

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y VALIDACIÓN DEL MODELO PROPUESTO

Paralelamente al desarrollo del modelo teórico, propuesto en el capítulo 3 se han realizado una serie de actividades experimentales orientadas a medir la capacidad de carga de cilindros y analizar de qué manera se ve afectada cuando incidimos en las imperfecciones de la unión cilindro (tubo) - vástago y en las articulaciones.

En este capítulo además de presentar de forma resumida los resultados experimentales obtenidos, se muestra también un estudio comparativo que pone en evidencia la bondad del modelo propuesto. Este capítulo se ha estructurado siguiendo el mismo orden con que se han planificado y realizado los experimentos, es decir:

- Ensayos para determinar la capacidad de carga de un cilindro oleohidráulico convencional.
- Ensayos para analizar la influencia de la imperfección tubo-cilindro – vástago.
- Ensayos para analizar la influencia del rozamiento en las articulaciones (cabeza - pasador).
- Otros ensayos (efectos del daño acumulado y rotura).

5.1 Capacidad de carga del cilindro ‘prueba’ (prueba convencional).

Se han realizado alrededor de 50 ensayos de capacidad de carga sobre el cilindro ‘prueba’ (especificaciones Tabla 3.2, Fig. 4.6).

En estas pruebas el cilindro oleohidráulico se montó en el banco de ensayos, de acuerdo con una configuración bi-apoyado. Los elementos que configuran la articulación se resumen en la tabla siguiente:

elemento	horquilla	Cabezal (sin casquillo)	pasador
Diámetro - tolerancia	$25,6^{+0,1}_0$ mm.	$25,6^{+0,1}_{-0,1}$ mm.	$25,6^0_{-0,1}$ mm.

Tabla 5.1 Tolerancias de los elementos de unión en la articulación

Estas pruebas consisten en determinar las curvas de deflexión generadas en el cilindro en función de la carga aplicada; además de determinar finalmente cual es la capacidad de carga límite admisible de éste.

La Fig. 5.1 presenta las curvas obtenidas en uno de los ensayos de capacidad de carga del cilindro 'prueba'.

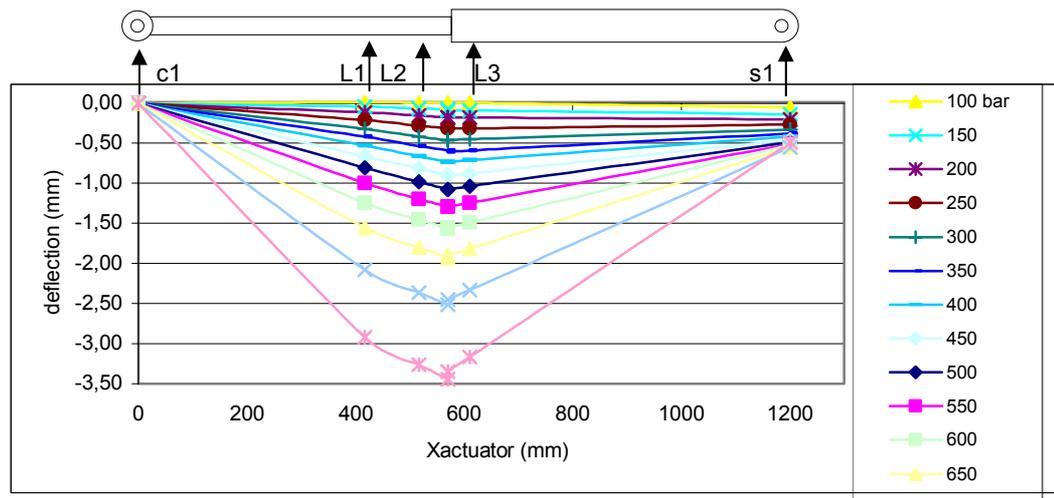


Fig. 5.1 Curvas de deflexión del cilindro 'prueba'.

Efectivamente como se ha predicho en las formulaciones teóricas, el elemento crítico del sistema es el vástago, el cual colapsó en todas las pruebas realizadas. La presión máxima medida en el tubo del cilindro, en esta prueba en particular, ha sido de 760 bar. Interpretamos que el colapso del cilindro oleohidráulico se debe a que en algún punto del vástago, la tensión es superior a la tensión de fluencia. La carga límite equivalente es de 149 kN. [ecu. (4.1)].

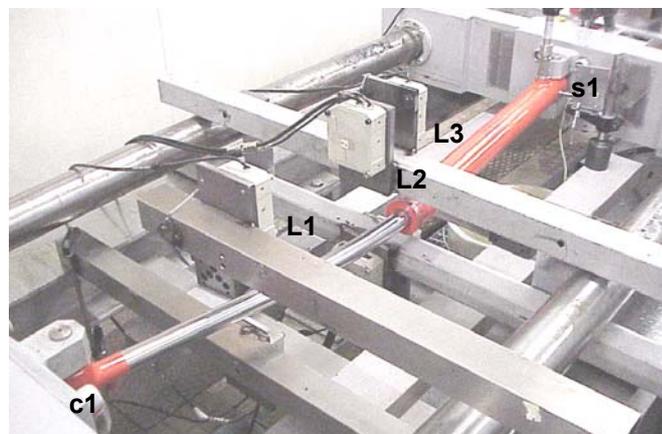


Fig. 5.2 Cilindro flexionado después de superar la carga crítica

La Fig. 5.2 presenta este cilindro oleohidráulico flexionado una vez ha llegado a su carga límite. Se ha comprobado, en todas las pruebas que los valores de desplazamiento en el extremo del vástago no superan los 50 μm , debido a que este es el punto de apoyo del cilindro en la aplicación de la carga.

Con los valores de desplazamiento del vástago (3 puntos) se ha determinado el comportamiento de la deflexión neta de éste, en función de la carga.

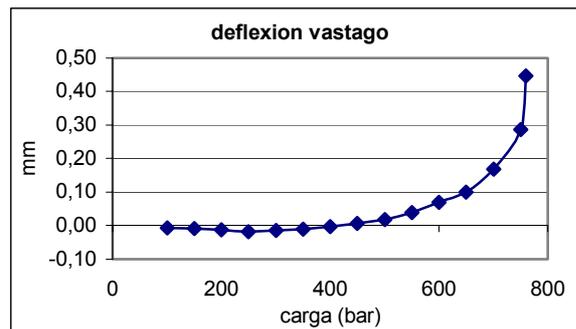


Fig. 5.3 Deflexión del vástago en función de la carga aplicada

Es de notar que hasta 450 bar el vástago permanece prácticamente recto; a partir de este momento empieza a notarse una deflexión relativamente mayor.

La señal del sensor s2 (Fig. 4.10) nos permite determinar cuánto se desplaza el vástago del cilindro fuerza en la aplicación de carga sobre el cilindro 'prueba'. Esta medida representa el comportamiento de la compresión de aceite dentro del cilindro 'prueba' en función de la carga aplicada. La Fig. 5.4 muestra la curva generada por la señal adquirida del sensor s2.

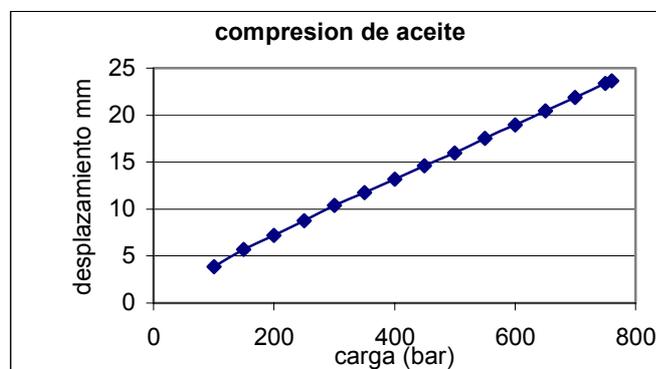


Fig. 5.4 Comportamiento de la compresión de aceite dentro del tubo del cilindro 'prueba' en función de la carga aplicada

En el momento del colapso, hemos detectado en algunos casos la rotura del tapón guía (Fig. 5.5).



Fig. 5.5 Rotura de tapón en una prueba convencional.

5.1.1 Medición de tensiones a lo largo del vástago

Las tensiones se han calculado mediante la ley de Hooke, con base en las medidas experimentales de las galgas extensiométricas (Fig. 4.11). Las tensiones en cada punto, en función de la carga aplicada al cilindro oleohidráulico (medida como presión en el tubo) han sido registradas en la Fig. 5.6.

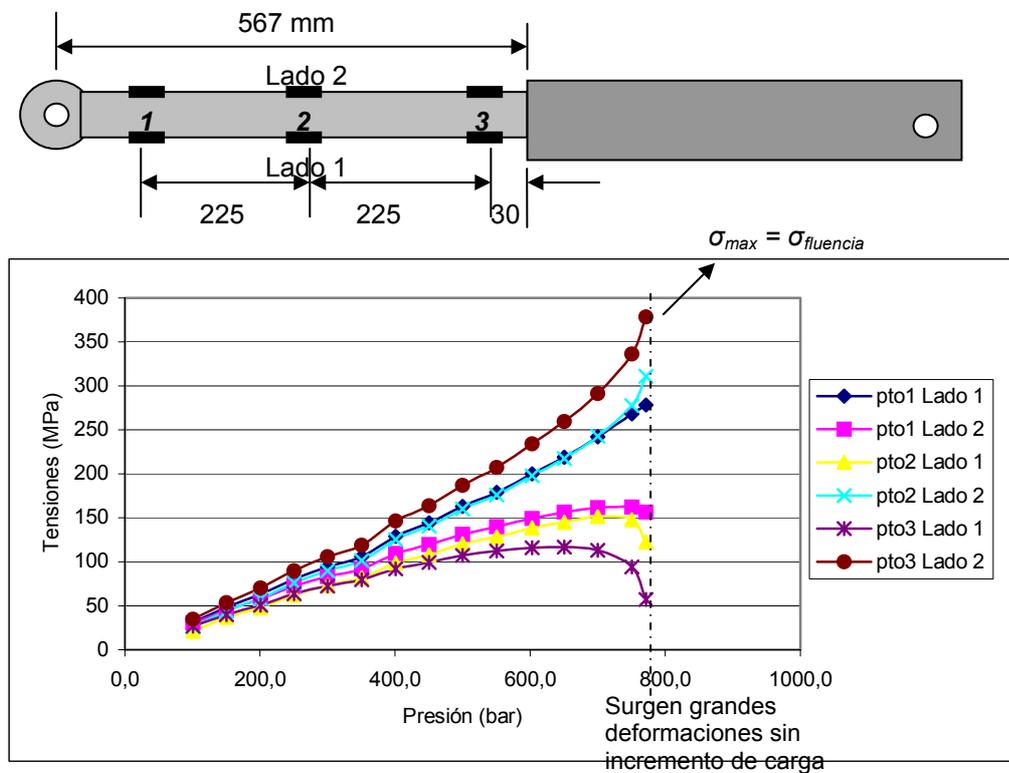


Fig. 5.6 Tensiones del vástago medidas mediante galgas extensiométricas (strain gauges).

La mayor tensión medida ha sido en el punto 3 del vástago (Fig. 5.6) cerca de la conexión y su valor máximo antes del colapso ha sido de 380 MPa. Este valor corresponde a la tensión de fluencia del material, originado en el momento a partir del cual surgen grandes deformaciones sin incremento de carga alguno.

Con la medición efectuada de las tensiones en los puntos del vástago, se puede valorar independientemente los valores de tensión por compresión y por flexión. Según la distribución de tensiones en una sección transversal del vástago (Fig. 5.7), es posible aprovechar los valores medidos en cada lado L1 y L2 (Fig. 5.6), para determinar compresión y flexión mediante la semisuma y semiresta de tensiones.

