

## 8. MODELO DE UNA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

Una vez resuelta la transferencia de calor en ambas cámaras y una vez conseguida la caracterización de la restricción que las separa en función de su geometría y de las variables que intervienen en el proceso, ha llegado el momento de desarrollar un modelo de predicción para la suspensión neumática, que a su vez sirva para contrastar los modelos de diagnóstico resueltos con anterioridad.

### 8.1 Modelo de predicción

En el modelo de predicción, interesará evaluar las variaciones de la presión y de la temperatura en los recintos, conocidas las características de actuación de la restricción y la transferencia de calor entre las cámaras y el ambiente.

Conocida el área efectiva de la restricción ( $A_{ef} = C_D \cdot A$ ) y los valores  $p$ ,  $T$  en ambas cámaras, se está en condiciones de evaluar mediante las ecuaciones del capítulo 6, los gastos máxicos entre cámaras  $dm_2/dt$  y  $dm_1/dt$ .

Una vez se ha obtenido el coeficiente global e instantáneo  $\alpha$  de transferencia de calor en función del tiempo es posible determinar  $dQ_2/dt$  y  $dQ_1/dt$ .

Con las ecuaciones del capítulo 3, se podrá determinar la presión y calcular la temperatura del gas en ambas cámaras, a partir de las derivadas previamente calculadas.

A continuación se muestra un esquema (Fig. 102) donde pueden interpretarse los diferentes inputs y outputs correspondientes al modelo de predicción planteado.

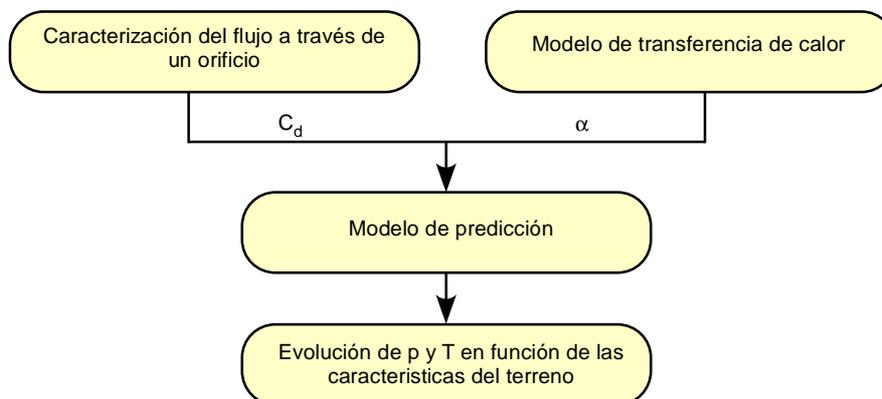


Fig. 102: Diagrama de bloques representativo del modelo de predicción

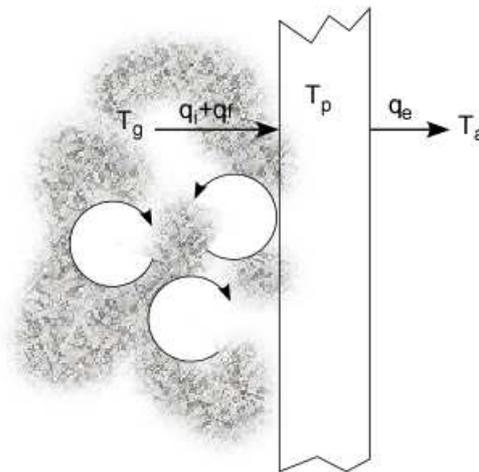
## 8.2 Estimación de la temperatura de la pared

Para la resolución del modelo de predicción expuesto en el apartado anterior, será preciso conocer la evolución de la temperatura de la pared. Por esta razón, se hace necesaria la disquisición correspondiente para estimar con la máxima precisión posible la evolución de esta variable.

La pared del cilindro, tal como se esquematiza en la Fig. 103, está expuesta a un flujo calorífico en su cara interna debido a la temperatura del fluido de trabajo y a otro debido a la fricción del émbolo, mientras que su pared externa está expuesta a la convección con la temperatura ambiental. Mientras no se alcance un equilibrio entre ambos la pared irá acumulando energía y en consecuencia la pared aumentará su temperatura.

$$\dot{q}_f + \alpha_g A_g (\bar{T}_g - \bar{T}'_p) - \alpha_a A_a (\bar{T}'_p - T_a) = mc_v \frac{d\bar{T}'_p}{dt} \quad (8.1)$$

Para obtener una estimación de la variación de dicha temperatura con el tiempo puede aplicarse el principio de conservación de la energía y efectuarse algunas hipótesis simplistas al objeto de obtener una relación matemática de la temperatura en función del tiempo.



**Fig. 103:** Balance térmico de la pared de la suspensión.

Hipótesis: Los siguientes flujos medios se mantienen constantes en el tiempo:

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

Condiciones de contorno:  $t = 0, T_p = T_a$ .

$$t = \int_0^t dt = \int_{T_{amb}}^{\bar{T}_p} \frac{mc_v}{\dot{q}_f + \alpha_g A_g (\bar{T}_g - \bar{T}'_p) - \alpha_a A_a (\bar{T}'_p - T_a)} d\bar{T}'_p \quad (8.2)$$

Integrando se resuelve que:

$$\bar{T}_p = \bar{T}_{p,\infty} (1 - e^{-t/\tau}) \quad (8.3)$$

siendo

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

y

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

**Tabla 10:** Propiedades térmicas del acero.

	<b>Acero</b>
Densidad ( $\rho$ )	$7.87 \cdot 10^3$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Capacidad específica (c)	447 [J/(kg·K)]
Conductividad térmica (K)	80.2 [W/(m·K)]
Difusividad térmica (a)	$2.2798 \cdot 10^{-5}$ [m <sup>2</sup> /s]

Habida cuenta la capacidad térmica de las paredes de la suspensión neumática frente al calor que puede ser transferido y sustraído por los gases en contacto con ella, es lícito suponer que la temperatura de la pared se mantiene constante durante el ciclo y recalcularse su nuevo valor ciclo a ciclo, véanse ecuaciones (8.4) y (8.5). Este procedimiento simplifica enormemente el cálculo sin apreciable merma en la exactitud de los resultados puesto que el cambio experimentado por la temperatura media de la pared durante un ciclo es de unas décimas de grado. En principio las propiedades físicas del material (Tabla 10) pueden ser tomadas constantes, no obstante, pueden ser recalculadas si se quieren en función del nuevo valor de la temperatura.

Así, el aumento de temperatura medio experimentado por el material durante un ciclo será:

$$\Delta \bar{T}_p = \frac{1}{m_p c_{v,p}} (\Delta Q_g - \Delta Q_r + \Delta Q_f) \quad (8.4)$$

entendiendo  $\Delta \bar{T}_p$  como:

$$\Delta \bar{T}_p = (\bar{T}_p)_{i+1} - (\bar{T}_p)_i \quad (8.5)$$

Recordando que el calor transferido o sustraído por el gas de trabajo a la pared, puede ser evaluado a partir

$$\Delta Q_g = \oint \alpha_g A_g (\bar{T}_{pg} - T_g) dt \quad (8.6)$$

donde  $T_{pg} \equiv T_p$ . Si se desea, la ecuación anterior puede ser expresada a partir de la constante térmica  $\tau$  experimental introducida en el apartado 7.1.

$$\Delta Q_g = \oint \frac{c_v m_g}{\tau} (\bar{T}_{pg} - T_g) dt \quad (8.7)$$

Por otra parte, el calor sustraído o transferido de la pared al fluido que envuelve a la suspensión  $\Delta Q_r$  se realiza por convección forzada si la suspensión está instalada en un vehículo en marcha. En cambio, la convección es natural para el caso que ocupa, un banco de ensayos. Por lo tanto, se ha evaluado el coeficiente de transferencia de calor para la convección natural sobre las paredes externas de cilindro verticales de longitud  $L \gg D$  mediante expresiones empíricas [18], tal y cómo se ha expuesto en el apartado 7.4.

Tales expresiones permiten determinar el coeficiente de transferencia de calor  $\alpha_r$  para temperaturas de pared y del medio ambiente  $T_r$  constantes. Con lo que durante un ciclo de trabajo,

$$\Delta Q_r = \oint \alpha_r A_r (\bar{T}_{pg} - T_r) dt \quad (8.8)$$

### 8.3 Validación del modelo

Una vez expuesto el modelo de predicción, únicamente resta contrastar su bondad mediante la experimentación. Nuevamente se ha utilizado el banco de ensayos para suspensiones expuesto en el apartado 7.7.



