado en el ensayo 3 de la Tabla 6.3, b) Imagen obtenida con la cámara termográfica después de realizar un experimento cíclico basado en el ensayo 3 de la Tabla 6.3.

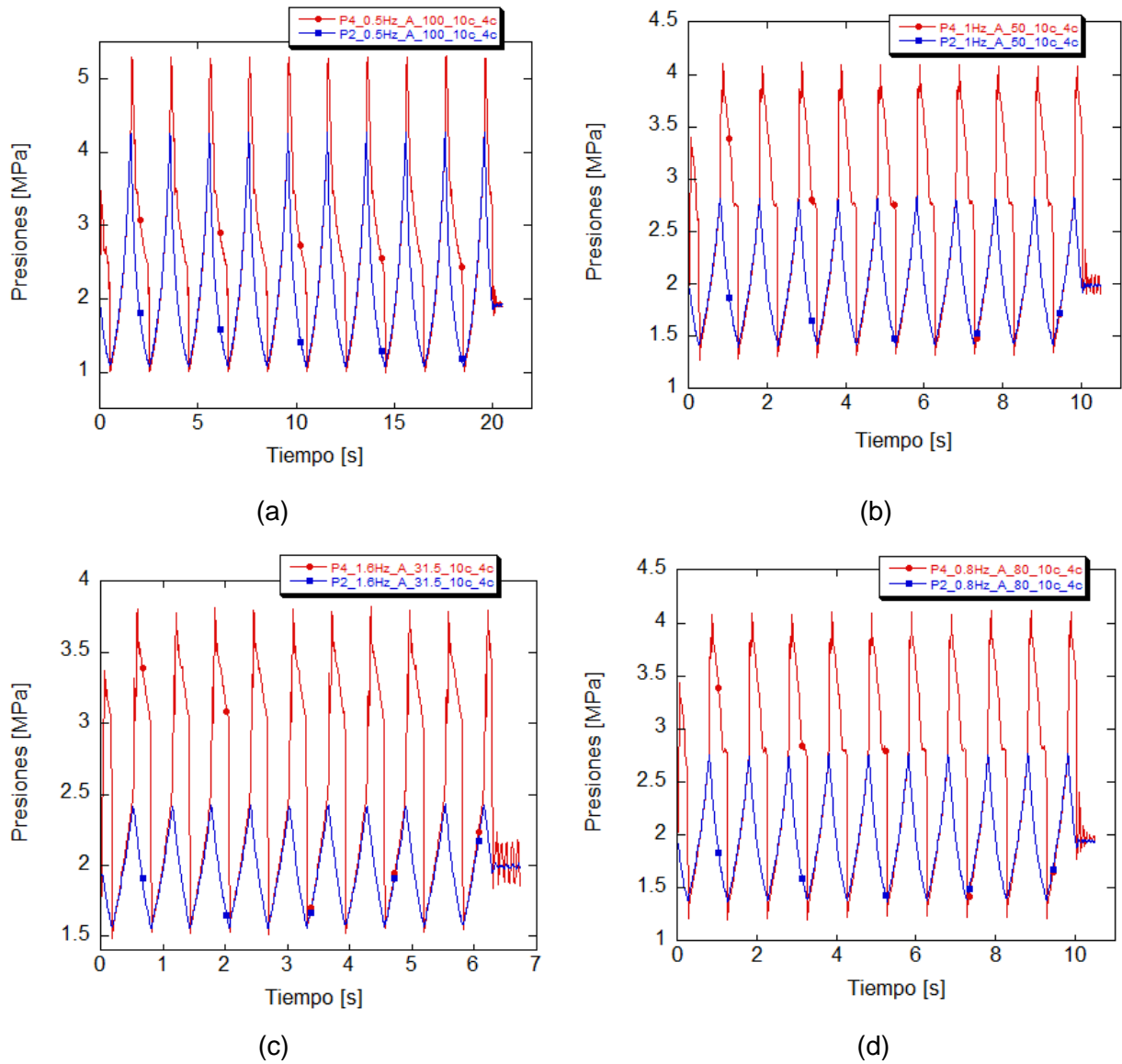


Figura 6.42: Variación de presión temporal, P2 y P4 en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4.

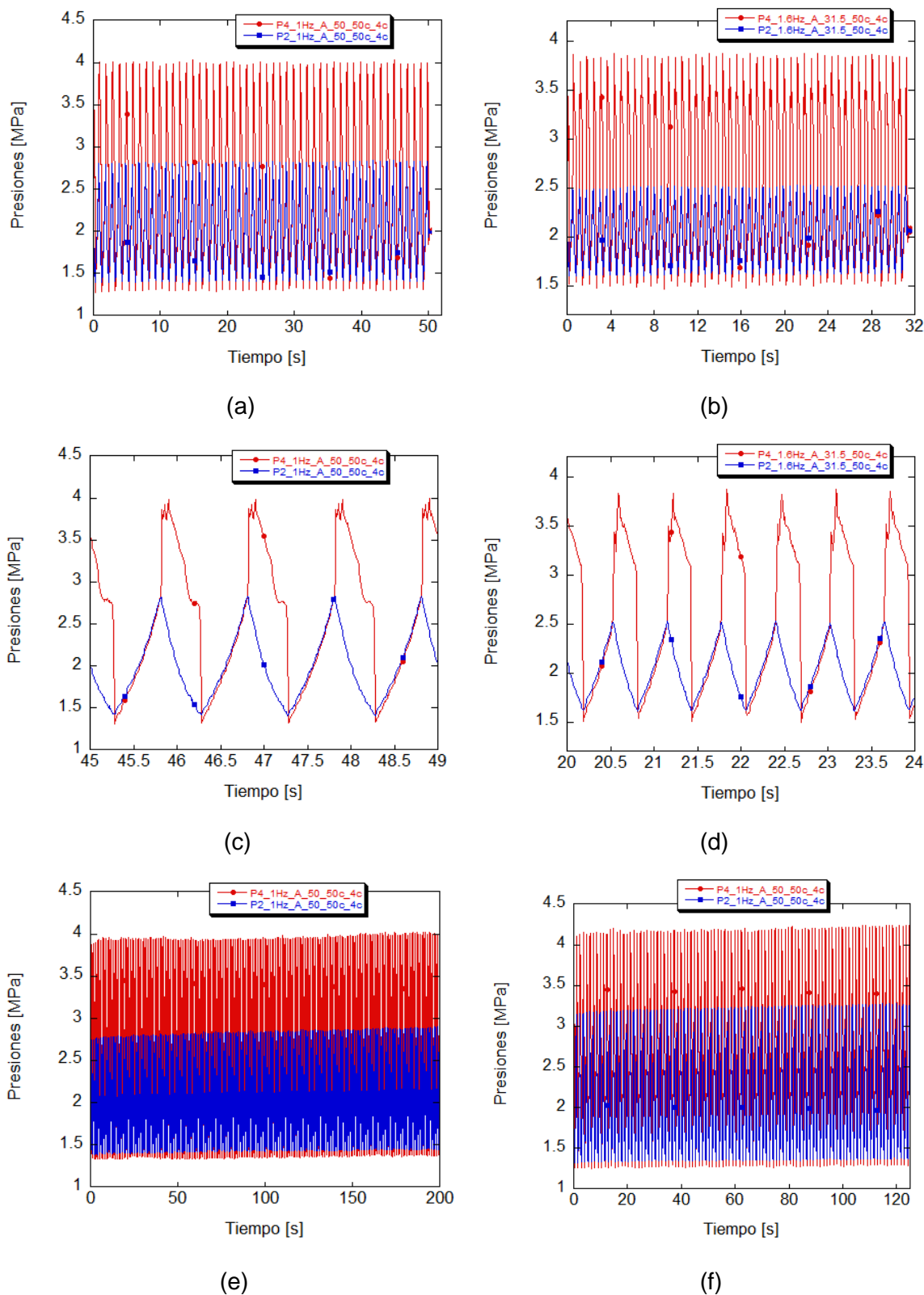


Figura 6.43: Variación de presión temporal en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 3 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 10 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm ampliado a 4 segundos, ensayo 3 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 50 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm ampliado a 4 segundos, ensayo 10 de la Tabla 6.4. e) Ensayos realizados durante 200 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 4 de la Tabla 6.4. f) Ensayos realizados durante 125 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 63 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4.

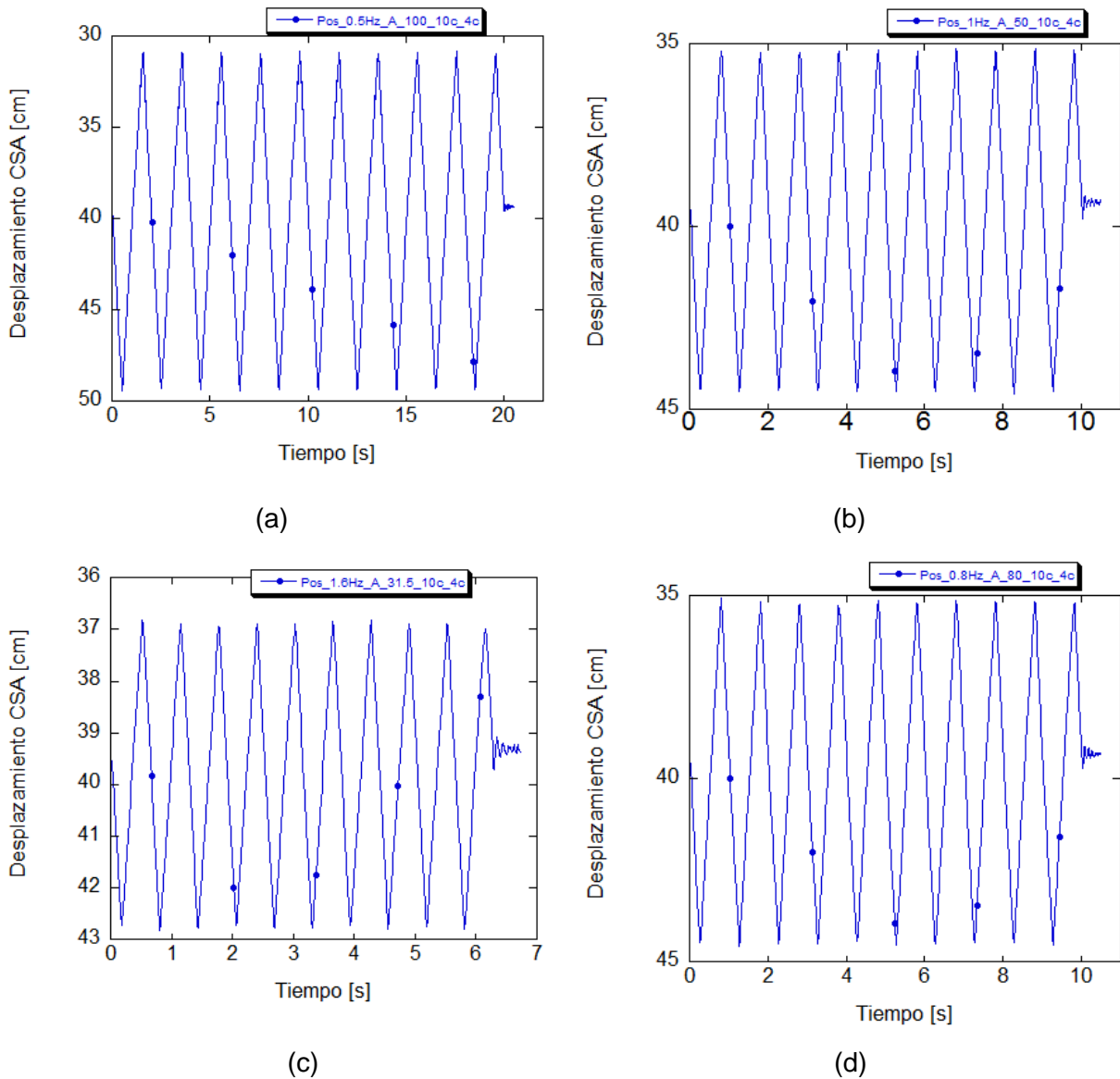


Figura 6.44: Variación del desplazamiento temporal en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4.

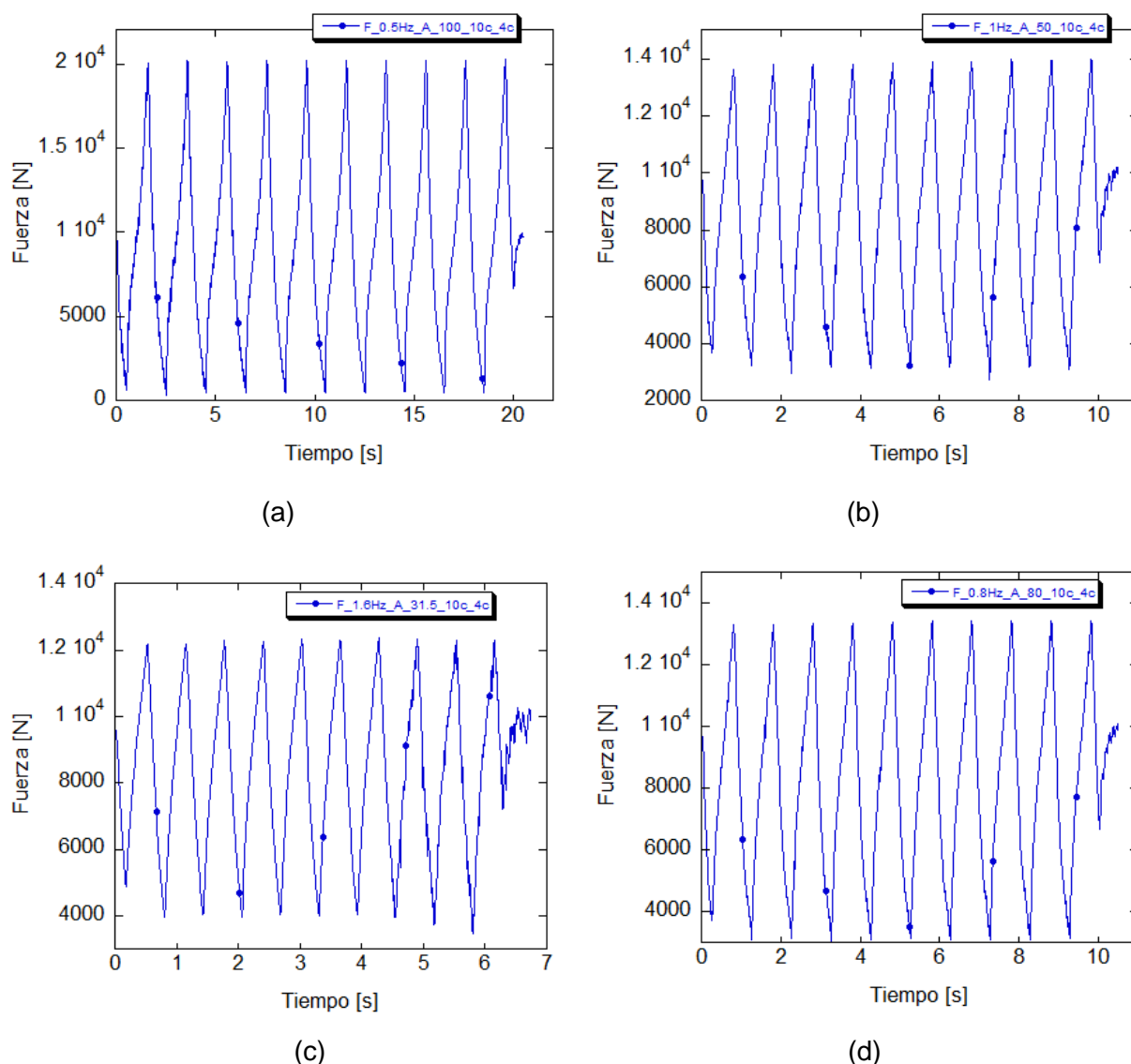
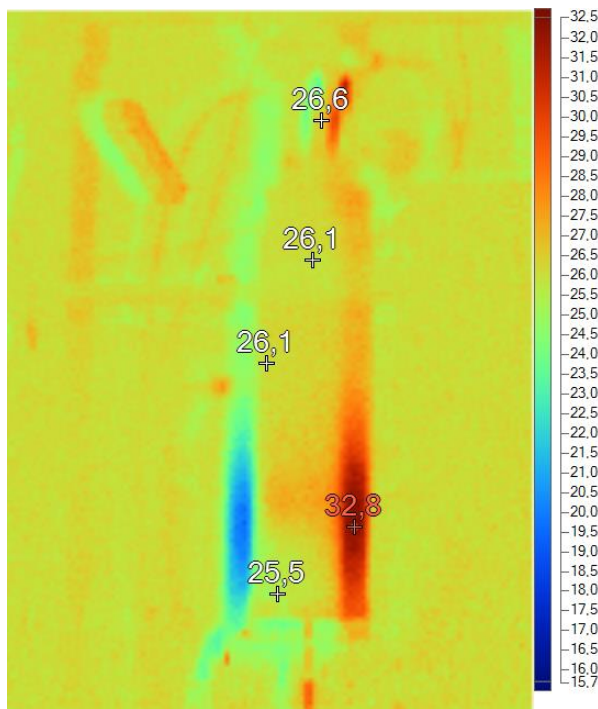


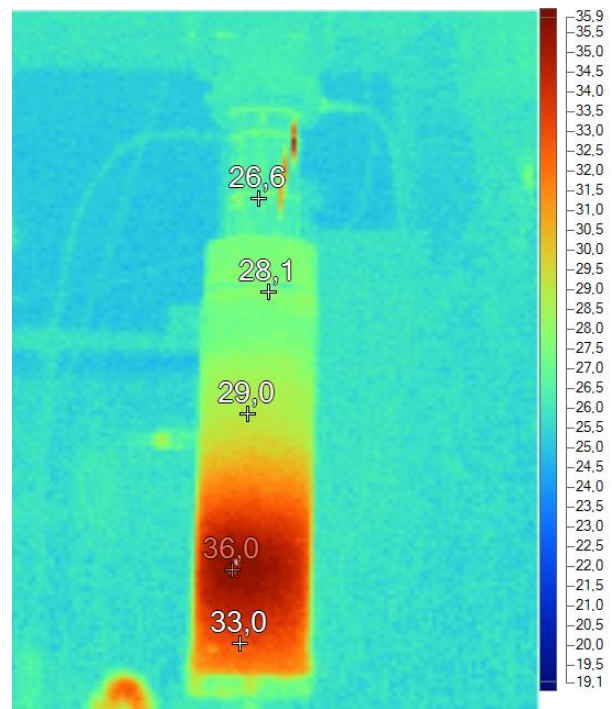
Figura 6.45: Variación temporal de la Fuerza en el CSA al realizar ensayos cíclicos. a) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.5 Hz y Amplitud de 100 mm, ensayo 8 de la Tabla 6.4. b) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, ensayo 2 de la Tabla 6.4. c) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 1.6 Hz y Amplitud de 31.5 mm, ensayo 7 de la Tabla 6.4. d) Ensayos realizados durante 10 ciclos a frecuencia 0.8 Hz y Amplitud de 80 mm, ensayo 9 de la Tabla 6.4.

A continuación en la Figura 6.46, se muestran una secuencia de fotos realizadas para el ensayo 4 de la Tabla 6.4, de frecuencia 1 Hz y 50 mm de amplitud durante 200 ciclos. La Figura 6.46a, muestra el inicio del proceso. Se puede apreciar que la temperatura del CSA es la temperatura ambiente y que está alrededor de los 25,5 °C, comprobada con el termómetro de mercurio existente en el laboratorio. Es interesante comentar que para llegar al punto de inicio del ensayo después de encender el banco de experimentos el cilindro se comprime desde la posición de máxima extensión comprobando que la temperatura exterior del CSA no ha sufrido cambio alguno al realizar este movimiento. La Figura 6.46b, muestra el gradiente de temperaturas exteriores después de realizar 200 ciclos. En ella se puede apreciar como la

temperatura en la parte inferior del CSA ha subido unos 10 °C. Este hecho es debido al calentamiento experimentado por el aceite al pasar desde la cámara 3 a la 4 y viceversa. La Figura 6.46c, muestra el gradiente de temperaturas exteriores después de realizar 400 ciclos. En este momento la temperatura exterior en el punto de mayor temperatura había subido 4 °C hasta marcar 36.8 °C. Al verificar que la temperatura aún subía se realizaron más experimentos llegando a un punto en el que la temperatura se estabilizada. La Figura 6.46d, muestra el gradiente de temperaturas exteriores después de realizar 600 ciclos llegando a una temperatura máxima exterior de 45.3 °C. La Figura 6.46e, muestra el gradiente de temperaturas exteriores después de realizar 800 ciclos llegando a una temperatura máxima exterior de 53.5 °C. Por último, la Figura 6.46f, muestra el gradiente de temperaturas exteriores después de realizar 1200 ciclos, llegando a una temperatura máxima exterior de 55.4 °C. Es en este momento en el que entre 1000 y 1200 ciclos la temperatura del CSA se estabiliza y ya no sube sustancialmente la temperatura exterior, es decir, se ha llegado a una temperatura de equilibrio.



a)



b)

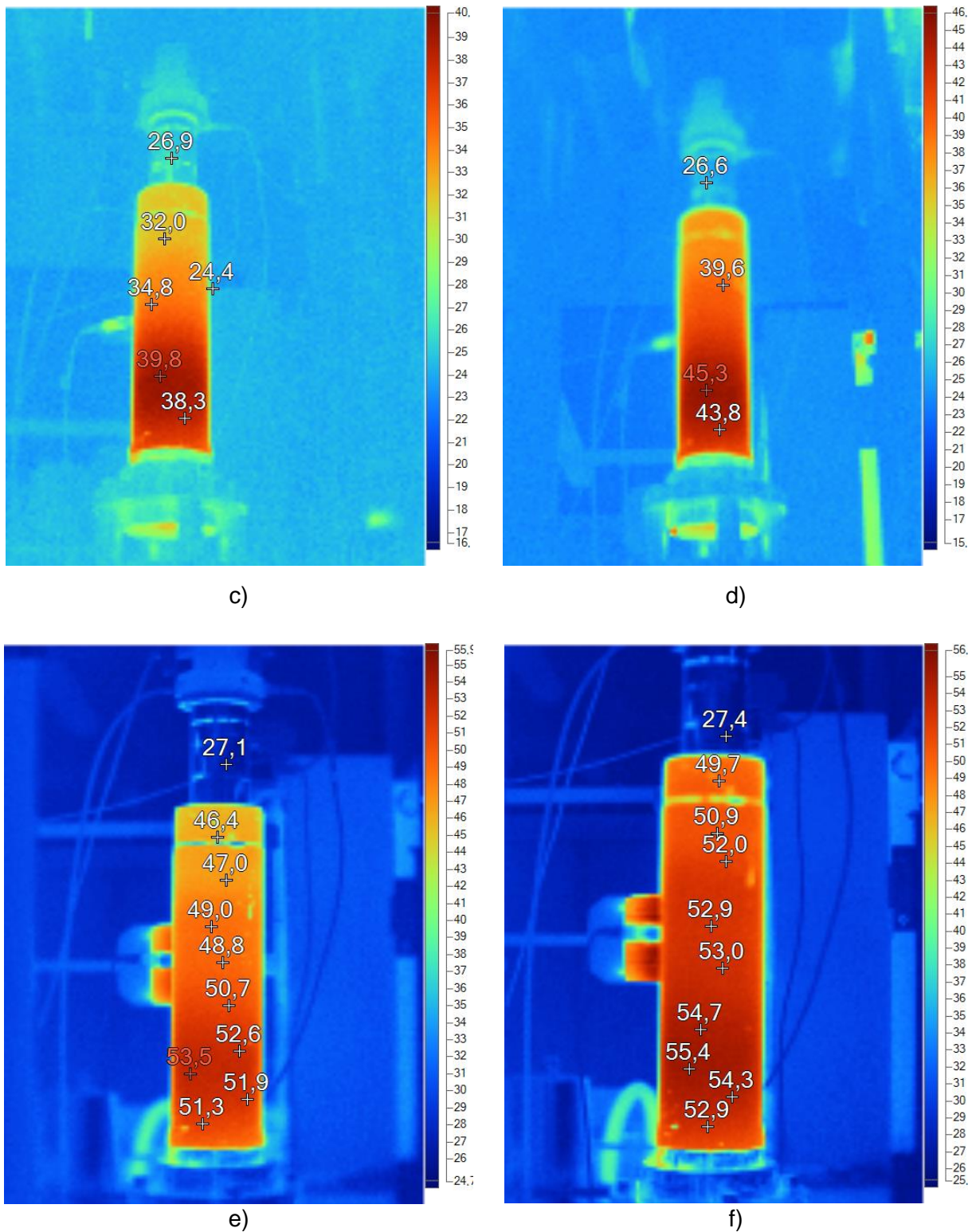


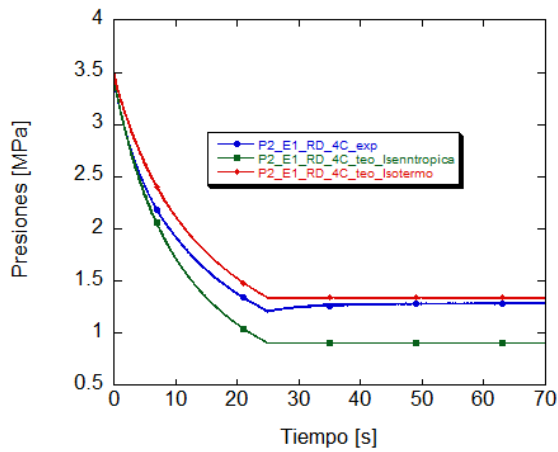
Figura 6.46: Imágenes obtenidas con la cámara termo gráfica del ensayo 4 con frecuencia 1 Hz y Amplitud de 50 mm, de la Tabla 6.4. a) Imagen inicial antes de excitar el CSA, b) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 200 ciclos, c) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 400 ciclos, d) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 600 ciclos, e) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 800 ciclos, f) Imagen del CSA después de realizar una excitación de 1200 ciclos.

Una vez mostrada toda la experimentación realizada en el CSA, se escogerán algunos de los ensayos propuestos en las Tabla 6.1, Tabla 6.2 y Tabla 6.3. En concreto se estudiarán los ensayos 1 y 4 de la Tabla 6.1 y Tabla 6.2 y los ensayos 2 y 6 de la Tabla 6.3.

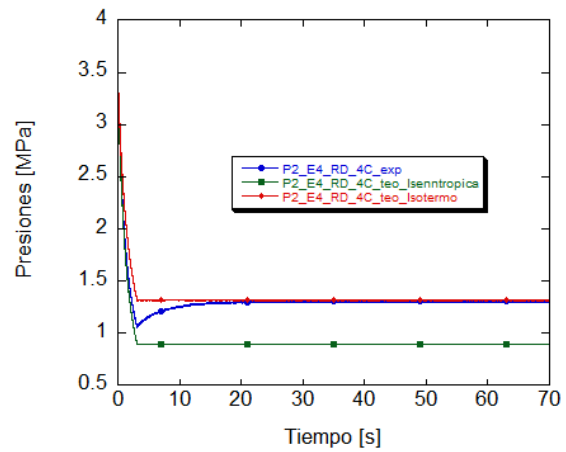
Para validar el modelo propuesto se comenzará estudiando la evolución de la presión experimental y analítica, obtenida a partir de los ensayos experimentales mostrados anteriormente y se compararán con los resultados obtenidos de la simulación realizada con el programa de cálculo MATLAB®. De esta manera se comprobará la bondad del modelo planteado en el capítulo 6.4.

Como ya se explicó, cuando se realizaba la validación del modelo de suspensión neumática de 2 cámaras, el primer paso que se ha realizado, en cada evaluación de la presión teórica en función del tiempo, ha sido la de comprobar si la variación de presión en el volumen variable de gas (P_2), se enmarcaba entre una evolución isotérmica y una evolución isentrópica, ver Figura 6.47.

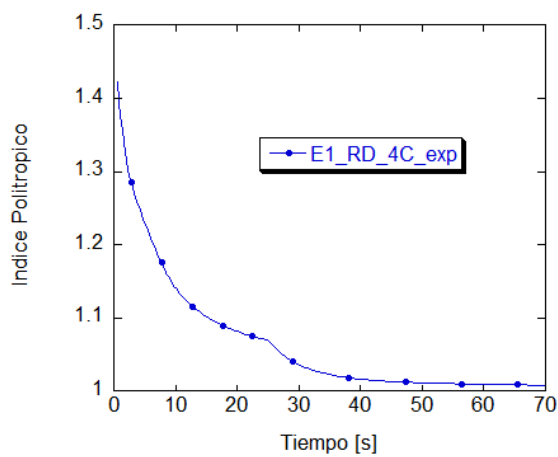
Ya se comentó anteriormente que estos procesos proporcionaban una orientación en relación a la evolución de la presión en las cámaras de estudio. Para mostrar este procedimiento en la Figura 6.47, se puede apreciar tanto la evolución de la presión experimental como la evolución de presión teórica, ambas superpuestas en una misma gráfica con sendas curvas, isotérmica e isentrópica. Tanto en la Figura 6.47a, como en la Figura 6.47b, se puede observar que al inicio de la evolución presión experimental sigue una trayectoria bastante similar a un proceso politrópico de $n = 1.4$, siendo al final del proceso más parecida a un proceso isotérmico, ver también la Figura 6.47c y la Figura 6.47d. El mismo procedimiento se ha seguido para las rampas descendentes, ver Figura 6.47e, Figura 6.47f, Figura 6.47g y Figura 6.47h. De las gráficas que se aprecian en la Figura 6.47, se puede extraer que a más velocidad más isentrópico será el proceso. Una vez comprobado mediante este procedimiento si el experimento se ha realizado dentro de unos márgenes aceptables, se procederá a validar el modelo comparando las curvas experimentales con las curvas teóricas extraídas del modelo realizado en MATLAB®.