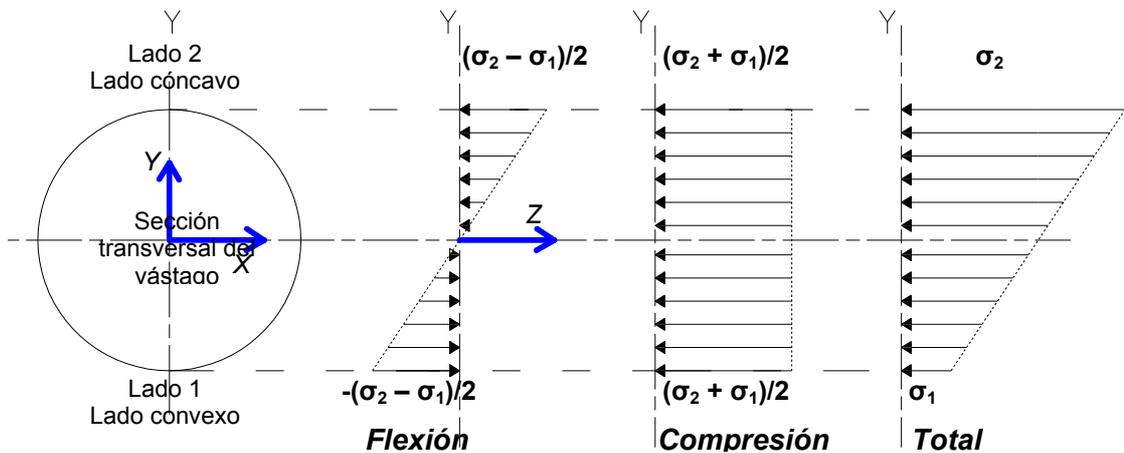


Fig. 5.7 Distribución de tensiones en una sección transversal del vástago

Los valores de tensión en cada punto del vástago (1, 2, 3) obtenidos por medio de las galgas corresponden en la Fig. 5.7 a σ_1 en L1 y σ_2 en L2. Efectivamente se han obtenido valores positivos (configurado positivo para deformación debida a compresión) de la forma $\sigma_2 > \sigma_1$, debido a la manera en que se ha deformado el vástago. Así, con base en la prueba realizada, se pueden obtener las tensiones debidas a flexión y compresión como:

$$\text{flexión: } \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2}, \quad \text{compresión: } \frac{\sigma_2 + \sigma_1}{2} \quad (5.1)$$

De esta manera, considerando el punto 3 del vástago (punto cerca de la conexión, como punto de mayor tensión medida, se puede determinar el comportamiento de ambas tensiones y la tensión total, en función de la carga aplicada (Presión en el cilindro) (Fig. 5.8).

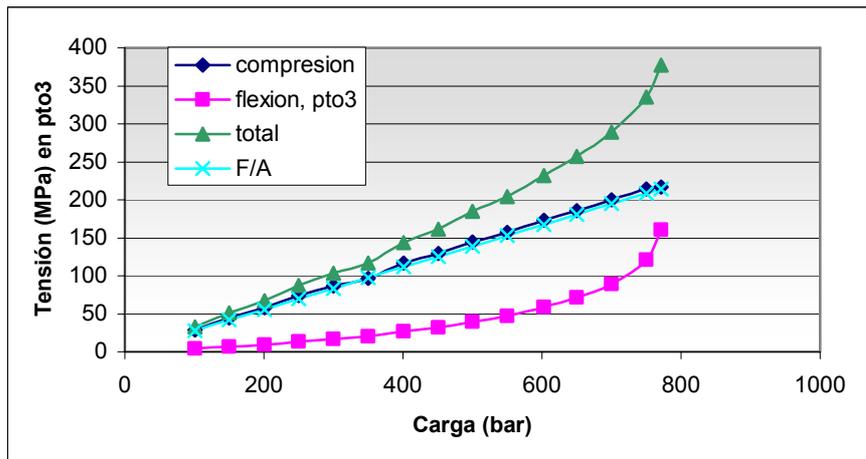


Fig. 5.8 Tensiones de compresión, flexión y total para punto 3 (pto de máxima tensión medida)

El comportamiento de la tensión de compresión, como era de esperarse, es similar en los 3 puntos a lo largo del vástago y coincide de manera muy aproximada al valor de compresión calculado como Carga aplicada/Área del vástago. Con los valores de tensión a flexión es posible, además, determinar el comportamiento del momento a lo largo del vástago. Con base en la expresión (5.3) para flexión, se obtiene:

$$M = \frac{\sigma_{flexión} \cdot \pi \cdot d_2^3}{32} \tag{5.2}$$

El comportamiento es descrito en la Fig. 5.9.

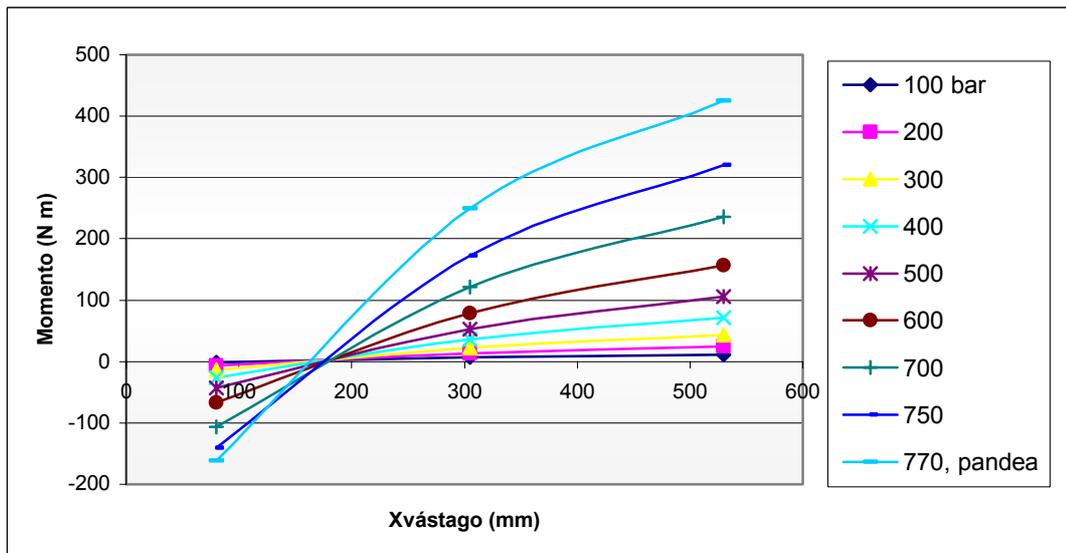


Fig. 5.9 Curva de momentos en vástago con base en la medición de tensiones

Simultáneamente se han obtenido las curvas de deflexión mediante la medición de desplazamiento de distintos puntos del actuador, tal como se mostró anteriormente (Fig. 5.1). La Fig. 5.10 presenta las curvas de deflexión del cilindro sometido a diferentes cargas hasta justo antes del colapso. Según la forma en que ha doblado el vástago del actuador, las tensiones medidas más altas han ocurrido en el lado cóncavo L2 (Fig. 5.6), donde actúan aditivamente tensiones debido a compresión y flexión, según la expresión (5.3).

$$\sigma_{Total} = \sigma_{flexión} + \sigma_{comp} = \frac{M_C \cdot c}{I_2} + \frac{P}{A} = \frac{32 \cdot M_C}{\pi d_2^3} + \frac{4 \cdot P}{\pi d_2^2} \quad (5.3)$$

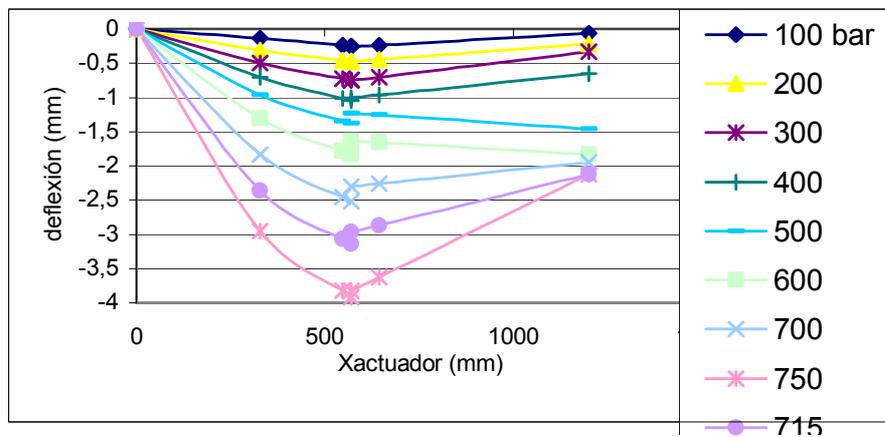


Fig. 5.10 Deflexión del cilindro ‘prueba’ en ensayo de medición de tensiones

El momento M_C generado en la conexión es consecuencia del ángulo de desalineamiento θ entre vástago y cilindro-tubo Fig. 5.11. Como aproximación, diremos que este momento puede ser estimado experimentalmente como producto de la carga aplicada P y el brazo en el punto de conexión.

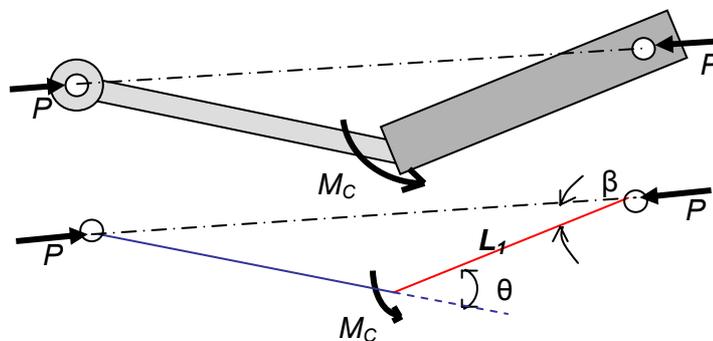


Fig. 5.11 Esquema de deformación de un cilindro bajo carga axial

Con base en los valores de desplazamiento obtenidos (Fig. 5.10) se puede determinar el ángulo β , y poder así calcular M_C , mediante la expresión (5.4).

$$M_C = L_1 \cdot P \cdot \sin(\beta) \quad (5.4)$$

Ahora, supondremos que el momento M_C es el momento máximo, el cual genera una tensión próxima a la tensión medida sobre el vástago en el punto 3 (Fig. 5.6). La Fig. 5.12 presenta los resultados de esta valoración experimental, definiendo tensión a compresión, flexión y total según la expresión (5.3).

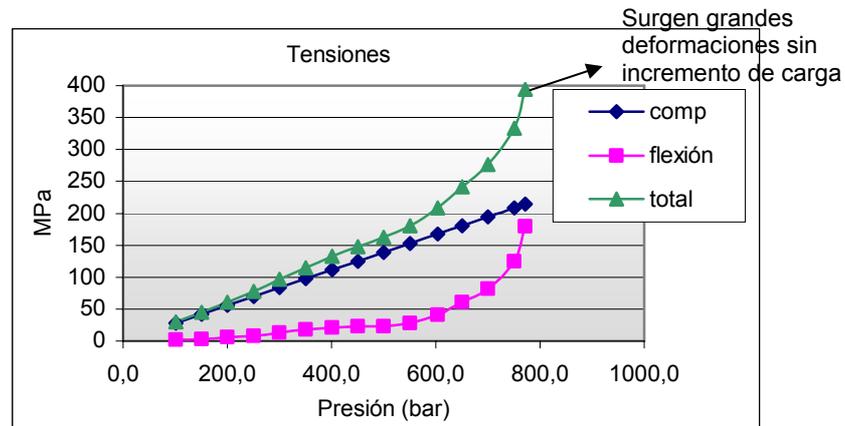


Fig. 5.12 Tensiones calculadas en base a la deflexión medida del actuador

Es de resaltar la gran similitud que hay entre el comportamiento de las tensiones total, compresión y flexión (Fig. 5.12) con relación a las tensiones obtenidas en base a la microdeformaciones medidas en el punto 3 del actuador (Fig. 5.8); lo que indica una buena aproximación de la valoración efectuada con respecto al momento en la conexión M_C . Este método de estimación de la tensión mediante la deflexión del cilindro oleohidráulico, ha sido empleado en los demás cilindros, donde no se midió directamente la tensión mediante galgas extensiométricas.

A pesar de que las técnicas experimentales utilizadas han sido muy meticulosas en cuanto a rigurosidad y precisión, los resultados obtenidos en este ensayo no son coherentes, si tomamos en consideración la capacidad de carga de un cilindro oleohidráulico ideal. En el capítulo anterior, nuestro modelo prevé una carga crítica de valor teórico 84,3 kN y carga límite admisible de 78,7 kN, cuando la carga límite experimental ha sido de 149 kN.