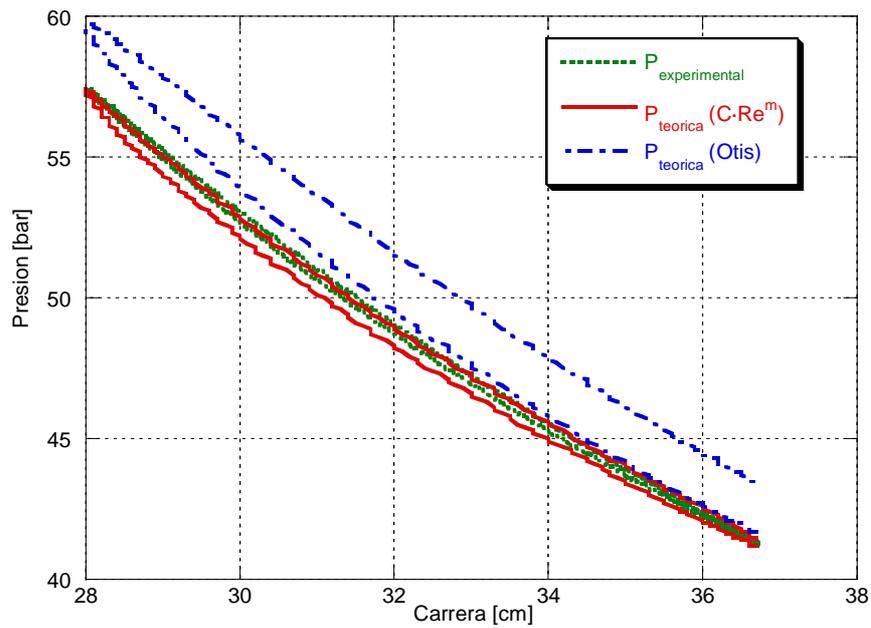
(a)



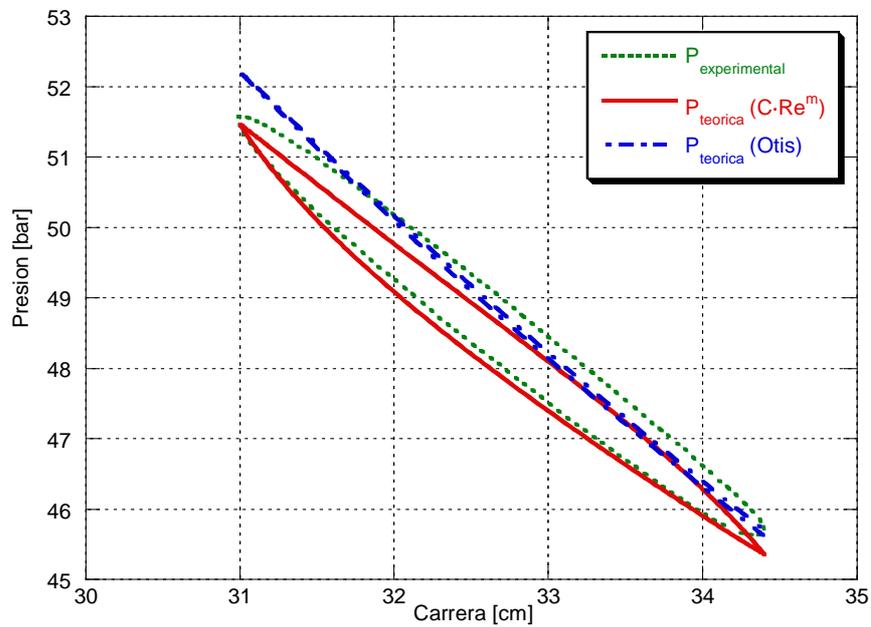
(b)

**Fig. 104:** (a) Unidad experimental sometida a una perturbación senoidal en el banco de ensayos. (b) Equipo experimental utilizado para el registro de la presión del gas y del volumen desplazado.

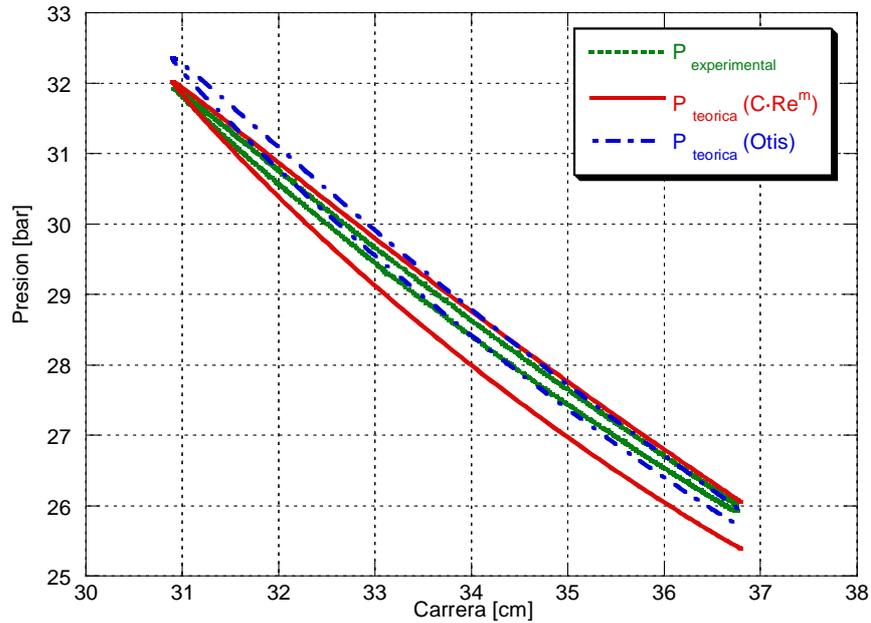
Los gráficos mostrados a continuación (Fig. 105 a Fig. 108, respectivamente) van referidos a la suspensión neumática de una única cámara y a la configuración de 2 cámaras. Se pueden observar los modelos de predicción utilizando el método de Otis y el aportado por el autor en esta Tesis Doctoral.



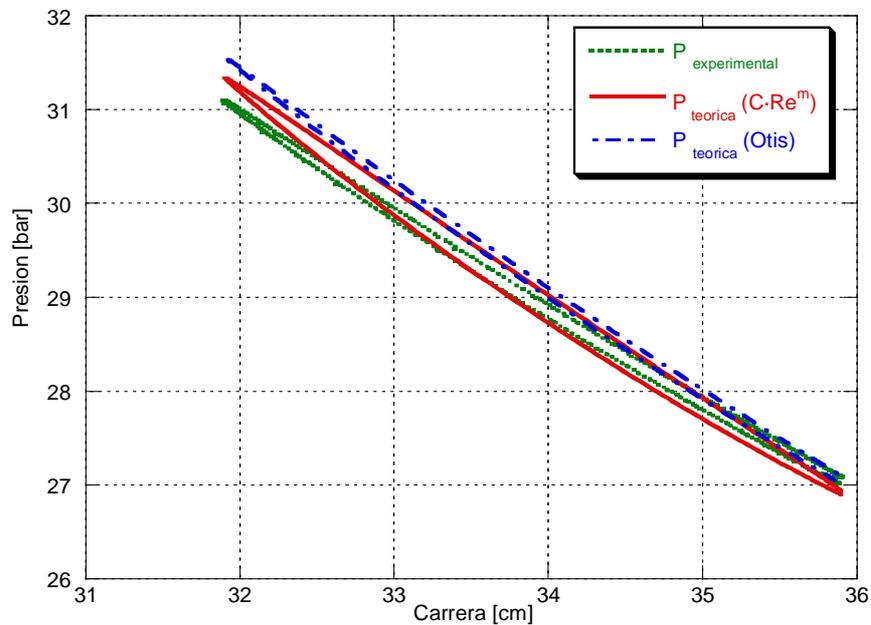
**Fig. 105:** Comparación de la presión en función de la carrera para la suspensión monocámara obtenida a partir del modelo de predicción utilizando el método de Otis y a partir del método indirecto frente al registro de presión experimental en función de la carrera para una excitación de 0.1 Hz.



**Fig. 106:** Comparación de la presión en función de la carrera para la suspensión monocámara obtenida a partir del modelo de predicción utilizando el método de Otis y a partir del método indirecto frente al registro de presión experimental en función de la carrera para una excitación de 1 Hz.



**Fig. 107:** Comparación de la presión en función de la carrera para la suspensión de doble cámara obtenida a partir del modelo de predicción utilizando el método de Otis y a partir del método indirecto frente al registro de presión experimental en función de la carrera para una excitación de 0.1 Hz.



**Fig. 108:** Comparación de la presión en función de la carrera para la suspensión doble cámara obtenida a partir del modelo de predicción utilizando el método de Otis y a partir del método indirecto frente al registro de presión experimental en función de la carrera para una excitación de 0.5 Hz.

El método de Otis, según lo visto en los gráficos anteriores (Fig. 105 a Fig. 108), no será tan preciso como la expresión obtenida a partir de la regresión multivariable de los resultados del modelo de diagnóstico. Una conclusión que no debería sorprender, puesto que el método de Otis es una técnica desarrollada para acumuladores oleohidráulicos, aunque algunos autores lo hayan aplicado a suspensiones hidroneumáticas.

## 8.4 Conclusiones

Finalmente, una vez ha sido demostrada la fiabilidad del modelo de predicción, se está en disposición de realizar un estudio detallado sobre el comportamiento tanto de la suspensión neumática de una única cámara como de la de doble cámara.

El objetivo es comprobar de qué manera influyen en el comportamiento de la suspensión tanto las distintas variables de perturbación, como la propia morfología de la unidad experimental. Es importante recordar como afectan las hipótesis de gas real e ideal en la respuesta de la suspensión neumática a unas determinadas condiciones. Finalmente interesará comparar ambas configuraciones de la suspensión, es decir, de qué forma actuarán las suspensiones de doble cámara y monocámara ante una perturbación concreta.

En primer lugar parece interesante comparar el comportamiento de la suspensión para unas condiciones determinadas frente a los procesos adiabático e isotérmico de referencia. Para ello se muestran dos esquemas representativos de la suspensión neumática simple (Fig. 109 y Fig. 110), donde podrán interpretarse los datos de los análisis realizados.