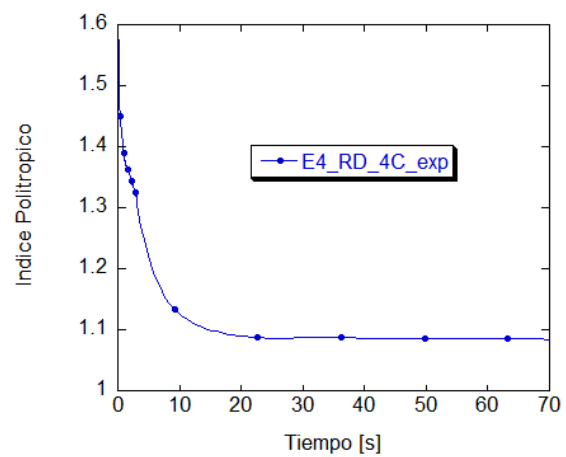
a)



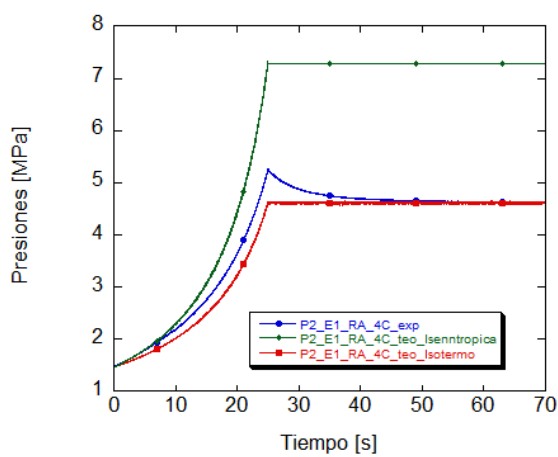
b)



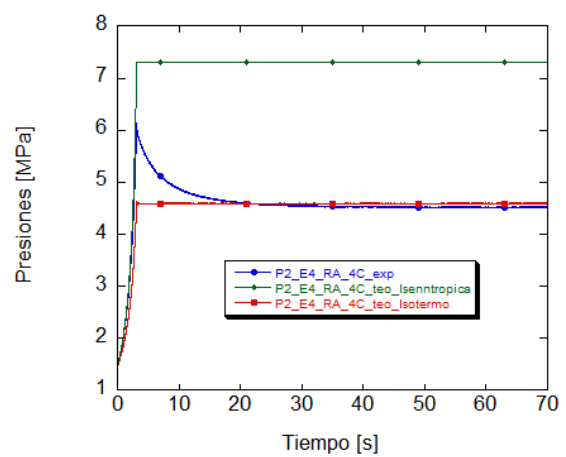
c)



d)



e)



f)

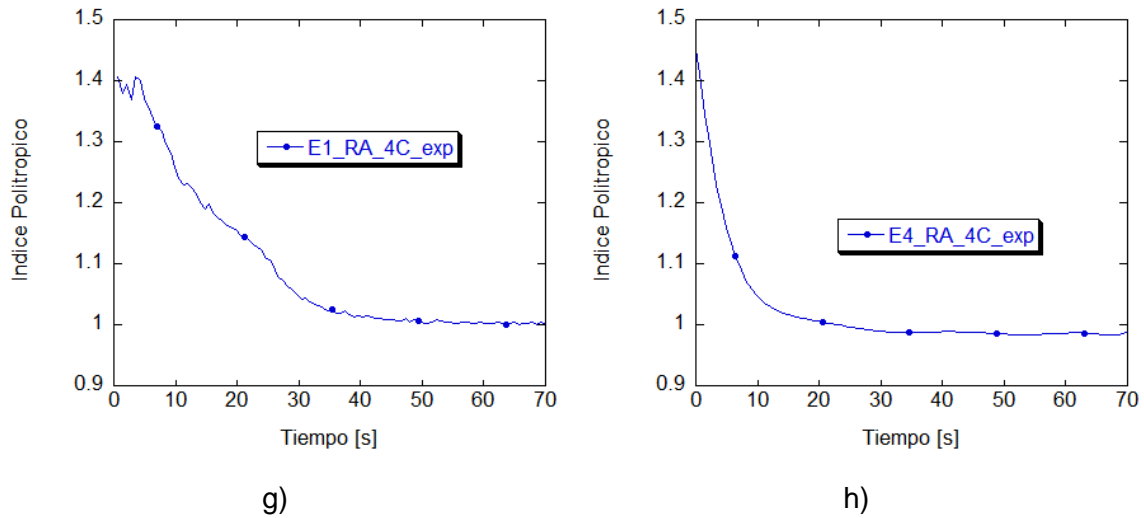


Figura 6.47: Comparación de la evolución de la presión en la cámara variable en función del tiempo para pruebas realizadas en Rampa y sus índices politrópicos experimentales. a) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica (índice politrópico =1.4) e isoterma (índice politrópico =1), para un experimento en rampa ascendente, basado en el ensayo 1 de la Tabla 8.2. b) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica (índice politrópico =1.4) e isoterma (índice politrópico =1), para un experimento, en rampa ascendente basado en el ensayo 4 de la Tabla 8.2. c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 8.2 d) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 8.2, e) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica e isoterma, para un experimento en rampa descendente basado en el ensayo 1 de la Tabla 6.2. f) Comparación de la curva experimental con dos curvas teóricas isentrópica e isoterma, para un experimento en rampa descendente basado en el ensayo 6 de la Tabla 6.1, g) Evaluación del índice politrópico en función de la Tabla 6.1 tiempo del ensayo 1 de la Tabla 6.1, h) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo del ensayo 4 de la Tabla 6.1.

En la Figura 6.48, se grafica el ensayo 4 de la Tabla 6.1 para una rampa ascendente. En la Figura 6.48a, se muestra la variación de presión al realizar un movimiento de compresión durante 30 segundos. La Figura 6.48b, enseña la variación del desplazamiento del émbolo móvil, realizando una amplitud de movimiento de 180 mm. La curva teórica se aproxima mucho a la curva experimental durante el proceso de compresión, pero al final del ensayo la curva teórica sufre un retroceso mayor teniendo un pequeño error, inferior al 5 %, al final de la compresión cuando la presión recupera su estado de equilibrio. Este hecho puede deberse a la transferencia de calor de la suspensión con su entorno. Como ya se comentó en las secciones anteriores la Figura 6.48b, muestran el desplazamiento del embolo móvil, uno de los valores de entrada más importantes del programa generado en MATLAB®, y que gobierna la rutina que evalúa el volumen variable de la suspensión en cada instante de tiempo. En la Figura 6.48c, se grafica la evolución del índice politrópico tanto real como experimental apreciándose un error porcentual de un 5% en el punto más desfavorable. La Figura 6.48d, muestra la variación de la temperatura del gas

contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30s.

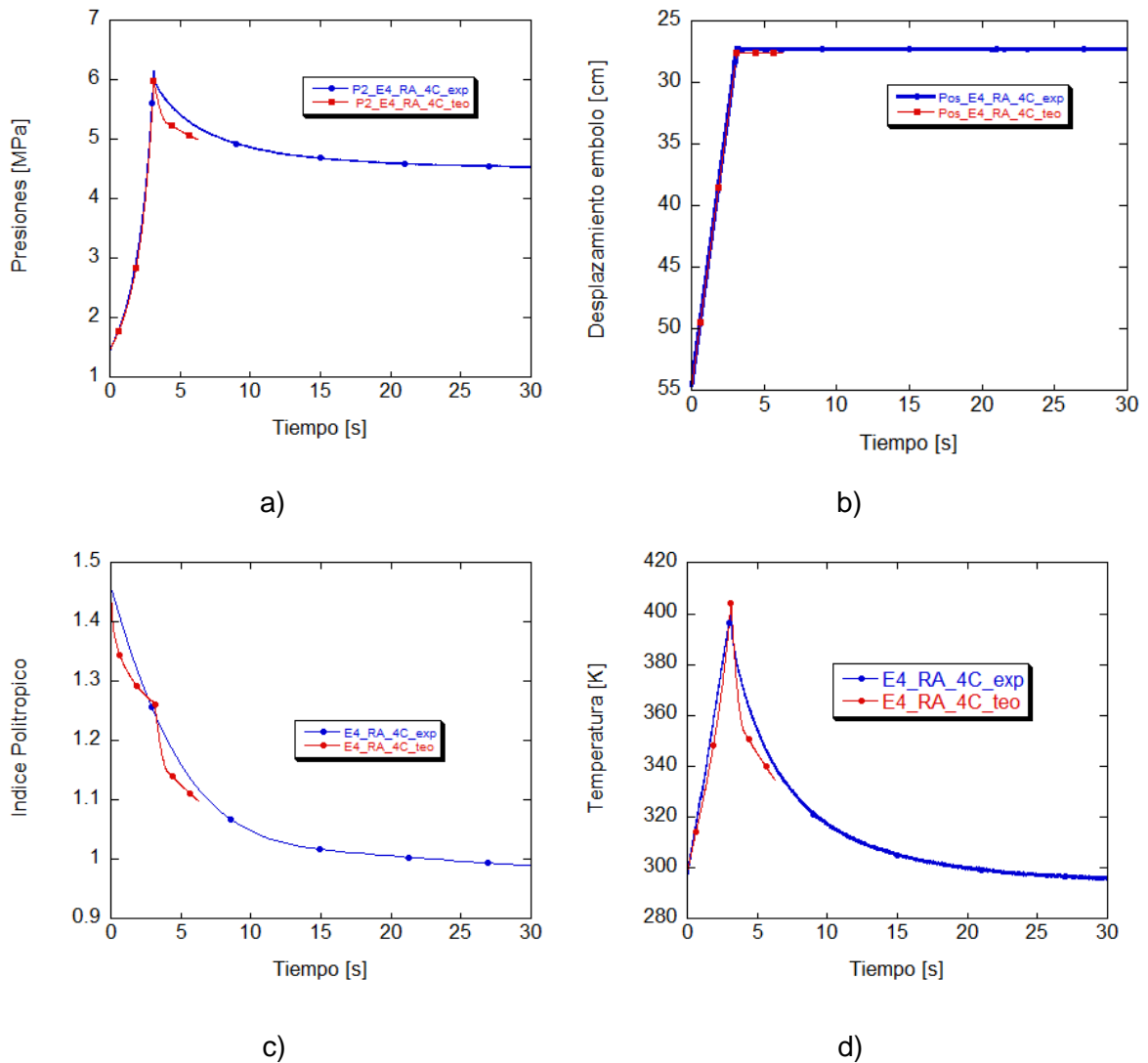


Figura 6.48: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, b) Comparativa de la posición del émbolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s, d) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2 calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 durante 30 s.

En cambio, en la Figura 6.49, se puede apreciar que cuando la velocidad de compresión es más lenta, manteniendo los 180 mm de amplitud, la curva de presión teórica y la curva presión experimental, Figura 6.49a, trazan la misma trayectoria hasta alcanzar una presión en el punto muerto inferior casi idéntica, experimentando una diferencia inferior al 3%. Como ya se ha visto en otras figuras, durante el proceso de estabilización de la presión también se aprecia un pequeño error en este caso inferior al 2 %. En la Figura 6.49b, se muestra la evolución del desplazamiento del embolo tanto experimental como teórico. La Figura 6.49c grafica la evaluación del índice

politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s, y la Figura 6.49d, muestra la variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s también.

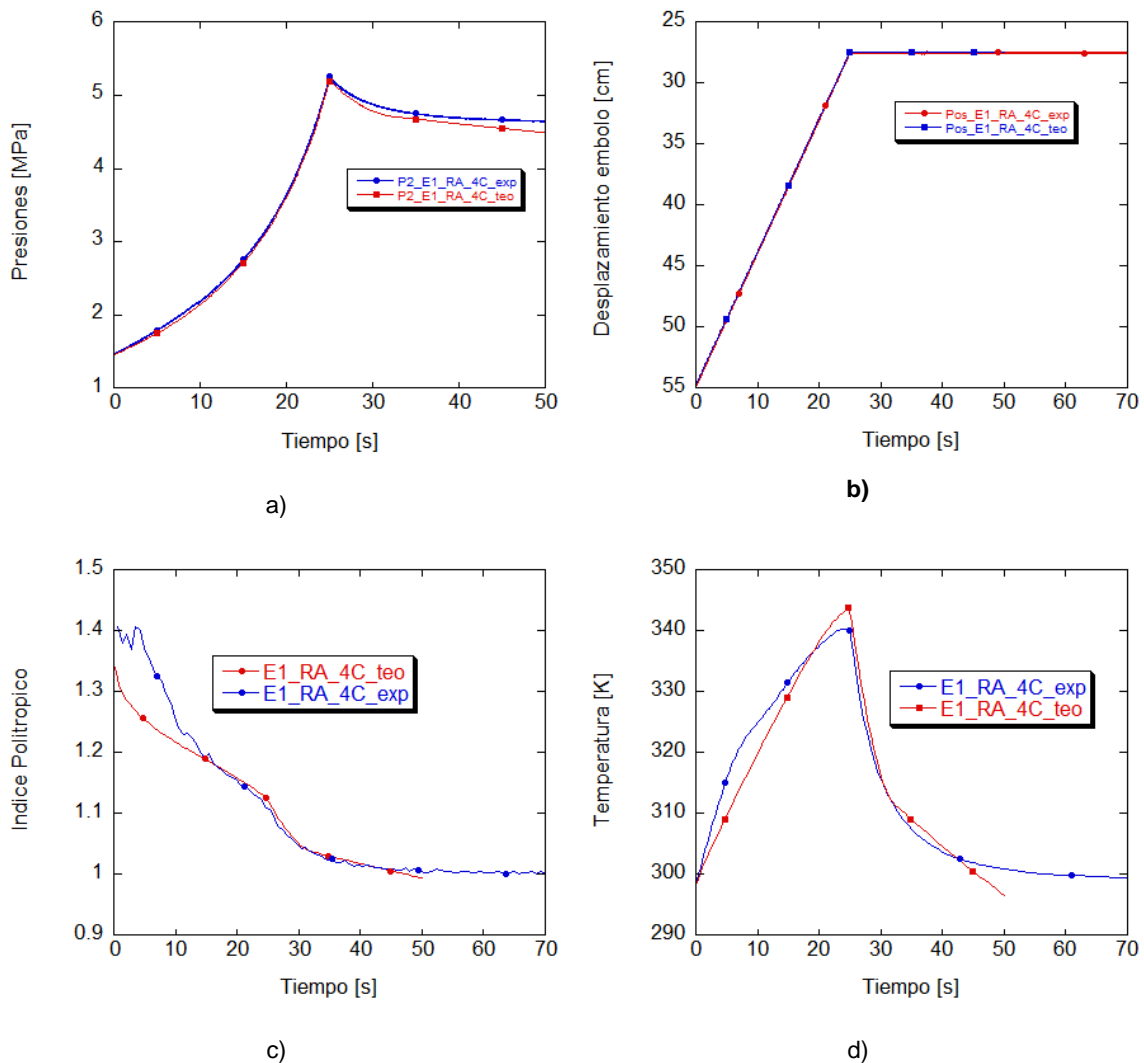
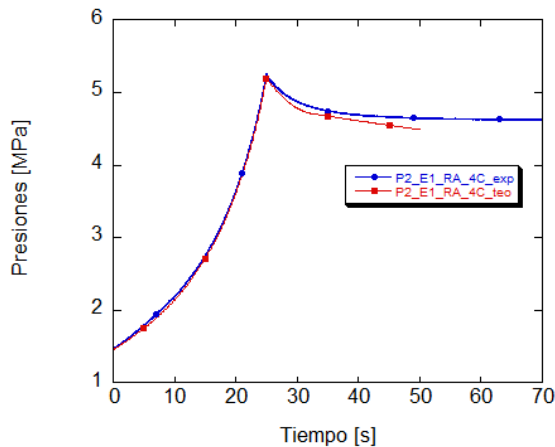


Figura 6.49: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de presiones de la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, b) Comparativa del desplazamiento del embolo teórico de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 2 de la Tabla 6.1, ampliada la escala a 50s. c) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s, d) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 1 de la Tabla 6.1 durante 70 s.

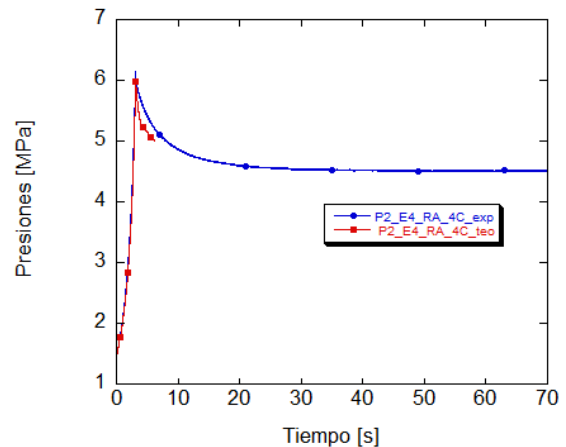
En la Figura 6.50, se grafican conjuntamente los experimentos mostrados anteriormente, el ensayo 1 y ensayo 4 de la Tabla 6.1. Tanto la Figura 6.50a como

Figura 6.50b, muestran la evolución temporal de la presión manteniendo la misma carrera pero variando la velocidad del proceso. En ellas se puede apreciar que, al realizar el movimiento de compresión, hasta llegar al final de la carrera consignado, la curva teórica sigue muy bien a la curva experimental, llegando a un pico de presión para el ensayo 1 de 5.408 MPa y para el ensayo 4 de 6.115 MPa. Si el CSA estuviese completamente recubierto de alguna manera que se imposibilitara la salida del calor hacia el exterior, se obtendría una recta desde ese valor pico hasta el final del ensayo, sin que la presión sufriese una disminución de su valor, ver Figura 6.47e y Figura 6.47f. En realidad, esto no sucede así, se aprecia que la curva de presión baja su valor hasta un punto de equilibrio cercano a 4.6 MPa en ambos casos, ver también la Figura 6.30. Esto es debido a que en el momento que se realiza la rampa ascendente, comprimiendo el CSA, el proceso sigue una evolución isentrópica, pero cuando se llega al pms, fijado por la carrera impuesta por la consigna, el proceso cede calor al exterior reduciéndose la presión interior del recinto de estudio y acercándose en ese instante a una evolución isotérmica. En ese tiempo que tarda la presión en estabilizarse se calcula a partir de la constante térmica de tiempo.

También se puede apreciar que el modelo teórico tiene margen de mejora, en términos de conocer la transferencia de calor, después de que el CSA haya realizado el movimiento de compresión, ya que, en los casos teóricos comparados con los experimentales, el valor de presión cae más rápidamente que en los ensayos experimentales.



(a)



(b)

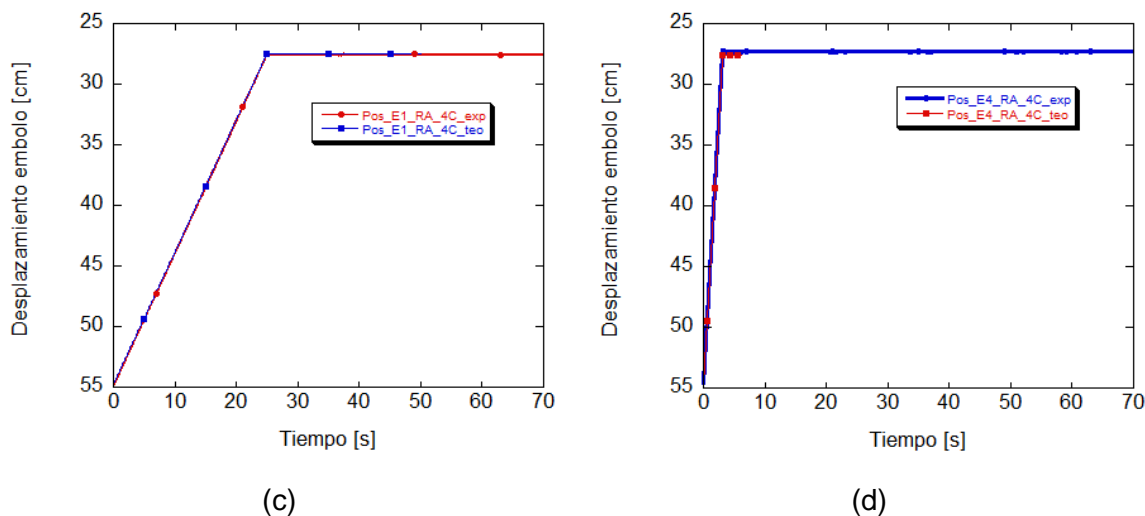
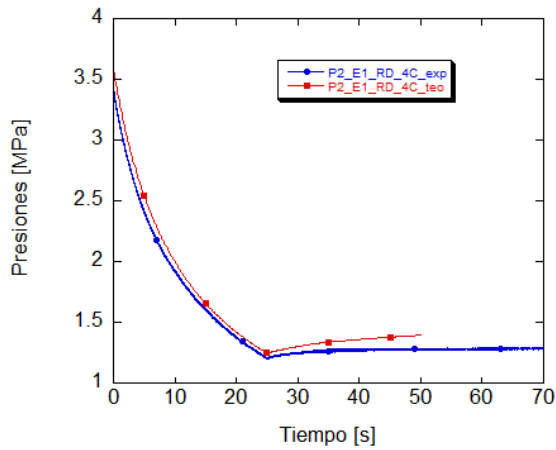


Figura 6.50: Comparación de la evolución de la presión y del desplazamiento del embolo teórico versus la presión experimental. a) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.1, b) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1 c) Comparativa de desplazamiento del embolo de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.1, d) Comparativa de la prueba realizada en Rampa Ascendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.1.

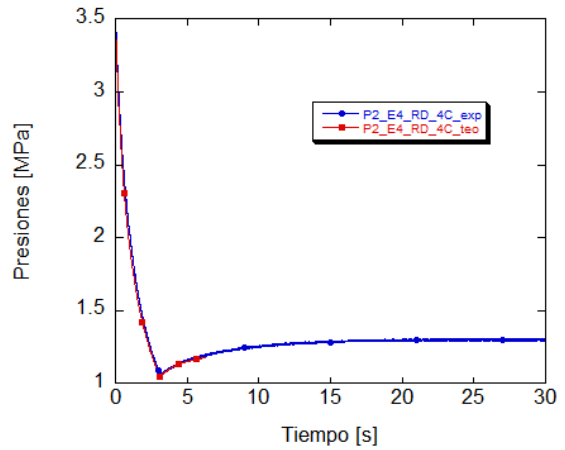
A continuación se mostraran las evoluciones de la presión y del desplazamiento para movimientos en rampa descendente, ensayos 1 y 4 de Tabla 6.2, ver Figura 6.51. En la Figura 6.51a y Figura 6.51b, se muestra la evolución de la presión en un movimiento de elongación del CSA para 180 mm de recorrido aproximadamente. En ella se aprecia que la curva experimental y teórica, tienen cierta similitud, apreciando una separación entre ellas debido a que el seguimiento del movimiento no es el mismo. Ampliando la Figura 6.51, ver Figura 6.52, se podrá apreciar que la consigna entregada por el control LabVIEW no es reproducida a la perfección por la MOOG que controla el movimiento del banco experimental. De ellos, se puede apreciar también como la evolución de presión, del modelo teórico, sigue la curva experimental con un alto grado de correlación, hasta el pmi, siguiendo una evolución isentrópica, momento en el que aparecen discrepancias debidas en parte por el desplazamiento del CSA y también porque el modelo presentado presenta mucho margen de mejora en términos de evaluar la transferencia de calor.

La Figura 6.51c y Figura 6.51d muestran las evoluciones del desplazamientos en los ensayos 1 y 4 de Tabla 6.2. La Figura 6.51e y Figura 6.51f, grafican los índices politrópicos de los mismos ensayos. En este caso sí que se aprecia histéresis entre los resultados obtenidos teóricamente y los experimentales, observando un error de un 8 % en el punto más desfavorable en el ensayo 1 de Tabla 6.2. Por último en esta secuencia de imágenes, se muestran las evoluciones de la temperatura en el interior de la cámara de gas, ver la Figura 6.51g y la Figura 6.51h. En este caso el

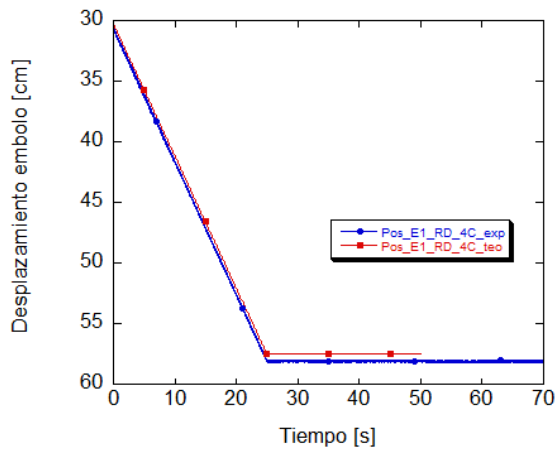
seguimiento de la curva teórica y experimental son bastante similares, apreciando un error, sobre todo en el ensayo 1 de Tabla 6.2, del 2 %.



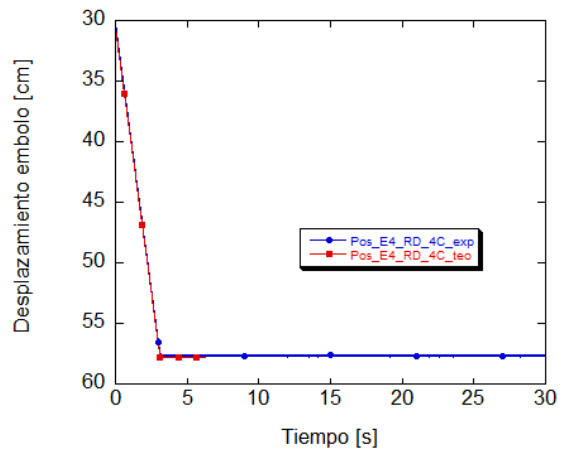
(a)



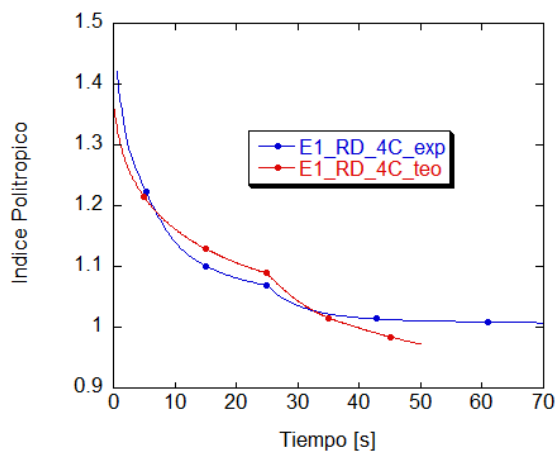
(b)



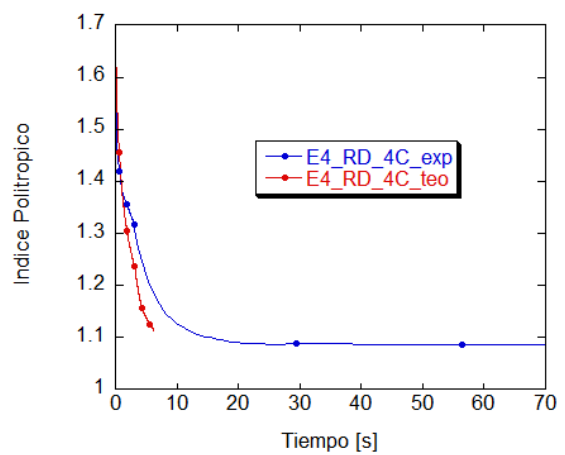
(c)



(d)



(e)



(f)

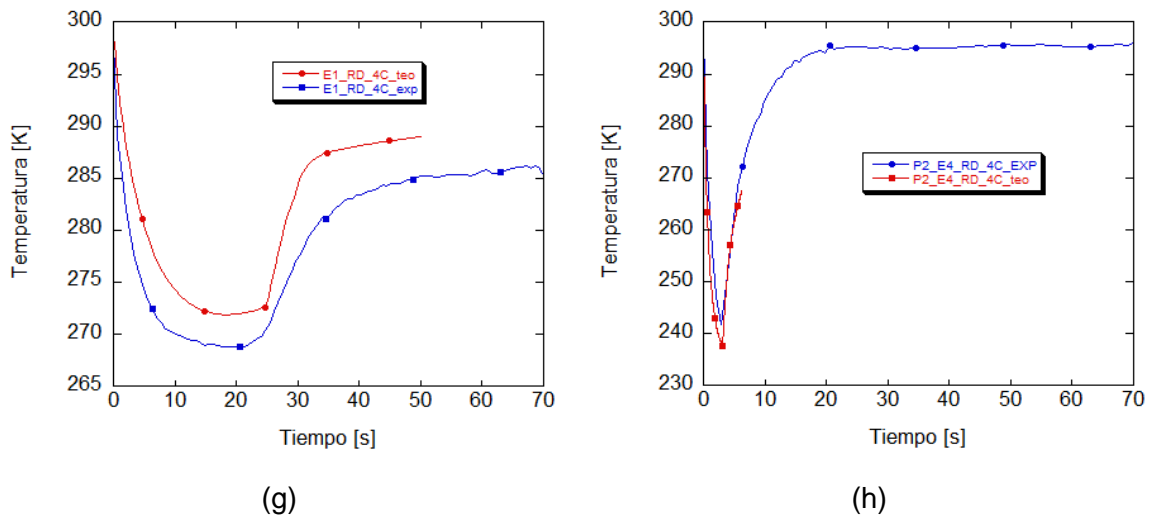


Figura 6.51: a) Comparativa de la presión en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, b) Comparativa de la presión en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.2., c) Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, d) Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 4 de la Tabla 6.2, e) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.2 durante 70 s, f) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo, en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales del ensayo 1 de la Tabla 6.2 durante 70 s, g) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.2 durante 70 s, h) Variación de la temperatura del gas contenido en la cámara 2, calculada con los datos teóricos y experimentales, en el experimento basado en el ensayo 4 de la Tabla 6.2 durante 70 s.

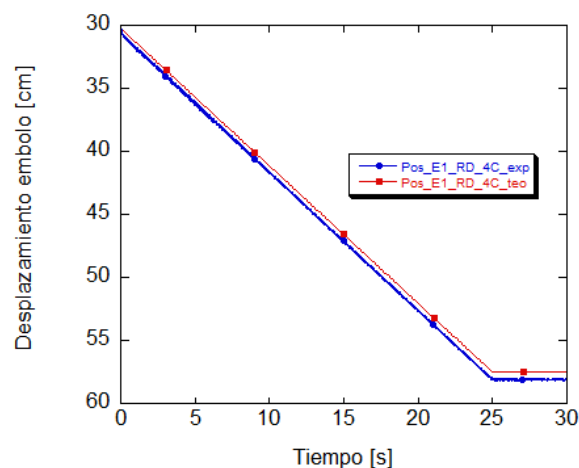


Figura 6.52: Comparativa del desplazamiento en la prueba realizada en Rampa Descendente basada en el ensayo 1 de la Tabla 6.2, ampliado a 30 s.

Continuando con el proceso de validación del modelo propuesto en este trabajo se seguirá estudiando la evolución de la presión, pero ahora realizando los ensayos de la Tabla 6.3. Los ensayos cíclicos, de extensión-compresión a diferentes frecuencias y amplitudes, que se compararán serán los ensayos 6 y 11 de la Tabla 6.3.