Para verificar que no existen desviaciones experimentales significativas, el citado ensayo se ha repetido 10 veces bajo las mismas condiciones. Los resultados obtenidos han sido:

Experimento	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Carga límite adm. (kN)	149	171	177	157	166	182	186	168	145	151
Valor medio (kN)	167,2 kN.									
Desviación	13,9 kN.									

Tabla 5.2 Promedio de la carga límite admisible en 10 cilindros ‘prueba’

A la vista de los resultados anteriores cabe concluir que, el modelo teórico propuesto para un cilindro oleohidráulico considerado como elemento estructural escalonado con apoyos ideales (sin rozamiento) (capítulo 3, apartado 3.3.1 con momentos nulos en los apoyos), no predice el comportamiento experimentado. Cabe esperar que esta divergencia de resultado pueda ser atribuida a las imperfecciones en la conexión y/o el rozamiento en las articulaciones. En el siguiente apartado se describen los ensayos efectuados para determinar la influencia de las imperfecciones.

5.2 Influencia de la imperfección inicial

No cabe duda que uno de las principales factores que influyen en la reducción de la capacidad de carga de un cilindro oleohidráulico es el desalineamiento que se genera entre vástago y cilindro.

Entre las causas que puedan influir en la imperfección inicial cabe destacar la deformación radial del tubo-cilindro debida a la presión interna, las tolerancias de fabricación, y la elasticidad y desgaste de los anillos guía. A continuación se hace una estimación de la importancia de estos factores.

5.2.1 Deformación radial del cilindro (tubo).

A pesar que en el capítulo 3 y en el anexo B se han calculado las tensiones y deformaciones en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna,

creemos oportuno aprovechar las ventajas del método de los elementos finitos para evaluar con más precisión la dilatación del tubo cilindro.

Como resultado del análisis por elementos finitos mediante el programa *Ansys Workbench.*, la Fig. 5.13 presenta las deformaciones generadas en el tubo del cilindro 'prueba' con fluido a presión de 800 bar. Las condiciones de contorno establecidas se indican en la figura.

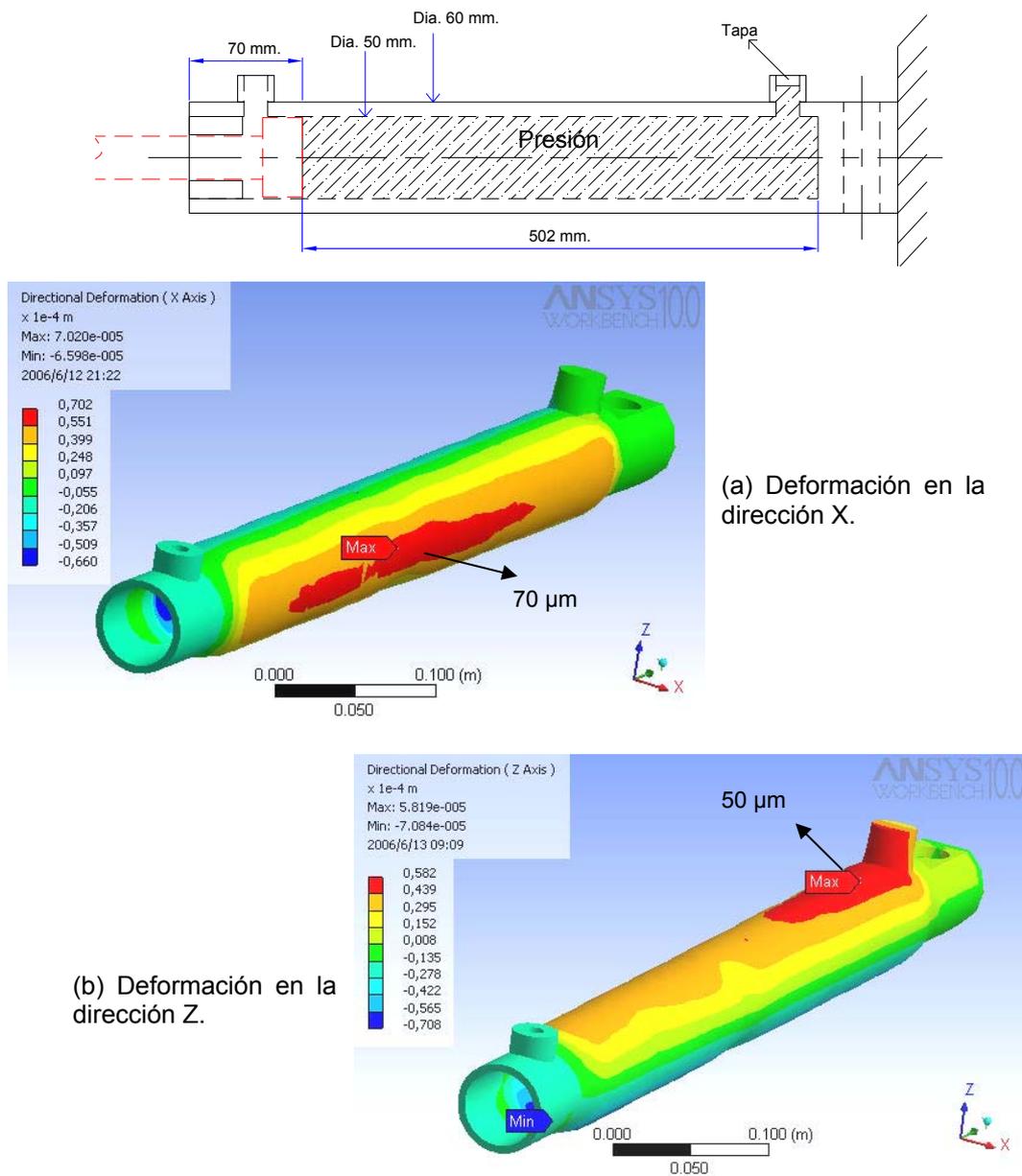


Fig. 5.13 Deformaciones del tubo del cilindro 'prueba'. Presión de fluido: 800 bar. Condiciones de contorno: empotrado-libre

Los puntos de máxima deformación se encuentran en la parte interior del tubo. La distribución de la deformación a lo largo del tubo es registrada en la figura. En la dirección X las deformaciones son simétricas y presentan un valor máximo de $70 \mu\text{m}$, mientras que en Z se presenta una pequeña deflexión hacia abajo del extremo del tubo (punto señalada como **Min**), con respecto al extremo apoyado del cilindro (**Max**).

Realizando un corte sobre el cilindro se puede observar en detalle las deformaciones generadas a lo largo del cilindro. Es interesante además observar el efecto que tiene la presión de aceite sobre la deformación total (émbolo + tubo). Esta deformación representa un factor importante en la generación de desalineamiento entre vástago y cilindro. La Fig. 5.14 presenta las deformaciones en la dirección X para el tubo y el émbolo con una presión de 800 bar.

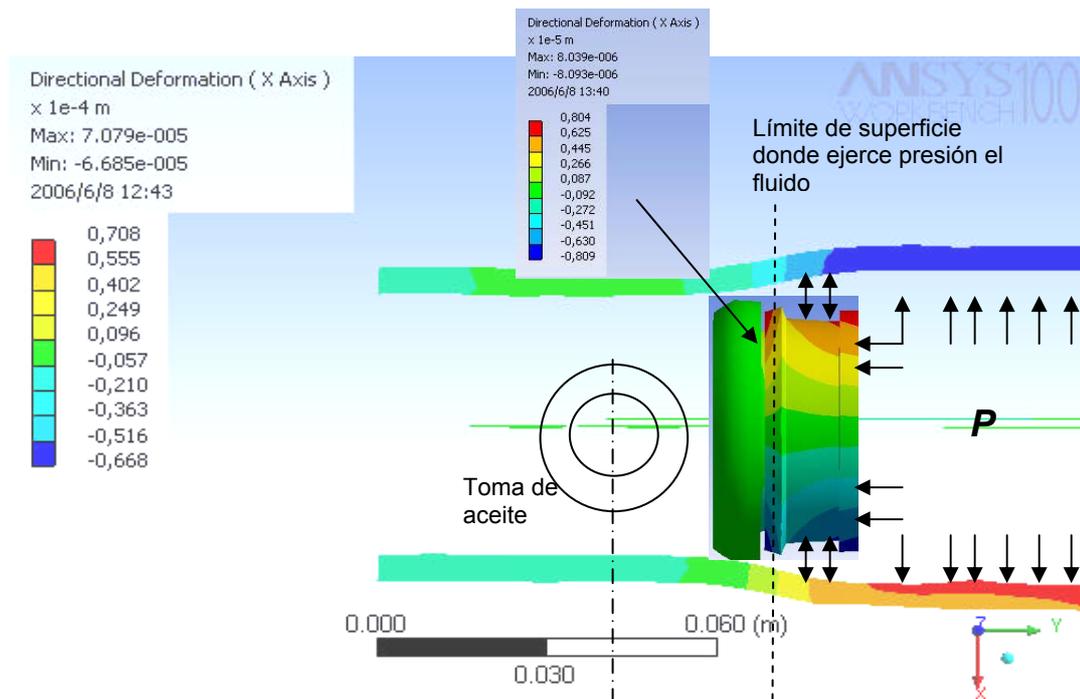


Fig. 5.14 Deformación de tubo y émbolo con la presencia de aceite a presión de 800 bar. (zona de conexión vástago-cilindro)

Las deformaciones del émbolo o pistón son bajas en relación a las presentes en el cilindro, el valor máximo de deformación radial en el pistón es de $8 \mu\text{m}$. Se ha supuesto para el cálculo por elementos finitos, superficie rígida del émbolo en el lado del vástago (cara izquierda). El punto de contacto entre pistón y tubo está

definido por el anillo guía; en esta zona las deformaciones netas (tubo + pistón) tienen un valor máximo aproximado de

$$52 \mu\text{m (tubo).} + 8\mu\text{m (pistón)} = 60\mu\text{m}$$

Ahora, variando el valor de presión de fluido, se puede encontrar la influencia de ésta sobre la deformación total generada en el punto de contacto pistón-tubo. Esta deformación influirá de una forma directa en el desalineamiento entre vástago y tubo de un cilindro oleohidráulico. Es de tener en cuenta que la compresibilidad del aceite hace que el vástago (o émbolo), tenga un recorrido dentro de la cámara que depende de la presión interna en el tubo, esto es:

$$\beta = \frac{\Delta P}{\frac{\Delta V}{V}} = \frac{x}{\Delta x} \Delta P \rightarrow \Delta x = \frac{x}{\beta} \Delta P \quad (5.5)$$

La expresión anterior, teniendo en cuenta que la presión es 0 en la posición de carrera máxima y que el área es constante a lo largo del tubo (Fig. 5.15).

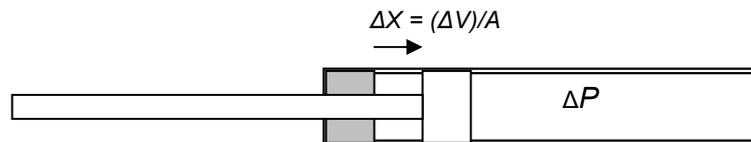


Fig. 5.15 Desplazamiento del vástago debido a la compresibilidad del fluido dentro del tubo

Tomando un factor de compresibilidad $\beta = 17500$ bar para el aceite y $X_0 = 500\text{mm}$ (carrera máxima), se obtiene los resultados representados en la Fig. 5.16.

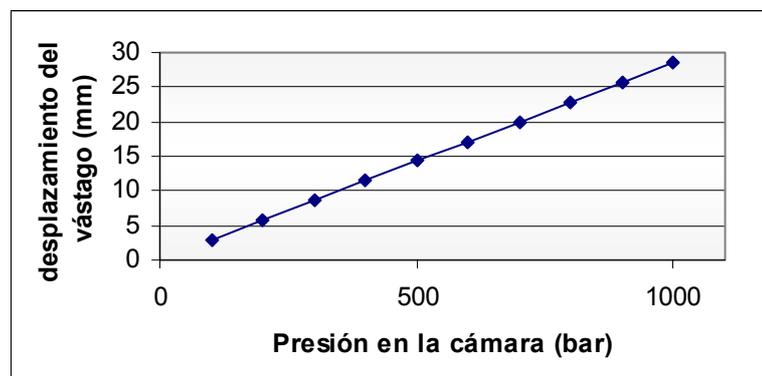


Fig. 5.16 Desplazamiento del vástago vs presión interna en tubo.