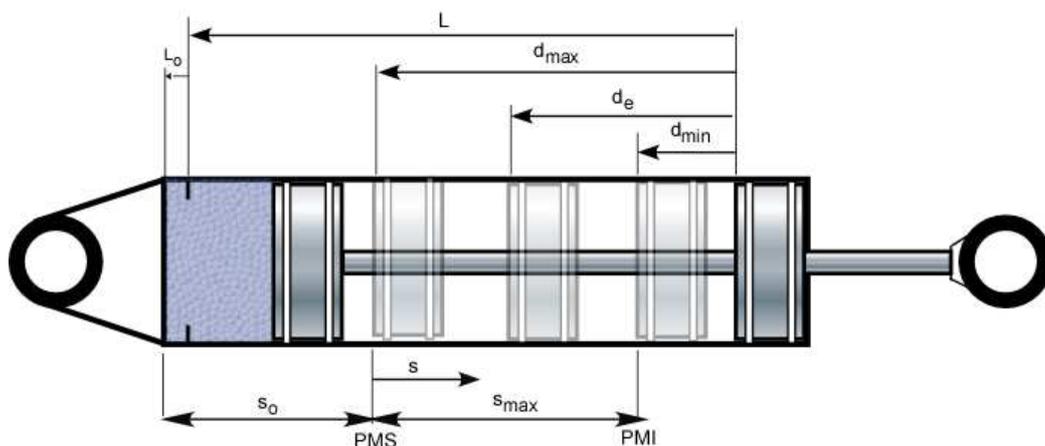
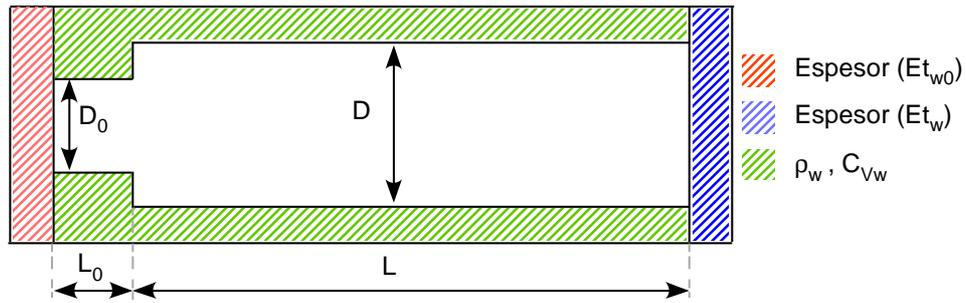


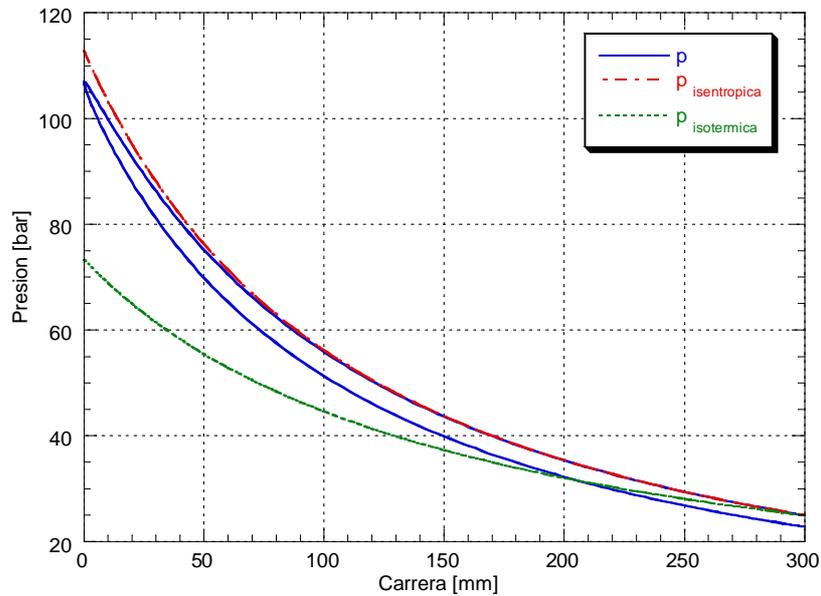
Fig. 109: Esquema suspensión neumática simple. Datos geométricos.



**Fig. 110:** Datos geométricos suspensión neumática y propiedades térmicas del material (acero).

**Tabla 11:** Datos según Fig. 109 y Fig. 110 para las gráficas de la Fig. 111 a la Fig. 129.

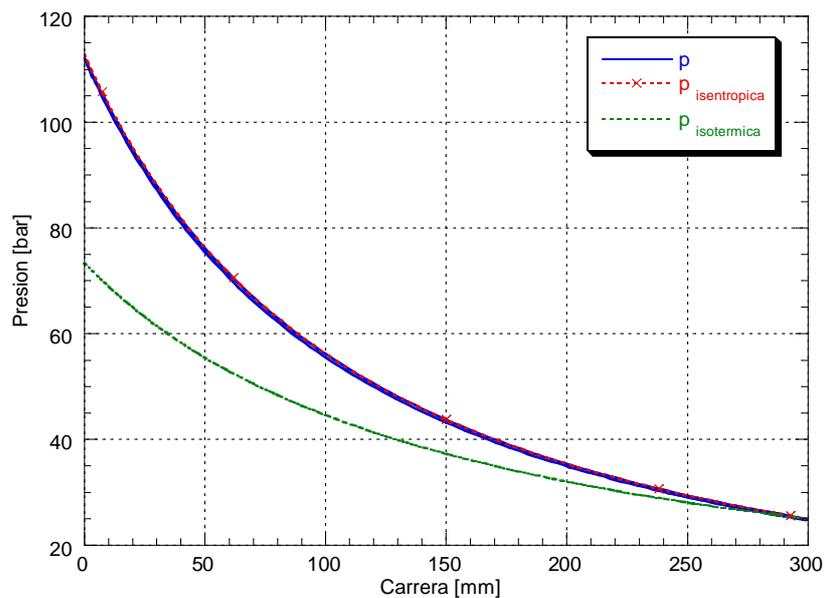
D	8 [cm]
L	40 [cm]
$L_0$	5.5 [cm]
$D_0$	4 [cm]
$D_{ext}$	9.5 [cm]
$Et_w$	2 [cm]
$Et_{0w}$	2 [cm]
$\rho_w$	7870 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_{vw}$	447 [J/kg/K]
$d_{min}$	0 [cm]
$d_e$	15 [cm]
$d_{max}$	30 [cm]
$p_{carga}$	25 [bar]
$T_{carga}$	300 [K]



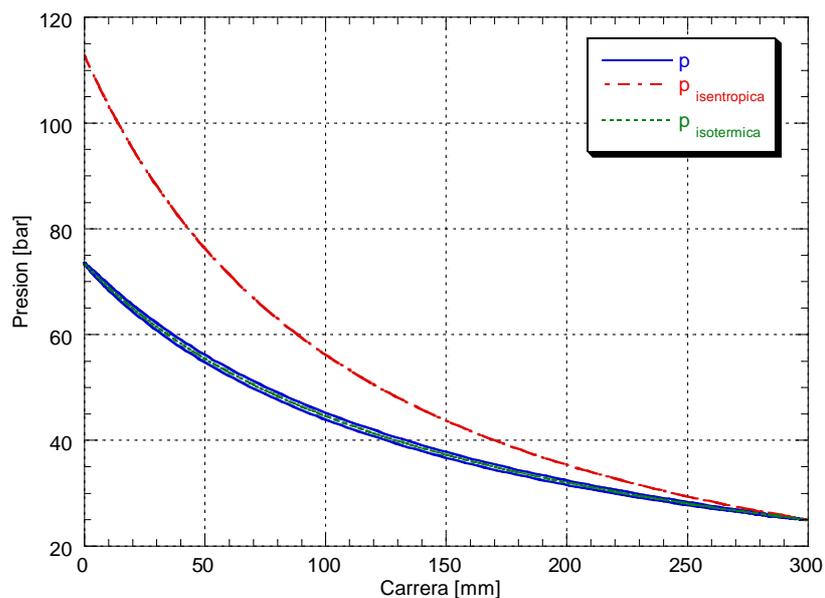
**Fig. 111:** Evolución de la presión en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 1 Hz.

Observando la figura anterior (Fig. 111), puede deducirse que para una compresión/expansión isentrópica la suspensión se comportará de una forma más rígida que en el caso de la isoterma. En ambos procesos de referencia la disipación de energía es nula, no es así para la respuesta de la suspensión a 1 Hz, cuya constante de rigidez se encuentra comprendida entre ambos procesos de referencia, tal y como se ha visto en la figura anterior (Fig. 111).

A continuación se muestra el mismo análisis pero para una frecuencia de 10 Hz (Fig. 112), en el primer caso y para una de 0.001 Hz en el segundo (Fig. 113).