De nuevo se procederá con validación del modelo para los ensayos en ciclado realizando como primer paso la evaluación de la presión teórica en función del tiempo. De esta forma se puede comprobar si la variación de presión en el volumen variable de gas (P2), se enmarcaba entre una evolución isotérmica y una evolución isentrópica.

Ya se comentó anteriormente que estos procesos proporcionaban una orientación en relación a la evolución de la presión en las cámaras de estudio. Para mostrar este procedimiento en la Figura 6.53 se presenta un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basado en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. En él se pueden apreciar tanto la evolución cíclica de la presión experimental como la evolución cíclica de presión teórica, ambas superpuestas en una misma gráfica con sendas curvas, isotérmica e isentrópica, ver Figura 6.53a. En dicha figura se puede apreciar como la evolución de la presión experimental se aproxima a un proceso isentrópico dejando entrever que la transferencia de calor del CSA al exterior es muy pequeña. Una vez comprobado mediante este procedimiento si el experimento se ha realizado correctamente se procederá a validar el modelo comparando las curvas experimentales con las curvas teóricas extraídas del modelo realizado en MATLAB®. En la Figura 6.53b, se muestra la evolución del índice politrópico en función del tiempo, tanto teórica como experimental. Al igual que le sucedía a De las Heras [1], en su obra, el hecho de realizar una extensión / compresión en ciclo triangular hace que los índices politrópicos varíen entre valores de 1.2 a 1,8 aproximadamente.

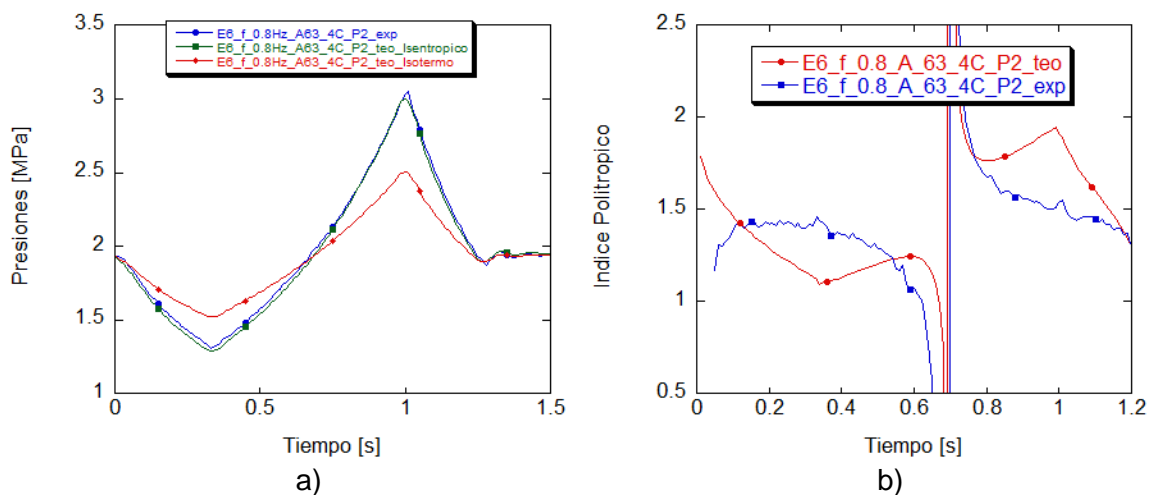
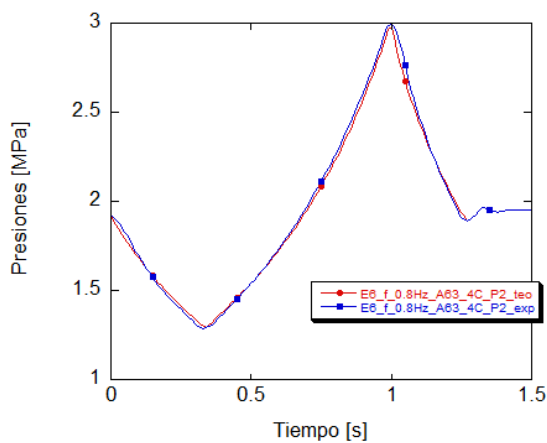


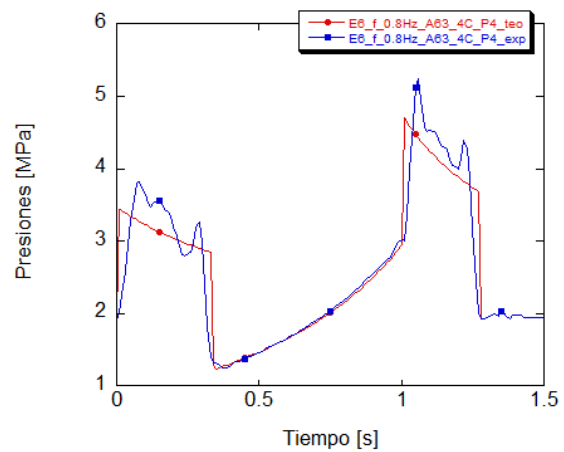
Figura 6.53: a) Comparación de las evoluciones de la presión en la cámara 2, tanto teórica isoterma como teórica politrópica con la experimental, para un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo para un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.

En la Figura 6.54, se grafican las curvas experimentales y teóricas tanto de la cámara 2 como de la cámara 4 del CSA, para de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. En ella se puede observar que las presiones, teórica y experimental en la cámara 2, siguen una trayectoria casi paralela, indicando que el modelo tiene un alto grado de correlación con los experimentos realizados, ver Figura 6.54a. En cambio, en la Figura 6.54b, donde se gráfica la evolución temporal de la cámara 4, aunque se intuye cierta similitud a efectos de trayectorias, dicho modelo tiene mucho margen de mejora. Este margen pasaría por implementar mejor la transferencia de calor y de conocer de manera más precisa el desplazamiento del disco amortiguador insertado entre la cámara 3 y 4 del CSA.

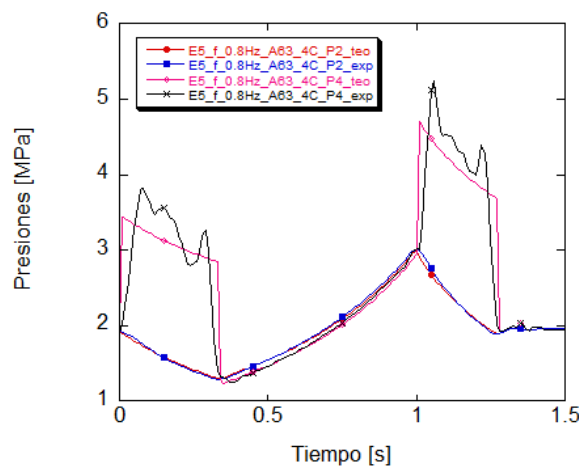
En la Figura 6.54d, se grafica el desplazamiento del CSA, donde se aprecia una trayectoria teórica casi idéntica a la consigna enviada por el programa LabVIEW.



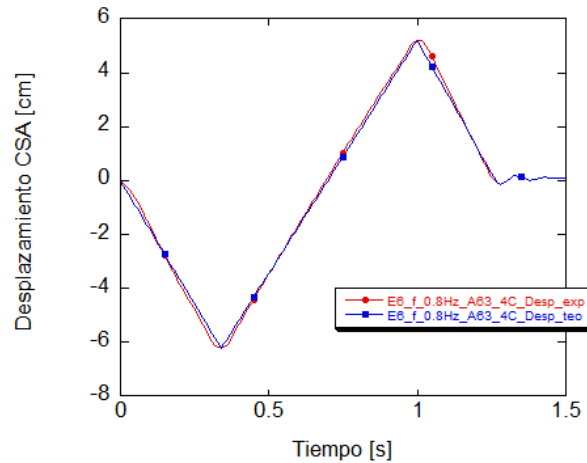
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.54: Validación del modelo comparando la evolución de la presión y del desplazamiento, en el volumen 2 y en el volumen 4, en función del tiempo. La prueba se ha realizado en ciclo de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 2. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 4. d) Comparación del desplazamiento del CSA teórico y experimental para f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.

En la siguiente imagen, Figura 6.55, se muestra la evolución de la fuerza versus el tiempo, tanto experimental como teórico para un experimento cíclico de f 0.8 Hz y Amplitud 63 mm, basado en el ensayo 6 de la Tabla 6.3. En ella se puede apreciar que, aunque el modelo propuesto tiene margen de mejora las trayectorias de ambas curvas se parecen bastante dando a pensar que da una muy buena referencia de cómo son las fuerzas realizadas por el CSA al realizar el movimiento triangular. En las zonas de la gráfica que hay más distorsión es donde se intentará estudiar alguna fórmula para poder ser más precisos.

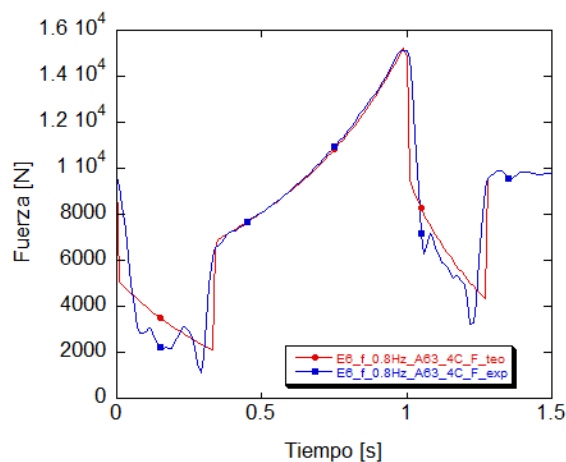


Figura 6.55: Comparación de la evolución temporal de la fuerza tanto teórica como experimental de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.

A continuación se grafica una figura que muestra la evolución de la fuerza respecto al desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.8 Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3 ver Figura 6.56. En ella se pueden visualizar los movimientos de compresión y extensión del CSA. De la Figura 6.55. Se sabía que la fuerza en la compresión era bastante constante y ese hecho se aprecia en la parte superior de la curva expuesta en la Figura 6.56. En cambio, en la parte inferior de la misma figura se grafica la extensión del CSA. En esa parte de la curva se representa la inestabilidad que se da en la cámara 4 cuando la parte elástica del amortiguador obtura y desobtura el orificio de paso del aceite, provocando esa trayectoria más errática. No obstante, tanto la curva teórica como la experimental muestran trayectorias similares. Otra cosa a comentar interesante es que mirando la figura se puede ver que el amortiguamiento es proporcional en la carrera de compresión y en la carrera de extensión siendo esta una gráfica que aporta mucha información de las características tecnológicas del CSA.

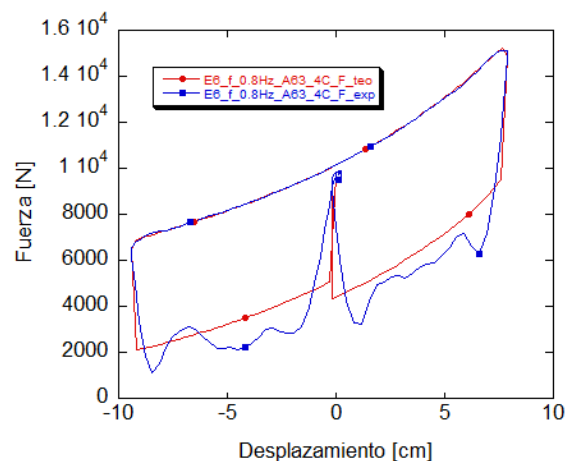
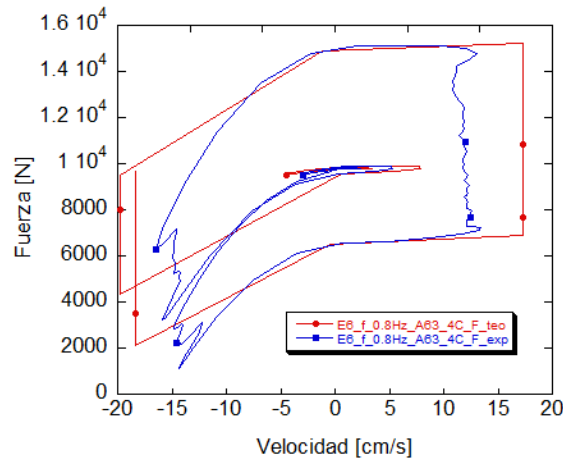


Figura 6.56: Comparación de la fuerza versus el desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.

A continuación se muestra en la Figura 6.57, que ilustra la evolución de la fuerza en versus la velocidad también para un ensayo cíclico de f 0.8 Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.



a)

Figura 6.57: Comparación de la fuerza versus la velocidad, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.8Hz y Amplitud 63 mm, basada en el ensayo 6 de la Tabla 6.3.

A continuación, se utilizará otro ensayo experimental para validar el modelo matemático propuesto anteriormente. En este caso se comparará el ensayo 11 de la Tabla 6.3, correspondiente a una excitación de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, ver Figura 6.58a. De dicha comparación se vuelve a visualizar que el proceso seguido en la compresión y extensión del CSA se aproxima a un proceso politrópico. Una vez comprobado mediante este procedimiento si el experimento se ha realizado correctamente se procederá a validar el modelo comparando las curvas experimentales con las curvas teóricas extraídas del modelo realizado en MATLAB®. En este caso, se puede apreciar también que la curva experimental se aproxima mucho a la curva isentrópica dando a entender que la transferencia de calor con el exterior es pequeña, hecho que sucedía con el ensayo de validación anterior. En la En la Figura 6.53b, se muestra nuevamente la evolución del índice politrópico en función del tiempo, tanto teórica como experimental, graficando la evolución del índice politrópico en función del tiempo, tanto teórica como experimental.

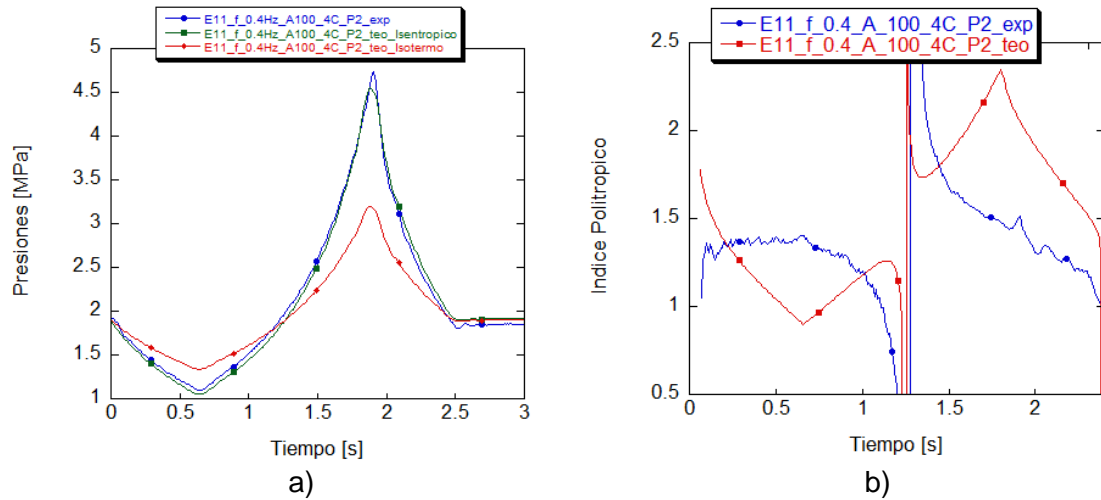


Figura 6.58: Comparación de las evoluciones de la presión en la cámara 2, tanto teórica isoterma como teórica isentrópica, con la experimental, para un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3. b) Evaluación del índice politrópico en función del tiempo para un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.

En la Figura 6.59, se grafican las curvas experimentales y teóricas tanto de la cámara 2 como de la cámara 4 del CSA, para de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3. En ella se puede observar que las presiones, teórica y experimental en la cámara 2, siguen una trayectoria casi idéntica, indicando que el modelo tiene un alto grado de correlación con los experimentos realizados, ver Figura 6.59a. En cambio, en la Figura 6.59b, donde se gráfica la evolución temporal de la cámara 4, aunque se intuye cierta similitud a efectos de trayectorias, dicho modelo tiene mucho margen de mejora. En la Figura 6.59c, se muestran las evoluciones de presión en función del tiempo de la cámara 2 y de la cámara 4. Como ya se comentó anteriormente, este margen pasaría por implementar mejor la transferencia de calor y de conocer de manera más precisa el desplazamiento del disco amortiguador insertado entre la cámara 3 y 4 del CSA.

En la Figura 6.59d, se grafica el desplazamiento del CSA, donde se aprecia una trayectoria teórica casi idéntica a la consigna enviada por el programa LabVIEW.

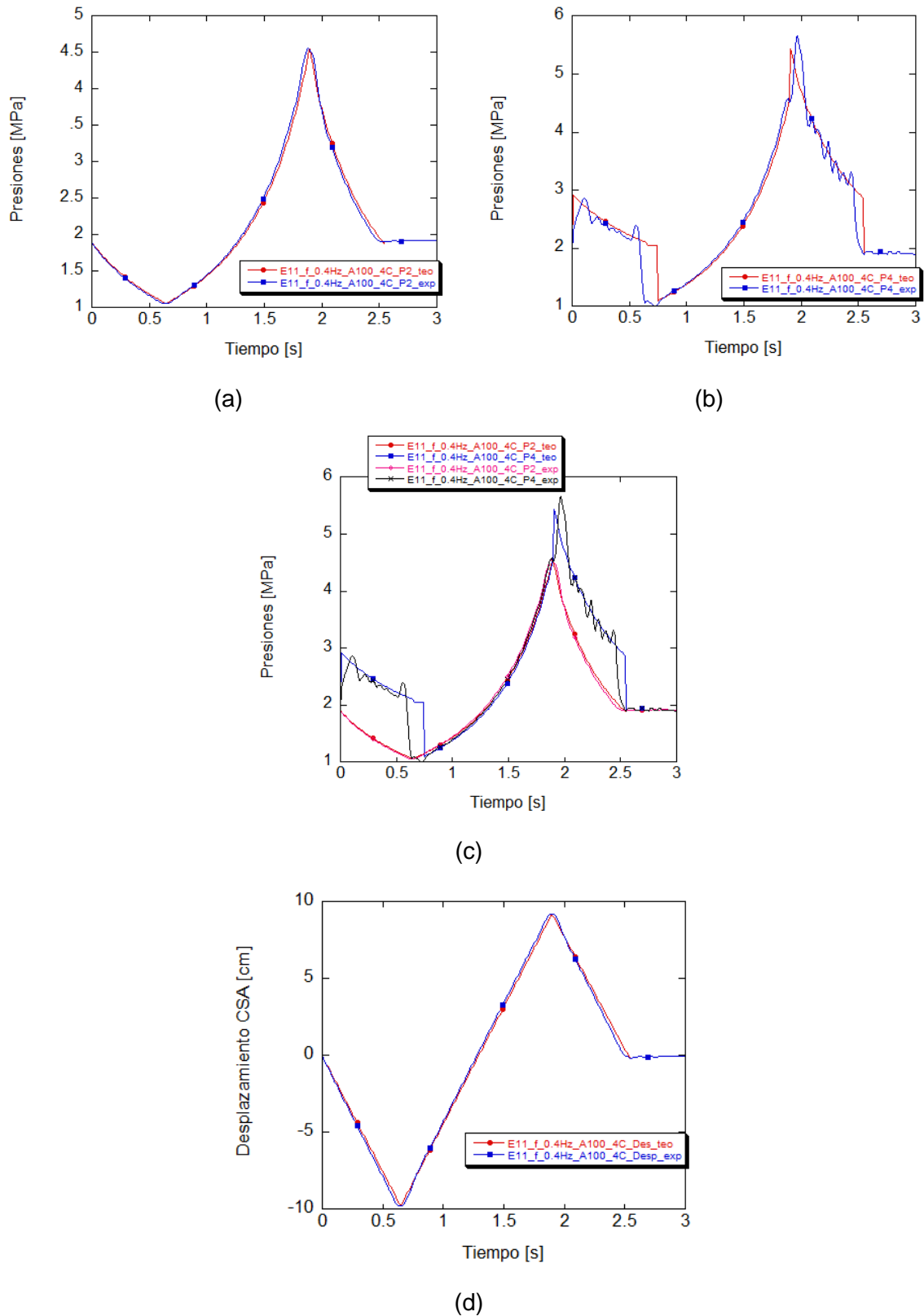
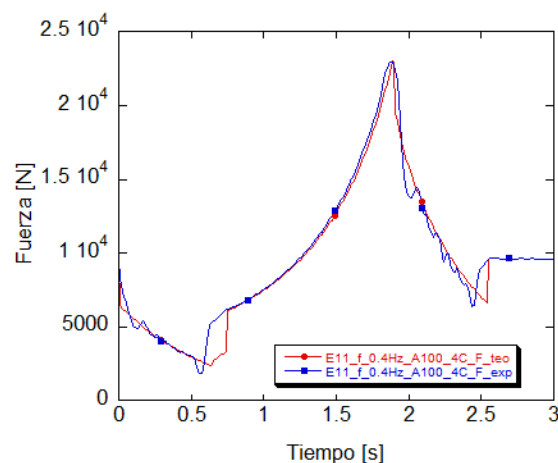


Figura 6.59: Validación del modelo comparando la evolución de la presión y del desplazamiento, en el volumen 2 y en el volumen 4, en función del tiempo. La prueba se ha realizado en ciclo de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3, a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 2. a) Comparación de la presión teórica y la experimental en la cámara variable 4. d) Comparación del desplazamiento del CSA teórico y experimental para f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.

En la siguiente imagen, Figura 6.60, se muestra la evolución de la fuerza versus el tiempo, tanto experimental como teórico para un ensayo cíclico de f 0.4 Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3. Como se comentó con anterioridad el modelo propuesto tiene margen de mejora, pero las trayectorias de ambas curvas se parecen bastante dando a pensar que da una muy buena referencia de cómo son las fuerzas realizadas por el CSA al realizar el movimiento triangular. También se puede apreciar que si se comparan los ensayos 6 y 11 de la Tabla 6.3 se puede observar que a menor frecuencia de excitación mejor correlación da el modelo propuesto. En las zonas de la gráfica que hay más distorsión es donde se intentará estudiar alguna fórmula para poder ser más precisos y que pasa por realizar ensayos con el amortiguador en su composición de ensayo aislado, pero en vez de en régimen permanente en régimen transitorio.

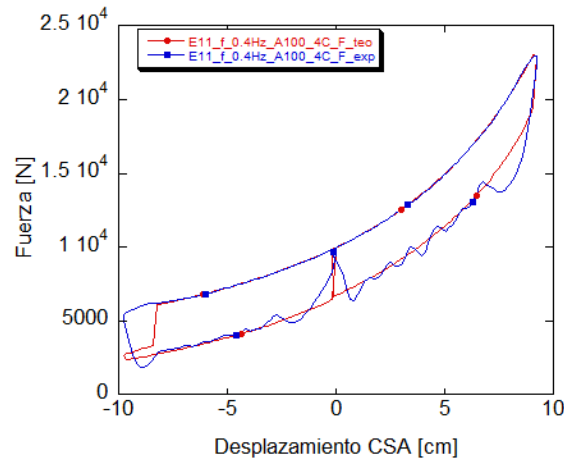


a)

Figura 6.60: Comparación de la evolución temporal de la fuerza tanto teórica como experimental de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.

Se grafica a continuación una figura que muestra la evolución de la fuerza respecto al desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.4 Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3 ver Figura 6.61. En ella se pueden visualizar los movimientos de compresión y extensión del CSA. De la Figura 6.60, se sabía que la fuerza en la compresión era bastante constante y ese hecho se aprecia en la parte superior de la curva expuesta en la Figura 6.61. En cambio, en la parte inferior de la misma figura se grafica la extensión del CSA. Como ya se vio anteriormente en el ensayo 6 de la Tabla 6.3, la parte inferior de la curva representa la inestabilidad que se da en la cámara 4 cuando trabaja la parte elástica del amortiguador, obturando y desobturando el orificio de paso del aceite, hecho que

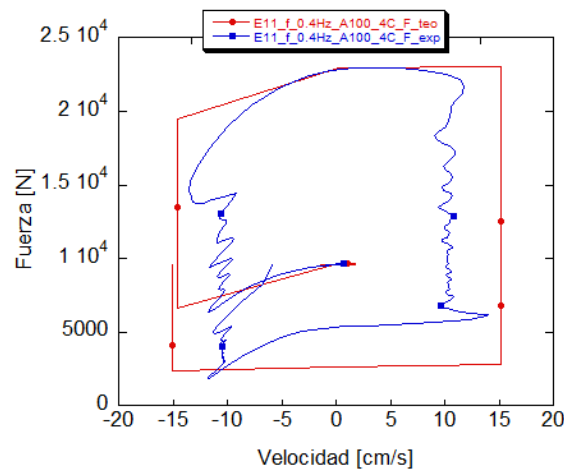
provoca esa trayectoria más errática. Hay que decir que tanto la curva teórica como la experimental muestran trayectorias parecidas. Aquí se podría comentar también que mirando la figura se puede ver que el amortiguamiento es proporcional en la carrera de compresión y en la carrera de extensión siendo está una gráfica que aporta mucha información de las características tecnológicas del CSA.



a)

Figura 6.61: Comparación de la fuerza versus el desplazamiento, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.

A continuación se muestra en la Figura 6.62, que ilustra la evolución de la fuerza en versus la velocidad también para un ensayo cíclico de f 0.4 Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.



a)

Figura 6.62: Comparación de la fuerza versus la velocidad, tanto teórica como experimental, de un ensayo cíclico de f 0.4Hz y Amplitud 100 mm, basada en el ensayo 11 de la Tabla 6.3.

6.6. Conclusiones del estudio del CSA.

Parte del trabajo presentado en esta sección del documento, ha consistido en estudiar la evolución de la presión dentro de los volúmenes de control para validar el modelo completo del CSA. Se han realizado análisis experimentales y numéricos y observando las simulaciones realizadas en MATLAB® se ha demostrado con un pequeño porcentaje de error, que el modelo propuesto se acerca bastante a la realidad.

Como lo visto en el capítulo 5 al estudiar las curvas de los ensayos propuestos, para realizar la validación del modelo, se ha constatado que al aumentar la velocidad aumenta también la histéresis de los resultados teóricos, eso sí, mostrando un error bastante aceptable para la complejidad de cálculo que se realiza.

Otro hecho a remarcar es que el banco de ensayos reproduce los movimientos de rampa ascendente y descendente, que envía el programa informático al sistema, con bastante fiabilidad caso que no sucede cuando se tienen que realizar los ensayos cíclicos a alta velocidad.

Los ensayos experimentales en rampa, tanto ascendente como descendente aportan mucha información en relación a como se evacua el calor desde el CSA al exterior cuando se realiza una compresión y desde el exterior al CSA cuando se realiza una extensión. Además de permitir evaluar de forma empírica parámetros muy útiles que alimentan el modelo matemático, como el conocimiento del α o el de τ .

Como ya se comentó cuando se estudió la SN, se ha visto que la variación de presión entre las cámaras de nitrógenos es mínima, por lo que un aspecto que puede inferir de manera muy determinante es la geometría de la tobera que conecta los dos volúmenes.

Gracias a poder ubicar sensores de presión, tanto en la cámara de extensión del aceite como en la cámara variable de gas, se ha podido conocer cómo trabaja la parte amortiguadora del CSA, información que antes no se disponía debido a que los ensayos experimentales se realizaban en régimen permanente y no en transitorio como es el caso de un CSA.

Al estudiar nuevamente los picos presión obtenidos de las compresiones y extensiones en rampa, mostrados en la Figura 6.30f y Figura 6.31Figura 5.26d, se ha visto que se puede ajustar también una curva que permita evaluar el coeficiente de transferencia de calor, α , de manera empírica, en función de la velocidad de movimiento de la SN. Conocidas las condiciones iniciales, a $t = 0$, de presión, de volumen y de masa del gas, ya puede ser evaluado el coeficiente de transferencia de calor, α . De este trabajo se ha obtenido una regresión lineal la cual indica que al igual que para el caso de la suspensión neumática de 2 cámaras que se está en el buen

camino. Este procedimiento ha permitido evaluar dicho coeficiente en función de la velocidad del pistón para inferir sobre el modelo matemático.

Es remarcable mencionar también la importancia de realizar los ensayos experimentales con el CSA de forma triangular, ya que permite evaluar el α en la expansión y en la compresión de manera independiente y con el gas a la temperatura del proceso.

Al graficar las curvas de fuerza versus desplazamiento, ver Figura 6.56 y Figura 6.61, se ha podido verificar que el área que proyecta dicha figura son las pérdidas derivadas del amortiguamiento en la CSA. En este caso y a diferencia del estudio de la SN de 2 cámaras, ya se aprecia mayor histéresis entre la carrera de compresión y la de extensión interpretando de estos valores como es la afectación de la parte amortiguadora en un cilindro hidroneumático de este estilo..

7. CONCLUSIONES

En el apartado 1.2, se establecieron los objetivos principales que se pretendían conseguir en la realización de esta Tesis Doctoral. De acuerdo con esos objetivos se puede concluir que se ha conseguido:

- Modelizar los fenómenos acoplados que rigen el comportamiento de una suspensión oleoneumática.
- Validar experimentalmente los submodelos numéricos
- Predecir las prestaciones de una suspensión en base a una serie de parámetros de diseño tomando como punto de partida la integración de los submodelos desarrollados.
- Disponer de las herramientas necesarias para la optimización de una suspensión sin necesidad de realizar la fase experimental.

En la tesis se describen más de 650 ensayos que han permitido profundizar en el conocimiento de los siguientes temas:

- Flujo bidireccional de un gas a través de un orificio de sección variable (coeficiente de descarga).
- Proceso de compresión / expansión de un gas en el interior de dos depósitos conectados entre sí y de volumen variable.
- Proceso de amortiguación fluidodinámico.

A modo de resumen, se puede concluir que se ha desarrollado un modelo teórico capaz de predecir las prestaciones de un cilindro de suspensión amortiguado (CSA), en función de los parámetros de diseño y de las condiciones de utilización. Este hito se ha conseguido con un grado de correlación importante (la diferencias entre resultados numéricos y experimentales son inferiores al 7%).

Habida cuenta que la suspensión es un componente de naturaleza multi-física, su estudio ha requerido diseñar y construir tres bancos experimentales que han permitido estudiar de forma aislada cada uno de procesos mencionados.

En relación al flujo bidireccional de gas a través de un orificio de geometría variable, cabe destacar que su modelización numérica ha permitido predecir en qué condiciones se produce el flujo sónico y como varía el coeficiente de descarga en función del número de Reynolds. También, comentar que los resultados concuerdan con los obtenidos por Comas, A.; Rio-Cano, C. et al [16] y Nagao et al [12]. A nivel experimental, destacar el diseño de un banco de ensayo que permite controlar las

variables de estado de los recintos aguas arriba u aguas abajo del orificio. Un breve resumen de estos resultados han sido publicados en los papers Comas, A.; Rio-Cano, C. et al [16], y Rio-Cano et al [4].