Ahora, teniendo en cuenta este desplazamiento del émbolo dentro del tubo, se han calculado las deformaciones de pistón, tubo y total en relación a la presión de fluido presente en el cilindro. La Fig. 5.17 presenta los resultados.

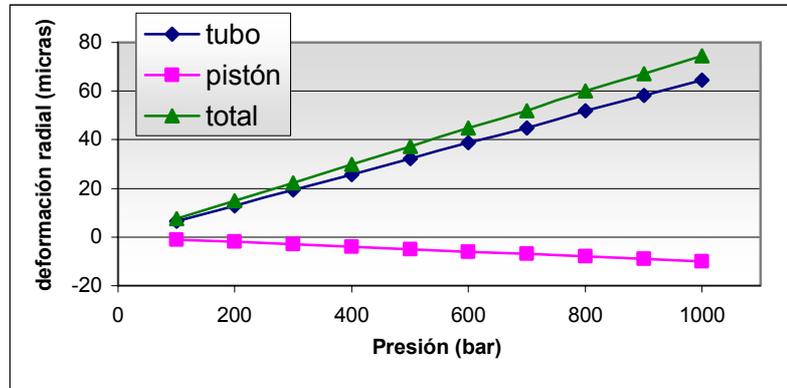


Fig. 5.17 Deformación radial en pistón y tubo en el punto de contacto (μm)

Además de las deformaciones, se han evaluado también las tensiones generadas en el tubo debido a una presión de 800 bar. La Fig. 5.18 presenta los resultados del programa. Los valores de máxima tensión se encuentran en la cara interna del tubo, la figura señala un punto de tensión máxima de 579 MPa.

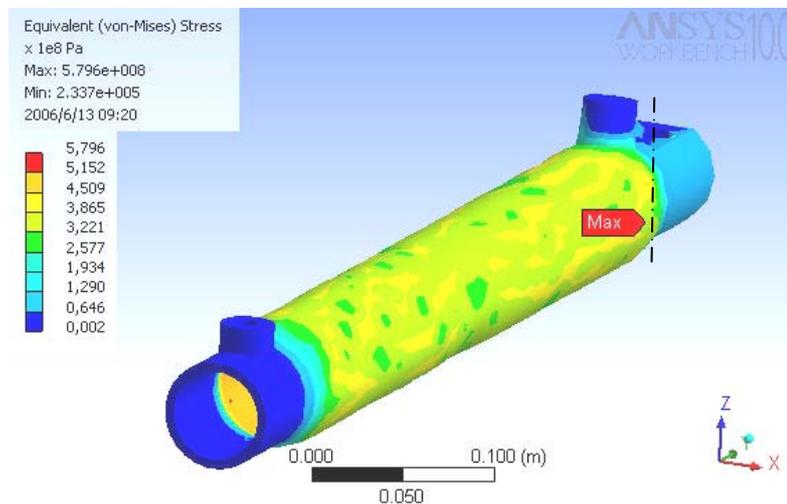


Fig. 5.18 Tensiones generadas en el tubo en MPa.

La Fig. 5.19 presenta la influencia de la presión interna en el tubo sobre la tensión máxima generada.

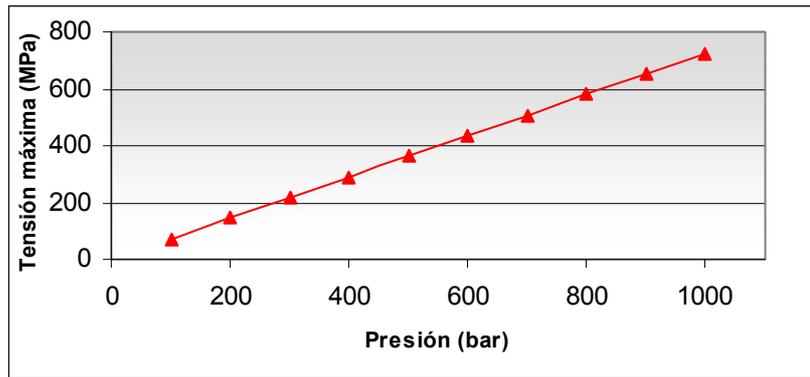


Fig. 5.19 Tensiones máximas en el tubo en función de la presión interna

Nota: En los cálculos por elementos finitos se han determinado las tensiones *von Mises*, la cual es una teoría a menudo usada para estimar la fluencia de materiales dúctiles y tiene las siguientes características:

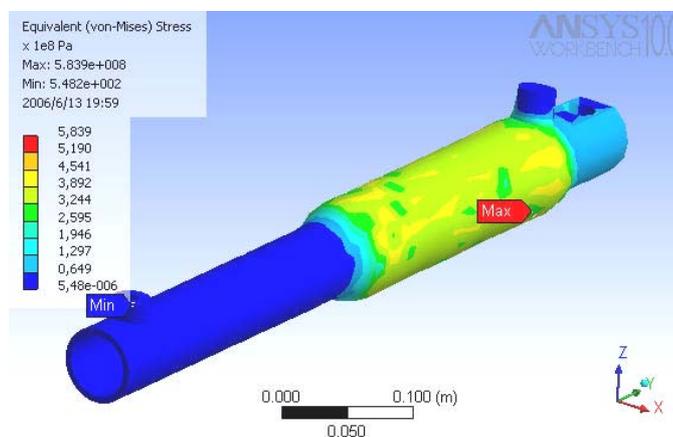
- La tensión von Mises σ_e o tensión equivalente está definida matemáticamente como:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

Donde σ_1 σ_2 σ_3 son las tensiones principales en un tensor de tensiones del elemento en condiciones de carga.

- Este criterio es comúnmente usado para metales dúctiles.
- Establece que la falla ocurre cuando la energía de distorsión alcanza la misma energía para la fluencia en tensión uniaxial.

Veamos ahora, como situación particular, las deformaciones y tensiones en el tubo para una carrera de 250mm, con la misma presión interna de 800 bar (para efectos de comparación).



(a) Tensiones von Mises
 Max = 584 MPa

(b) Deformaciones en X
Max = 62,3 μm .

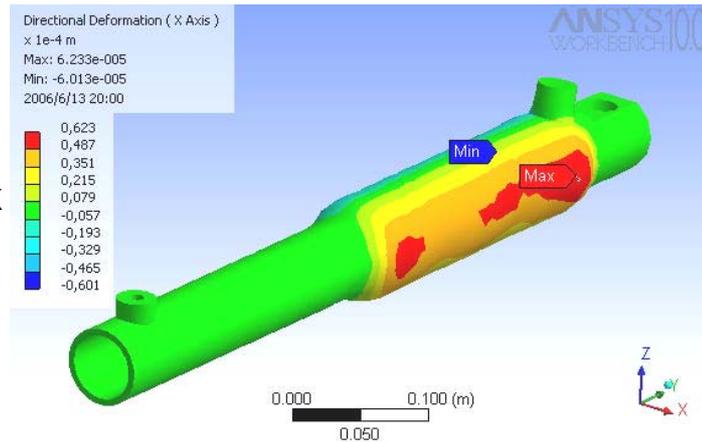


Fig. 5.20 (a) Tensiones, (b) deformaciones en X, para el cilindro ‘prueba’ a carrera de 250mm, presión de 800 bar.

La tensión máxima se encuentra en el mismo punto que en un cilindro con vástago extendido (Fig. 5.18) y tiene un valor de 584 MPa (levemente mayor). Por el contrario la deformación máxima es de 62 μm , menor que el caso anterior (70 μm).

5.2.2 Tolerancias y desgaste en anillos guía.

En la Tabla 3.4 y Fig. 3.18, y que para mas comodidad se repiten a continuación, se han resumido los ángulos de imperfección inicial calculados de acuerdo con las tolerancias definidas para cada uno de los elementos integrantes de la conexión tubo-cilindro – columna vástago.

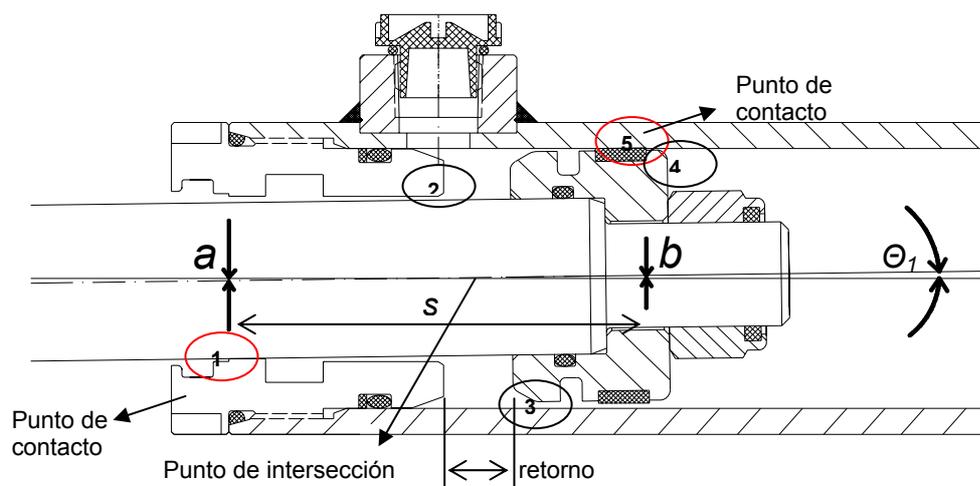


Fig. 5.21 Angulo de desalineamiento entre vástago y cilindro debido a juegos y tolerancias de montaje

Posibles contactos (Fig. 3.13)	Juego max. (a+b) (mm.)	Longitud s (mm.)	Ángulo θ_i (grados)		
Tapón – vástago (1-2)	0,094	41	0,131		
émbolo – tubo (3-4)	0,739	25	1,693		
guía-tubo <-> émbolo-tubo (3-5)	0,481	21	1,312		
Tapón-vástago <-> émbolo-tubo (1-4)	0,4165	71+retorno	0,336	0,295	0,262
Tapón-vástago <-> guía tubo (1-5)	0,1585	67+retorno	0,136	0,118	0,104
Distancia émbolo – tapón guía (mm.) = retorno.			0	10	20

Tabla 5.3 Posibles contactos y ángulos generados entre vástago y cilindro

Obviamente el desgaste de los anillos guía como consecuencia del uso afectará directamente el grado de imperfección. La Fig. 5.22 muestra los resultados de pruebas de desgaste realizadas sobre anillos guía en un cilindro oleohidráulico.

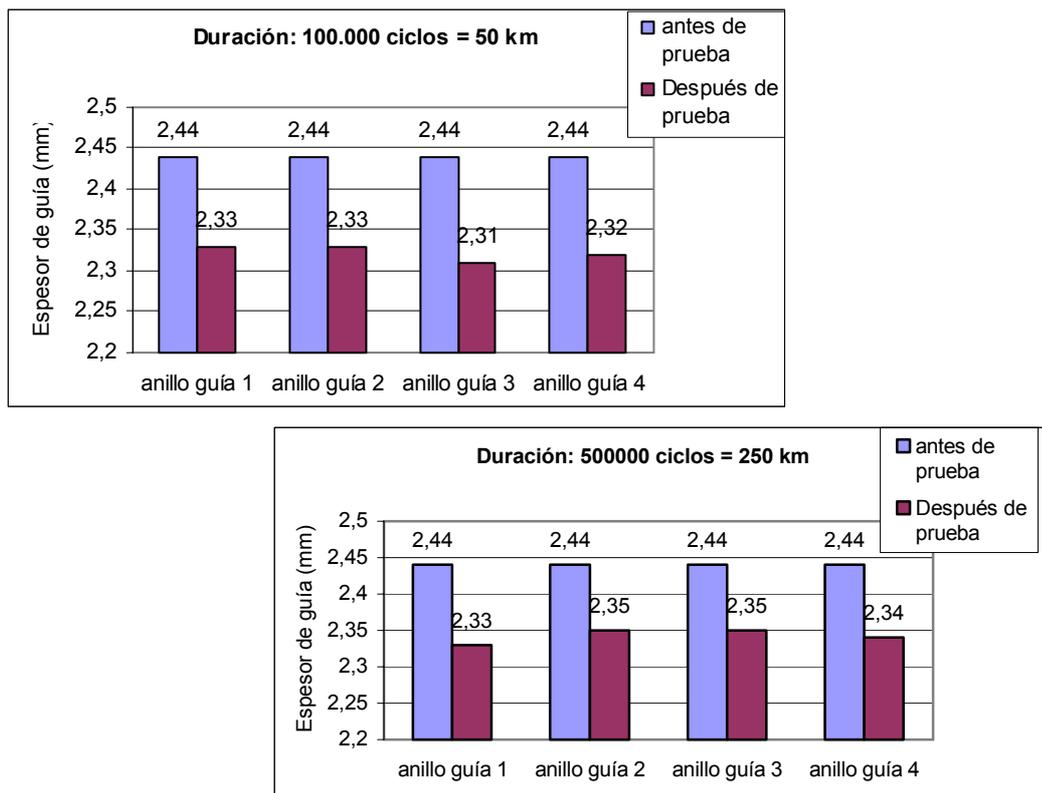


Fig. 5.22 Cambio de espesor en pruebas de desgaste de anillos guía

Los resultados de las pruebas de desgaste sobre las juntas muestran cambios de espesor de 2,44 (nuevas) a 2,31 mm en su valor mínimo. No existieron

variaciones considerables entre las pruebas de 100000 y 500000 ciclos, y la mayoría de cambios se encontraron en los primeros 1000 ciclos. Sumando los efectos de la deformación radial, tolerancias de fabricación y desgaste de anillos guía obtenemos el comportamiento de la Fig. 5.23.