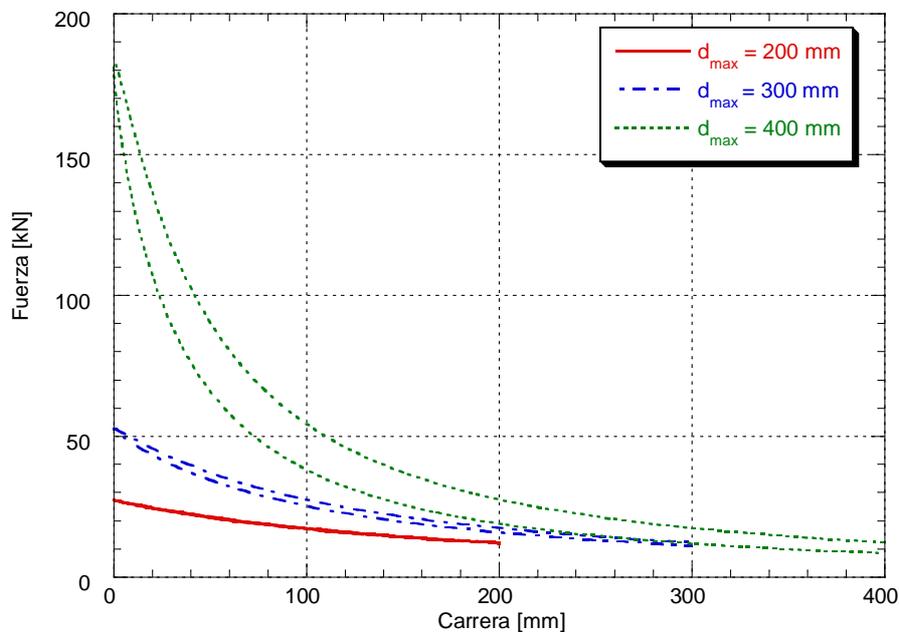
**Fig. 112:** Evolución de la presión en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 10 Hz.



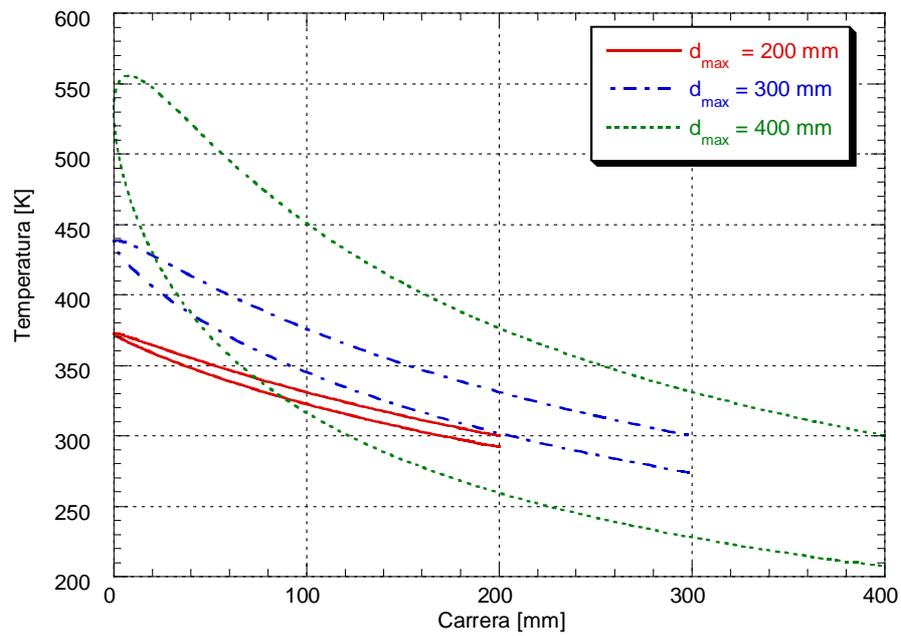
**Fig. 113:** Evolución de la presión en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 0.001 Hz.

Viendo las figuras anteriores (Fig. 112 y Fig. 113), es posible afirmar que a mayor frecuencia de excitación más adiabático será el proceso, y a menor frecuencia de excitación más isotérmico. Esta afirmación no hace más que confirmar una de las características de la suspensión neumática, la cuál se comporta de una forma más rígida a frecuencias de excitación elevadas, mientras que para frecuencias bajas su constante de rigidez es más suave.

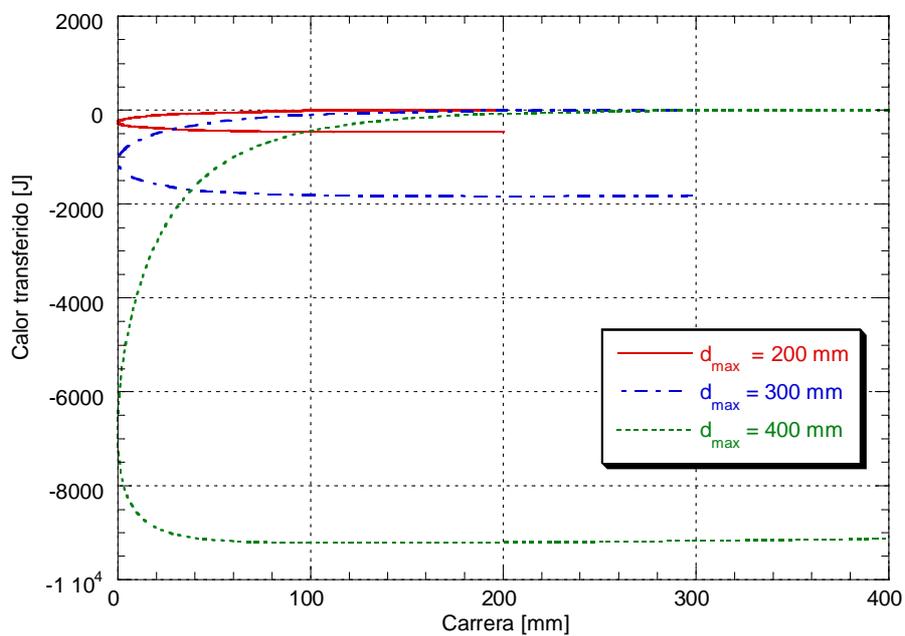
A continuación se pretende estudiar la respuesta de la suspensión de la Fig. 109, bajo diferentes perturbaciones senoidales de diferentes características. En primer lugar, se verá como responde la suspensión bajo diferentes amplitudes de excitación y en segundo lugar bajo diferentes frecuencias. Es importante señalar que se han representado únicamente los valores referentes al primer ciclo.



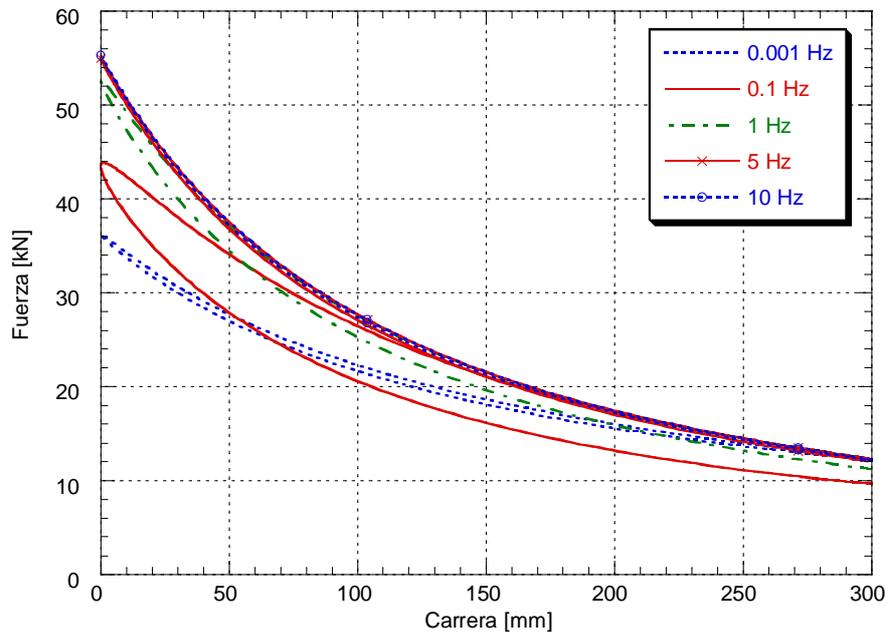
**Fig. 114:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{min} = 0$  cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.



**Fig. 115:** Evolución de la temperatura en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{min} = 0$  cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.



**Fig. 116:** Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{min} = 0$  cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.



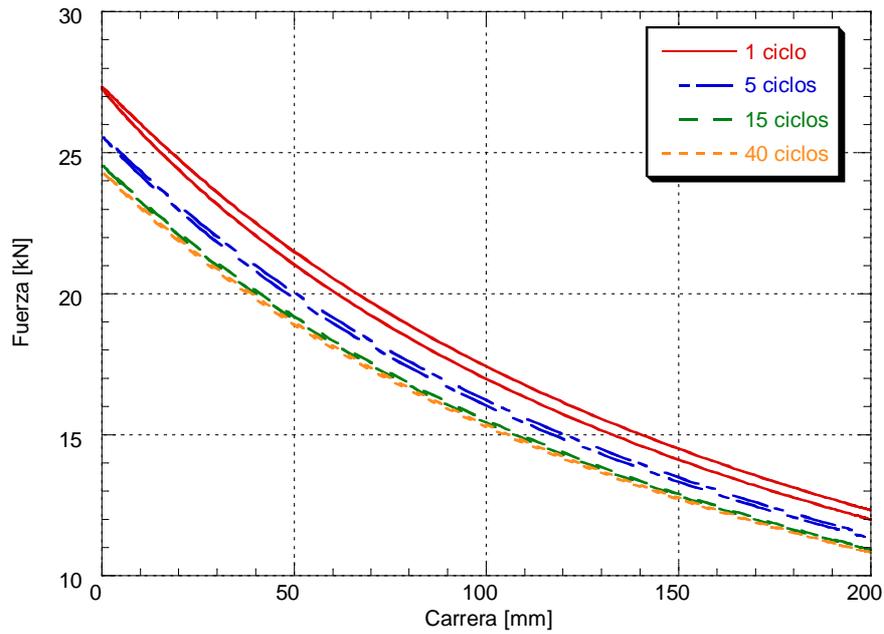
**Fig. 117:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal.