Habida cuenta que el gas en una suspensión se comporta como un elemento elástico, se ha tenido especial interés en evaluar su rigidez neumática durante los procesos de expansión y compresión que se producen en una CSA. Para ello se ha diseñado un banco experimental "ad hoc" que ha permitido extraer información relativa entre las fuerzas y las variables cinemáticas. Esta información ha sido gestionada en un entorno LabVIEW que ha facilitado la validación de los modelos numéricos implementados en MATLAB.

Con relación a los fenómenos de compresión y expansión del gas en el interior del volumen doble cámara, destacar el desarrollo de un modelo numérico que tomando como punto de partida los trabajos de De las Heras [1], Guijon [2] y Els et al [34, 35] y las hipótesis de Pourmavahed y Otis [47] ha permitido definir la constante de tiempo térmica en función de la presión. La aceptabilidad de las hipótesis ha sido establecida a priori en base a la información extraída de las fotografías realizadas con una cámara termográfica. Después de realizar más de 1200 ciclos de forma continua, la temperatura exterior de las paredes de la suspensión incrementa hasta estabilizarse a una temperatura aproximada de 56 °C.

Y por último, subrayar que a lo largo de esta Tesis se han realizado más de 650 ensayos, lo que nos permite disponer de una base documental experimental de gran valor y que ponemos a disposición de todas aquellas personas que puedan tener interés sobre este fascinante tema.

El autor espera haber contribuido al mejor entendimiento del comportamiento de un Cilindro de Suspensión Amortiguada para vehículos pesados. También, haber dejado claras las pautas a seguir para realizar futuras investigaciones e invita a quien quiera sugerir, debatir o examinar la cuestión pertinente que considere oportunas siempre en aras de la ciencia.

Trabajos Futuros

Cualquier actividad científica siempre permite avanzar en el conocimiento. Este trabajo no es la excepción, y más si cabe cuando este tiene un alto carácter experimental.

En algunos de los ensayos se han puesto en evidencia algunas limitaciones muy relacionadas con la potencia y recursos disponibles. En este sentido, una actuación futura pasa por el diseño de un sistema de accionamiento hidráulico que permita un más amplio rango de caudales y presiones, lo que permitiría ampliar el intervalo amplitudes y frecuencias de ensayo de suspensiones (pasivas y activas) de altas prestaciones.

En relación al tema de flujo a través de orificios una posible mejora pasa por tener en consideración los resultados de la tesis realizada por Josep Trujillo, en su obra [81] y que hace referencia a poder implementar descargas de gas en condiciones quasi-isotérmicas, por ejemplo, introduciendo lana metálica en el interior de las cámaras.

Otro tema de alto interés para el diseño de suspensiones de altas prestaciones y que complementaria los resultados obtenidos (en régimen permanente) en esta tesis, es el análisis dinámico de los elementos que configuran la función de amortiguación hidráulica.

A nivel teórico, un reto que queda abierto y cuyo alcance rebasa el ámbito de las suspensiones e incide en la eficiencia energética de componentes "fluid power", es profundizar en la transferencia de calor a través de las paredes de un cilindro en cuyo interior tienen lugar procesos fluido-dinámicos en presencia de discontinuidades (de las condiciones de contorno y de flujo) provocadas por el movimiento alternativo del pistón. Para avanzar en este tema y como punto de partida se propone el desarrollo de un modelo k-epsilon de carácter "global", aplicable a modelos de parámetros concentrados. Esta opción permitiría la creación de una topología de elementos discretos que aproximan el comportamiento complejo de los componentes distribuidos reales bajo ciertas restricciones.

Y por último, a modo de anhelo propio y compartido con mis compañeros, sería muy interesante estudiar la posibilidad de ensayar esta suspensión instalada directamente en un vehículo comercial pesado o en un vehículo que participase en un rally, bien sea compitiendo o de apoyo.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] S. De las Heras (1996) "Optimización de suspensiones hidroneumáticas con amortiguador integrado " Universitat Politècnica de Catalunya. Phd Thesis.
- [2] Manel Guijón (2006) "Estudio de la rigidez neumática de suspensiones para vehículos" Universitat Politècnica de Catalunya. Phd Thesis.
- [3] Marc Alonso (2015) "estudio el comportamiento de los amortiguadores para vehículos tipo turismo" Universitat Politècnica de Catalunya. Phd Thesis.
- [4] Rio-Cano, C., Tousi, N. M., Bergada, J. M., Comas, A. (2021). Discharge Coefficients of a Heavy Suspension Nozzle. *Applied Sciences*, 11(6), 2619. DOI: 10.3390/app11062619
- [5] Kagawa, T.; Wang, T.; Ishii, Y.; Terashima, Y.; Morozumi, T.; Mogami, T.; Oneyama, N. Determination of flow rate characteristics of small pneumatic valves using isothermal chamber by pressure response. 7th Symp. on Fluid Control Measurement and Visualization. Sorrento, Italy 2003.
- [6] Johnson, R.C. Calculations of real-gas effects in flow through critical-flow nozzles. *Journal of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D 1964, 86, 519–526.
- [7] Bober, W.; Chow, W. Nonideal gas effects for the venturi meter. *ASME J. Fluid. Eng.* 1991, 113, 301–304.
- [8] Kouremenos, D.; Antonopoulos, K.; Kakatsios, X. A correlation of the isentropic exponents of real gases. *International journal of heat and fluid flow* 1988, 9, 410–414.
- [9] Kouremenos, D.; Antonopoulos, K. Sound velocity and isentropic exponents of real air on its compressibility chart. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 1991, 12, 137–141.
- [10] Kim, H.; Lee, J.; Park, K.; Setoguchi, T.; Matsuo, S. A study of the critical nozzle for flow rate measurement of high-pressure hydrogen gas. *Journal of Thermal Science* 2007, 16, 28–32.
- [11] Kim, J.h.; Kim, H.d.; Setoguchi, T.; Matsuo, S. Computational study on the critical nozzle flow of high-pressure hydrogen gas. *Journal of propulsion and power* 2008, 24, 715–721.
- [12] Nagao, J.; Matsuo, S.; Mohammad, M.; Setoguchi, T.; Kim, H.D. Numerical study on characteristics of real gas flow through a critical nozzle. *Int. J. Turbo Jet-Engines* 2012, 29, 21–27.
- [13] Nagao, J.; Matsuo, S.; Suetsugu, S.; Setoguchi, T.; Kim, H.D. Characteristics of high Reynolds number flow in a critical nozzle. *International Journal of Hydrogen Energy* 2013, 38, 9043–9051.
- [14] Nakao, S. Development of critical nozzle flow meter for high pressure hydrogen gas flow measurements. *Proceedings of JSME, fluid dynamics section, Kanazawa, Japan G* 2005, 201, 2005.
- [15] Ding, H.; Wang, C.; Zhao, Y. Flow characteristics of hydrogen gas through a critical nozzle. *international journal of hydrogen energy* 2014, 39, 3947–3955.
- [16] Comas, A.; Rio-Cano, C.; Bergada, J. A novel method to determine the discharge coefficient of constant section nozzles under compressible dynamic flow conditions. *Journal of Fluids Engineering* 2019, 141.
- [17] Lee, B.I.; Kesler, M.G. A generalized thermodynamic correlation based on three-parameter corresponding states. *AIChE Journal* 1975, 21, 510–527.

- [18] Farzaneh-Gord, M.; Pahlevan-Zadeh, M.S.; Ebrahimi-Moghadam, A.; Rastgar, S. Measurement of methane emission into environment during natural gas purging process. *Environmental Pollution* 2018, 242, 2014–2026.
- [19] García-Todolí, S.; Iglesias-Rey, P.L.; Mora-Meliá, D.; Martínez-Solano, F.J.; Fuertes-Miquel, V.S. Computational determination of air valves capacity using cfd techniques. *Water* 2018, 10, 1433.
- [20] Mazzelli, F.; Little, A.B.; Garimella, S.; Bartosiewicz, Y. Computational and experimental analysis of supersonic air ejector: Turbulence modeling and assessment of 3D effects. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2015, 56, 305–316.
- [21] Lakzian, E.; Hajian, M.; Farahmand, A. The entropy generation rate minimization for a proposed air ejector for the carpet industry. *Meccanica* 2018, 53, 145–159.
- [22] Smolka, J.; Bulinski, Z.; Fic, A.; Nowak, A.J.; Banasiak, K.; Hafner, A. A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach. *Applied Mathematical Modelling* 2013, 37, 1208–1224.
- [23] Macia, L.; Castilla, R.; Gamez-Montero, P.J.; Camacho, S.; Codina, E. Numerical simulation of a supersonic ejector for vacuum generation with explicit and implicit solver in openfoam. *Energies* 2019, 12, 3553.
- [24] Arias, D.A.; Shedd, T.A. CFD Analysis of Compressible Flow Across a Complex Geometry Venturi. *Journal of Fluids Engineering* 2007, 129, 1193–1202. doi:10.1115/1.2754321.
- [25] Ding, H.; Wang, C.; Zhao, Y. Surface roughness effect on flow measurement of real gas in a critical nozzle. *Measurement* 2015, 68, 82–91.
- [26] Darbandi, M.; Roohi, E. Study of subsonic–supersonic gas flow through micro/nanoscale nozzles using unstructured DSMC solver. *Microfluidics and nanofluidics* 2011, 10, 321–335.
- [27] Zhao, J.; Liu, W.; Zhao, J.; Grekhov, L. Numerical investigation of gas/liquid two-phase flow in nozzle holes considering the fuel compressibility. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2020, 147, 118991.
- [28] Kumar, A.; Ghobadian, A.; Nouri, J.M. Assessment of cavitation models for compressible flows inside a nozzle. *Fluids* 2020, 5, 134.
- [29] Lichtarowicz, A.; Duggins, R.; Markland, E. Discharge coefficients for incompressible non-cavitating flow through long orifices. *Journal of Mechanical Engineering Science* 1965, 7, 210–219.
- [30] Bergadà, J.; Codina, E. Discharge coefficients for a four nozzle two flapper servovalve. *Proc. of the 46th National Conference on Fluid Power*, 1994, Vol. 1, pp. 213–218.
- [31] Plocker, U.; Knapp, H. Save time in computing density. *Hydrocarbon Processing* 1976, 55, 199–201.
- [32] Zucrow, M.; Hoffman, J. *Gas Dynamics*, vol 1 John Wiley & Sons. Hoboken, New Jersey 1976.
- [33] Bergada Grañó, J.M. *Mecánica de fluidos: breve introducción teórica con problemas resueltos*; Universitat Politècnica de Catalunya. Iniciativa Digital Politècnica, 2012.

- [34] P. S. Els & B. Grobbelaar (1993) "Investigation of the time and temperature dependency of hydro-pneumatic suspension systems" SAE Technical paper series 930265.
- [35] P. S. Els, B. Grobbelaar (1999) "Heat transfer effects on hydropneumatic suspension systems" Journal of Terramechanics 36 197-205.
- [36] Giuseppe Quaglia, Massimo Sorli (2000). "Experimental and theoretical analysis of an air spring with auxiliary reservoir". 6th Triennial Int. Symp. on Fluid Control, Measurement and Visualization, FLUCOME 2000, Aug. 13-17,2000, Sherbrooke (Qc), Canada.
- [37] P.S. Meirelles and M. Baldi. (2003). "Damping behaviour in hydropneumatic suspension". Universidade Estadual de Campinas, SIMEA 2003 Brasil.
- [38] C. L. Giliomee, P. S. Els. (1998). "The semi-active hydropneumatic spring and damper system" Journal of Terramechanics, Volume 35, pp. 109-117
- [39] B. B. Hall & J. S. Tang (1990) "Analysis of active and semi-active vehicle suspensions fitted with a pneumatic self-energizing levelling device" Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 204.
- [40] Robert C.Reid, J. M. Prausnitz, B. E. Poling "The properties of gases & liquids" (4th edition). Mc Graw-Hill, Inc ISBN-0-07-051799-1.
- [41] B. I. Lee, M. G. Kesler (1975) "A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States". AIChE Journal Vol. 21, No. 3, pp. 1197-1203.
- [42] D. R. Lide, H. V. Kehiaian (1994) "CRC Handbook of Thermophysical and Thermochemical Data". CRC PRESS ISBN 0-8493-0197-1.
- [43] A. Vasserman, Y.Z. Kazavchinskii, V. A. Rabinovich. (1971) "Thermophysical properties of air and air components". Ed. D. Slutzkin UDC546.217
- [44] W. Bober & W. L. Chow (1991) "Nonideal Gas Effects for the Venturi Meter". Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 113.
- [45] Oneyama N., Takahashi T., Terashima Y., Kuroshita K. Kagawa T. (2003), "Study and suggestions on flow-rate characteristics of pneumatic components", 7th Symposium on Fluid Control, measurement and Visualization.
- [46] B. E. L. Deckker, Y. F. Chang (1968) "Transient Effects in the Discharge of Compressed Air from a Cylinder Through an Orifice". Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering.
- [47] Pourmovahed, A. and Otis, D. R., "An experimental thermal time constant correlation for Hydraulic accumulators", Transactions of the ASME, Journal of Dynamics Systems. Measurement and control, Vol.112, March 1990, pp. 116-121.
- [48] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett & Y. I. Cho. "Handbook of Heat Transfer". 4th Edition Mc Graw-Hill, Inc ISBN-0-07-053555-8.
- [49] S. R. Hong, S. B. Choi, Y. T. Choi, N. M. Wereley (2004) "A hydro - mechanical model for hysteretic damping force prediction of ER damper: experimental verification" Journal of Sound and Vibration Volume 285, pp. 1180-1188.
- [50] A. C. Aldo, B. M. Argrow (1995) "Dense Gas Flow in Minimum Length Nozzles". Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 117, pp. 270-276.
- [51] W. C. Edmister (1973) "Applied hydrocarbon thermodynamics - Part 49 – Enthalpies of saturated liquids mixtures via Clapeyron Equation". Hydrocarbon processing May pp. 169-175.

- [52] G. Soave (1971) "Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state". Chemical Engineering Science, pp. 1197-1203.
- [53] M. J. Moran, H. N. Shapiro (2004) "Fundamentos de Termodinámica Técnica. 2ª Edición (4ª edición original) Ed. Reverté, S. A. ISBN 84-291-4313-0.
- [54] R. Carreras, A. Comas, A. Calvo (1993) "Motores de Combustión Interna. Fundamentos". 1ª Edición Ed. UPC. ISBN 84-7653-354-3.
- [55] R. P. Benedict (1971) "Generalized Contraction Coefficient of an Orifice for Subsonic and Supercritical Flows" Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering.
- [56] K. C. Cornelius, K. Srinivas (2004) "Isentropic Compressible Flow for Non-Ideal Gas Models for a Venturi". Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering Vol. 126.
- [57] Ower E, and Pankhurst R,C. (1977) "The measurement of air flow" 5th Edition Pergamon Press ISBN 0-08-021282-4.
- [58] Frank P. Incropera, David P. Dewitt "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". 4th Edition John Wiley & Sons ISBN-0-471-30460-3.
- [59] Baehr H. D., "Tratado moderno de termodinámica. Teoría y aplicaciones técnicas" 2ª edición (1979) Editor Montesó. ISBN 84-7186-101-1
- [60] H. Gröber y S. Erk (1967) "Transmisión de Calor" Selecciones científicas D.L. 9725-1967. Madrid
- [61] D. P. De Witt. John. Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd Ed. F. P. Wiley & Sons, Inc.(1990) ISBN 0-471-51729-1.
- [62] I. H. Shames. (1995) "La Mecánica de los Fluidos". 3ª Edición McGraw-Hill ISBN-958-600-246-2.
- [63] V. L. Streeter. (2000) "Mecánica de los Fluidos". 9ª Edición McGraw-Hill ISBN-958-600-987-4.
- [64] Irwin Millar y John E. Freund (1973) "Probabilidad y estadística para ingenieros" Editorial Reverté Mexicana S.A.
- [65] De Giorgi R., Bideaux E., Sesmat S. Millar (2006) "Dinami Termal Model of a Discharging Proocess of a Pneumatic Chamber" Proc. of 4th FPNI-PhD Symp. Sarasota, pp. 571,583.
- [66] L.Segel & H. H. Lang. -The mechanics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies (The dynamics of vehicles on roads and on tracks, Vol. 10, 1981).
- [67] C. Surace, K. Worden & G. R. Tomlinson. -On the non-linear characteristics of automotive shock absorbers (IMECH, part D, vol. 206, 1992).
- [68] A. L. Audenino & G. Belingardi. -Modelling the dynamic behaviour of a motorcycle damper (IMECH, part D, vol. 209, 1995).
- [69] John J. Dixon. -The shock absorber handbook (SAE book, 2001).
- [70] A. Comas. Apuntes de Suspensiones Neumaticas (subrutinas), (UPC, not published, 2006).
- [71] Idelchik I.E. -Mémento des pertes de charge (Eyrolles book, 1986).

- [72] D. Sławik a, P. Czop a, A. Król a,* , G. Wszole“ Optimization of hydraulic dampers with the use of Design For Six Sigma methodology”. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. ISSUE 2 December 2010
- [73] B. Warner, S. Rakheja. -An analytical and experimental investigation of friction and gas spring characteristics of racing car suspension dampers (SAE paper 962548, 996).
- [74] Welty. -Transferencia de calor aplicada a la ingeniería (Limusabook, 1996).
- [75] H. Y. Wong Heat transfer for engineers.
- [76] A. Zukauskas. Heat Transfer from Tubes in Crossflow. Advances in Heat Transfer, 8:93-160, 1972.
- [77] Incropera, Frank (2006). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6E. Wiley. ISBN 978-0-471-45728-2.
- [78] White, Frank (2008). Mecánica de Fluidos (6ª edición). McGraw-Hill. ISBN 978-84-481-6603-8.
- [79] A. Comas. Apuntes de gases ideales y reales (subrutinas), (UPC, not published, 2001).
- [80] ISO6358. Pneumatic fluid power-components using compressible fluids. Determination of low-rate characteristics. Technical report, ISO Standards Org, 1989.
- [81] José A. Trujillo (2015) " Energy Efficiency of High Pressure Pneumatic Systems" Universitat Politècnica de Catalunya. Phd Thesis.

9. ANEXOS

9.1. *Características técnicas del Banco de ensayos del CD*

La unidad experimental estará dotada de un sistema de adquisición de datos que permitirá controlar el experimento y la adquisición de la evolución de este mediante distintos sensores. Entre estos están los transductores de presión: uno de presión estática y otro de presión dinámica, para cada depósito del equipo, que permitirán obtener la evolución de la presión aguas arriba y aguas abajo del orificio o tobera ensayada en el experimento.

Por otra parte, se dispondrán diversos sensores para la registrar la evolución seguida de la temperatura interna de la pared de cada uno de los depósitos.

Habida cuenta la inercia térmica de la pared, la temperatura exterior en el transcurso de la prueba no experimentara variación apreciable de la temperatura, por lo que se incorpora un único sensor de temperatura por infrarrojos para su determinación.

Así mismo se incorpora un sensor de posición de la válvula que inicialmente bloquea el paso de flujo de un depósito a otro. Información que permite describir el instante del inicio del experimento y de la posición del elemento sellador.

Finalmente el sistema controla digitalmente el estado de varias electroválvulas neumáticas para controlar los procesos de llenado de los depósitos y el accionamiento del pistón que gobierna el mecanismo obturador de flujo entre depósitos.

La adquisición de los datos se ha realizado mediante un programa generado en Labview.

9.1.1. Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343

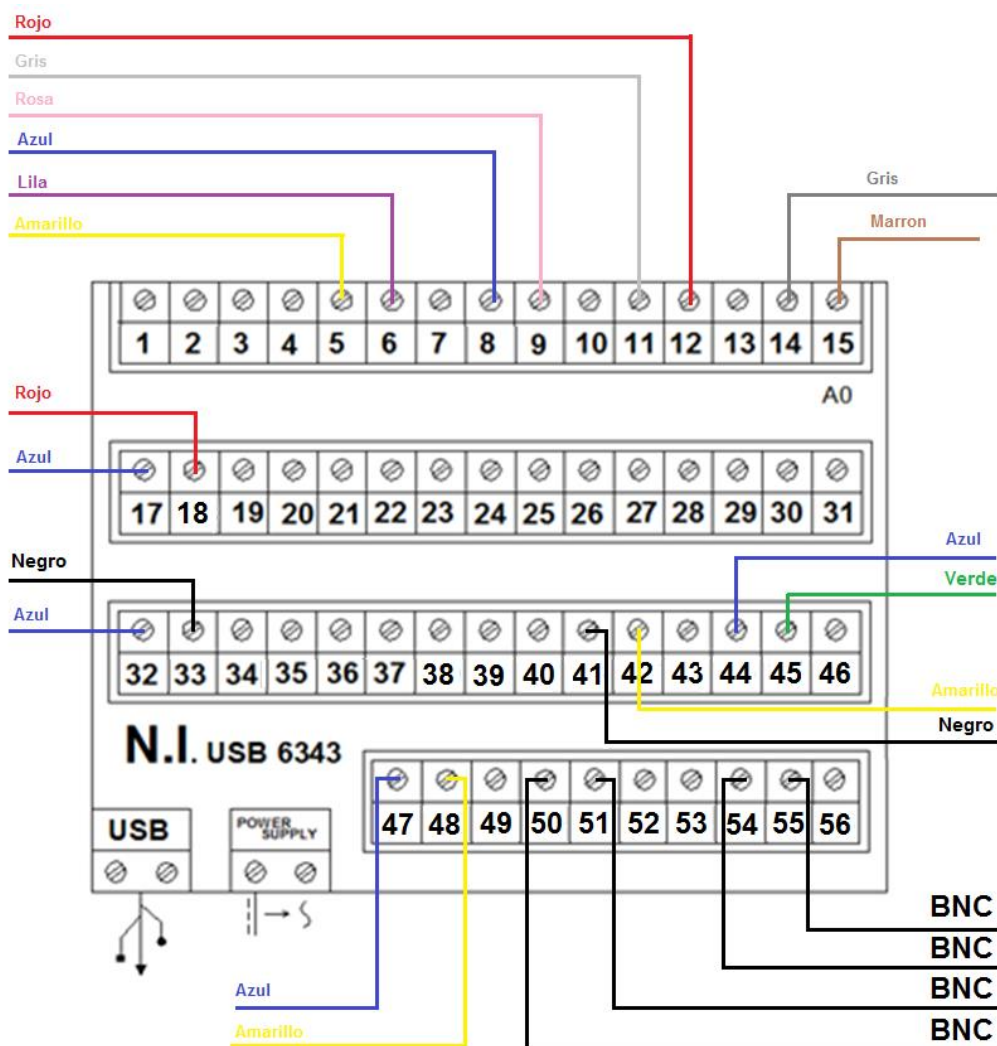


Figura 9.1: Esquema de conexión de la DAQ NI USB 6343.

La Tabla 9.1, recoge el conexionado visto en la Figura 9.1:

Tabla 9.1: Guía de conexiones de la DAQ NI USB 6343.

Pin	Tipo	Función	Color
5	In (Analog.)	Termocouple 1 +	Amarillo
6	In (Analog.)	Termocouple 1 -	Lila
8	In (Analog.)	Termocouple 2 +	Azul
9	In (Analog.)	Termocouple 2 -	Rosa
11	In (Analog.)	Termocouple 3 +	Gris
12	In (Analog.)	Termocouple 3 -	Rojo
14	In (Analog.)	Termocouple 4 +	Gris
15	In (Analog.)	Termocouple 4 -	Marrón
17	In (Analog.)	Sensor de posición +	Azul
18	In (Analog.)	Sensor de posición -	Rojo
32	A0 Out (Analog.)	Apertura valvula desobturadora +	Azul
33	A0 Out (Analog.)	Apertura valvula desobturadora -	Negro
41	In (Analog.)	Sensor de Presión 1 Kistler +	Negro
42	In (Analog.)	Sensor de Presión 1 Kistler -	Amarillo
44	In (Analog.)	Sensor de Presión 2 Kistler +	Azul
45	In (Analog.)	Sensor de Presión 2 Kistler -	Verde

47	In (Analog.)	sensor temperatura infrarrojos +	Azul
48	In (Analog.)	sensor temperatura infrarrojos -	Amarillo
50	In (Analog.)	Sensor de Presión 1 Keller +	BNC
51	In (Analog.)	Sensor de Presión 1 Keller -	BNC
54	In (Analog.)	Sensor de Presión 2 Keller +	BNC
55	In (Analog.)	Sensor de Presión 2 Keller -	BNC
USB	-	Conexión PC	-
Power Supply	-	Fuente alimentación NI	-

9.1.2. Sensor de presión estática

Los sensores de presión elegidos para la medición de la presión estática son de la marca Keller, ver Figura 9.2, de alta presión (hasta 100 MPa). Los sensores KELLER de la series 21/21PRO utilizada son transmisores efectivos de alta fidelidad, precisión y estabilidad y no de muy alto coste, basados en un sensor piezoresistivo destinados a aplicaciones industriales. Dichos sensores son de dos hilos (salida 4-20 mA) y son alimentados mediante el acondicionador de señal mostrado en el anexo 9.1.3.



Figura 9.2: Sensor de presión Keller serie 21-R.

9.1.3. Fuente de alimentación y acondicionador de señal

Convertidor 4-20 mA a +/- 10 V carril DIN (modelo CCT-32 fabricante FEMA)

- Conexión de la tensión de alimentación

Tensión de alimentación a través de los terminales 1 y 7, ver Figura 9.3. Se recomienda el siguiente conexionado, incluyendo fusible de protección e interruptor de desconexión. Alimentación: 230 Vac y Fusible: 50 mA

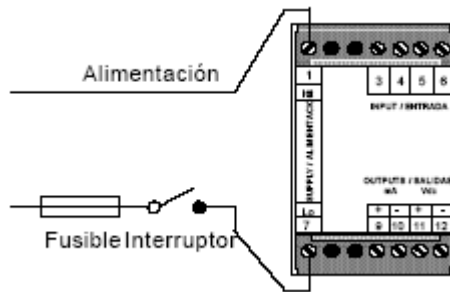


Figura 9.3: Fuente de alimentación y acondicionador de señal de transductor de presión.

- Conexión sensor-convertidor

Terminales. - Depende del tipo de generador. Transductores a 2 hilos y generadores de corriente, ver conexionado en la Figura 9.4. Transductores a 3 hilos, conectar bornes 3 (24 Vdc), 5 (señal) y 6 (común).

Nota: El convertidor, suministra la tensión de excitación (24 VDC y 50 mA) para transductores a 2 y 3 hilos pasivos, a través del terminal 3.

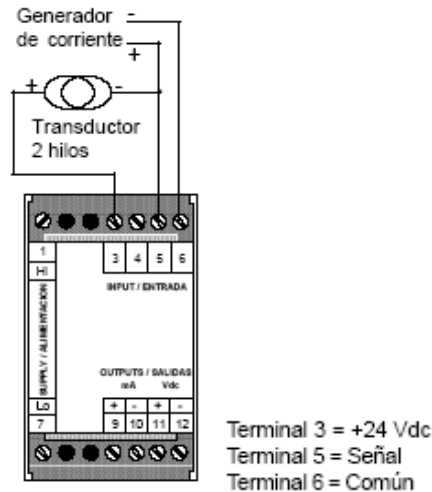


Figura 9.4: Fuente de alimentación y acondicionador de señal de la presión con el transductor de dos hilos.

9.1.4. Transductor de presión piezoeléctrico

Para la determinación precisa de la evolución de la presión es necesario disponer de un transductor de menor inercia mecánica que la ofrecida por los sensores de galgas. Uno de estos transductores se fundamenta en el efecto piezoeléctrico.

Hoy en día, los transductores de presión comúnmente utilizados en la medición de la presión de los gases en el interior del cilindro de un compresor o de un motor de combustión interna, son los de tipo piezoeléctrico, ya que este tipo de transductor es el idóneo para la medición de magnitudes que varían rápidamente con el tiempo con la ventaja adicional de no presentar deformaciones apreciables. Para adaptar el transductor, el compresor o motor deberá de tener un acceso al interior (cámara, cilindro, etc...).

El transductor de presión del que se dispone es del tipo piezoeléctrico, en concreto de la marca Kistler modelo 601A. Este tipo de transductores se fundamentan en la propiedad que tienen algunos materiales, tales como el cuarzo, que al ser sometidos a una presión quedan cargados eléctricamente en su superficie (efecto piezoeléctrico), que se pasa a describir brevemente.

Efecto piezoeléctrico. El cuarzo, como todos los materiales cristalinos, presenta una estructura interna regular donde la disposición de las cargas de cada uno de los átomos hace que el cristal en su conjunto se encuentre en equilibrio eléctrico. La aplicación de una fuerza sobre el cristal (cortado de forma conveniente), hace que su estructura interna se deforme y su equilibrio eléctrico interno se pierda provocando la aparición de una carga superficial de signo opuesto que da lugar a una diferencia de potencial.

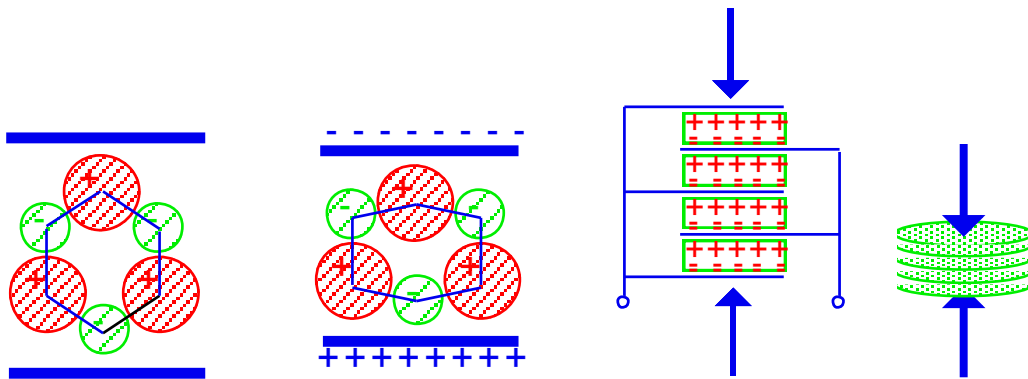


Figura 9.5: Principio del efecto piezoeléctrico. c,d esquema de n discos.