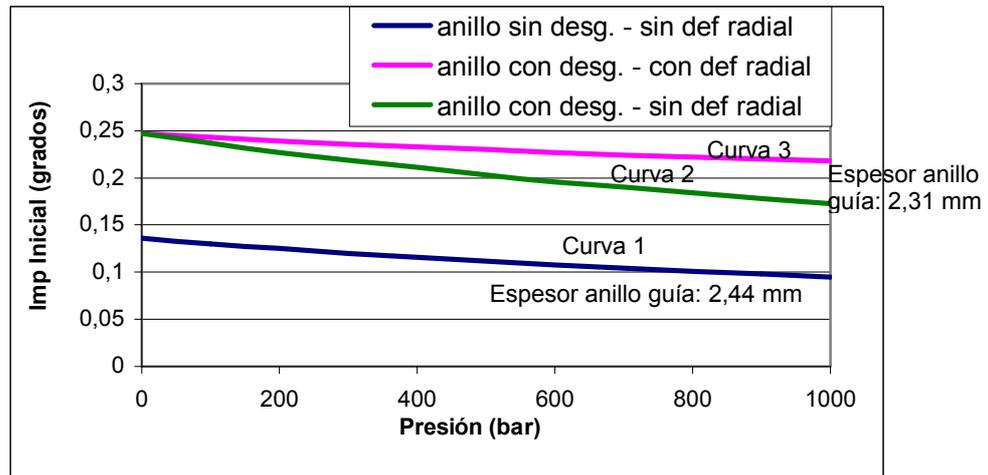


Fig. 5.23 Ángulos de imperfección inicial vs presión de fluido (debido a carga aplicada)

La curva 1 de la figura describe la variación del ángulo inicial entre vástago y cilindro debido a las tolerancias de fabricación y montaje de las piezas de contacto en la conexión. El efecto de la compresibilidad del fluido (Fig. 5.16) hace que el vástago se desplace hacia el interior del tubo, reduciendo el ángulo de imperfección entre ellos. La curva 2 describe el comportamiento del ángulo debido a tolerancias de montaje, incrementadas por el desgaste del anillo guía, cuyo nuevo espesor disminuyó de 2,44 (nuevo) a 2,31mm. La curva 3 tiene en cuenta, además de la junta desgastada, la deformación radial del tubo debida a la presión interna del fluido (Fig. 5.17).

De esta manera, en un caso particular, debido al desgaste del anillo guía, a presión nula en el tubo (suponiendo carrera máxima), el ángulo de imperfección aumentará de 0,14 a 0,25 grados, disminuyendo como consecuencia la capacidad de carga del cilindro oleohidráulico. Es notable además, en base a la figura anterior, que el desgaste del anillo guía tiene mayor influencia sobre el ángulo de imperfección que la deformación radial en el cilindro.

Desde el punto de vista experimental nos preguntamos:

¿Cómo reproducir distintos ángulos de imperfección inicial θ_1 ?

La forma más fácil que hemos considerado ha sido utilizar tapones guía, con distintos diámetro del cuello guía para el cilindro 'prueba'. Estos son:

30 (original) - 30,2 - 30,4 - 30,6 - 31 - 32 mm.



Fig. 5.24 Tapones de diferente diámetro interior

En la Fig. 5.25 y en la Tabla 5.4 se comparan los resultados experimentales medidos y los teóricos obtenidos del modelo propuesto para un cilindro oleohidráulico considerado como elemento estructural escalonado con apoyos ideales (sin rozamiento) y en el que destaca la influencia de la imperfección inicial.

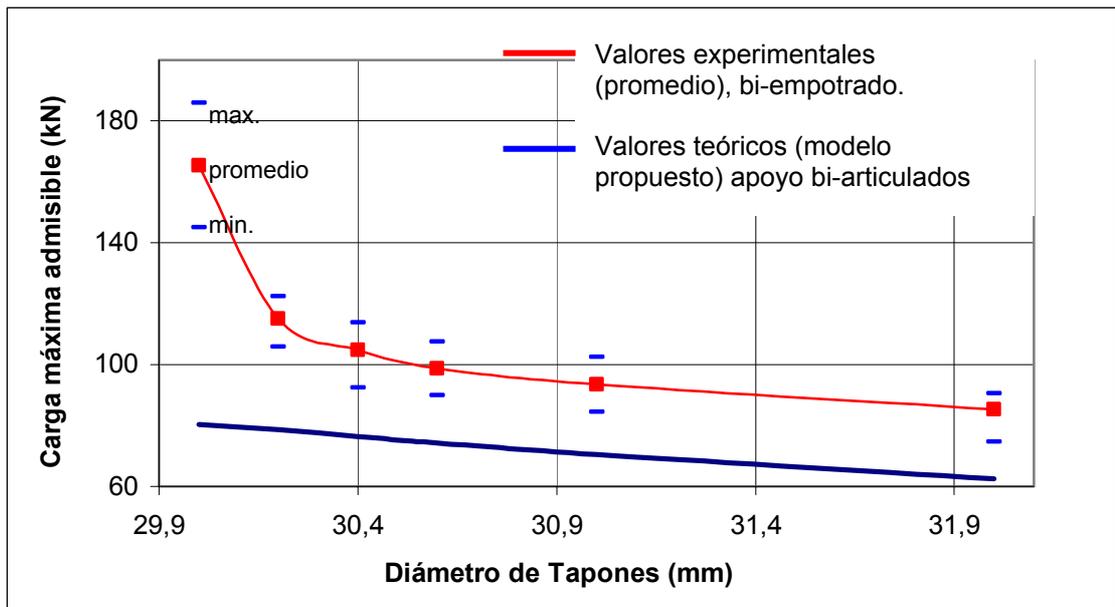


Fig. 5.25 Carga admisible vs diámetro de tapones guía.

La tabla reúne los datos de 10 pruebas por cada diámetro de tapón.

D. tapón (mm)		30	30,2	30,4	30,6	31	32
Imperfección inicial Θ_1 (grados)		0,136	0,198	0,275	0,341	0,473	0,802
PRUEBAS	1	149,2	115,1	102,9	89,9	94,2	78,5
	2	170,8	115,8	113,9	100,9	102,5	89,9
	3	176,7	106,0	108,4	95,6	97,8	90,5
	4	157,1	111,3	88,9	97,8	102,1	74,6
	5	166,5	117,8	118,8	107,6	88,4	83,4
	6	182,6	122,5	104,1	93,3	84,4	84,8
	7	186,5	113,9	106,0	104,5	88,4	87,4
	8	168,3	119,8	105,2	107,2	91,3	85,4
	9	145,3	115,8	102,7	96,6	101,1	88,7
	10	151,4	113,9	108,0	95,2	100,1	90,3
Carga medida promedio (kN)		167,2	115,3	105,9	98,862	95,033	85,373
Desv. Std. (kN)		13,9	4,5	7,8	5,9	6,6	5,3
Carga adm. modelo (kN)		80,6	78,8	76,6	74,6	70,8	63,0

Tabla 5.4 Datos experimentales y teóricos (modelo propuesto) de la carga admisible del cilindro 'prueba' con distintos diámetros de tapón.

Las curvas de la Fig. 5.25 demuestran que el aumento de la imperfección inicial tiende a colapsar el cilindro más rápidamente (disminuye su capacidad de carga), pero en ningún caso justifica los altos valores de carga experimental obtenidos. No hay duda que la imperfección inicial es un factor importante, pero aún no coinciden los experimentos con los datos teóricos calculados. Por esto, debemos determinar la causa de esta divergencia teórica-experimental. A continuación buscaremos las razones en el efecto del rozamiento en las articulaciones.

5.3 Rozamiento en las articulaciones

Con el objetivo de independizar el efecto de la imperfección inicial del efecto de rozamiento se programan 2 pruebas:

- Pruebas de valoración de pandeo en columnas.
- Pruebas de capacidad de carga en cilindros.

5.3.1 Pruebas en columnas

Inicialmente se analizará el efecto del rozamiento en las articulaciones, usando columnas del mismo material que los vástagos de los cilindros oleohidráulicos ensayados. Estas columnas han sido montadas bajo las mismas condiciones de apoyo (articuladas en los extremos) que el cilindro 'prueba' (iguales horquillas – pasadores - cabezas). La longitud de las columnas a ensayar es de 1350 mm (entre apoyos) y los 3 diámetros empleados han sido: 22 - 25 - 30 mm. La Fig. 5.26 presenta la configuración de montaje de una de las columnas.

La relación de esbeltez mínima de las columnas a ensayar es:

$$\lambda = \frac{L}{r_g} = \frac{L}{d/4} = \frac{1350 \cdot 4}{30} = 180 > 100. \text{ Por lo tanto son consideradas esbeltas y la}$$

ecuación de Euler es válida: $F_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$. La carga aplicada sobre la columna es medida a través de la presión hidráulica en el cilindro 'fuerza', cuyo diámetro de pistón es 12,5 cm. De tal forma que:

$$P(\text{kN}) = \text{Presión}(\text{bar}) \cdot \frac{\pi \cdot (0,125\text{m})^2}{4} = 1,227 \cdot \text{Presión}(\text{bar}).$$

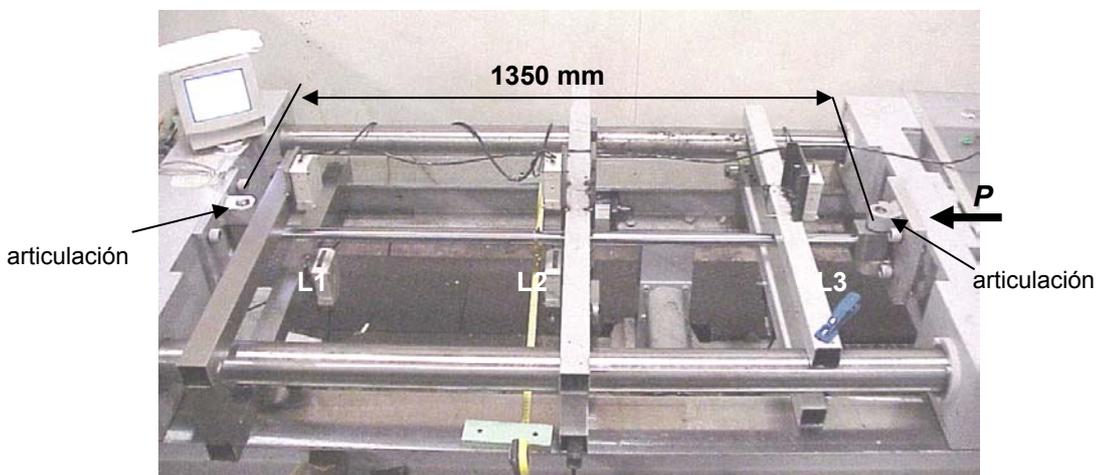


Fig. 5.26 Columna montada para prueba de capacidad de carga

De esta manera la síntesis de resultados es la siguiente:

Diámetro de columna (mm)	Carga adm. medida P (kN)	Carga de Euler F_E (kN)
22	35,3	12,5
25	61,4	20,8
30	128,4	43,1

Es de anotar, que en estas pruebas la carga máxima admisible es definida en el instante a partir del cual la columna toma valores de deflexión considerables sin incremento de la carga aplicada (fluencia del material).