Según los gráficos observados a mayor amplitud, más pérdida de calor, mayor presión y mayor temperatura, debido a que la carrera efectiva de compresión es mayor. En el caso de la expansión es justo al contrario, a mayor carrera efectiva, más bajas serán la temperatura y la presión y en consecuencia también disminuirá el calor, como es evidente.

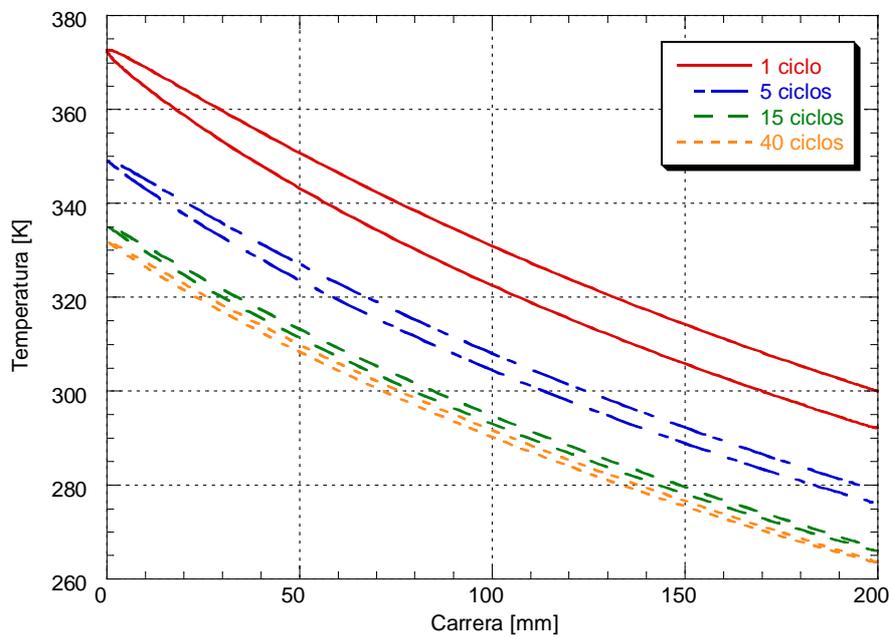
Con una perturbación de amplitud mayor, la constante elástica aumentará su rigidez y también lo hará la energía.

Para el análisis de la frecuencia de excitación, se corrobora lo visto anteriormente en los casos de comportamiento adiabático e isotérmico. Al aumentar la frecuencia de excitación aumenta la rigidez de la suspensión, en cambio la suspensión se comporta de una forma más suave en el caso de disminuir la frecuencia.

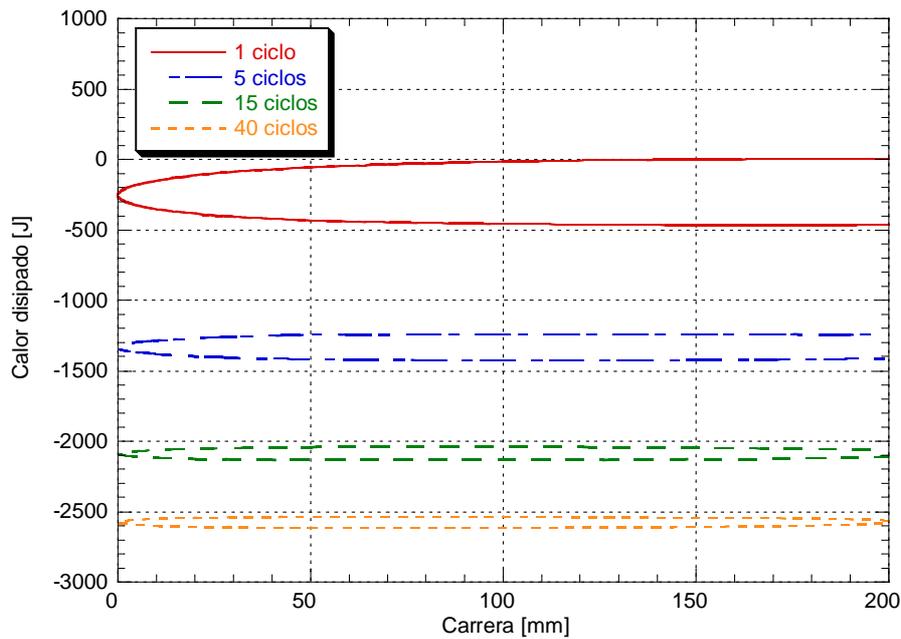
Hasta ahora, los resultados mostrados eran referentes al primer ciclo de excitación. En realidad la suspensión neumática estará sometida a un funcionamiento continuo. Por esta razón será interesante analizar el comportamiento de la suspensión en función del número de ciclos a la que es sometida.



**Fig. 118:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.



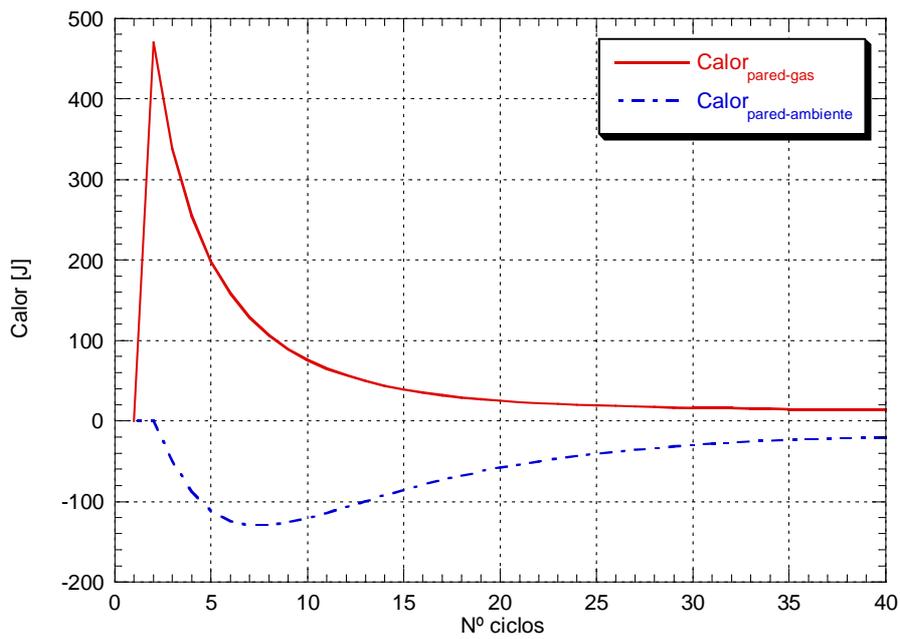
**Fig. 119:** Evolución de la temperatura en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.



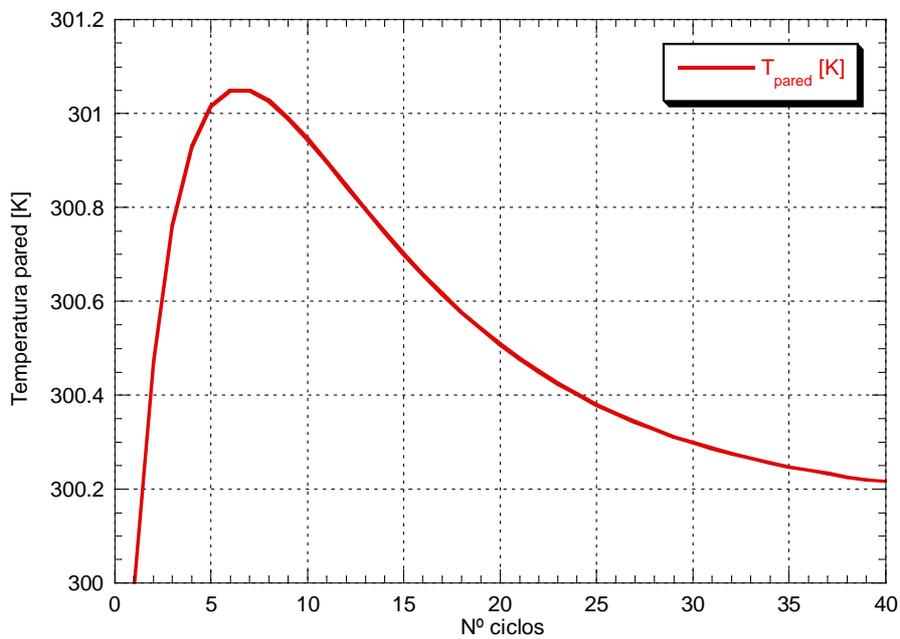
**Fig. 120:** Evolución del calor intercambiado por el gas en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

A partir de las gráficas anteriores (Fig. 118 y Fig. 120), puede deducirse que a medida que va aumentando el número de ciclos la suspensión neumática irá perdiendo rigidez y disipará menos. Este efecto es justo lo contrario de lo expuesto por Els et al. en [3]. La razón de esta discrepancia es el entorno que rodea al gas, mientras la suspensión hidroneumática de [3] sufre el efecto del calentamiento del aceite del amortiguador, en el caso que ocupa la suspensión está bajo la convección natural del aire ambiente, el cuál va enfriando la unidad experimental.