El transductor de presión piezoeléctrico, ver Figura 9.5, consta básicamente de tres partes: La armadura, el cristal de cuarzo alojado herméticamente en ella y un diafragma unido a la armadura y destinado a transmitir la presión al cristal de cuarzo protegiéndolo del contacto directo con los gases calientes. Opcionalmente y según las condiciones de trabajo puede incorporar un circuito de refrigeración.

Un parámetro que caracteriza este tipo de transductores es su sensibilidad la cual se define como la relación entre la carga aparecida en el cristal (pC) con respecto a la fuerza o presión aplicada (bar). El fabricante adjunta con el transductor sus curvas de calibración y sensibilidad ya que es un parámetro necesario pues lo hemos de fijar en el amplificador de carga de la cadena de medida para que éste realice una adaptación correcta de la señal.

Para acondicionar la señal suministrada por el transductor es necesario un amplificador que transforme la carga electrostática en una tensión proporcional a ésta. Dicho dispositivo es un amplificador de corriente continua con una gran impedancia de entrada y con un elevado factor de amplificación.

9.1.5. Amplificador de carga.

Es el dispositivo encargado de acondicionar y amplificar la señal proporcionada por el transductor piezoeléctrico. Su salida proporciona una señal eléctrica en tensión amplificada y proporcional a la presión ejercida sobre el sensor. En el laboratorio de “Motors Tèrmics i Automòbils” disponen de diferentes modelos de amplificador de carga. Uno de ellos es el correspondiente al modelo 5007 de Kistler cuyos paneles frontal y posterior se muestran en la Figura 9.6.

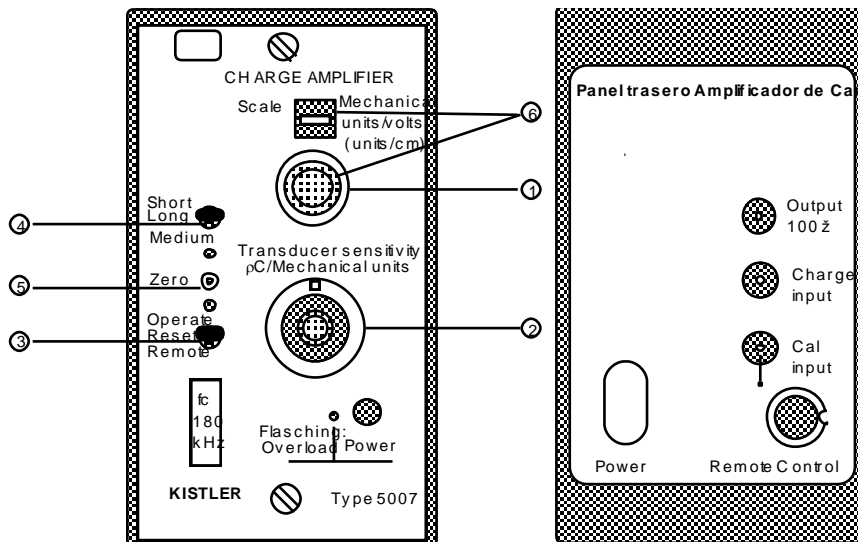


Figura 9.6: Paneles frontal y posterior de amplificador de carga.

En su parte frontal pueden verse los controles del amplificador y en la posterior los conectores de entrada y salida de la señal. Cada uno de los controles tiene la siguiente función:

- (1,2) Ajuste de la sensibilidad del captador.- Estos controles permiten indicar al amplificador cual es la sensibilidad del captador que proporciona la señal. Es decir, hacemos saber al amplificador la carga que genera el captador por cada unidad mecánica de presión.

- (3) Modo de operación.- Selector de 3 posiciones que permite poner el amplificador de carga en diferentes estados:

- Operate.- El amplificador se encuentra en permanente funcionamiento obteniendo una señal de salida continuamente.
- Remote- La adquisición de señal se controla desde un sistema externo a través del conector Remote Control situado en el panel posterior (ver fig.3). De este modo la señal no se adquiere de forma continua sino cuando se desee.
- Reset- El amplificador no genera señal de salida. Nos sirve para situar el cero de la señal.

- (4) Ajuste del tipo de señal.- Selector de 3 posiciones que permite ajustar el amplificador de carga según el tipo de medida que realicemos. Así para medidas de señales cuasi-estáticas emplearemos la posición long. En caso de señales de evolución rápida, periódica o transitoria, seleccionaremos las posiciones medium o short.

- (5) Ajuste del cero.- Mediante el potenciómetro de ajuste y con la ayuda de un destornillador, realizaremos el reglaje del amplificador para que la tensión de salida a una entrada de valor 0 sea también 0.

- (6) Escala.- ajusta la escala de la amplificación. Indicamos la tensión de salida deseada por cada unidad mecánica.

- (7) Indicador de sobrecarga.- Este indicador permanece constantemente encendido durante el funcionamiento del amplificador. Cuando la presión captada supera la escala del equipo, el indicador empieza a parpadear y el amplificador queda inoperante. Para volver a un estado normal de funcionamiento realizaremos un reset del equipo mediante el selector (3).

Otro amplificador adquirido más recientemente, es el mostrado en la Figura 9.7, el Charge Meter tipo 5015A que básicamente viene a suplir al amplificador anteriormente descrito y que proporciona las mismas características que su predecesor además de otras de otras, como visualizador con menú de función incorporado, interface RS 232, entre otras.



Figura 9.7: Aspecto del amplificador de carga para los transductores piezoeléctricos de presión dinámica.

9.1.6. Sensor de posición de la válvula de apertura modelo CGA-2000

El sensor de posición, ver Figura 9.8, es un sensor de posición que posee una carrera 50 mm.

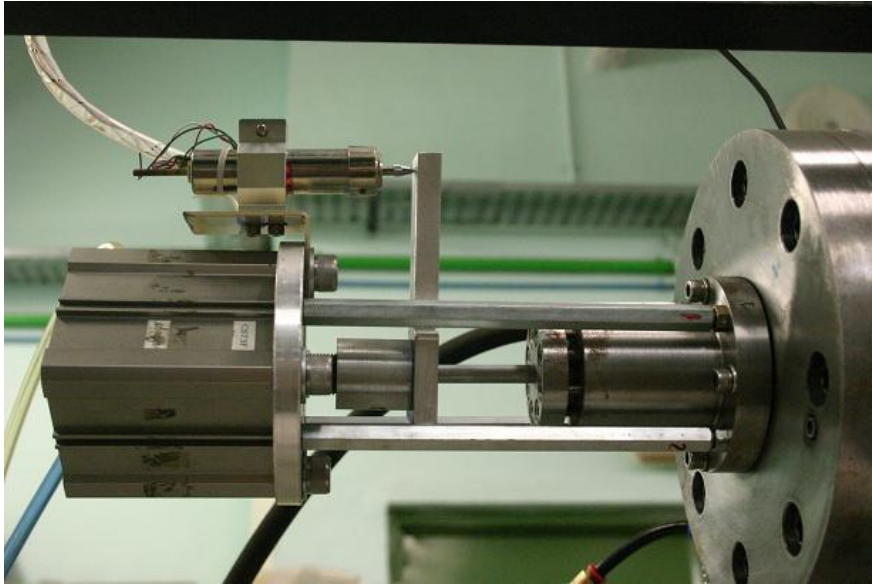


Figura 9.8: Sensor de posición montado en el equipo experimental.

Tabla 9.2: Cables de conexión del sensor de posición.

Color	Función	Color	Función
Negro	GND	Verde	Out -
Rojo	10 V	Blanco	Out +

9.1.7. Conexión sensor posición con el visualizador.

SET POINT COMPARATOR ASAHI KEIKI Model AM-122A

En aras de tener consciencia de la posición del mecanismo obturador de flujo, además de adquirir su respuesta con el sistema de adquisición, resulta conveniente disponer su señal en paralelo en un visualizador que nos informe en todo momento de su estado. La conexión utilizada se muestra en la Figura 9.9.

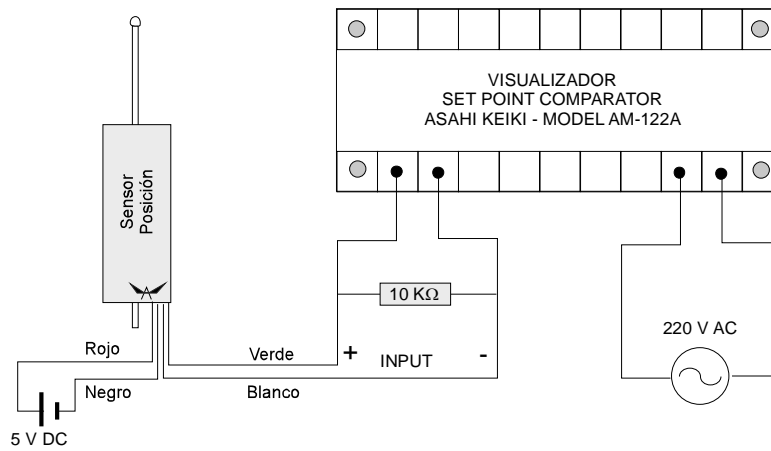


Figura 9.9: Conexión en paralelo del sensor de posición con el visualizador ASAHI KEIKI Model AM-122A.

9.1.8. Sensor de temperatura interna de la pared (Nammac)

Los sensores utilizados para registrar la evolución seguida por la pared interna (pared expuesta al gas) consisten en termopares K de la serie E6-20 de Nammac. Su elección se ha fundamentado en su baja inercia térmica y por consiguiente su alta respuesta, del orden de unos pocos microsegundos. Por otra parte su cuerpo es de acero al igual que la pared que lo alberga y por consiguiente, convenientemente enrasado no distorsiona el flujo de calor de forma apreciable. En la Figura 9.10 y Figura 9.11 se muestra el aspecto y dimensiones más relevantes del mencionado sensor.

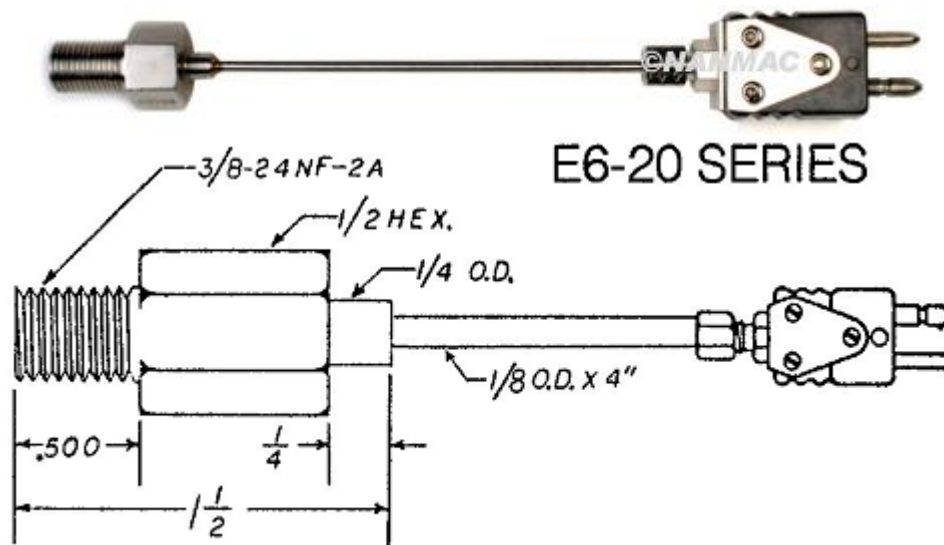


Figura 9.10: Aspecto y dimensiones del termopar tipo K de baja inercia térmica de la serie E6-20 de Nammac.

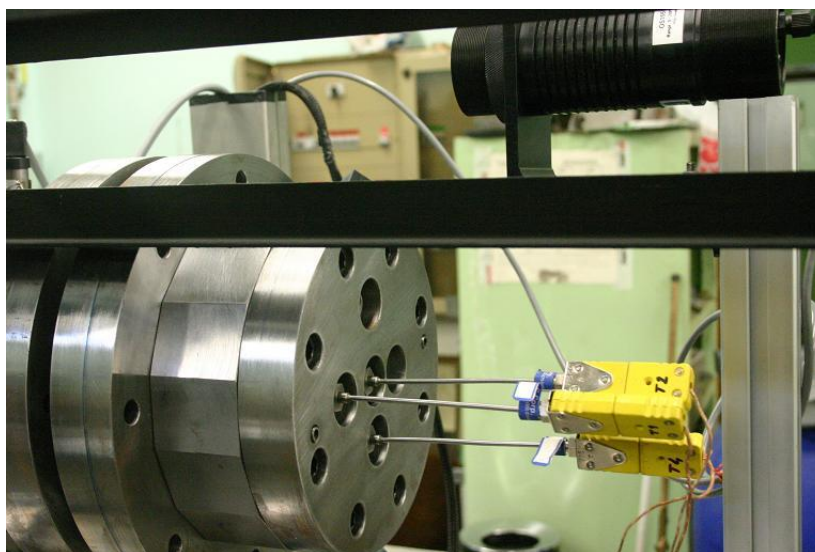


Figura 9.11: Imagen de los termopares montados en el banco de ensayos.

9.1.9. Amplificador del sensor de temperatura

Descripción funcional. El 7B37 es un módulo acondicionador de señal para un único sensor de temperatura, que amplifica y filtra la tensión suministrada por los termopares del tipo J, K, T, E, R, S o B-tipo, suministrando una salida protegida de precisión de +1 V a +5 V o de 0 V a +10 V, lineal con la tensión de entrada. Además posee la unión fría internamente de alta precisión permitiendo la compensación de la señal.



Figura 9.12: Aspecto del amplificador acondicionador 7B27 de termopar.

La tensión nominal de alimentación es de +24 V y tal como y puede verse en la Figura 9.12, los bornes (pines) de conexión eléctrica están diseñados para poder ser insertados o extraídos fácilmente de la placa “[backplane](#) 7BP08-01”, sin perturbar el sistema de alimentación.

Esquema interno de los módulos 7B37. Los tres pines de entrada del modelo 7B37 están completamente protegidos hasta 120 V rms tensión de línea.

Un filtro de 3Hz de un polo pre condiciona la señal del termopar antes de su amplificación suministrando facilitando una baja deriva de la entrada del amplificador.

La unión fría de compensación (CJC) está implementada con un sensor de temperatura termistor incrustada debajo el tornillo del bloque del módulo 7B con la tarjeta.

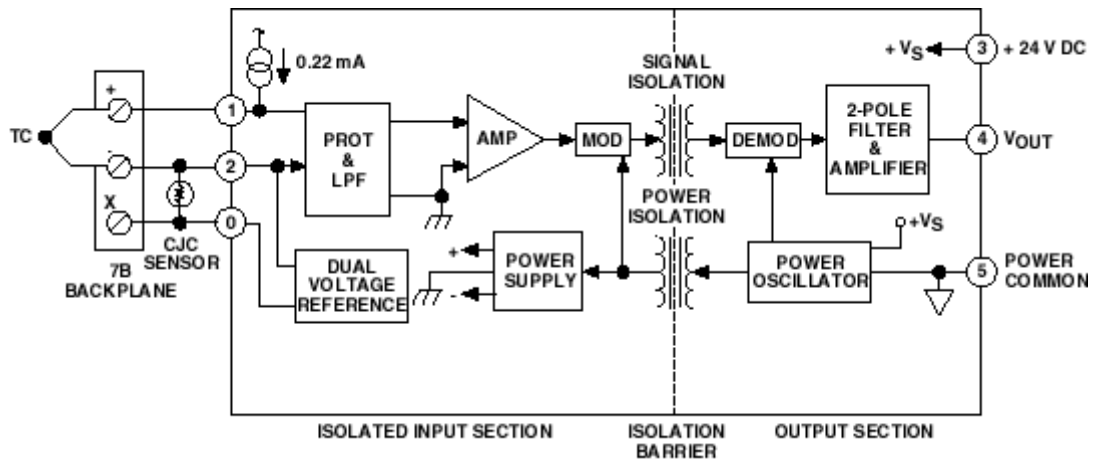


Figura 9.13: Diagrama funcional de bloques de los módulos 7B37.

Input Types
 Thermocouples J, K, T, E, R, S, B

Output Options
 +1 V to +5 V
 0 V to +10 V

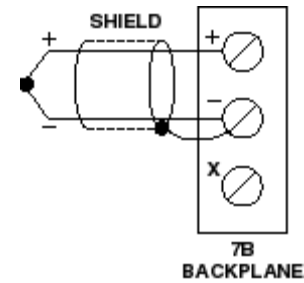


Figura 9.14: 7B37 Input Field Connections.

9.1.10. Regleta de conexión sensor de temperatura-amplificador

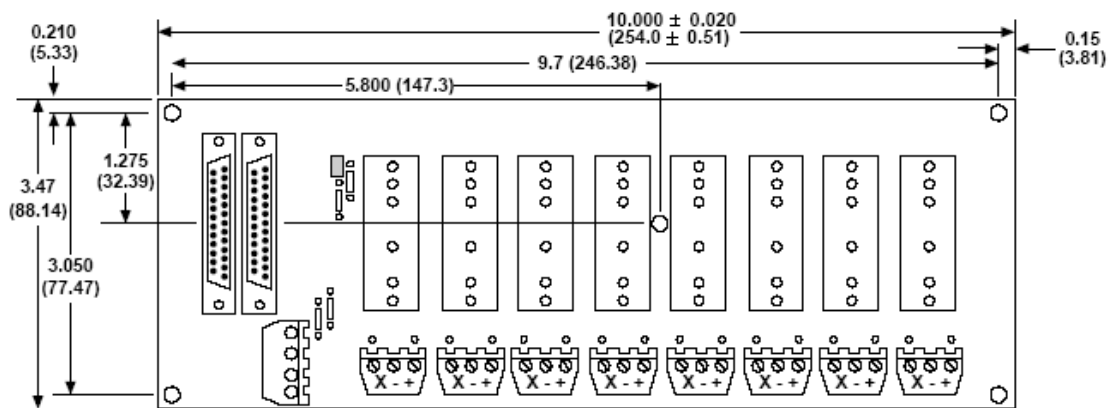


Figura 9.15: Plano (vista desde arriba) de la Regleta 7BP08-01 (plano).

9.1.11. Conector macho regleta 7BP08-01

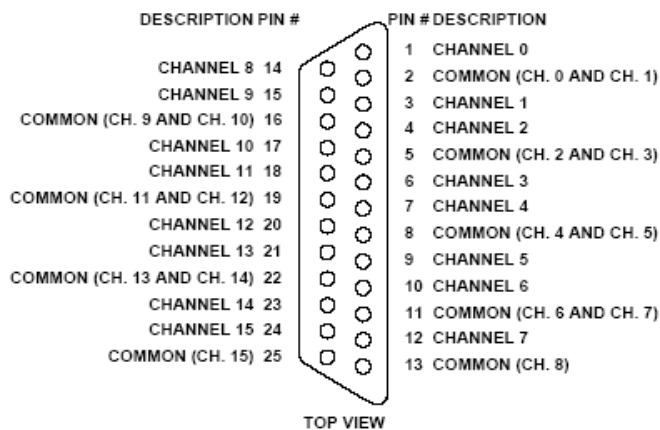


Figura 9.16: Conector macho regleta 7BP08-01.

Sensor de temperatura Nanmac con regleta de acondicionador de señal serie 7B para termopar tipo K.

Tabla 9.3: Conexión macho regleta 7BP08-01.

PIN Nº	FUNCIÓN	COLOR	PIN Nº	FUNCIÓN	COLOR
1	Canal 0	Blanco	14	Canal 8	nc
2	Común 0-1	Blanco-Amarillo	15	Canal 9	nc
3	Canal 1	Amarillo	16	Común 9-10	nc
4	Canal 2	Verde	17	Canal 10	nc
5	Común 2-3	Blanco-Verde	18	Canal 11	nc
6	Canal 3	Azul	19	Común 11-12	nc
7	Canal 4	Lila	20	Canal 12	nc
8	Común 4-5	Blanco-lila	21	Canal 13	nc
9	Canal 5	Rojo	22	Común 13-14	nc
10	Canal 6	Toronja	23	Canal 14	nc
11	Común 6-7	Blanco-Naranja	24	Canal 15	nc
12	Canal 7	Marrón	25	Común 15	nc
13	Común 8	nc			

9.1.12. Conector hembra cable

Tabla 9.4: Conexión del sistema de adquisición con la regleta 7BP08-01.

PIN Nº	FUNCIÓN	COLOR	PIN Nº	FUNCIÓN	COLOR
1	Canal 0	Blanco	14	Canal 1	Amarillo
2	Canal 2	Verde	15	Canal 3	Azul
3	Canal 4	Lila	16	Canal 5	Rojo
4	Canal 6	Naranja Verde	17	Canal 7	Marrón
5	Canal 8/ retorn 0	Blanco-Amarillo	18	Canal 9/ retorn 1	Blanco-Amarillo
6	Canal 10/ retorn 2	Blanco-Verde	19	Canal 11/ retorn 3	Blanco-Verde
7	Canal 12/ retorn 4	Blanco-lila	20	Canal 13/ retorn 5	Blanco-lila
8	Canal 14/ retorn 6	Blanco-Naranja	21	Canal 15/ retorn 7	Blanco-Naranja
9	AGND	*	22	AGND	*
10	AGND	*	23	AGND	*
11	AGND	*	24	DAC 1 out	nc
12	DAC 0 out	nc	25	DAC 1 retorn	nc
13	DAC 0 retorn	nc			

* Cualquier masa (todas están conectadas entre sí)

Configuración del sistema de adquisición al conectar con regleta 7BP08-01:

- Configurar el sistema para trabajar en single-ended (**nunca en diferencial input**)
- Para la regleta 7BP08-01 hay que cablear los canales del 0 al 7.
- Los módulos de acondicionamiento de señal para termopar de la regleta 7BP08-01 ya van provistos de su propia CJC y retornan una tensión de compensación para la CJC. Por tanto no es necesario compensar los offsets.
- La salida de los módulos de acondicionamiento de señal de la regleta 7BP08-01 suelen ser de 0 a 10 V, en el caso del sistema de adquisición utilizar el rango bipolar de ± 10 V.
- Conectar todas las entradas analógicas no utilizadas a masa. Al leer un canal abierto se pueden crear problemas de ajuste en el siguiente canal válido.

9.1.13. Alimentación regleta 7BP08-01

La regleta 7BP08-01, ver Figura 9.17, va alimentada con una fuente de 24 V. La mayoría de los módulos función entre 14 y 35 V. La regleta está provista de 4 tornillos que permiten varias formas de alimentarla. La siguiente figura define los terminales y muestra cómo implementar una alimentación redundante. Como se muestra está provista de tres terminales para el positivo de la fuente de alimentación, lo que permite tres esquemas de conexión diferentes:

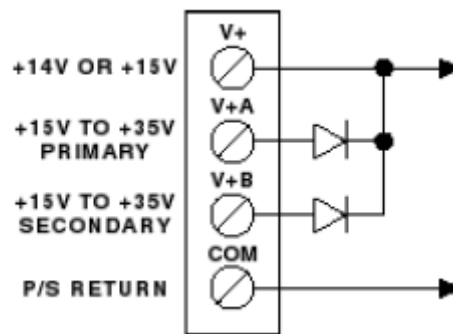


Figura 9.17: Conector de alimentación regleta 7BP08-01.

1. Un fuente de alimentación puede conectarse o a V+A o a V+B.
2. Las alimentaciones redundantes se conectan a V+A y a V+B.
3. Una fuente de alimentación de baja tensión de 14 V o 15 V puede conectarse al terminal V+, evitando los diodos que están en serie con los terminales V+A y V+B. Los diodos de la regleta tienen dos propósitos. Uno es aportar la conmutación de las alimentaciones redundantes; el otro es proteger ante la conexión con polaridad inversa. Un LED indica si hay o no hay alimentación.

Diagrama funcional

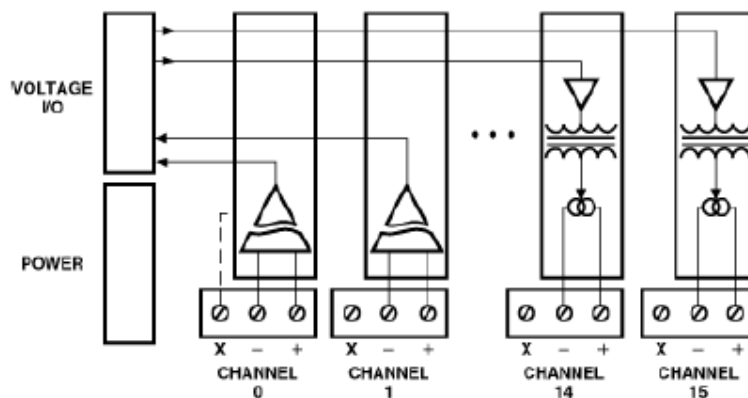


Figura 9.18: Diagrama funcional.

9.1.14. Sensor de la temperatura externa

CONEXIONADO SENSORES TEMPERATURA POR INFRARROJOS

Modelo: OS102-MA

Rango: temperatura -18C -550 C

Transductor de 3 hilos

Adaptador de señal: Modelo XCCT-32-0 (marca FEMA) (INPUT 4/20 mA = -10/+10 VDC)

NOTA: El sensor de temperatura por infrarrojos OS102-MA, ver Figura 9.19 y Figura 9.20, necesita más potencia para su alimentación que la que puede suministrar el adaptador de señal XCCT-32-0, por lo que la fuente de adaptador no se utiliza y en su lugar se utiliza la fuente de alimentación suplementaria (marca FEMA) Modelo FAR-2-0

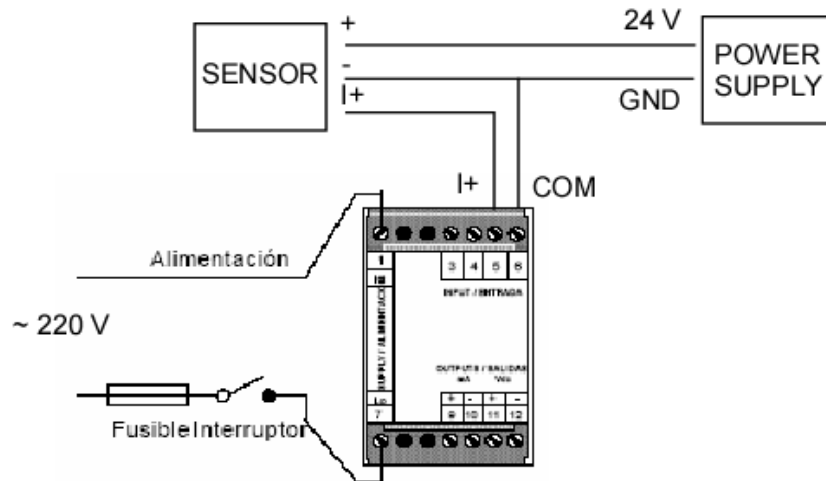


Figura 9.19: Esquema de conexión del sensor de temperatura exterior.

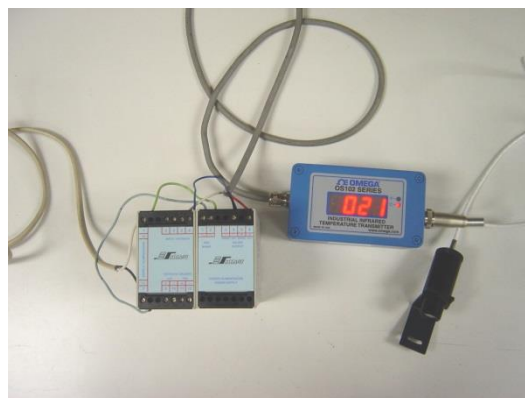


Figura 9.20: Conexiones sensor temperatura infrarrojos MODELO: OS102-MA con el Adaptador de señal (INPUT 4/20 mA = -10/+10 VDC): Modelo XCCT-32-0 (MARCA FEMA) y la fuente de alimentación 24 V Modelo FAR-2-0.

NOTA: El sensor de temperatura por infrarrojo OS1551-A-200C, ver Figura 9.21, necesita más potencia para su alimentación que la que puede suministrar el adaptador de señal XCCT-32-0, por lo que la fuente de adaptador no se utiliza y en su lugar se utiliza la fuente de alimentación suplementaria (MARCA FEMA) Modelo FAR-2-0.

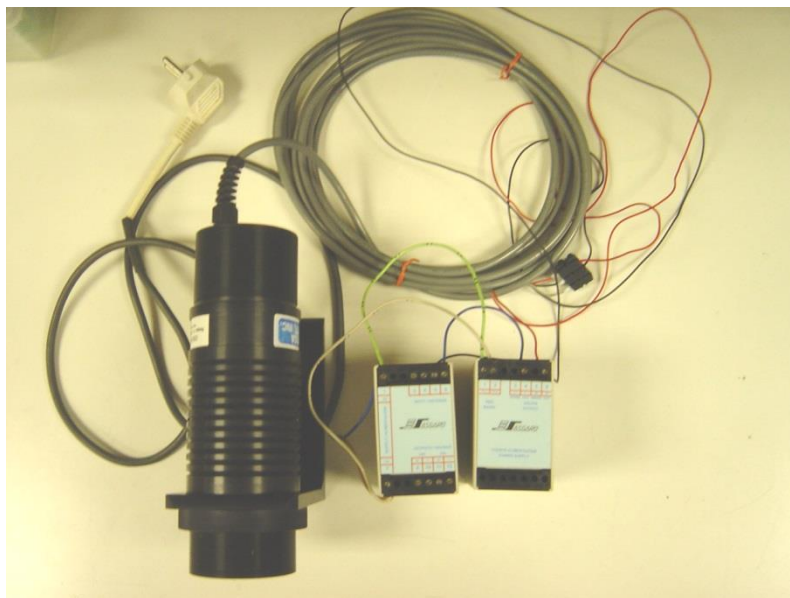


Figura 9.21: Conexiones sensor temperatura infrarrojos OS1551-A-200C con el Adaptador de señal (INPUT 4/20 mA = -10/+10 VDC): Modelo XCCT-32-0 (MARCA FEMA) y la fuente de alimentación 24 V Modelo FAR-2-0

9.2. Parte neumática del equipo experimental

A continuación, se describirán los distintos elementos neumáticos utilizados en el banco experimental del Cd. Posteriormente se mostrará una figura genérica que enseñe la disposición final de dichos elementos en el banco así como de su sistema de conexionado. En la Figura 9.22, se puede apreciar el esquema de conexión neumática del multiplicador de presión.