La Fig. 5.27 muestra las curvas de deflexión medidas para la columna de 25 mm de diámetro. Todas las columnas presentan un comportamiento similar. Es razonable pensar con este comportamiento, que las columnas no llegan al colapso súbito por pandeo de Euler, sino que doblan progresivamente hasta llegar a la fluencia del material.

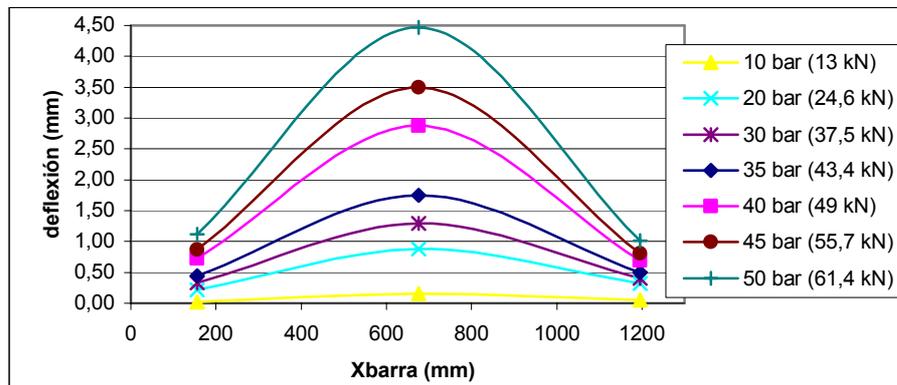


Fig. 5.27 Deflexión de la columna ($\Phi=25\text{mm}$) para diferentes cargas

Observando la diferencia considerable entre los resultados experimentales y teóricos (Fig. 5.25) cabe suponer que en las articulaciones con pasador ajustado, sometidos a cargas de compresión tenga un comportamiento característico de un empotramiento, debido a la restricción entre piezas (pasador – cabezal) como consecuencia de las fuerzas de contacto.

De esta manera se ha optado por cambiar los pasadores que se han empleado (de diámetro ajustado: 25,6mm) a pasadores de menor diámetro (22mm). Con esto se persigue reducir lo mayor posible las tensiones de contacto en los soportes que puedan generar restricciones grandes de movimiento (empotramientos).

- **Pruebas de capacidad de carga de columnas con reducción de diámetro de pasadores en las articulaciones.**

La Fig. 5.28 muestra un apoyo (articulación) con el cambio de pasador.

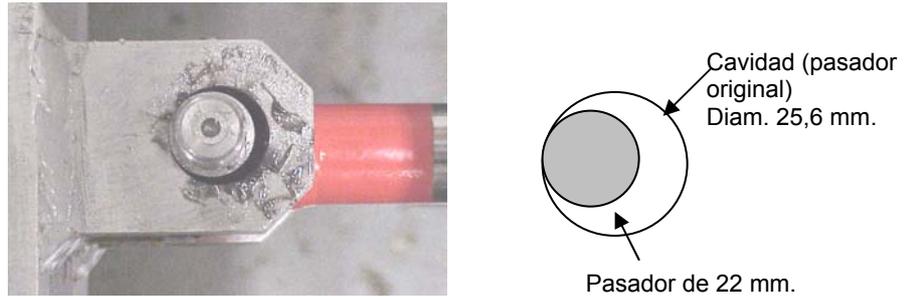


Fig. 5.28 Apoyo con pasador de menor diámetro

Con este nuevo pasador en ambos apoyos, se han obtenido los siguientes resultados:

Díámetro de columna (mm)	Carga adm. medida (kN)	Carga de Euler F_E (kN)
22	16,2	12,5
25	28,4	20,8
30	49,4	43,1

La Fig. 5.29 presenta los resultados experimentales de la carga admisible obtenidos en las pruebas de columnas ($\Phi = 22 - 25 - 30$ mm.) con pasador en las articulaciones de 25,6 mm (aproximación a empotramiento) y con pasador de 22mm (aproximación a articulación libre), comparados con los valores teóricos de la carga de pandeo calculada con base en la ecuación de Euler para condición de bi-articulado y bi-empotrado.

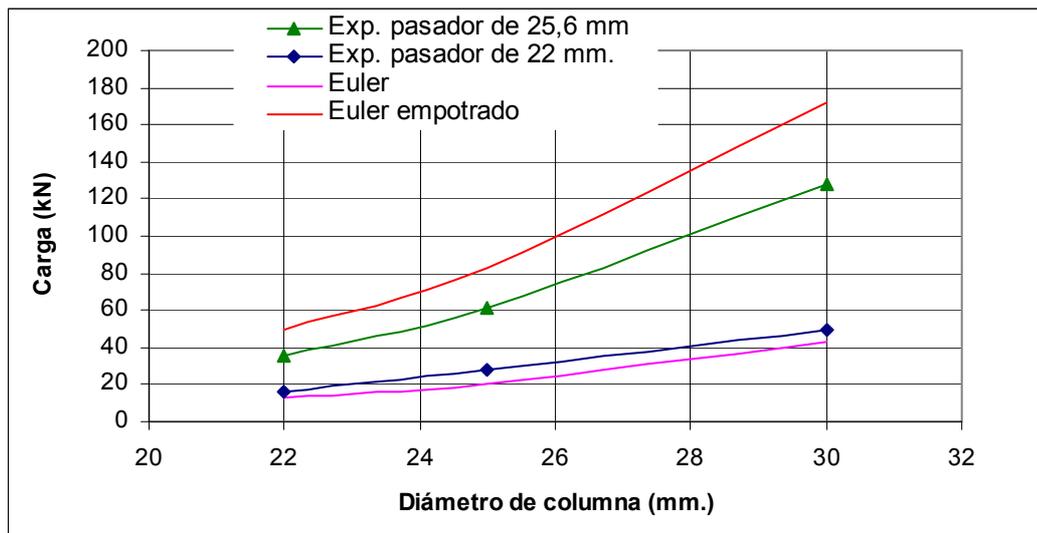


Fig. 5.29 Valores experimentales y de Euler para columnas. Pasador de 25,6 mm y 22 mm de diámetro.

La Fig. 5.30 muestra los resultados de deflexión para la columna de 22 mm de diámetro montada con pasadores de 22mm.

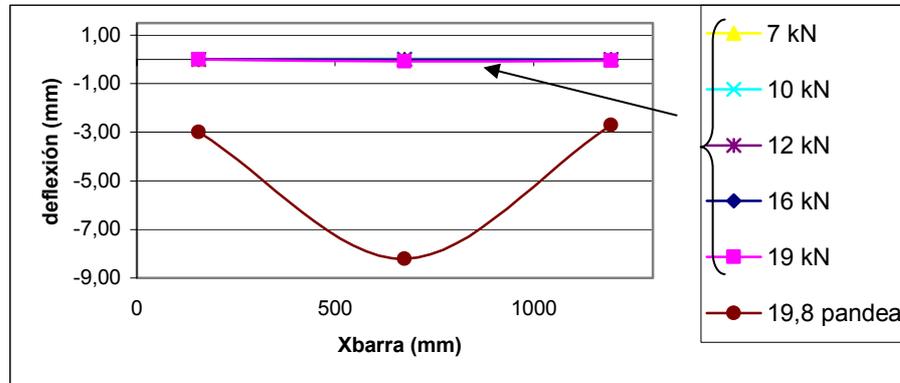


Fig. 5.30 Deflexión de la columna de $\Phi=22\text{mm}$ para distintas cargas.

Es de notar que hasta el instante en que pandea, las deflexiones de la columna son prácticamente nulas, momento a partir del cual si se aumenta levemente la carga, la columna dobla súbitamente. Este comportamiento conlleva a concluir que en este caso la columna ha llegado a la carga crítica de Euler, lo cual confirma la importancia del efecto restrictivo de los pasadores ajustados.

A la vista de los resultados parece evidente que las articulaciones son un elemento determinante en la capacidad de carga, y que claramente nos lleva a admitir que sus efectos son importantes.

A continuación se presentan los ensayos de cilindros oleohidráulicos con dos pasadores (1- pasador ajustado de 25,6mm., 2- pasador de 22 mm.) y tapones guía de distintos diámetros internos que permitan distintos niveles de imperfección inicial con el objetivo final de corroborar estas ideas.

5.3.2 Pruebas en cilindros oleohidráulicos

La foto de la Fig. 5.31 muestra la forma de los cilindros con los diferentes tapones empleados, una vez han sido cargados hasta su punto de fluencia.

La figura muestra una relación proporcional del efecto flector sobre los cilindros en relación al diámetro del tapón empleado. Para un ángulo de imperfección

inicial alto, como es el caso del generado por el tapón de 30,6mm, el efecto flector es considerable con respecto a los demás. Por el contrario el efecto es mínimo sobre el cilindro original (tapón de 30mm), donde la compresión supera los efectos de flexión.

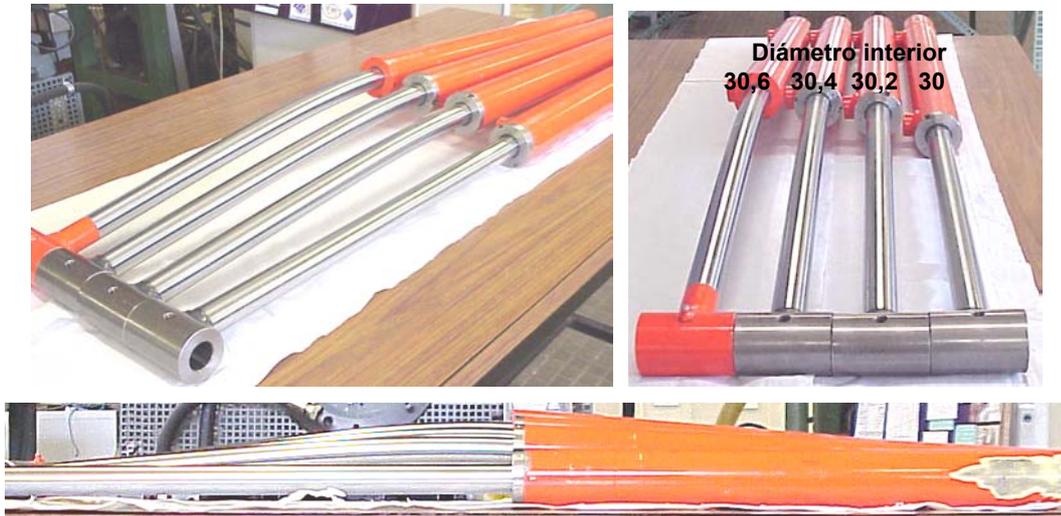
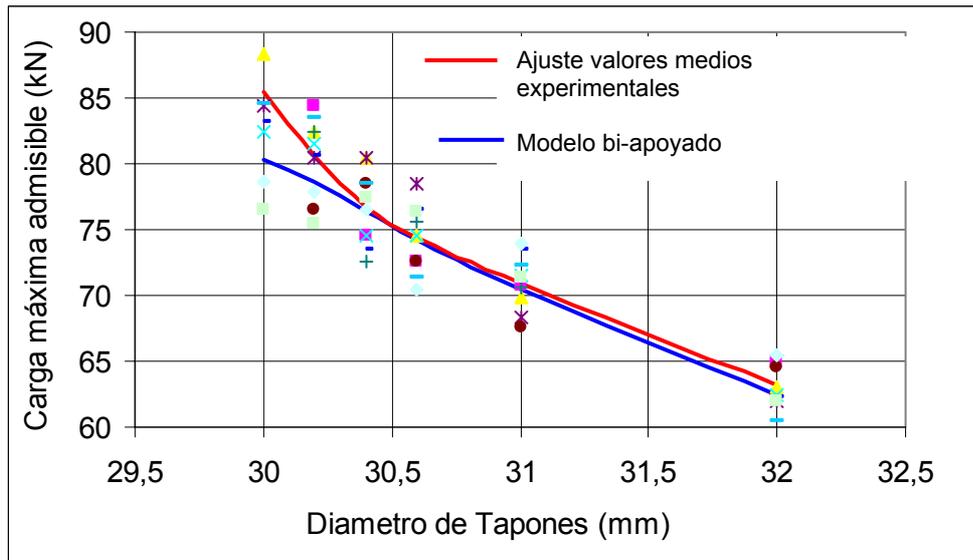


Fig. 5.31 Pruebas en cilindros con tapones de diferente diámetro.