El calor transferido entre el gas y su entorno llegará a ser nulo como puede deducirse a partir de las gráficas que se muestran a continuación (Fig. 121). Es interesante ver la evolución de la temperatura de la pared, la cuál tenderá asintóticamente hacia un valor constante igual al del gas.

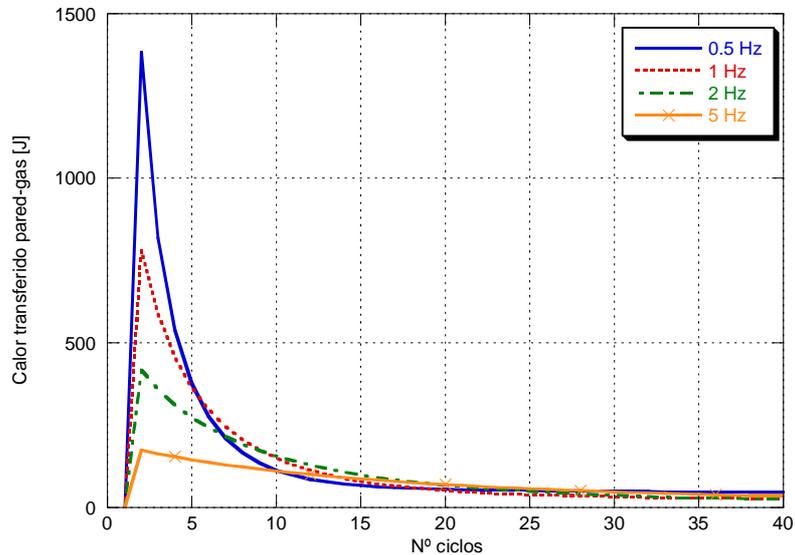


**Fig. 121:** Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior, y entre el ambiente y la pared exterior, en función del número de ciclos, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.



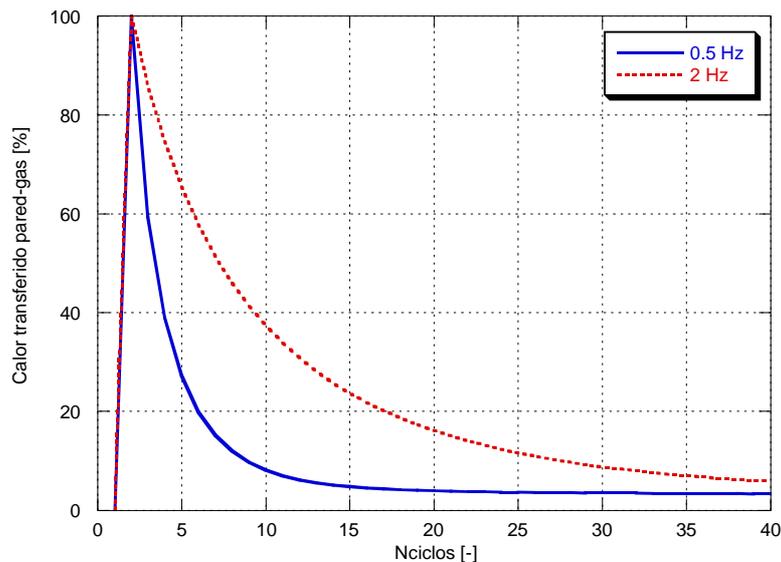
**Fig. 122:** Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

Las gráficas anteriores (Fig. 121 y Fig. 122) sugieren la necesidad de conocer qué puede ocurrir al estudiar la evolución tanto de la temperatura de la pared como del calor transferido en función de la frecuencia de excitación. Este análisis se muestra a continuación en los gráficos de las Fig. 123 a Fig. 125.

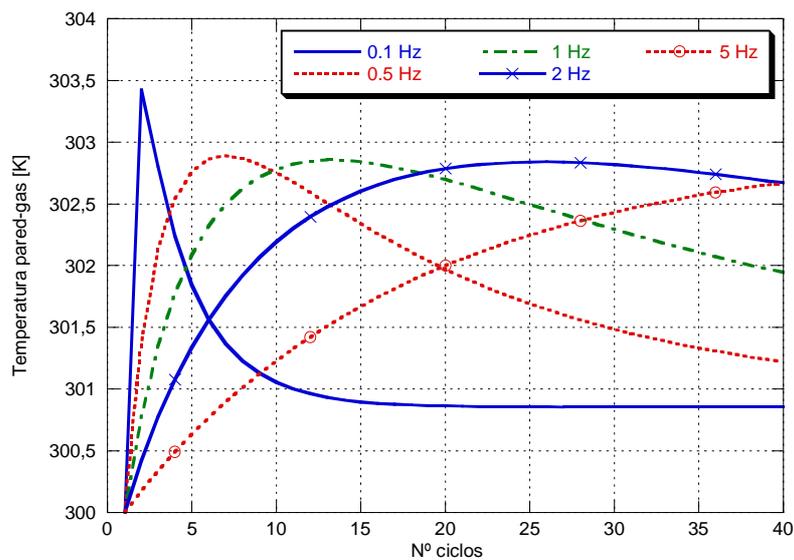


**Fig. 123:** Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en función del número de ciclos, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar.

Parece ser que en los primeros ciclos es cuando se transfiere todo el calor y en función de la frecuencia de excitación alcanzará antes o más tarde el valor de estabilización tal y como puede observarse en la siguiente gráfica (Fig. 124):



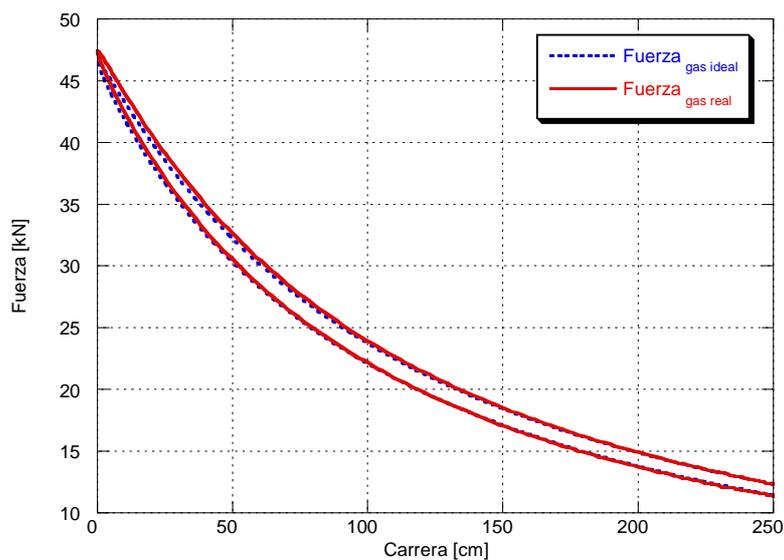
**Fig. 124:** Evolución del calor intercambiado entre el gas y la pared interior en tanto por ciento en función del número de ciclos, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 10$  cm,  $d_{\max} = 20$  cm,  $p_{\text{car}} = 50$  bar.



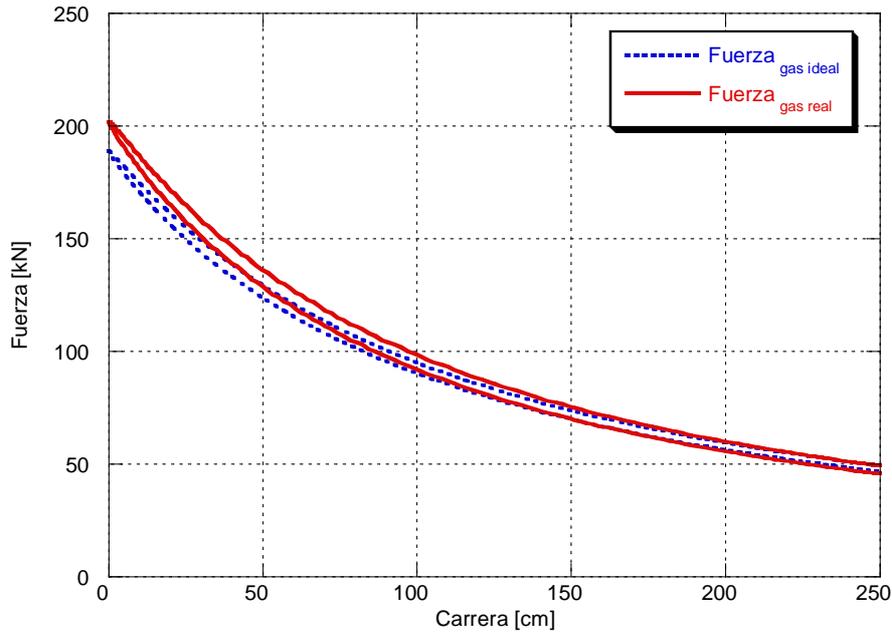
**Fig. 125:** Evolución de la temperatura de la pared en función del número de ciclos, para el N<sub>2</sub> como gas ideal. Nota: d<sub>min</sub> = 0 cm, d<sub>e</sub> = 10 cm, d<sub>max</sub> = 20 cm, p<sub>car</sub> = 50 bar.