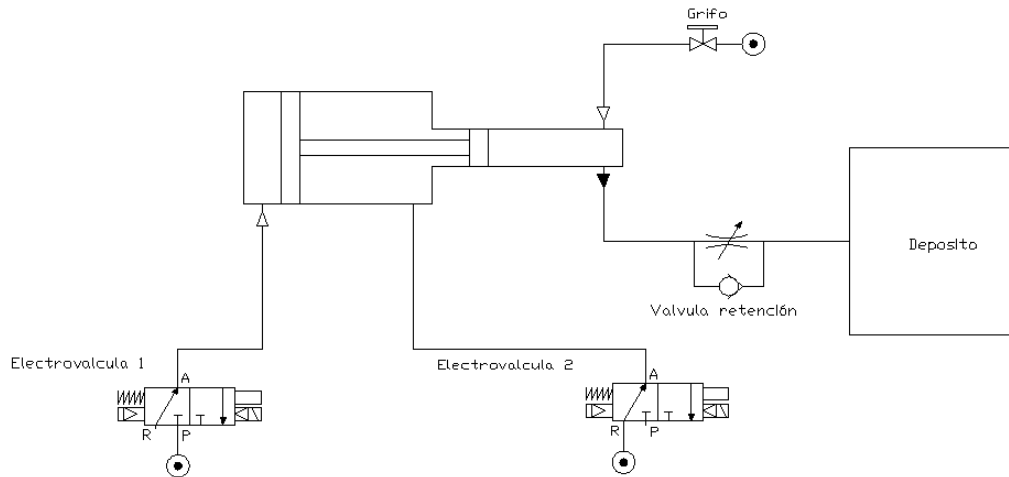


Figura 9.22: Esquema de conexión neumática del multiplicador de presión.

En la Figura 9.23, se puede apreciar el esquema de conexión del cilindro neumático.

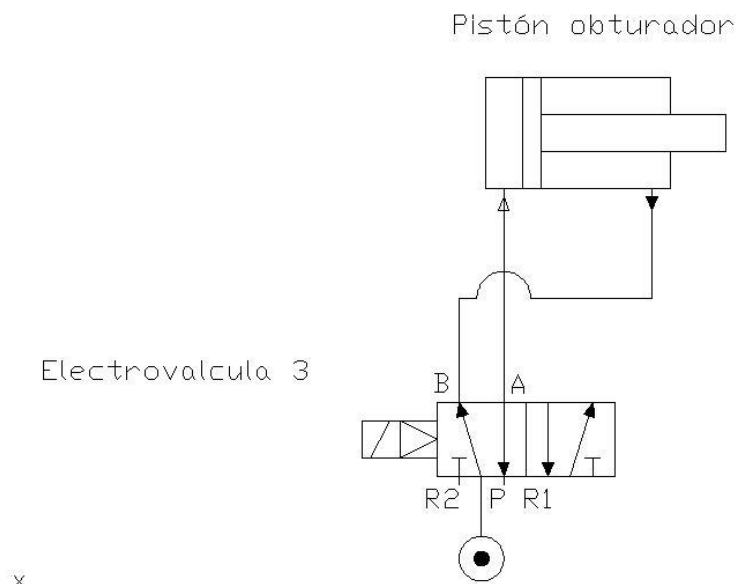


Figura 9.23: Esquema conexión del cilindro neumático.

9.2.1. Multiplicador de presión

El multiplicador, ver Figura 9.24 y Figura 9.25, está compuesto de dos cámaras de superficies de distinto tamaño. El aire recomprimido llega por el racor 1 al interior del cilindro neumático, empuja el émbolo hacia abajo y hace pasar el air a la segunda cámara. Por el racor 2, el aire llega hasta una válvula antirretorno y de estrangulación regulable, y de ésta hasta el elemento de trabajo.

Por la diferencia de superficies de los dos émbolos se produce un aumento de la presión. Son relaciones de multiplicación normales: 2:1,4:1, 8:1 y 10:1.

La presión neumática aplicada debe ser de 1 MPa (10 bar), como máximo.

Además, por el volumen de aire existente en los elementos, no es posible emplear éstos en instalaciones de diversa estructuración. Para cada mando y para cada accionamiento de cilindro hay que calcular el volumen de aire necesario y elegir correspondientemente el elemento.

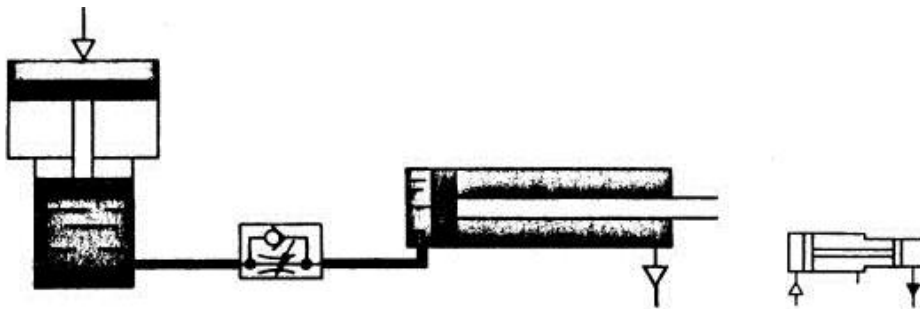


Figura 9.24: Esquema del multiplicador de presión

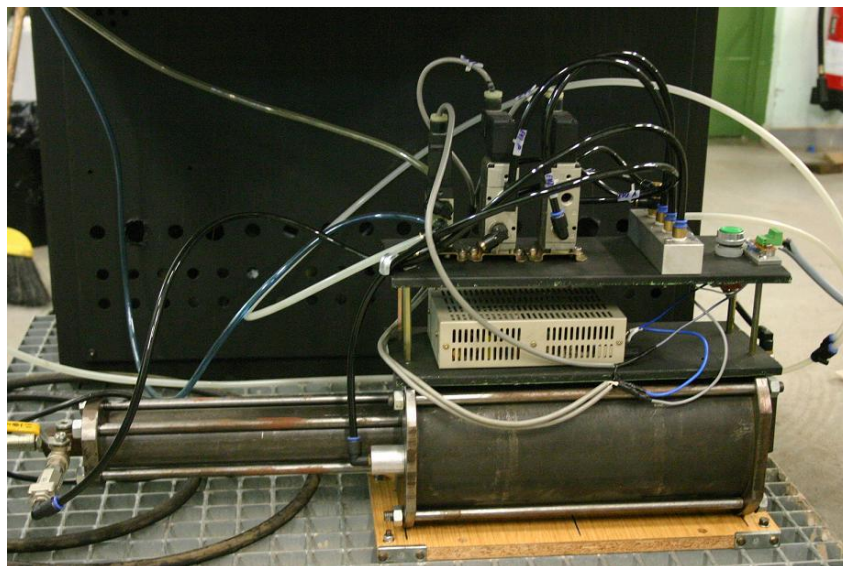


Figura 9.25: Multiplicador de presión.

9.2.2. Válvula de retención de hinchado

Las válvulas de hinchado OLAER 5/8" - 7/8" equipan nuestros acumuladores, ver Figura 9.26 y Figura 9.27, pudiendo ser montadas igualmente sobre otros sistemas bajo presión que necesiten una estanqueidad perfecta (depósitos, cilindros de suspensión).

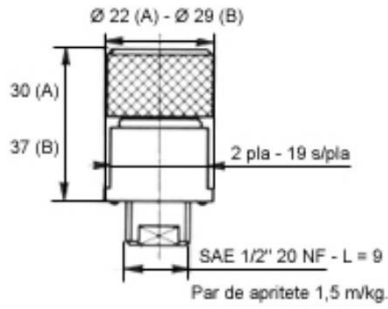


Figura 9.26: Esquema de la válvula de retención de hinchado.



Figura 9.27: Foto de la válvula de retención de hinchado.

9.2.3. Verificador de la válvula de retención de hinchado

El verificador de hinchado VG3, ver Figura 9.28 y Figura 9.29, es el instrumento indispensable para asegurar la verificación y el hinchado con nitrógeno de los acumuladores hidroneumáticos OLAER, la vejiga o pistón. Para acumuladores a membrana se ha de emplear el VG5. Se monta roscándolo a la válvula de hinchado del acumulador y a la red mediante un flexible. Si tan sólo se verifica la presión no es necesario conectar el flexible.

Cada unidad está compuesta por:

- Cuerpo VG3 para el control y el hinchado, con manómetro, válvula de retención, válvula de purga, válvula de aguja para abrir la válvula de hinchado, tuerca grafilada para su montaje y racores de acoplamiento.

- Flexible para la carga, longitud 2 m.

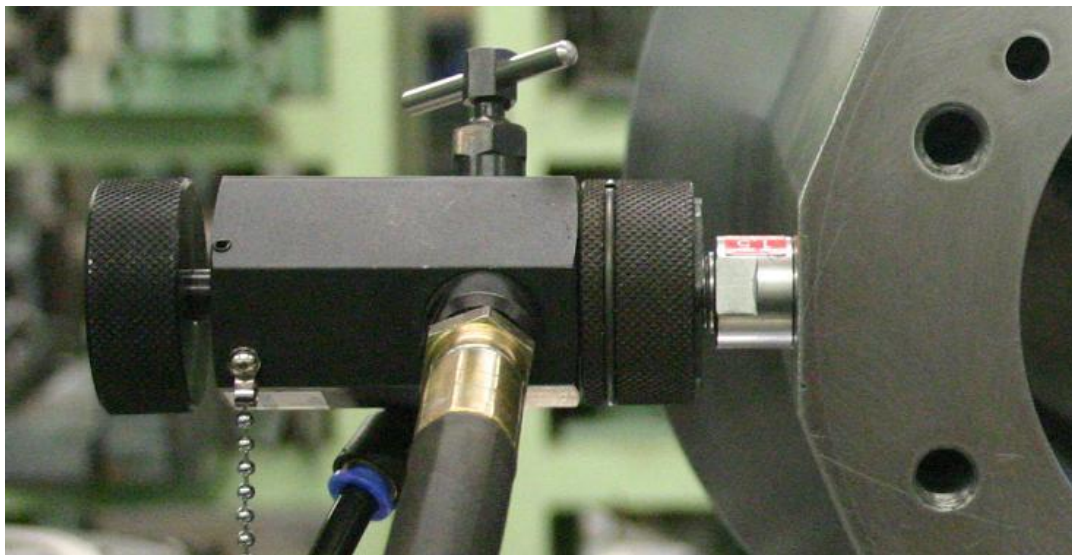


Figura 9.28: Verificador de hinchado VG3.

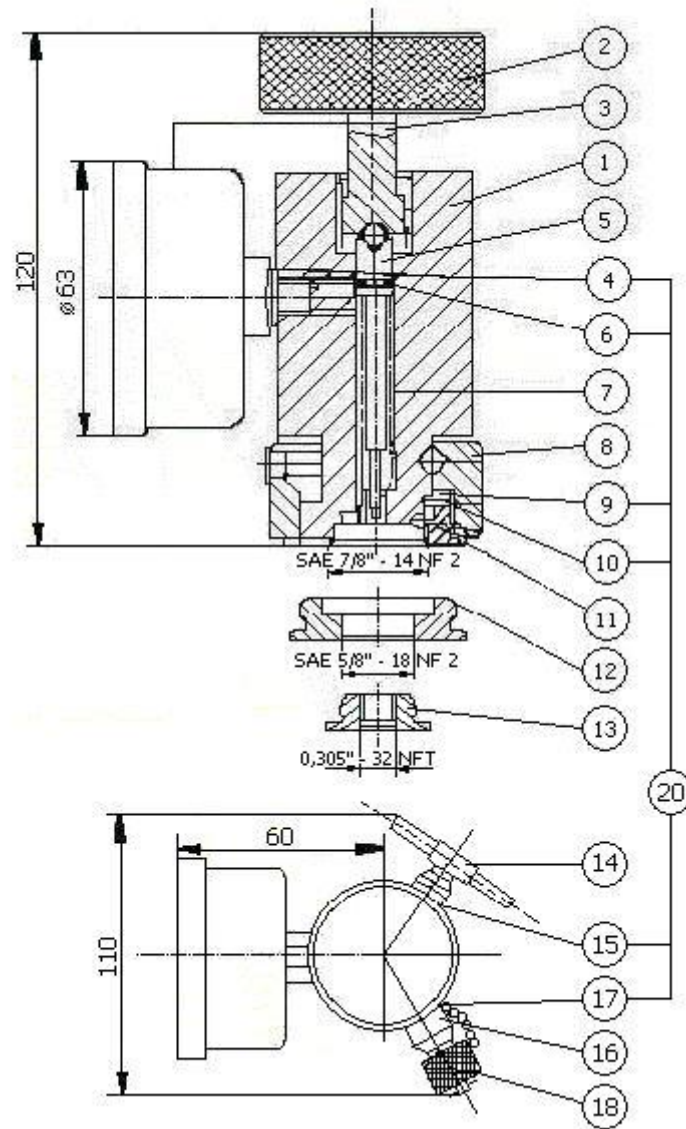


Figura 9.29: Verificador de hinchado VG3.

9.2.4. Cilindro neumático

La energía del aire comprimido se transforma por medio de cilindros en un movimiento lineal de vaivén, y mediante motores neumáticos, en movimiento de giro.

La fuerza ejercida por el aire comprimido anima al émbolo, en cilindros de doble efecto, a realizar un movimiento de traslación en los dos sentidos. Se dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno

Los cilindros de doble efecto, ver Figura 9.30 y Figura 9.31, se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial. En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido. También en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas.

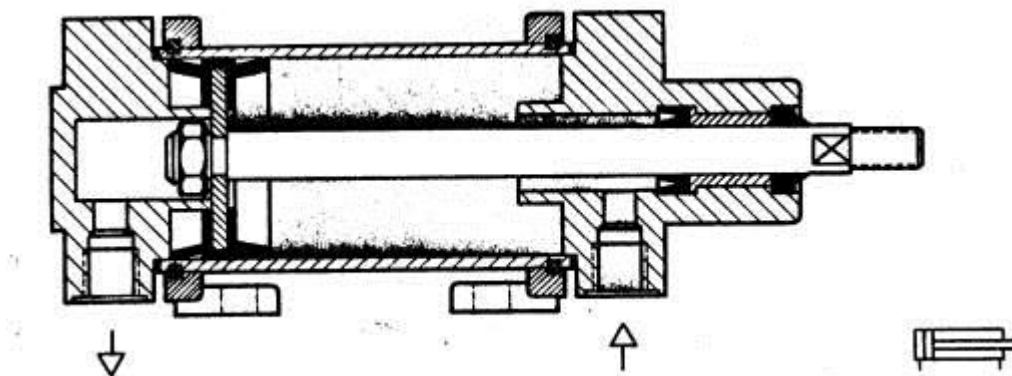


Figura 9.30: Cilindro de doble efecto.

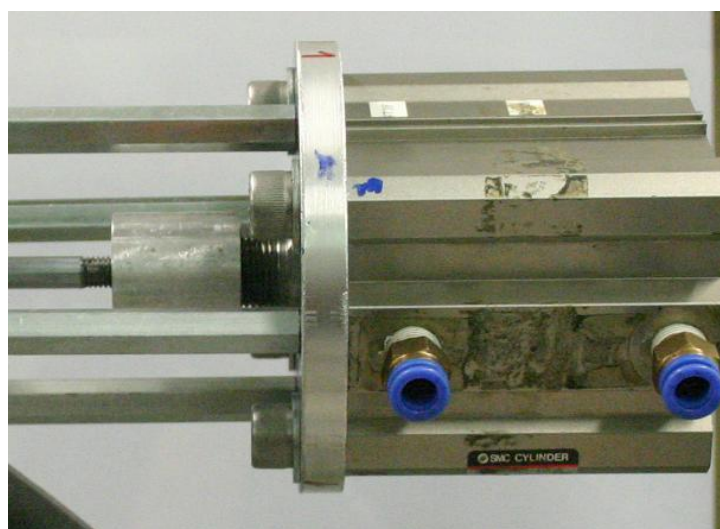


Figura 9.31: Cilindro neumático.

9.2.5. Válvula distribuidora 5/2

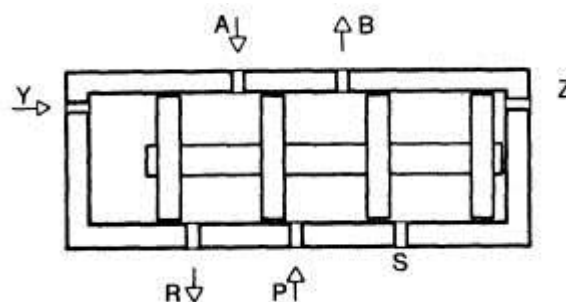
Estas válvulas, ver Figura 9.32, son los componentes que determinan el camino que ha de tomar la corriente de aire, a saber, principalmente puesta en marcha y paro (Start-Stop). Son válvulas de varios orificios (vías) los cuales determinan el camino que debe seguir el fluido bajo presión para efectuar operaciones tales como puesta en marcha, paro, dirección, etc.

Pueden ser de dos, tres, cuatro y cinco vías correspondiente a las zonas de trabajo y, a la aplicación de cada una de ellas, estará en función de las operaciones a realizar.

En estas válvulas, los diversos orificios se unen o cierran por medio de una corredera de émbolo, una corredera plana de émbolo o una corredera giratoria. Consiste en un cuerpo que en su interior contiene una parte móvil y una serie de pasajes internos. La parte móvil puede (al adoptar diversas posiciones) desconectar o comunicar entre sí, de diversas formas, a estos pasajes internos. La parte móvil la constituye una pieza torneada que puede deslizarse (como si fuera un pistón) dentro de una cavidad cilíndrica que tiene el cuerpo de la válvula. La forma de esta parte móvil en el caso de las válvulas direccional se asemeja a un grupo de varios émbolos pequeños, unidos a un eje que los atraviesa por el centro y que los mantiene separado entre sí. En inglés este tipo de obturador recibe el nombre de "spool".

Válvula de corredera longitudinal

El elemento de mando de esta válvula es un émbolo que realiza un desplazamiento longitudinal y une o separa al mismo tiempo los correspondientes conductos. La fuerza de accionamiento es reducida, porque no hay que vencer una resistencia de presión de aire o de muelle (como en el principio de bola o de junta de disco). Las válvulas de corredera longitudinal pueden accionarse manualmente o mediante medios mecánicos, eléctricos o neumáticos. Estos tipos de accionamiento también pueden emplearse para reposicionar la válvula a su posición inicial. La carrera es mucho mayor que en las válvulas de asiento plano.



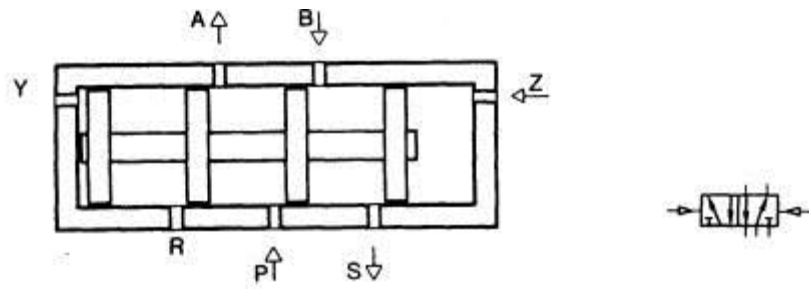


Figura 9.32: Válvula distribuidora 5/2 (principio de corredera longitudinal).

En esta ejecución de válvulas de corredera, la estanqueidad representa un problema. El sistema conocido "metal contra metal" utilizado en hidráulica exige un perfecto ajuste de la corredera en el interior del cilindro. Para reducir las fugas al mínimo, en neumática, el juego entre la corredera y el cilindro no debe sobrepasar 0,002 a 0.004 mm. Para que los costos de fabricación no sean excesivos, sobre el émbolo se utilizan juntas tóricas (anillos toroidales) o de doble copa o juntas tóricas fijas en el cuerpo. Al objeto de evitar que los elementos estanqueizantes se dañen, los orificios de empalme pueden repartirse en la superficie del cilindro.

A continuación se muestra una foto real de las válvulas utilizadas en el estudio del Cd, ver Figura 9.33:

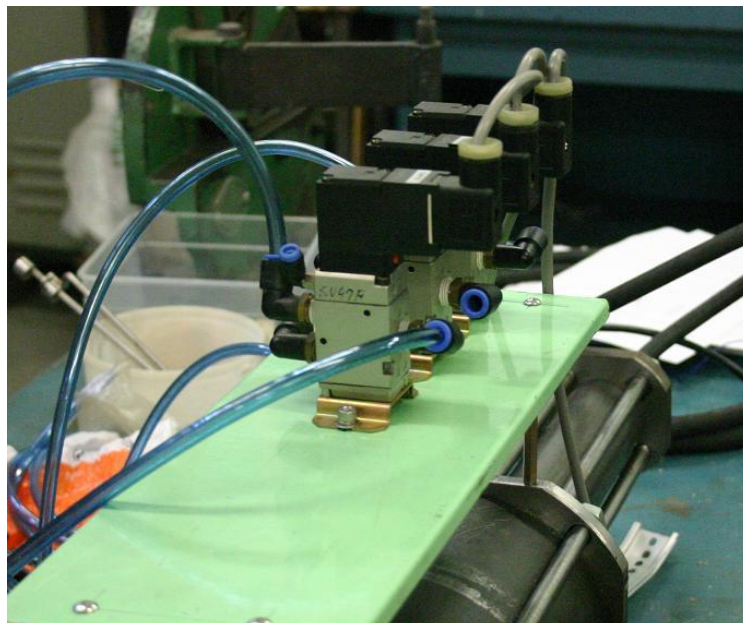


Figura 9.33: Válvulas distribuidoras.

9.3. Características técnicas del Banco de ensayos del CSA y SN.

Este grupo oleohidráulico se compone de los siguientes elementos, ver Figura 9.34.

- a) Filtro de impulsión
- b) 2 Motores Trifásicos de 37 kW y 1475 rpm.
- c) 2 Bombas Roquet (1PLC100DH09MB) ($C_v = 67 \text{ cm}^3/\text{vuelta}$)
- d) Válvula limitadora de presión (VLP- UPLC100DHO6B).
- e) Válvula direccional de seguridad.
- f) Acumulador de presión (Olaer).
- g) Servoválvula MOOG.
- h) Actuador lineal de doble efecto (MOOG).

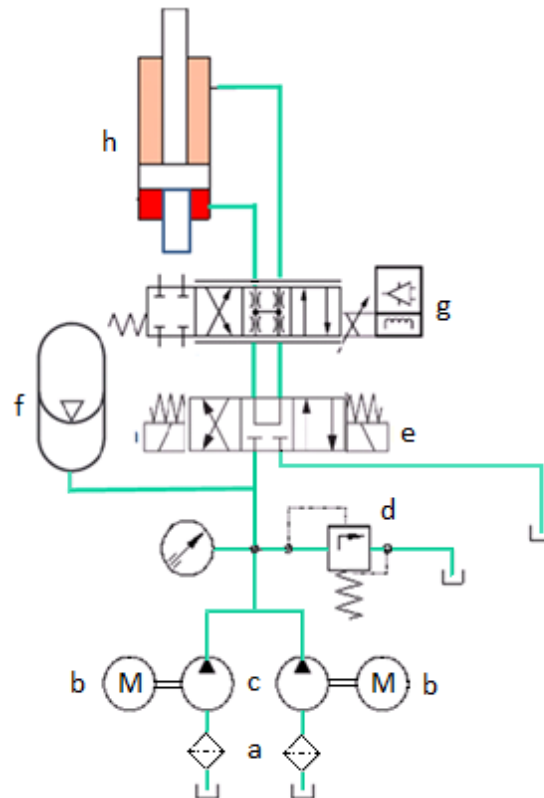


Figura 9.34: Esquema del grupo oleo-hidráulico.

(a) Filtro de la línea de aspiración

El filtro de la línea de aspiración se encuentra dentro del tanque de aceite en el conducto de aspiración de la bomba. Su objetivo es evitar la entrada de cualquier pequeña partícula sólida a la bomba. El tanque de aceite es la parte del circuito que puede contener más partículas metálicas que o bien tienen origen en el llenado del aceite, o bien han sido arrastradas durante el flujo de aceite al tanque debido al desgaste de las partes móviles. Por tanto, es de vital importancia que éstas no entren al circuito pudiendo dañar primero la bomba, y posteriormente cualquier elemento

móvil como válvulas o actuadores, pues cabe recordar que estos elementos trabajan con tolerancias muy ajustadas.

(b) Bomba

Las bombas utilizadas en el banco de ensayos son de engranajes. Estas bombas son de desplazamiento volumétrico constante y su caudal también puede ser considerado como constante, puesto que solo se puede controlar variando la velocidad del eje.

Sus características técnicas son las siguientes:

- Presión máxima de trabajo: 22.5 MPa
- Presión máxima de punta: 25 MPa
- Capacidad Volumétrica: 66.6 cm³/rev
- Máxima velocidad de giro: 3000 rpm
- Caudal suministrado a 1450rpm: 100l/min

(c) Motor

Los motores eléctricos son los encargados de accionar mecánicamente las bombas del circuito hidráulico del banco de ensayos. Marca AEG modelo AM225SP4Q4Y4, de conexión trifásica. Sus características son las que siguen:

- Potencia nominal: 37kW
- Velocidad de giro nominal a 50Hz: 1475rpm
- Conexión en Δ/Y : 400/690V

(d) Válvula limitadora de presión (VLP)

Las válvulas limitadoras de presión pertenecen al grupo de las válvulas reguladoras de presión, y es un tipo de válvula que normalmente se mantiene cerrada. Tiene como función limitar la presión en un cierto valor mediante la canalización de una parte del caudal de la bomba que se deriva hacia el depósito. El obturador mantiene cerrado el conducto de entrada gracias a la presión que un muelle ejerce sobre él. Cuando la presión del sistema es suficientemente grande, empuja el obturador hacia arriba superando la acción del muelle y conectando el conducto de entrada con el que se dirige hacia el depósito, permitiendo así el paso del fluido. Estas válvulas, están provistas de un tornillo con el que es posible variar la tensión del muelle y por consiguiente la presión de descarga.

Por otro lado, la válvula reguladora de presión que se ha escogido ha de ser capaz de dejar pasar todo el caudal de la bomba hacia el depósito. Esta situación se produce cuando el sistema hidráulico no consume caudal y por ende todo el caudal de la bomba es retornado vía válvula. En consecuencia, esta válvula proporciona protección frente a sobrecargas que pueda sufrir el sistema. La presión existente que tenemos cuando pasa todo el caudal es considerablemente mayor que la presión

existente cuando la válvula comienza a abrir. La presión, cuando todo el caudal pasa a través de la válvula, es el nivel de presión que se especifica como presión de funcionamiento de la válvula limitadora. Es el nivel máximo de presión que permite la válvula limitadora.

Las características técnicas principales son:

- Presión máxima de trabajo: 35 MPa
- Caudal máximo: 400 l/min
- Temperatura máxima de trabajo: 70° C

(e) Válvula de seguridad

La válvula de seguridad es una válvula de control direccional de 3 vías y 2 posiciones. Actúa como dispositivo de seguridad manual gobernado eléctricamente mediante una botonera en el tablero de mando del circuito. Consecuentemente tiene que ser accionada por una persona. El objetivo de esta válvula es el de liberar la presión del conducto de impulsión del grupo motor-bomba permitiendo el paso directo del caudal hacia el tanque en caso de producirse una avería grave en el circuito de impulsión.

(g) Válvula de control de caudal (VCC)

Existen diferentes tipos de válvulas de control de caudal: compensadas y no compensadas. Para condiciones de trabajo en las que los cambios de flujo, debidos a las variaciones de temperatura y presión, no son de suficiente magnitud para afectar a la eficiencia de la operación como es el caso de nuestro circuito hidráulico, se utiliza un orificio fijo, que es comparable a los efectos de un estrangulamiento de sección constante, no compensada.

Las características técnicas principales son:

- Presión máxima de trabajo: 35 MPa.
- Caudal máximo: 380 l/min.
- Perdidas de carga a caudal nominal: 5 MPa.
- Temperatura máxima de trabajo: 70° C

(h) Acumulador (Olaer)

El acumulador Olaer es básicamente un depósito con una válvula limitadora de presión, con capacidad para almacenar aceite a la presión deseada. El objetivo es el de alimentar al circuito del servoactuador con la suficiente presión para evitar problemas de suministro cuando susodicho actuador se desplaza a altas velocidades. También permite absorber las posibles fluctuaciones de presión que sufre el circuito durante el funcionamiento a altas frecuencias.

(g) Válvula direccional proporcional (4/3) MOOG

La Válvula direccional proporcional es el elemento que permite controlar el movimiento del cilindro de doble efecto a partir de una señal de consigna aplicada en su entrada. Es un componente electro-hidráulico de control caracterizado por una alta rapidez de respuesta y una alta precisión.

La válvula utilizada es de tipo direccional de 4 vías (número de orificios para el fluido) y tres posiciones. Éstos consisten en un orificio de presión (P), donde llega el fluido impulsado por la bomba, un orificio de tanque (T), por donde regresa a tanque el aceite y dos orificios (A) y (B), para suministrar aceite a las cámaras del émbolo, ya que se trata de un cilindro de doble efecto.

La válvula está acompañada de su correspondiente servoamplificador con bucle de autorregulación. Éste es el responsable de alternar las infinitas posiciones de la servoválvula para llevar el cilindro a la posición de consigna. El servoamplificador se tratará con más detalle en el siguiente apartado.

Las características técnicas principales de la servoválvula son:

- Construcción robusta
- Fuerzas importantes en la corredora de distribución asegurando un funcionamiento estable
- Construcción simétrica que garantiza una buena estabilidad del cero
- Ajuste mecánico del cero
- Estanqueidad del motor de par
- Fluido de trabajo: aceite hidráulico mineral
- Temperatura de utilización: de -54°C hasta $+135^{\circ}\text{C}$
- Presión de alimentación de 1.5 a 21 MPa
- Presión de retorno de hasta 21 MPa

(h) Actuador lineal de doble efecto

El actuador lineal, es un cilindro pistón hidráulico, de doble efecto y doble vástago, encargado directo de excitar el cilindro de suspensión. El actuador está articulado a dicha suspensión mediante una fijación cónica que transmite el movimiento de forma axial.

Sus características técnicas principales son:

- De doble efecto.
- Con doble vástago de $\varnothing 70\text{mm}$
- Embolo de $\varnothing 125\text{mm}$
- Carrera máxima 350 mm.
- Presión máxima de trabajo: 21 MPa
- Velocidad máxima admisible $> 6\text{ m/s}$.

Las dimensiones geométricas del cilindro se muestran en la siguiente figura:

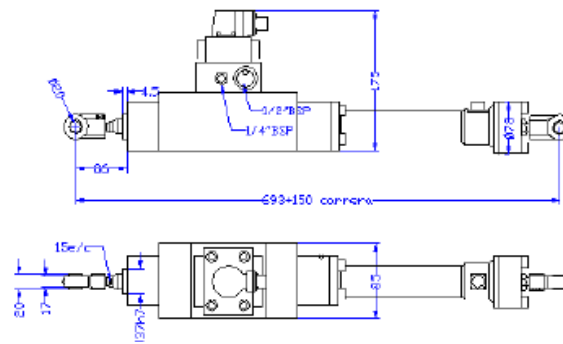


Figura 9.35: Dimensiones básicas del actuador.