En la Fig. 5.32 se presentan los resultados de las pruebas sobre cilindros oleohidráulicos equipados con tapones guía de distintos diámetros (para valorar el efecto de la imperfección) y pasador de 22 mm. También en la figura se presentan los resultados del modelo teórico propuesto (capítulo 3) para cilindro bi-apoyado.

De la gráfica (Fig. 5.32) se confirma la importancia de las imperfecciones iniciales sobre la capacidad de carga de los cilindros oleohidráulicos. Al pasar de 0,136 a 0,802 grados de imperfección inicial se observa una disminución de la capacidad de carga en un 26 %.

Por otra parte de la gráfica se colige que el modelo propuesto para un cilindro oleohidráulico considerado como elemento estructural escalonado con apoyos ideales (sin rozamiento) e imperfección inicial, permite estimar la capacidad de carga con muy buena aproximación, si se compara con los resultados experimentales.



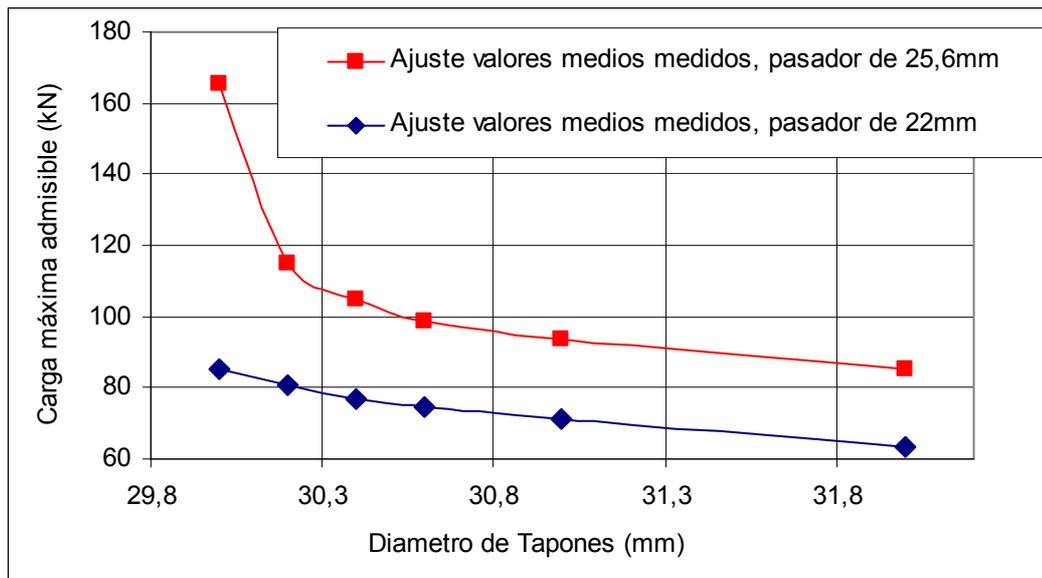
D. tapón (mm)	30	30,2	30,4	30,6	31	32
Imperfección inicial Θ_1 (grados)	0,136	0,198	0,275	0,341	0,473	0,802

Fig. 5.32 Comparación entre resultados experimentales y teóricos (modelo propuesto) para cilindros oleohidráulicos con distintas imperfecciones iniciales, y con pasador de 22mm de diámetro.

Con todas las experiencias realizadas hasta este momento, estamos en condiciones de comparar la capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos con dos condiciones de articulación distintas, en las que presuponemos un comportamiento sin restricciones, prácticamente sin rozamiento (pasador de 22mm), y un comportamiento con restricción manifiesta (pasador ajustado de 25,6mm).

En la Fig. 5.33 se muestra comparativamente los ajustes de los valores medios de la capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos con pasadores de 22 y 25,6mm.

En esta figura podemos ver que, para una misma imperfección inicial, por ejemplo, para el tapón guía de diámetro interior 30mm, la imperfección inicial equivalente es 0,136 grados obtenemos que el valor medio de la capacidad de carga con pasador de 22mm es de 85,4 kN, mientras que para pasador de 25,6 es de 165 kN, lo que representa duplicar su capacidad de carga.



D. tapón (mm)	30	30,2	30,4	30,6	31	32
Imperfección inicial Θ_1 (grados)	0,136	0,198	0,275	0,341	0,473	0,802

Fig. 5.33 Valores experimentales con pasador de 25,6mm y 22mm.

Definitivamente queda puesta en evidencia la importancia del comportamiento de las articulaciones frente a las imperfecciones iniciales. La presencia de una restricción importante como consecuencia de las fuerzas de contacto modifica sustancialmente el comportamiento del cilindro oleohidráulico como elemento estructural bi-apoyado ideal para pasar a elemento estructural bi-empotrado.

La forma más fácil de corroborar esta interpretación es aplicar el modelo teórico propuesto en el capítulo 3 (apartado 3.5.2 y sistema matricial (Fig. 3.12)), para un elemento estructural escalonado bi-empotrado y con imperfección inicial.

En la Fig. 5.34 se comparan los resultados obtenidos experimentalmente con los resultados del modelo teórico propuesto, considerando además la importancia de las fuerzas de contacto parametrizadas con la ayuda de un coeficiente de rozamiento equivalente. La figura presenta los coeficientes de fricción equivalentes entre los cuales se encuentran todos los valores medidos para cada tapón guía. Así por ejemplo para el tapón de 30mm (original) el coeficiente de fricción se encuentra entre 0,07 y 0,09.

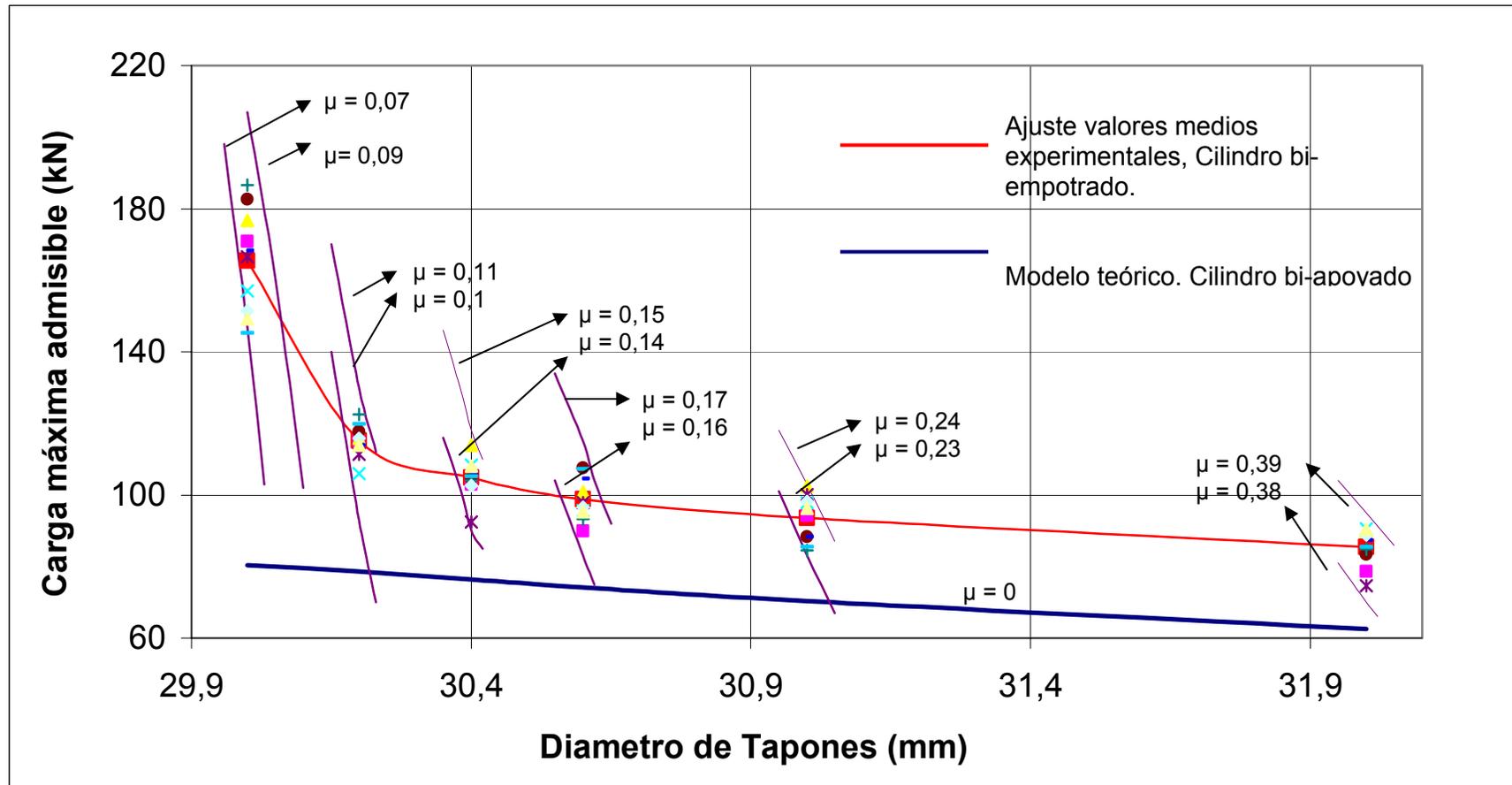


Fig. 5.34 Comparación entre los resultados teóricos y experimentales, pasador de 25,6 (comportamiento bi-empotrado). Coeficientes de fricción equivalente entre 0,07 a 0,39.

El modelo propuesto permite estimar una buena aproximación de la capacidad de carga cuando se conocen la imperfección inicial y el coeficiente de rozamiento equivalente. Evidentemente los resultados del modelo quedan condicionados por el conocimiento lo mas preciso posible del coeficiente de rozamiento equivalente. El coeficiente de rozamiento varía sustancialmente con el acabado de las superficies en contacto y el estado de cargas a que está sometida la articulación. En el caso particular que nos ocupa (Fig. 5.35), debido a la presencia de la imperfección inicial del cilindro oleohidráulico es muy difícil estimar este coeficiente. Esto justifica el hecho de haber optado por representar los resultados del modelo propuesto tomando el coeficiente de rozamiento equivalente como parámetro.