Es importante resaltar el comportamiento de más isotérmico a más adiabático a medida que se va aumentando la frecuencia, tal y como ha podido comprobarse en la Fig. 125.

Para concluir el análisis de la suspensión neumática de una sola cámara de manera independiente, es imprescindible observar la respuesta de la suspensión según las hipótesis de gas ideal y gas real. El análisis se realizará en función de la presión de carga, para 25 y 100 bar respectivamente.

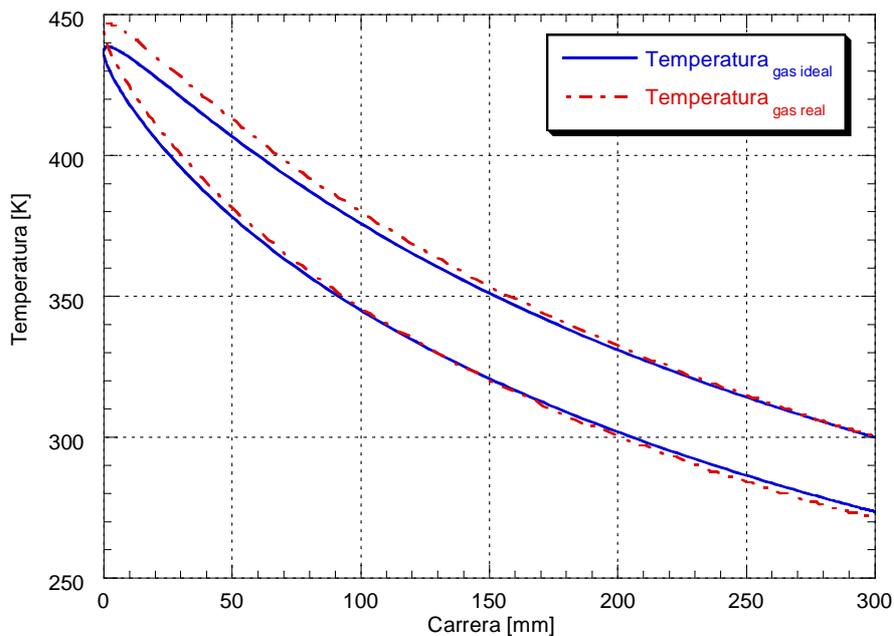


**Fig. 126:** Constante de rigidez de la suspensión neumática, para el N<sub>2</sub>. Nota: d<sub>min</sub> = 0 cm, d<sub>e</sub> = 12.5 cm, d<sub>max</sub> = 25 cm, p<sub>car</sub> = 25 bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

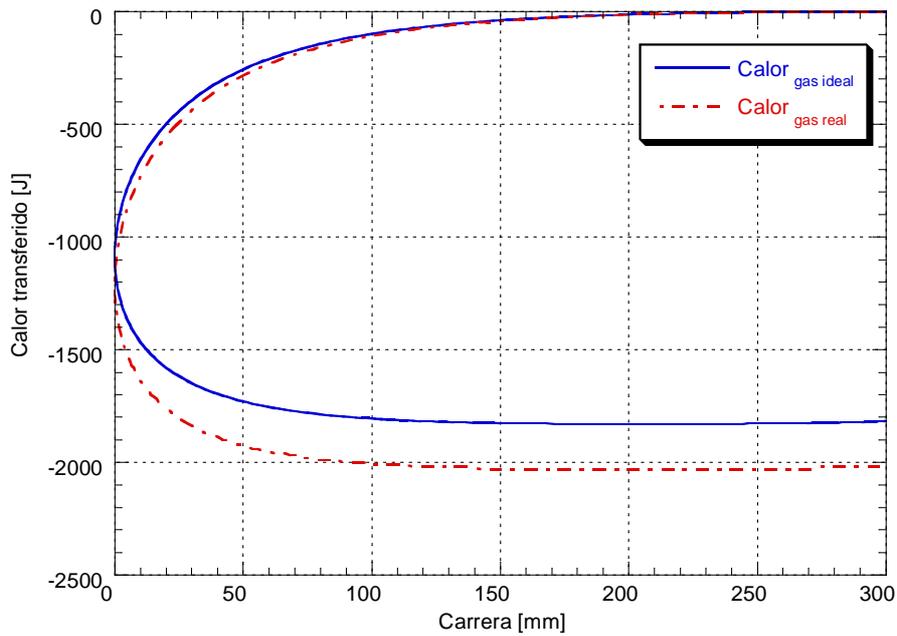


**Fig. 127:** Constante de rigidez de la suspensión neumática, para el  $N_2$ . Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 12.5$  cm,  $d_{\max} = 25$  cm,  $p_{\text{car}} = 100$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

Parece evidente que, bajo la hipótesis de gas real la suspensión neumática posee una constante elástica más rígida. No obstante, como puede observarse en los gráficos anteriores, a bajas presiones no existen apenas discrepancias entre ambas hipótesis. Aunque como se podrá comprobar a continuación (Fig. 128 y Fig. 129) las discrepancias en temperatura y calor transferido son más notables:

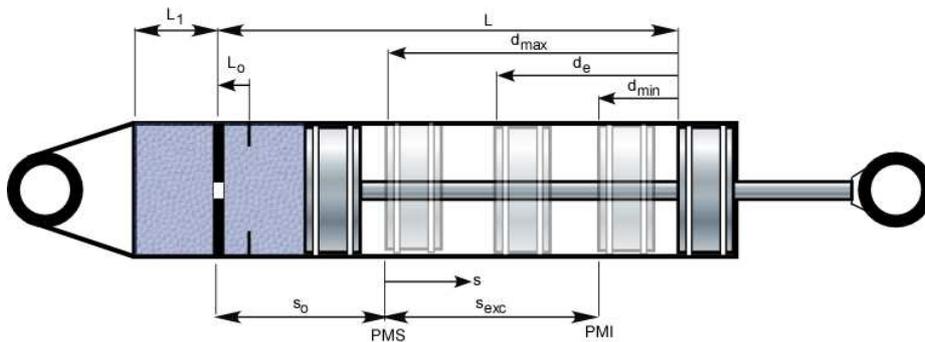


**Fig. 128:** Evolución de la temperatura en función de la carrera, para el  $N_2$ . Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 15$  cm,  $d_{\max} = 30$  cm,  $p_{\text{car}} = 25$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

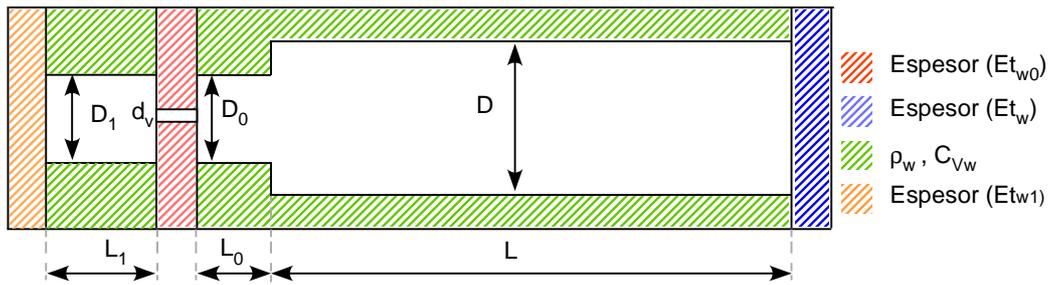


**Fig. 129:** Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para el  $N_2$ . Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 15$  cm,  $d_{\max} = 30$  cm,  $p_{\text{car}} = 25$  bar, frecuencia de excitación = 1 Hz.

El estudio independiente de la suspensión de doble cámara se realizará de forma análoga. De este modo, considerando la unidad experimental detallada en las Fig. 130 y Fig. 131, se procederá al estudio de la influencia del volumen de la cámara de volumen fijo ( $L_1$ ,  $D_1$ ), véase Fig. 130, en el comportamiento de la suspensión.



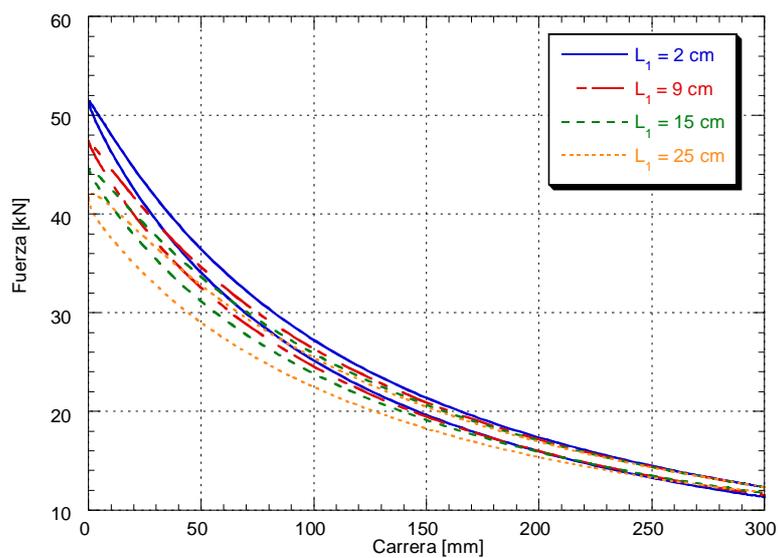
**Fig. 130:** Esquema suspensión neumática de doble cámara. Datos cinemáticos.