Electrónica de control del banco de ensayos experimentales

El sistema electrónico del banco es el responsable de generar las señales de consigna para excitar la suspensión y de recibir y procesar la información captada por los sensores instalados deliberadamente en el equipo experimental. Es por tanto el cerebro y sistema nervioso del cuerpo del banco.

Las partes que conforman el circuito electrónico se muestran en la Figura 9.36:

- a) Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343
- b) Servoamplificador MOOG P 121-401
- c) Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): actuador.
- d) Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): suspensión
- e) Transductores de presión WIKA MH-2 10 MPa cámaras de nitrógeno SP1, SP2.
- f) Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: cámara de aceite
- g) Etapa de acondicionamiento y filtrado de los sensores de presión
- h) Célula de Carga
- i) Acondicionador de señal de la célula de carga
- j) Fuente de alimentación a 24VDC

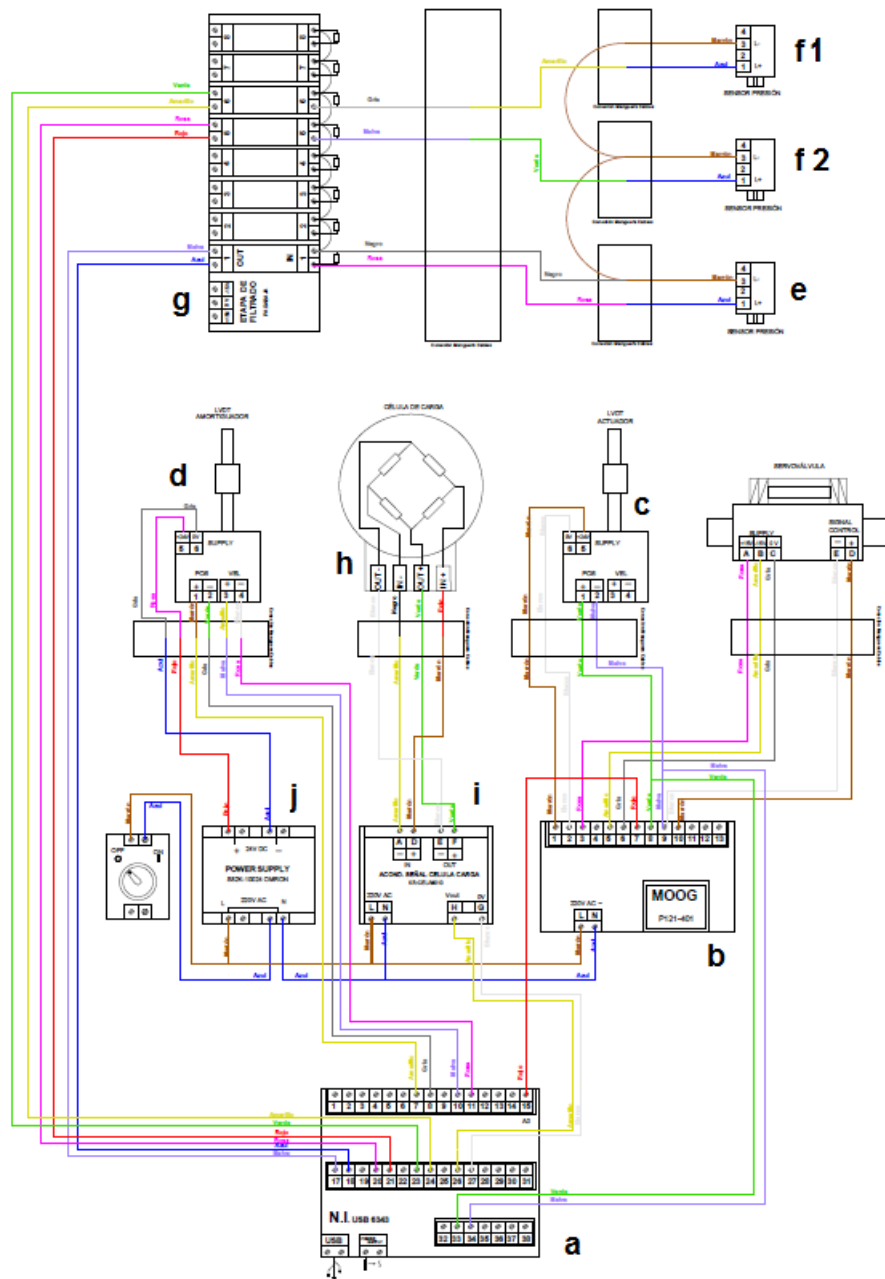


Figura 9.36: Esquema del sistema electrónico del banco.

A modo introductorio, el funcionamiento conceptual del sistema es el siguiente:

El usuario, mediante el programa LabVIEW, que se ejecuta en el PC y que está en conexión con la tarjeta de adquisición National Instruments, configura la señal de consigna dando valores a los parámetros de amplitud y frecuencia del movimiento de excitación. También se pueden determinar la frecuencia de muestreo y el tiempo o los pasos totales del periodo de lectura de las señales de entrada, que provienen de los sensores.

Una vez iniciado el programa, la consigna se envía a través de la tarjeta NI hacia el servoamplificador o driver MOOG. Éste, mediante la consigna se encarga de

generar las señales pertinentes para accionar la servoválvula y conseguir el movimiento continuo deseado del actuador.

La distribución de los correspondientes cables que conectan la MOOG con sus señales en la manguera que conecta el sensor al armario de control se encuentra en la Figura 9.36.

La señal de entrada del sensor diferencial de desplazamiento LVDT que mide el desplazamiento del actuador se envía como realimentación al servoamplificador generando un bucle cerrado de control, con el objetivo de corregir y asegurar la precisión del movimiento generado por la servoválvula y el actuador.

Al mismo tiempo, se registran las señales de entrada de los sensores dispuestos en el cilindro de suspensión. La señal del sensor de desplazamiento lineal LVDT llega acondicionada y se puede hacer lectura directamente en la tarjeta de adquisición de datos. En cambio, los sensores de presión requieren de un circuito de conversión de señal y de una etapa de filtrado para acondicionar correctamente la señal de lectura. También la célula de carga requiere de un acondicionador de señal previo a la conexión a la tarjeta de adquisición de datos.

(c) Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): actuador

El LVDT, ver Figura 9.37, es el sensor que mide el desplazamiento lineal que efectúa, en este caso, el actuador. Su funcionamiento interno es el siguiente:

El cabezal envía a través de la guía de ondas un pulso de interrogación (impulso eléctrico) que genera un campo electromagnético alrededor de ella y que se desplaza alejándose de la electrónica. Cuando el campo electromagnético se encuentra con el campo magnético del imán, la guía de onda sufre una torsión (efecto de Weidemann) la que provoca un pulso sónico que viaja en sentido opuesto al de interrogación y que es recogido y procesado por la electrónica. Como se conoce la velocidad de propagación del impulso en la guía de onda (gradiente) y el tiempo que transcurre entre que se emite el pulso de interrogación y retorna el pulso sónico, la electrónica es capaz de determinar la posición del imán con una exactitud micrométrica.

Las características técnicas son las siguientes:

- Alimentación: 24Vdc,
- Salida señal: 0-10 Vdc
- Resolución de posicionamiento: 16 bit, 1 μ m
- Linealidad: $<\pm 0.01\%$ F.S
- Coeficiente de temperatura: $<30\text{ppm}/^\circ\text{C}$
- Resolución de velocidad: 0.1mm/s
- Temperatura de operación:



Figura 9.37: Aspecto visual del Sensor LVDT.

En el Anexo 9.3.2, se muestra una tabla resumen de la distribución de los correspondientes cables con sus señales en la manguera que conecta el sensor al armario de control.

(d) Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): suspensión

Este sensor LVDT es el mismo descrito anteriormente, con las mismas características. La diferencia reside en que este será el encargado de medir la carrera o el desplazamiento del cilindro de suspensión.

La distribución de los correspondientes cables con sus señales en la manguera que conecta el sensor al armario de control se encuentra en el anexo 9.3.2.

(e) Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: cámara de nitrógeno

El transductor de presión WIKA MH-2, ver Figura 9.38, situado en la entrada de inflado de la cámara variable de nitrógeno del cilindro de amortiguación permite saber la presión de la cámara de gas en cada instante temporal.

Es un transductor de película delgada con carcasa de plástico de alta resistencia reforzado con fibra de vidrio. Resistente a choques, vibraciones y sobre-picos de presión. Contiene pantalla metálica en el interior para una buena protección contra efectos EMC. Las características principales son:

- Máxima presión nominal de trabajo: 10 MPa
- Señal de salida: de 4 a 20 mA
- Temperatura de trabajo: -40 a 100°C
- Tiempo de respuesta: < 2 ms



Figura 9.38: Aspecto visual del sensor de presión WIKA.

Cabe destacar que la señal de salida del sensor no es una caída de tensión entre bornes del sensor, ya que el cable que conduce la señal hasta el cuadro de control es de longitud elevada, la resistencia del cual haría perder información de las medidas por una caída de potencial.

Para evitar este fenómeno, la salida del sensor es una señal de intensidad. De esta manera no se pierde información, aunque se produzca una caída de potencial en la manguera de conexión al cuadro de control. Una vez la señal llega al cuadro de control, se debe transformar la señal de intensidad a una diferencia de potencial, ya que las entradas de los componentes de adquisición de datos trabajan con diferencias de potencial entre 0 y 5V. El montaje que se sigue es el siguiente:

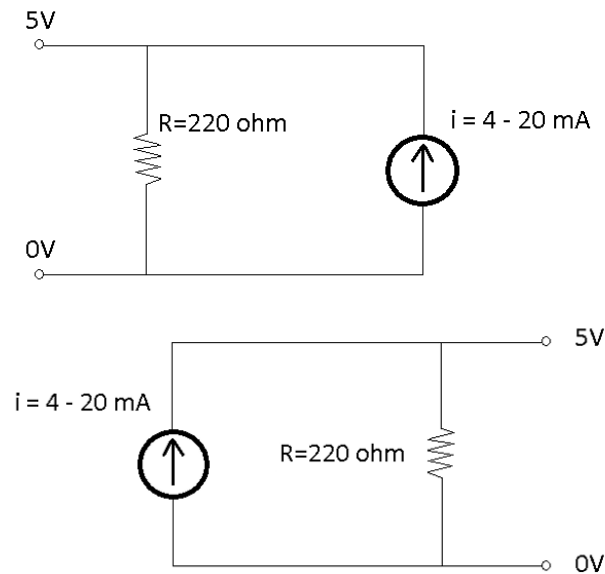


Figura 9.39: Esquema eléctrico de conversión de señal de intensidad a tensión.

El circuito mostrado anteriormente se encuentra dentro del armario de control a la entrada de la etapa de filtrado. Esta se detalla posteriormente. Para llevar la señal del sensor a la etapa de filtrado se usa una única manguera de cableado.

La distribución de los correspondientes cables con sus señales en la manguera se encuentra en el anexo 9.3.3.

(f) Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: cámara de aceite

Para conocer la fuerza que ejerce el actuador sobre el amortiguador y controlar la presión de alimentación de éste, se dispone un sensor de presión a la entrada de presión del servoactuador. De modo que el valor de presión adquirido por el sensor, multiplicado por la superficie del émbolo del servoactuador se conoce la fuerza que ejerce sobre el amortiguador despreciando los rozamientos.

Este transmisor es el mismo modelo usado para la cámara de gas, con las mismas características. También tiene un circuito de conversión de señal de intensidad a tensión, que también se encuentra en la entrada de la etapa de filtrado. En cambio, la señal se hace llegar al armario de control en dos tramos de mangueras distintas, la distribución de los cables se detalla a continuación:

(g) Etapa de acondicionamiento y filtrado

La señal que emiten los sensores de presión requiere ser acondicionada para la lectura en la tarjeta de adquisición de datos. Esto se debe, por un lado, a que la señal emitida por el sensor es de intensidad y requiere ser convertida a una caída de potencial con el circuito mostrado en la Figura 9.39.

Por otro lado, este tipo de sensores y la transmisión de su señal son susceptibles tanto a las vibraciones como a las perturbaciones electromagnéticas ocasionadas por otros elementos electrónicos y electromecánicos, alterando la señal que llega al cuadro de control. A este fenómeno se lo conoce como ruido.

Se necesita una etapa de filtros pasabajos para cumplir el criterio Nyquist: la frecuencia de muestreo en las medidas digitales ha de ser, como mínimo, el doble de la máxima frecuencia presente. Además, eliminan parte del ruido electrónico que tienen todos los sensores reales. Adicionalmente se han instalado cables apantallados para reducir las interferencias electromagnéticas.

El esquema de conexionado se encuentra en el 9.3.4.

(h) Célula de carga Transdutech CP-2

La fuerza que está ejerciendo la suspensión contra la bancada se mide mediante una célula de carga analógica, ver Figura 9.40, basada en un puente de Wheatstone de la casa Transdutech, modelo CP-2. Debido a la deformación que se produce al comprimir o extender la célula de carga cambian las propiedades resistivas del circuito interno, generando una cierta caída de potencial diferente para cada valor de fuerza dentro de la sensibilidad de este sensor.

Está situada en la parte superior de la bancada y conectada directamente al anclaje superior del amortiguador. Puede trabajar tanto a tracción como a compresión. Las características más relevantes son:

- Carga nominal máxima: 200 kN
- 3000 divisiones según norma OIML R60 clase C
- Estanqueidad IP68
- Rango de alimentación: 5-15V
- Resistencia de entrada: $765 \pm 5 \Omega$
- Resistencia de salida: $700 \pm 5 \Omega$
- Temperatura de trabajo: -10 a 40°C
- Sensibilidad nominal: 2mV/V



Figura 9.40: Aspecto visual de la célula de carga.

Este tipo de célula requiere de un acondicionador de señal específico para su alimentación y posterior adquisición de la señal emitida. Este componente es explicado en el siguiente punto.

La distribución del cableado en el sensor y de la manguera que transporta la señal hasta el cuadro de control se contempla en el anexo 9.3.5

(i) Acondicionador de señal de la célula de carga

El acondicionador de la célula de carga es el responsable en primera instancia de alimentar el circuito interno de la célula para obtener así la señal de salida de la célula. Debido a que la señal recibida desde la célula es del orden de pocos mV, el acondicionador actúa como amplificador elevando el nivel de señal a los 0-10 V, orden adecuado para la adquisición de los datos en el DAQ.

El conexionado del acondicionador es el que se observa en 9.3.6

9.3.1. Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343

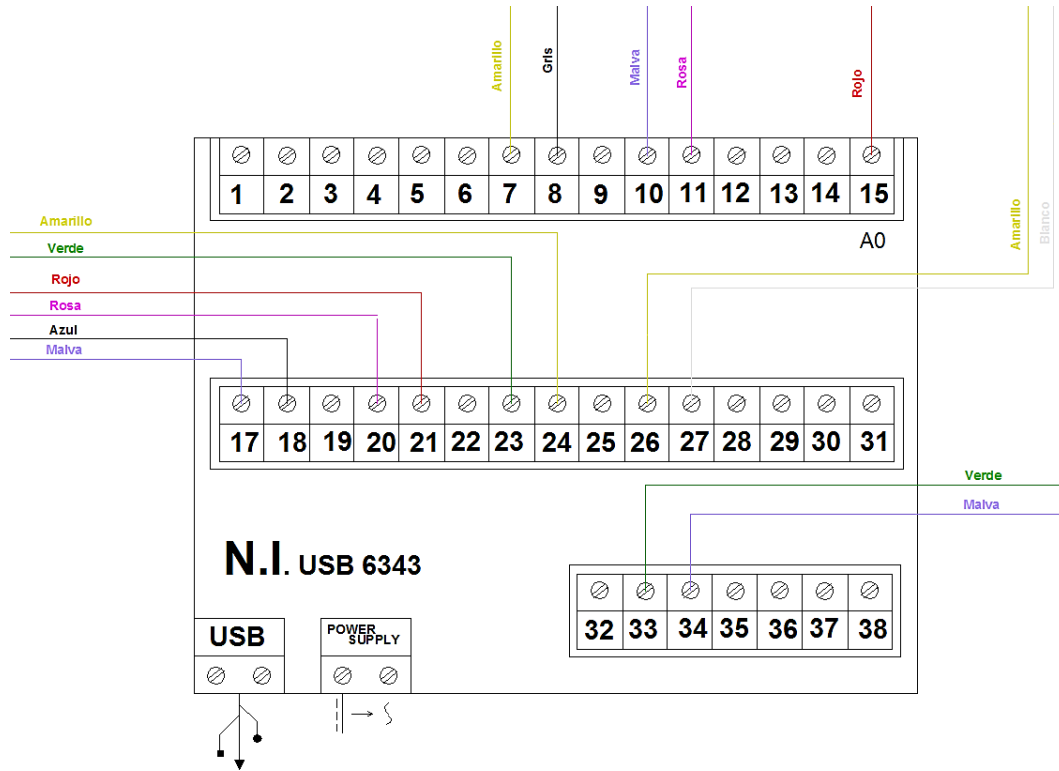


Figura 9.41: Esquema de conexión de la DAQ NI USB 6343.

La siguiente Tabla 9.5 recoge el conexionado visto en la Figura 9.36:

Tabla 9.5: Guía de conexiones de la DAQ NI USB 6343.

Pin	Tipo	Función	Color
7	In (Analog.)	Posición LDVT Suspensión +	Amarillo
8	In (Analog.)	Posición LDVT Suspensión -	Gris
10	In (Analog.)	Velocidad LDVT Suspensión +	Malva
11	In (Analog.)	Velocidad LDVT Suspensión -	Rosa
15	A0 Out (Analog.)	Consigna Servo	Rojo
17	In (Analog.)	Presión Filtrado 1 +	Malva
18	In (Analog.)	Presión Filtrado 1 -	Azul
20	In (Analog.)	Presión Filtrado 2 +	Rosa
21	In (Analog.)	Presión Filtrado 2 -	Rojo
23	In (Analog.)	Presión Filtrado 3 +	Verde
24	In (Analog.)	Presión Filtrado 3 -	Amarillo
26	In (Analog.)	Célula Carga acondicionada +	Amarillo
27	In (Analog.)	Célula Carga acondicionada -	Blanco
33	In (Analog.)	Posición LDVT Actuador +	Verde
34	In (Analog.)	Posición LDVT Actuador -	Malva
USB	-	Conexión PC	-
Power Supply	-	Fuente alimentación NI	-

Servoamplificador MOOG P 121-401

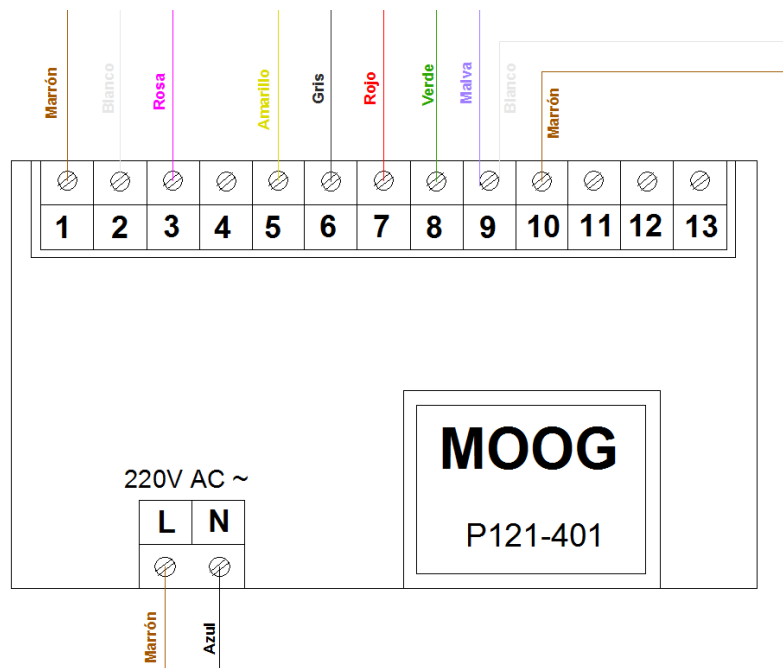


Figura 9.42: Esquema de conexión del servoamplificador MOOG P121.

La siguiente Tabla 9.6, recoge el conexionado visto en la Figura 9.42:

Tabla 9.6: Guía de conexiones del Servoamplificador MOOG P121.

Pin	Función	Color
1	Alimentación LVDT actuador +24V	Marrón
2	Alimentación LVDT actuador 0V	Blanco
3	Alimentación Servo +15V	Rosa
5	Alimentación Servo -15V	Amarillo
6	Alimentación Servo 0V	Gris
7	Consigna	Rojo
8	Posición LVDT actuador +	Verde
9	Posición LVDT actuador -	Malva
9	Señal de Control Servo -	Blanco
10	Señal de Control Servo	Marrón
L	Alimentación Amplificador AC línea	Marrón
N	Alimentación Amplificador AC Neutro	Azul

9.3.2. Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): actuador

Tabla 9.7: Conector macho cable del sensor de posición del actuador.

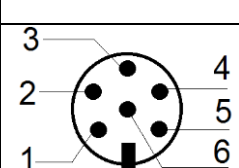
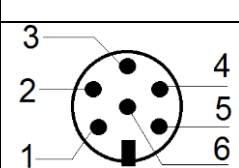
	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura Conector macho</p>	1	Posición +	Verde
	2	Posición -	Malva
	3	-	
	4	-	
	5	+24V	Marrón
	6	0V	Blanco

Tabla 9.8: Conector hembra sensor del actuador (recepción en cuadro de conexiones).

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura Conector hembra</p>	1	Posición +	Verde
	2	Posición -	Malva
	3	-	
	4	-	
	5	+24V	Marrón
	6	0V	Blanco

Sensor diferencial de desplazamiento lineal (LVDT): suspensión

Tabla 9.9: Conector macho cable del sensor de posición del actuador.

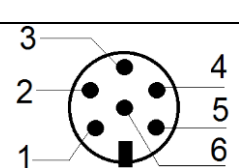
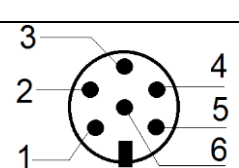
	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura Conector macho</p>	1	Posición +	Marrón
	2	Posición -	Verde
	3	Velocidad +	Amarillo
	4	Velocidad -	Blanco
	5	+24V	Rosa
	6	0V	Gris

Tabla 9.10: Conector hembra sensor del actuador (recepción en cuadro de conexiones de control).

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura Conector hembra</p>	1	Posición +	Amarillo
	2	Posición -	Gris
	3	Velocidad +	Malva
	4	Velocidad -	Rosa
	5	+24V	Rojo
	6	0V	Azul

9.3.3. Transductor de presión WIKA MH-2 10 MPa: cámara de aceite

Tabla 9.11: Conector macho cable del sensor de presión del aceite.

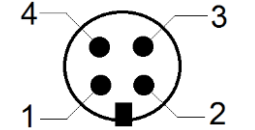
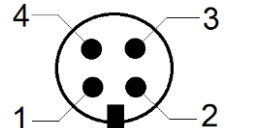
	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector macho del sensor</p>	1	Señal +	Azul
	2	-	-
	3	Señal -	Marrón
	4	-	-

Tabla 9.12: Conector hembra manguera sensor de presión del aceite (recepción en cuadro de conexiones intermedio).

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector hembra de la manguera 1</p>	1	Señal +	Verde
	2	-	-
	3	Señal -	Gris
	4	-	-

Tabla 9.13: Conector macho manguera sensor de presión del aceite (recepción en cuadro de conexiones de control).

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector hembra de la manguera 2</p>	1	Señal +	Malva
	2	-	-
	3	Señal -	Gris
	4	-	-

9.3.4. Etapa de acondicionamiento y filtrado

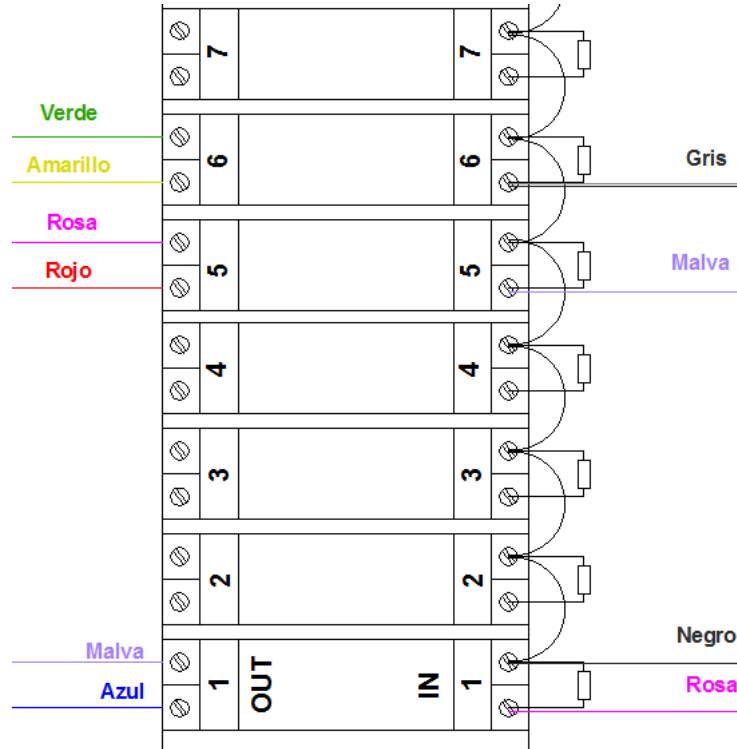


Figura 9.43: Conexiones de la etapa de filtrado de los sensores de presión.

9.3.5. Célula de carga Transdutec CP-2

Tabla 9.14: Conector macho del sensor de fuerza.



	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector macho del sensor</p>	1	In +	Rojo
	2	Out +	Verde
	3	In -	Negro
	4	Out -	Blanco

Tabla 9.15: Conector macho manguera sensor de fuerza (recepción en cuadro de conexiones de control).

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector hembra de la manguera</p>	1 - D	In +	Marrón
	2 - F	Out +	Verde
	3 - D	In -	Amarillo
	4 - E	Out -	Blanco

9.3.6. Acondicionador de señal de la célula de carga

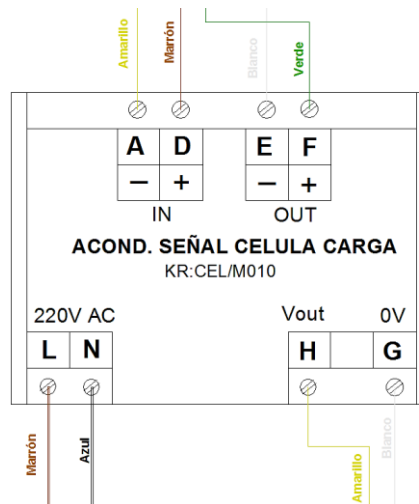


Figura 9.44: Esquema de conexión del acondicionador de señal de la célula de carga.

9.4. Conexiones circuito de ensayo del amortiguador aislado

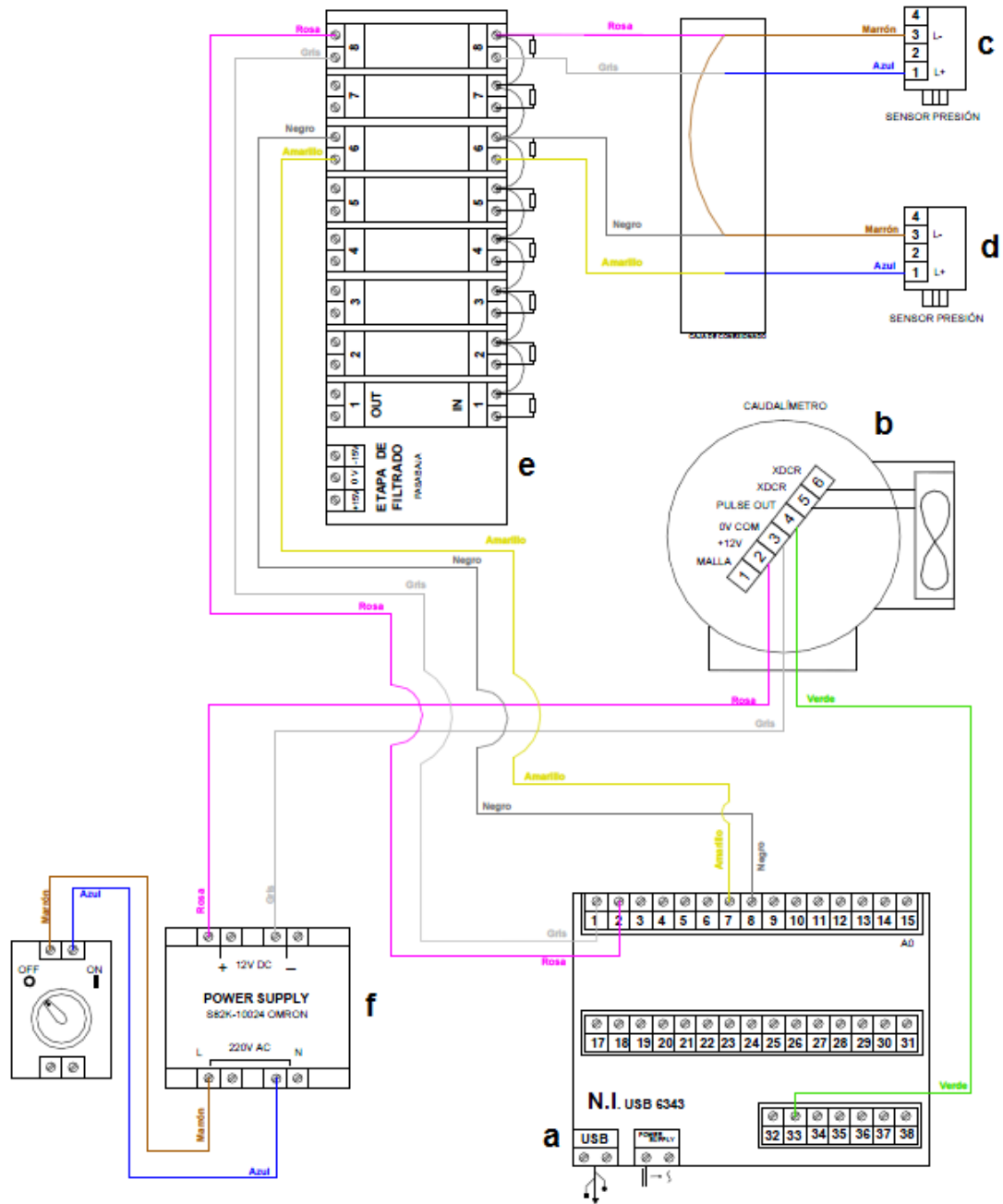


Figura 9.45: Esquema del sistema electrónico del circuito de simulación.