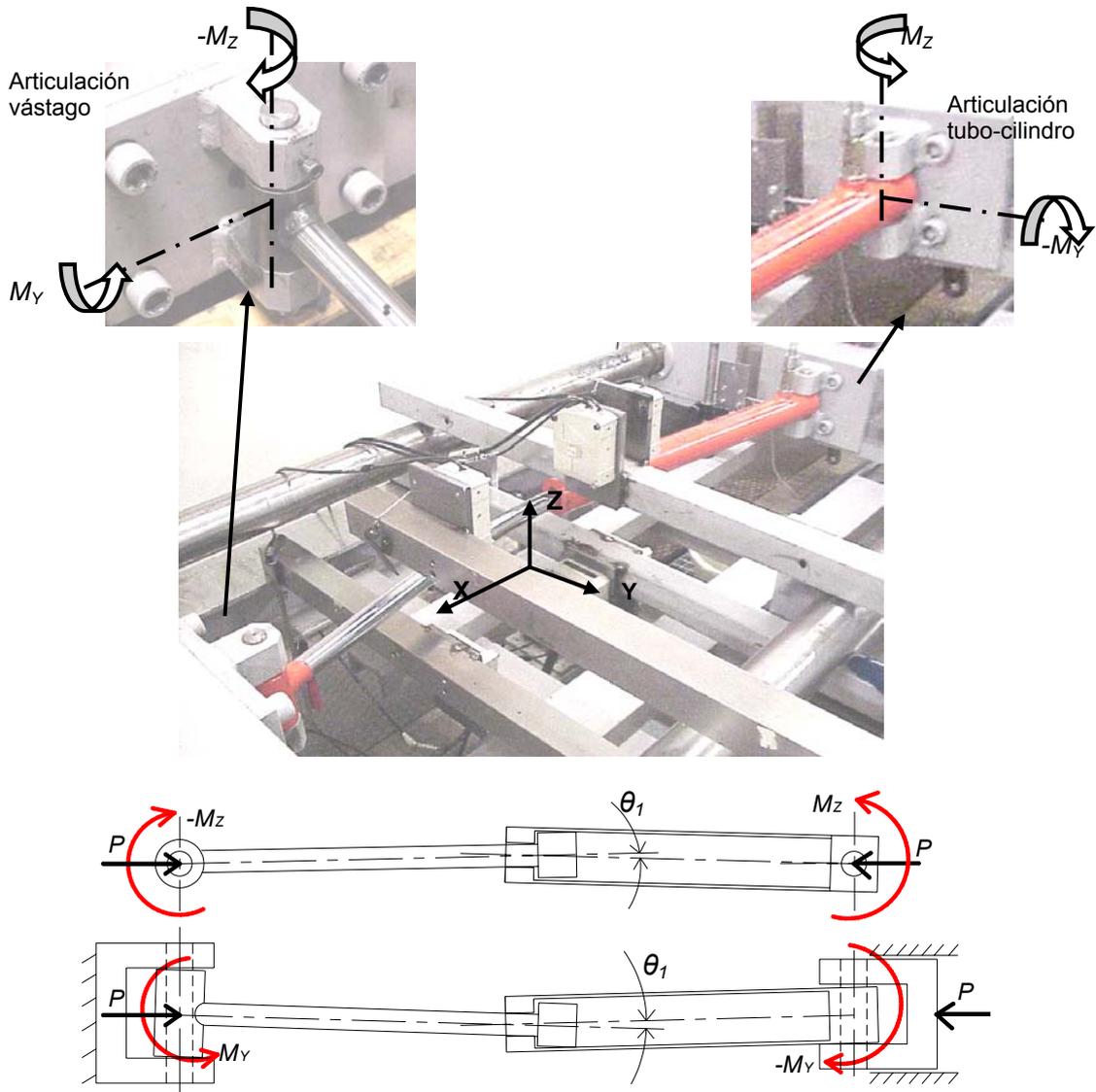


Fig. 5.35 Momentos de empotramiento presentes en pruebas de cilindros oleohidráulicos con pasador ajustado (25,6 mm).

Hay que tener presente que los efectos del par M_Y tienden a aumentar significativamente el par M_Z . A partir de este momento el par M_Z será denominado momento total de rozamiento.

La Fig. 5.35 presenta la foto de un cilindro oleohidráulico doblado (por fluencia del material) después que el momento total por rozamiento (coeficiente de fricción equivalente) ha superado el momento de empotramiento presente en las articulaciones. Este momento total de rozamiento en cada articulación se puede expresar como:

$$M_{\text{Total}} = \mu_{\text{eq}} \cdot P \cdot \frac{d_p}{2} \quad (5.6)$$

Donde μ_{eq} es el coeficiente de rozamiento equivalente en la articulación.

En la referencia (Marks [15] Pag. 3-34) podemos observar que el coeficiente de fricción entre superficies metálicas (pasador – cabezal) es del orden de 0,07. Para el caso en que la imperfección inicial θ_1 sea muy pequeña cabe suponer que el coeficiente de rozamiento equivalente será del mismo orden que el coeficiente de rozamiento estático entre el pasador y el cabezal, habida cuenta que el par M_Y no existe o es despreciable. Este valor pone de relieve la validez de los resultados presentados en la Fig. 5.35 en relación, en este caso, a la carga admisible para el tapón guía de 30mm.

Queda en este modelo por demostrar cómo varía el coeficiente de rozamiento equivalente con el aumento de la imperfección inicial. Esto, sin embargo no nos condiciona habida cuenta que en los ensayos experimentales realizados se han buscado situaciones exageradas para poner en evidencia sus efectos.

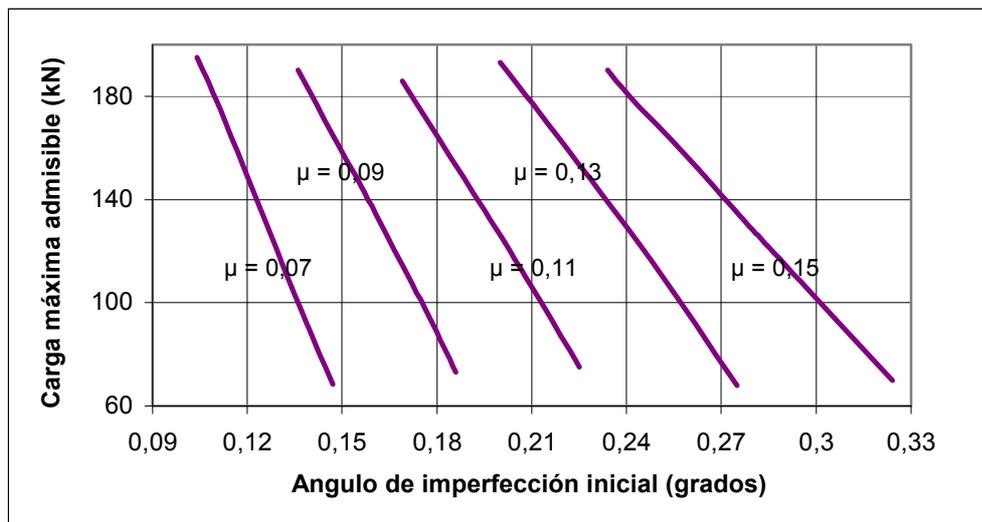
Los procesos de fabricación convencionales de cilindros oleohidráulicos permiten construir con tales tolerancias, que el nivel de imperfección máximo es del orden de $0,15^\circ$, el cual, en el peor de los casos, puede duplicarse, como consecuencia del desgaste de los anillos guía Fig. 5.23. Téngase presente que hemos extrapolado nuestros experimentos hasta valores de la imperfección inicial de $0,8^\circ$.

Como conclusión en la Fig. 5.36 se presentan una gráfica que de acuerdo con el modelo teórico propuesto permite evaluar la capacidad de carga de un cilindro oleohidráulico, trabajando en las siguientes condiciones reales:

- a- Comportamiento bi-empotrado.
- b- Comportamiento bi-apoyado ideal.

En el comportamiento bi-empotrado hemos considerado que las imperfecciones iniciales varían dentro del intervalo $0,1^\circ$ a $0,3^\circ$ y el coeficiente de rozamiento equivalente entre 0,07 y 0,15.

En el comportamiento bi-apoyado hemos considerado que las imperfecciones iniciales varían dentro del intervalo $0,1^\circ$ a $0,3^\circ$ y el coeficiente de rozamiento equivalente es igual a 0.



D. tapón (mm)	30	30,2	30,4	30,6
Imperfección inicial Θ_1 (grados)	0,136	0,198	0,275	0,341

Fig. 5.36 Resultados teóricos del modelo propuesto para cilindro bi-empotrado. Coeficientes de fricción entre 0,07 a 0,15

Por último y para concluir con la descripción de las pruebas experimentales, se procede a exponer los resultados obtenidos con cilindros oleohidráulicos cargados mediante una carga excéntrica.

5.3.3 Pruebas con momentos generados en los extremos

Se han realizado pruebas provocando excentricidades en extremos de tubo y vástago del cilindro 'prueba'. El tapón guía empleado ha sido el original ($\Phi=30\text{mm}$), lo que implica un ángulo de imperfección inicial de $0,136^\circ$. La Fig. 5.37 presenta tales modificaciones.

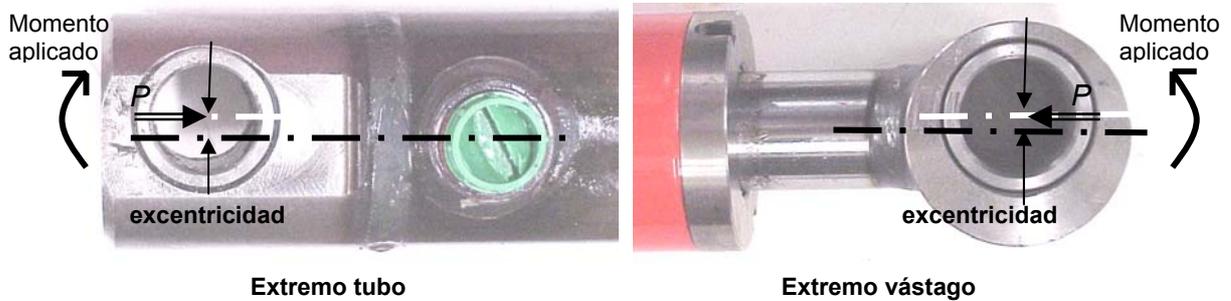


Fig. 5.37 Excentricidad provocada para generación de momentos en puntos de apoyo.

Se generaron diferentes condiciones de carga en relación a la dirección de los momentos provocados. Se emplearon pasadores de 22 mm de diámetro en los apoyos (agujero $\Phi 25,6$ mm) para evitar la presencia de restricciones excesivas, detectados anteriormente en pasadores ajustados, y poder controlar así el momento generado. La Tabla 5.5 resume los momentos aplicados y las cargas máximas admisibles obtenidas experimentalmente, y con base en el modelo propuesto, para cilindros bi-apoyados con momentos externos aplicados (capítulo 3, apartado 3.3.1).

Los resultados obtenidos (Tabla 5.5) muestran una disminución de la capacidad de carga del cilindro con la presencia de momentos en los puntos de apoyo. Es de mencionar que en todas las pruebas realizadas, independiente de la imperfección inicial, la dirección del momento ha definido la forma de deflexión del cilindro, es decir, que los momentos aplicados dominaron sobre la imperfección inicial, la forma de la deflexión del cilindro.

Se observa además en la Tabla 5.5 que un momento aplicado en el punto de apoyo del vástago tiene mayor influencia sobre la capacidad de carga del cilindro oleohidráulico, que el mismo momento aplicado en el punto de apoyo del cilindro (tubo); lo cual se justifica por la superioridad del momento de inercia del cilindro-tubo con relación al vástago.

Momento aplicado en puntos de apoyo		Carga max. Admisible (kN)	
Apoyo cilindro	apoyo vástago	Exper.	Teórico
0	0	88,3	80,55
0	$P \times 1\text{mm}$	76,6	74,30
0	$P \times 4\text{mm}$	66,7	61,72
$P \times 1\text{mm}$	0	78,5	77,13
$P \times 4\text{mm}$	0	70,6	68,69
$P \times 1\text{mm}$	$P \times 1\text{mm}$	72,6	71,58
$P \times 4\text{mm}$	$P \times 4\text{mm}$	58,9	55,59
$P \times -1\text{mm}$	$P \times 1\text{mm}$	78,5	77,29
$P \times -4\text{mm}$	$P \times 4\text{mm}$	71,5	69,49

Tabla 5.5 Momentos aplicados y la carga crítica medida experimentalmente

Los resultados teóricos del modelo concuerdan con muy buena aproximación sobre los resultados experimentales obtenidos. Tal diferencia se justifica, entre otras razones, debido a que aunque se emplee un pasador de 22 mm en agujero de 25,6mm en las articulaciones (para eliminar el efecto de empotramiento), no se logran apoyos ideales (rozamiento nulo), lo cual se ve reflejado en la leve superioridad de los valores experimentales con respecto a los teóricos.

Con este último ensayo hemos puesto fin a la fase experimental, a la interpretación de resultados y validación del modelo propuesto. A lo largo de este capítulo se ha puesto en evidencia la buena concordancia entre los resultados teóricos y los experimentales. En el anexo C hemos considerado oportuno incluir unas pruebas de rotura después del colapso. Entendemos que estas pruebas complementan la base de datos experimentales elaborada a lo largo de esta tesis.

A título de conclusión final y como recomendación podemos afirmar que los efectos de rozamiento siempre deben minimizarse al máximo, tanto si es a favor o en contra de la capacidad de carga.

En aquellas aplicaciones donde el cilindro oleohidráulico acciona un mecanismo y las acciones del rozamiento van en contra de la capacidad de carga, se aconseja calcular el cilindro oleohidráulico con un momento externo aplicado en la articulación del lado vástago (lado más débil) y de valor igual al producto de la carga axial aplicada multiplicada por una excentricidad aparente, de valor $\mu \frac{d_p}{2}$ (μ coeficiente de rozamiento y d_p el diámetro del pasador).