9.4.1. Conexiones Tarjeta de adquisición de datos NI USB 6343

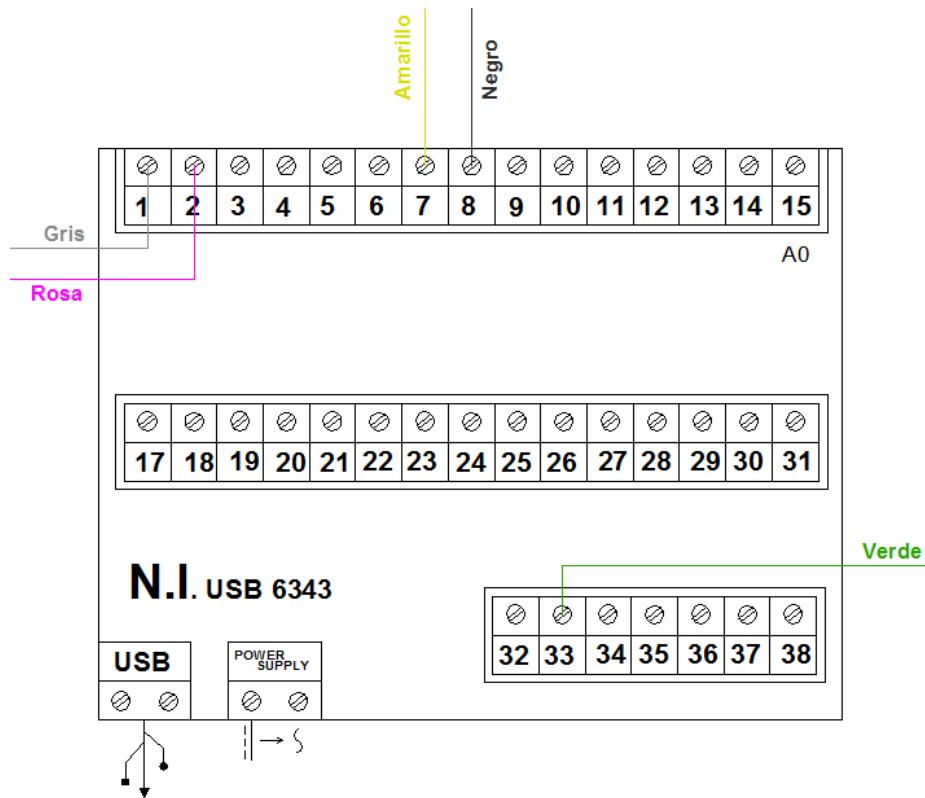


Figura 9.46: Esquema de conexionado de la tarjeta de adquisición.

La Tabla 9.16 recoge el conexionado visto en la Figura 9.46:

Tabla 9.16: Guía de conexiones del Servoamplificador MOOG P121.

Pin	Tipo	Función	Color
1	In (Analog.)	Presión Filtrado 1 +	Gris
2	In (Analog.)	Presión Filtrado 1 -	Rosa
7	In (Analog.)	Presión Filtrado 2 +	Amarillo
8	In (Analog.)	Presión Filtrado 2 -	Negro
33	In (Digital)	Señal Pulsos Caudalímetro	Verde
USB	-	Conexión PC	-
Power Supply	-	Fuente alimentación NI	-

9.4.2. Caudalímetro LFA-303ELXD

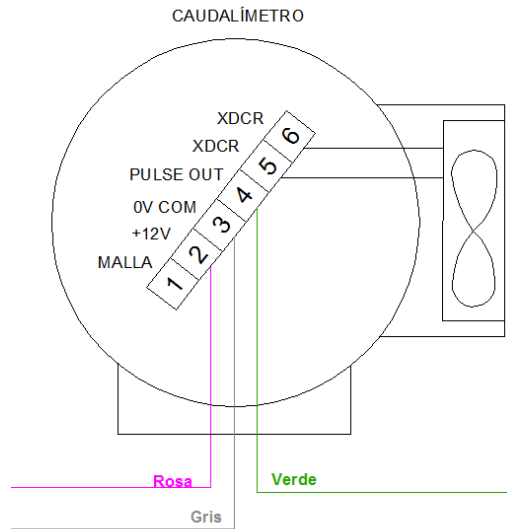


Figura 9.47: Conexión del caudalímetro.

Resumen del sistema de conexión también en las siguientes tablas:

Tabla 9.17: Conector del Caudalímetro.

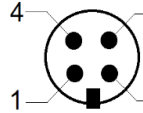

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector macho del sensor</p>	1	Alimentación 12 V +	Rosa
	2	0V	Gris
	3	Señal Pulsos	Verde
	4	-	-

Tabla 9.18: Conector al armario de control.

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector al armario de control</p>	1	Alimentación 12 V +	Rosa
	2	0V	Gris
	3	Señal Pulsos	Verde
	4	-	-

9.4.3. Transductores de presión WIKA MH-2 10 MPa

Punto A

Tabla 9.19: Conector del sensor de presión del punto A.

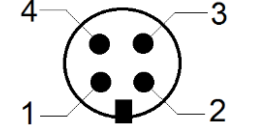
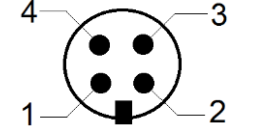
	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector macho del sensor</p>	1	Señal +	Azul
	2	-	-
	3	Señal -	Marrón
	4	-	-

Tabla 9.20: Conector de la manguera del sensor del punto A al armario de control.

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector hembra de la manguera</p>	1	Señal +	Gris
	2	-	-
	3	Señal - (COM)	Rosa
	4	-	-

Punto B

Tabla 9.21: Conector del sensor de presión del punto A.

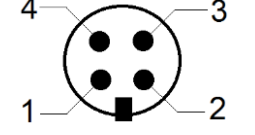
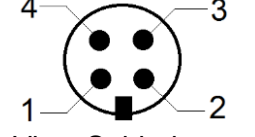
	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector macho del sensor</p>	1	Señal +	Azul
	2	-	-
	3	Señal -	Marrón
	4	-	-

Tabla 9.22: Conector de la manguera del sensor del punto A al armario de control.

	Pin	Función	Color
 <p>Vista Soldadura conector hembra de la manguera</p>	1	Señal +	Amarillo
	2	-	-
	3	Señal - (COM)	Negro
	4	-	-

9.4.4. Etapa de acondicionamiento y filtrado de los sensores de presión

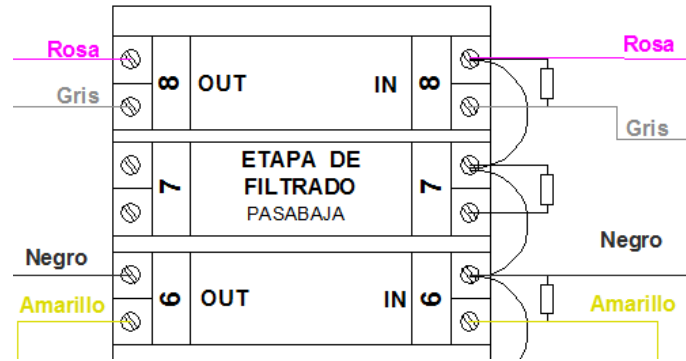


Figura 9.48: Esquema conexiones sensores en la etapa de filtrado.

9.5. Protocolo para el ensayo de un CSA

Tabla 9.23: Ensayo A CSA .

IDENTIFICACIÓN INICIAL			Unidades
1	Identificación suspensión		
2	Dimensiones básicas		mm
3	Fecha ensayo		
4	Carga Nominal		kg
5	Posición nominal estática		mm

Tabla 9.24: Ensayo B CSA .

B. IDENTIFICACIÓN DE FLUIDOS			Unidades
1	Tipo de aceite		
2	Cantidad de aceite que contiene		Cm ²

Tabla 9.25: Ensayo C CSA .

C. LLENADO DE LA CÁMARA DE GAS N ₂			Unidades
1	Presión de precarga (extendido)		bar
2	Presión estática (pos. Estática)		bar

Tabla 9.26: Ensayo D CSA.

D. ENSAYO VISUAL DEL CSA			Observaciones
		PASA/NO PASA	
1	Cilindro en extensión completa		
2	Estado de la superficie cromada del vástago		
3	Estado de la superficie externa del cilindro o cuerpo		
4	Estado de la válvula de precarga de gas		
5	Estado de las uniones con el banco		

Nota de actuación: Si alguno de estos puntos anteriores es desfavorable, es condición suficiente para detener el ensayo y reemplazar las piezas que sean necesarias.

Tabla 9.27: Ensayo E CSA.

E. ENSAYO DE FUGAS			Unidades
		PASA/NO PASA	
1	Presión precarga del N ₂ con el cilindro en la posición totalmente extendida.		bar
2	Presión estática del N ₂ con el cilindro en la posición estática.		bar
3	Accionar la suspensión 5 ciclos a 0.4Hz y 100mm de carrera		
4	Verificar la posición estática después del ciclado		bar
5	Presión de N ₂ en posición estática cada 20 segundos durante 2 minutos.		bar
6	Presión de N ₂ a los 10 minutos		bar

Criterio de aceptación: no debe sufrir pérdidas de presión apreciables, a excepción a las debidas por variación de temperatura y modificación de la posición estática.

Tabla 9.28: Ensayo en Rampa Ascendente o descendente.

ENSAYO en Rampa Ascendente o descendente				
1	Presión relativa de relleno de N2 (totalmente extendida)			
2	Presión relativa de N2 (posición estática)			
3	Extender la suspensión al máximo (posición cero)			
4	Comprimir la suspensión en pasos de 20 mm de carrera (rampa a velocidad lenta) y medir la presión (N2) y la fuerza (N) en cada paso 20 mm			
Posición (mm)	Presión (bar)	Fuerza (N)	Pasa/No Pasa	
0				
20				
40				
60				
80				
100				
120				
140				
160				
180				
200				
220				
240				

Tabla 9.29: Ensayo dinámico de ciclado del CSA.

ENSAYO Cíclico					
1	Presión relativa de prellenado de N2 (totalmente extendida)				
2	Presión relativa de N2 (posición estática)				
3	Ciclar la suspensión de acuerdo con la tabla adjunta:				
Ciclo Triangular	Frecuencia (Hz)	A= Amplitud (mm)	C = 2A Carrera (mm)	nº ciclos	Pasa/ NO pasa
Ensayo 1	1	31,5	63	1	
Ensayo 2	1	40	80	1	
Ensayo 3	1	50	100	1, 5, 10, 50,200	
Ensayo 4	0,5	31,5	63	1	
Ensayo 5	1.6	31,5	63	1, 10, 50	
Ensayo 6	0.8	63	126	1, 10, 50, 125	
Ensayo 7	0.8	80	160	1, 10	
Ensayo 8	0.8	100	200	1, 10, 50	
Ensayo 9	0.4	31,5	63	1	
Ensayo 10	0.4	80	160	1	
Ensayo 11	0.4	100	200	1	
Ensayo 12	0.4	125	250	1	
Ensayo 13	0.5	100	200	10	

9.6. Protocolo para el ensayo de un amortiguador aislado en el circuito de ensayo

Tabla 9.30: Ensayo A amortiguador.

IDENTIFICACIÓN INICIAL			Unidades
1	Fecha ensayo		
2	Tipo de aceite		
3	Temperatura ambiente		°C
4	Sentido del encapsulado		
5	Se enciende el grupo hidráulico con la válvula direccional de paso de aceite al circuito cerrada. Se mide la presión de tarado de la válvula limitadora		bar

Nota de actuación importante: La presión de tarado de la válvula limitadora debería estar entorno a los 3 MPa. Si se encuentra a un valor diferencial mayor de ± 0.5 MPA se deberá ajustar a 3 MPa.

Tabla 9.31: Ensayo B amortiguador.

ENSAYO VISUAL Y FUGAS			Unidades
		PASA/NO PASA	
1	Poner en marcha el grupo hidráulico con la válvula direccional de paso al circuito abierta		
2	Examinar uniones de tubos y mangueras		
3	Examinar el encapsulado del amortiguador y los asientos de los sensores de presión		
4	Comprobar que los sensores del circuito dan señal de lectura		

Criterio de aceptación del ensayo: Si se observa alguna fuga de aceite, se detendrá inmediatamente el grupo hidráulico y el maestro de taller deberá reemplazar la unión, el tubo o el racor correspondiente.

Tabla 9.32: Ensayo C amortiguador.

C. ENSAYO AMORTIGUADOR SENTIDO A-B			Unidades
1	Abrir las llaves de paso del circuito por completo		
2	Encender el grupo hidráulico pero con la válvula direccional de paso de aceite al circuito cerrada. Se mide la presión de tarado de la válvula limitadora		bar
3	Se mide la temperatura del aceite del depósito del grupo, debe estar entorno a los 20°C		°C
4	Hacer circular el aceite por el circuito accionando la válvula direccional.		
5	Se registra la presión indicada para cada sensor y el valor del caudalímetro.	A	bar
		B	bar
		Caudal	l/min
6	Se giran las llaves de paso manuales del circuito cerrando media vuelta, y se registran los datos de los sensores.		
7	Se giran media vuelta más y se toman los datos de los sensores, y así consecutivamente hasta dar 3 vueltas completas de las válvulas (6 puntos de medida). Dejar intervalo de 10 segundos entre giro consecutivas de las válvulas para estabilizar las turbulencias generadas		
Vuelta	Presión A	Presión B	Caudal
	bar	bar	l/min
0			
1/2			
1			
3/2			
2			
5/2			
3			

Tabla 9.33: Ensayo D CSA.

D. ENSAYO AMORTIGUADOR SENTIDO B-A			Unidades
1	Abrir las llaves de paso del circuito por completo		
2	Encender el grupo hidráulico pero con la válvula direccional de paso de aceite al circuito cerrada. Se mide la presión de tarado de la válvula limitadora		bar
3	Se mide la temperatura del aceite del depósito del grupo, debe estar entorno a los 20°C		°C
4	Hacer circular el aceite por el circuito accionando la válvula direccional.		
5	Se registra la presión indicada para cada sensor y el valor del caudalímetro.	A	bar
		B	bar
		Caudal	l/min
6	Se giran las llaves de paso manuales del circuito cerrando media vuelta, y se registran los datos de los sensores.		
7	Se giran media vuelta más y se toman los datos de los sensores, y así consecutivamente hasta dar 3 vueltas completas de las válvulas (6 puntos de medida). Dejar intervalo de 10 segundos entre giro consecutivos de las válvulas para estabilizar las turbulencias generadas		
Vuelta	Presión A	Presión B	Caudal
	bar	bar	l/min
0			
1/2			
1			
3/2			
2			
5/2			
3			

9.7. Resultados experimentales del ensayo del amortiguador

En la siguiente tabla se muestran los registros experimentales de los ensayos realizados al amortiguador de forma aislada.

Tabla 9.34: Valores experimentales del ensayo del amortiguador aislado.

Caudal [cm ³ /s]	Δp [MPa]	Fuerza [kN]
10,00	1,07	0,36
25,00	1,10	0,37
40,00	1,13	0,38
55,00	1,16	0,39
70,00	1,19	0,40
85,00	1,22	0,41
100,00	1,25	0,42
115,00	1,28	0,43
130,00	1,31	0,44
145,00	1,35	0,45
160,00	1,38	0,46
175,00	1,41	0,47
190,00	1,44	0,48
205,00	1,47	0,49
220,00	1,50	0,50
235,00	1,53	0,51
250,00	1,56	0,52
265,00	1,59	0,53
280,00	1,62	0,54
295,00	1,65	0,55
310,00	1,68	0,56
325,00	1,71	0,57
340,00	1,74	0,58
355,00	1,77	0,59
370,00	1,80	0,60
385,00	1,83	0,61
400,00	1,86	0,62
415,00	1,89	0,63
430,00	1,92	0,64
445,00	1,95	0,65
460,00	1,98	0,66
475,00	2,01	0,67
490,00	2,04	0,68
505,00	2,07	0,69

520,00	2,10	0,70
535,00	2,13	0,71
550,00	2,16	0,72
-4,00	0,00	0,00
-19,00	0,02	0,01
-34,00	0,06	0,02
-49,00	0,12	0,04
-64,00	0,19	0,06
-79,00	0,28	0,09
-94,00	0,39	0,13
-109,00	0,50	0,17
-124,00	0,63	0,21
-139,00	0,78	0,26
-154,00	0,94	0,31
-169,00	1,11	0,37
-184,00	1,29	0,43
-199,00	1,48	0,49
-214,00	1,69	0,56
-229,00	1,91	0,63
-244,00	2,14	0,71
-259,00	2,38	0,79
-274,00	2,63	0,87
-289,00	2,89	0,96
-304,00	3,17	1,05
-319,00	3,45	1,15
-334,00	3,75	1,24
-349,00	4,06	1,35
-364,00	4,37	1,45
-379,00	4,70	1,56
-394,00	5,04	1,67
-409,00	5,39	1,79
-424,00	5,75	1,91
-439,00	6,12	2,03
-454,00	6,50	2,16
-469,00	6,89	2,29
-484,00	7,29	2,42
-499,00	7,70	2,55
-514,00	8,12	2,69
-529,00	8,55	2,84
-544,00	8,99	2,98

9.8. Ensayo de la deflexión de los muelles del amortiguador

Tabla 9.35: Ensayo 1 de la deflexión de los muelles del amortiguador.

Pesos [kg]	Peso total [kg]	Fuerza [N]	Y comparador [mm]
0	1,7	16,677	0
2,5	4,2	41,202	1,01
5	6,7	65,727	1,8
7,5	9,2	90,252	2,79
10	11,7	114,777	3,73
12,5	14,2	139,302	4,5

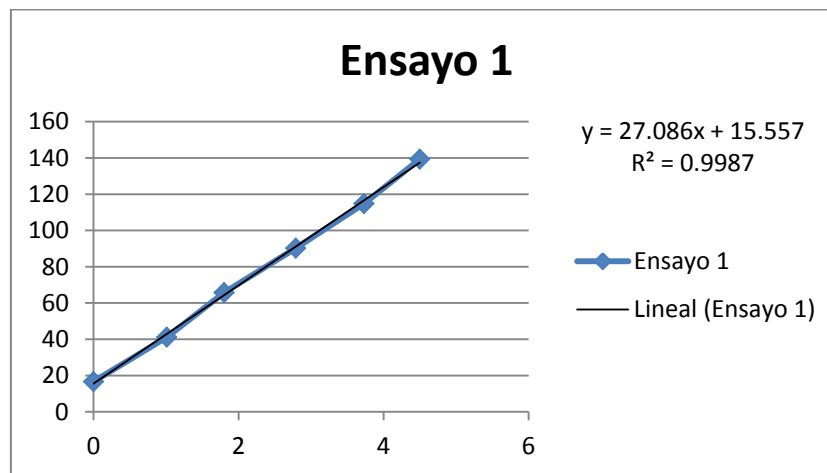


Figura 9.49: Regresión lineal del ensayo 1, para calcular la constante del muelle del amortiguador

Tabla 9.36: Ensayo 2 de la deflexión de los muelles del amortiguador.

Pesos [kg]	Peso total [kg]	Fuerza [N]	Y comparador [mm]
0	1,7	16,677	0
2,5	4,2	41,202	1,04
5	6,7	65,727	1,97
7,5	9,2	90,252	2,93
10	11,7	114,777	3,81
12,5	14,2	139,302	4,34

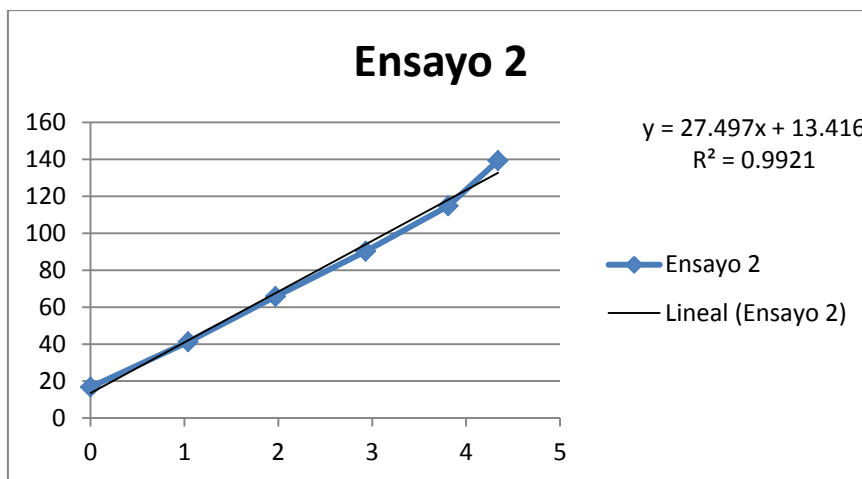


Figura 9.50: Regresión lineal del ensayo 2, para calcular la constante del muelle del amortiguador.

Tabla 9.37: Ensayo 3 de la deflexión de los muelles del amortiguador.

Pesos [kg]	Peso total [kg]	Fuerza [N]	Y comparador [mm]
0	1,7	16,677	0
2,5	4,2	41,202	1,06
5	6,7	65,727	1,9
7,5	9,2	90,252	2,89
10	11,7	114,777	3,77
12,5	14,2	139,302	4,43

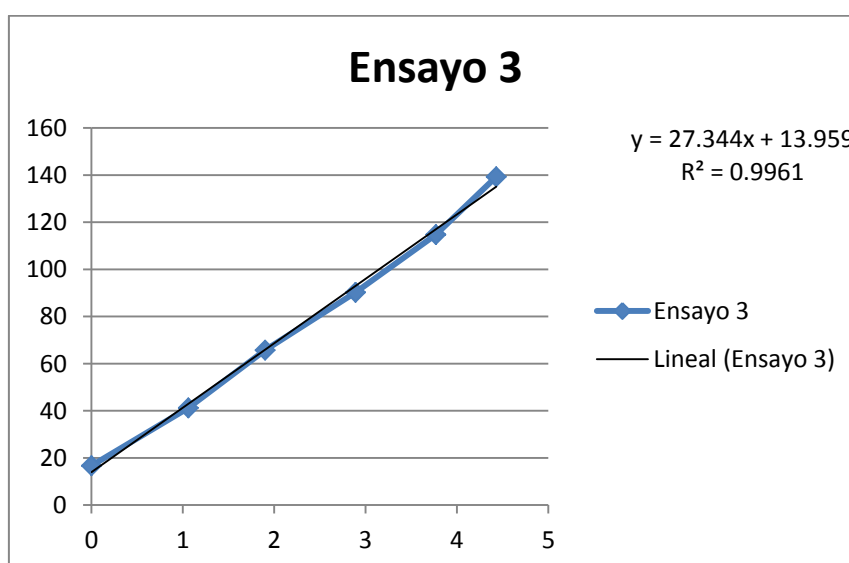


Figura 9.51: Regresión lineal del ensayo 3, para calcular la constante del muelle del amortiguador.

Tabla 9.38: Ensayo 4 de la deflexión de los muelles del amortiguador.

Pesos [kg]	Peso total [kg]	Fuerza [N]	Y comparador [mm]
0	1,7	16,677	0
2,5	4,2	41,202	0,5
5	6,7	65,727	0,89
7,5	9,2	90,252	1,37
10	11,7	114,777	1,6
12,5	14,2	139,302	2,08
15	16,7	163,827	2,34
17,5	19,2	188,352	2,73
20	21,7	212,877	2,96
22,5	24,2	237,402	3,28
25	26,7	261,927	3,56
30	31,7	310,977	4,23

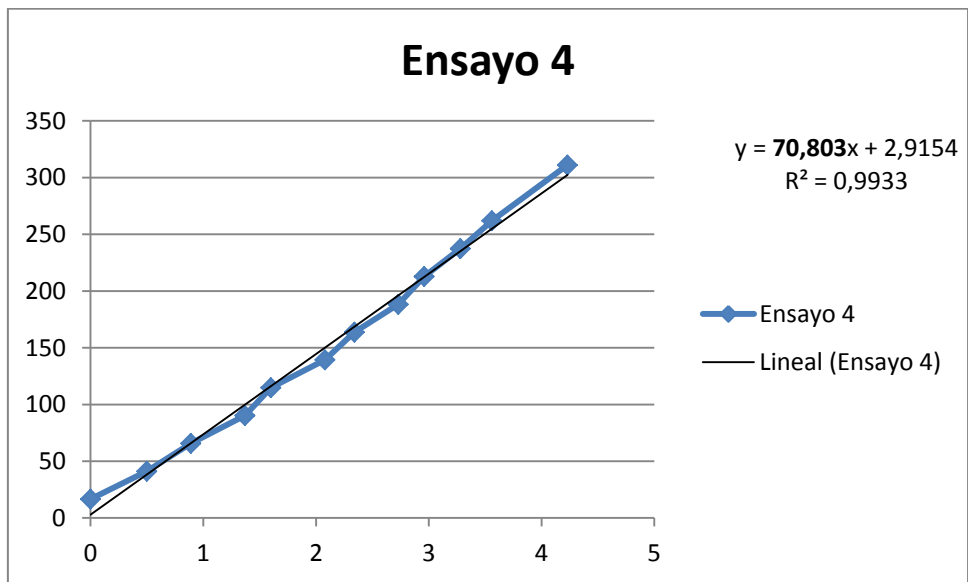


Figura 9.52: Regresión lineal del ensayo 4, para calcular la constante del muelle del amortiguador.

9.9. Datos técnicos de la cámara termográfica.

Las cámaras IR FlexCam de Fluke generan las imágenes térmicas de muy buena calidad. Todos los modelos incluyen la innovadora tecnología IR-Fusion® para detectar de forma rápida problemas inminentes.

Las cámaras termográficas de la Serie Ti50 FT de Fluke incluyen detectores de 320 x 240 con una sensibilidad térmica de ($\leq 0,05$ °C NETD) para obtener imágenes de alta resolución con una calidad extremadamente alta. Además, la velocidad de adquisición de 60 Hz del detector, permite mostrar las temperaturas en tiempo real en su pantalla de 5 pulgadas en color. A continuación en la

Tabla 9.39: Datos técnicos genéricos de la cámara termográfica **Fluke Ti50 FT**.

Detector VOx de alta resolución con bajo nivel de ruido para imágenes de alta calidad	320 x 240
Rango de temperaturas que cubre una amplia gama de aplicaciones industriales	De -20 a +350 o C
Alta sensibilidad térmica para apreciar las menores diferencias de temperatura	$\leq 0,07$ o C (70 mk)
Lente fl exhibe en soporte articulado de 180° para ver imágenes en todas las situaciones	•
Selección de 3 lentes intercambiables para adaptarse a todas las aplicaciones	•
Pantalla LCD color de 5 pulgadas y alto contraste para obtener una imagen nítida independientemente de las condiciones de iluminación	•
Radiometría completa para realizar análisis y seguimientos de temperatura detallados	•
SmartFocus para conseguir la mejor calidad de la imagen y medidas precisas de temperatura Estructura de menús basada en Windows® CE para un uso sencillo	•
Configuración personalizada del instrumento para facilitar su uso en diversas aplicaciones	•
Tarjetas de memoria CompactFlash para almacenar más de 1.000 imágenes termográficas y radiométricas completas	•
Software de análisis y generación de informes SmartView incluido Modo AutoCapture para la detección de problemas intermitentes	•
Funciones de análisis integradas	•
Anotaciones de texto definidas por el usuario para una generación de informes simplificada	•
Cámara fotográfica digital (de luz visible) incorporada	•
Tecnología IR-Fusion para el fundido de las imágenes de luz visible y térmica a fi n de analizar fácilmente componentes sospechosos	•
Función de alarma de luz infrarroja/visible	•
Puntero láser para facilitar la orientación	•
Flash y foco para imágenes de alta calidad en entornos oscuros	•

Tabla 9.40: Especificaciones técnicas de la óptica de la cámara termográfica **Fluke Ti50 FT**.

Infrarroja	
Campo de visión*	23° horizontal x 17° vertical
Campo de visión instantáneo*	1,30 mrad
Distancia focal mínima*	0,15 m
Sensibilidad térmica (NETD)	≤0,07 °C a 30 °C (70 mK)
Adquisición de datos/frecuencia de imagen del detector	60 Hz/60 Hz o 7,5 Hz/7,5 Hz
Enfoque	SmartFocus; enfoque continuo con un dedo
Zoom digital de la imagen infrarroja	2x
Tipo de detector	Matriz de plano focal de 320 x 240 de óxido de vanadio (VOx) con microbolómetro no refrigerado y paso de 25 micras
Banda espectral	De 8 μm a 14 μm
Mejora de la imagen digital	Realce automático permanente
Visualización	
Modos de funcionamiento en pantalla	Imagen totalmente infrarroja. Imagen totalmente de luz visible. Fundido de imágenes de luz visible y térmica. Imagen en imagen
Cámara de luz visible	1280 x 1024 píxeles a todo color

*Lente de germanio estándar de 20 mm

Tabla 9.41: Especificaciones técnicas de la medida de temperatura de la cámara termográfica **Fluke Ti50 FT**

Rango calibrado de temperatura	De -20 °C a 350 °C en 2 rangos
	Rango 1 = de -20 °C a 100 °C
	Rango 2 = -de 20 °C a 350 °C
Precisión	± 2 °C o 2% (la mayor de ambas)
Modos de medida	Punto central, zona central (mínimo, máximo y promedio de área)
Corrección de emisividad	De 0,1 a 1,0 (en incrementos de 0,01)

Tabla 9.42: Especificaciones técnicas de la presentación de la imagen de la cámara termográfica **Fluke Ti50 FT.**

Pantalla digital	Pantalla digital de 5 pulg. de alta resolución
Retroiluminación de pantalla	Pantalla LCD a color, visible a la luz del sol
Salida de vídeo	Vídeo compuesto RS170 EIA/NTSC o CCIR/PAL
Paletas de color	Escala de grises, escala de grises inversa, rojo y azul, alto contraste, metal caliente, hierro (Ironbow), ámbar, ámbar inversa

Tabla 9.43: Especificaciones técnicas del diseño ambiental y mecánico de la cámara termográfica **Fluke Ti50 FT.**

Temperatura de trabajo	De -10 °C a +50 °C
Temperatura de almacenamiento	De -40 °C a +70 °C
Humedad relativa	Del 10% al 95% sin condensación, en funcionamiento y almacenamiento
Resistente al agua y al polvo	IP54
Peso (baterías incluidas)	1,95 kg
Tamaño de la cámara (LxAxF)	162 x 262 x 101 mm