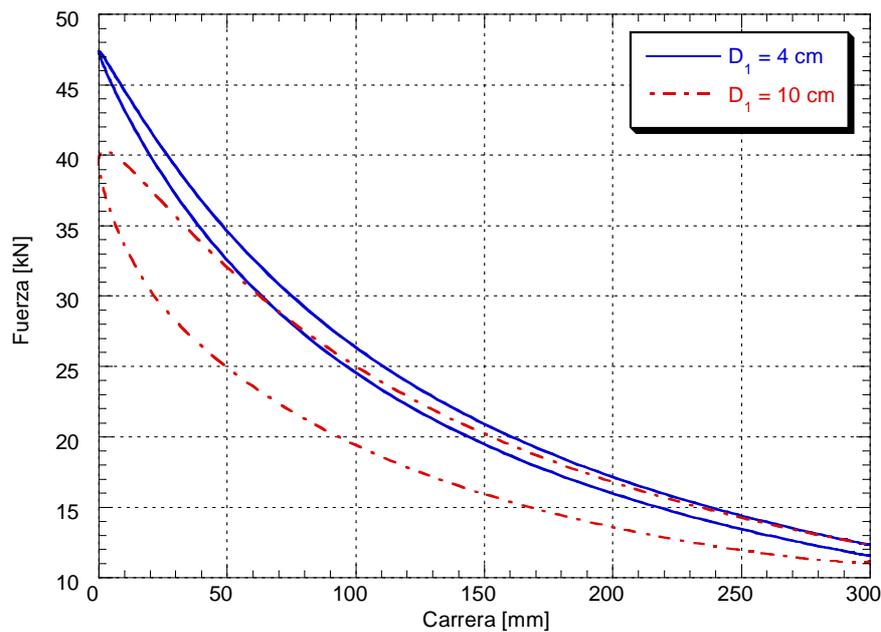
**Fig. 131:** Datos geométricos suspensión neumática y propiedades térmicas del material (acero)

**Tabla 12:** Datos según Fig. 130 y Fig. 131 para las gráficas de la Fig. 132 a la Fig. 139.

D	8 [cm]
L	40 [cm]
$L_0$	5.5 [cm]
$D_0$	4 [cm]
$D_{ext}$	9.5 [cm]
$D_1$	4 [cm]
$L_1$	9 [cm]
$D_{1ext}$	9.5 [cm]
$Et_w$	2 [cm]
$Et_{0w}$	2 [cm]
$Et_{1w}$	2 [cm]
$\rho_w$	7870 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_{vw}$	447 [J/kg/K]
$d_{min}$	0 [cm]
$d_e$	15 [cm]
$d_{max}$	30 [cm]
$d_v$	0.2 [cm]
$p_{carga}$	25 [bar]
$T_{carga}$	300 [K]



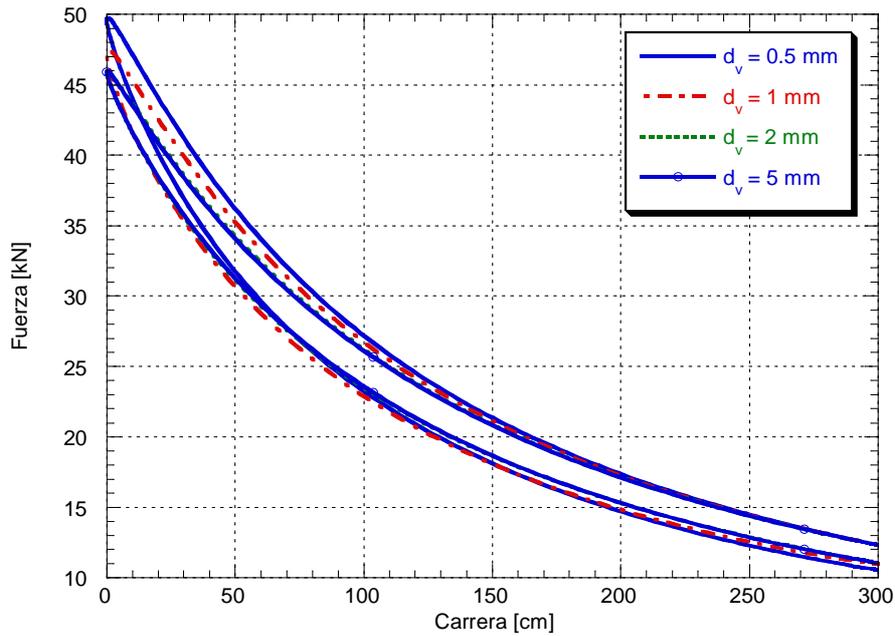
**Fig. 132:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el N<sub>2</sub> como gas ideal. Nota:  $C_D = 1$ , frecuencia de excitación = 1 Hz.



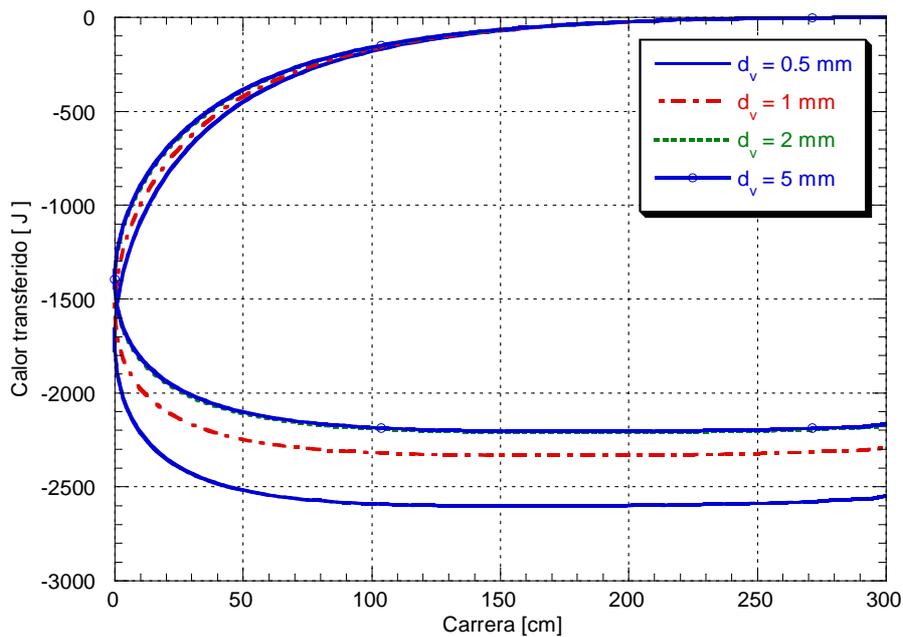
**Fig. 133:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $C_D = 1$ , frecuencia de excitación = 1 Hz.

Según el análisis realizado, el hecho de variar el diámetro en lugar de la longitud tiene el mismo efecto, puesto que se está variando de igual forma el volumen de la cámara auxiliar. El hecho de ir aumentando el volumen de la cámara auxiliar, provoca que la suspensión gane en suavidad. Las diferencias no son muy pronunciadas para el caso de la energía disipada, aunque será función del área de transferencia de calor, tal y como puede deducirse de la Fig. 133 donde la histéresis de ciclo es mayor, dado que el diámetro tiene más influencia en el tamaño del área mojada.

Aprovechando la caracterización del orificio realizada en el capítulo 6, se está en disposición de realizar un estudio paramétrico en función del diámetro del orificio de separación entre cámaras.



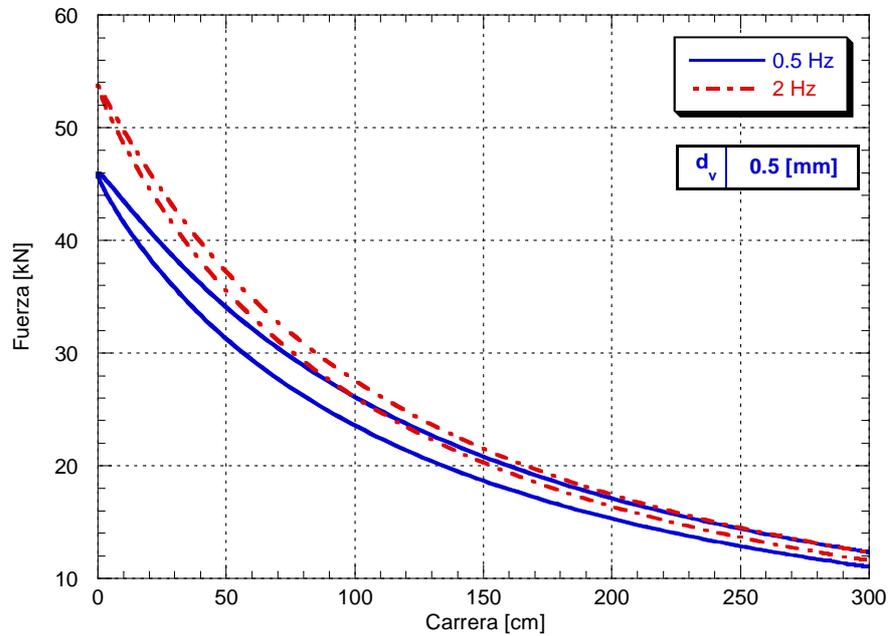
**Fig. 134:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 0.5 Hz.



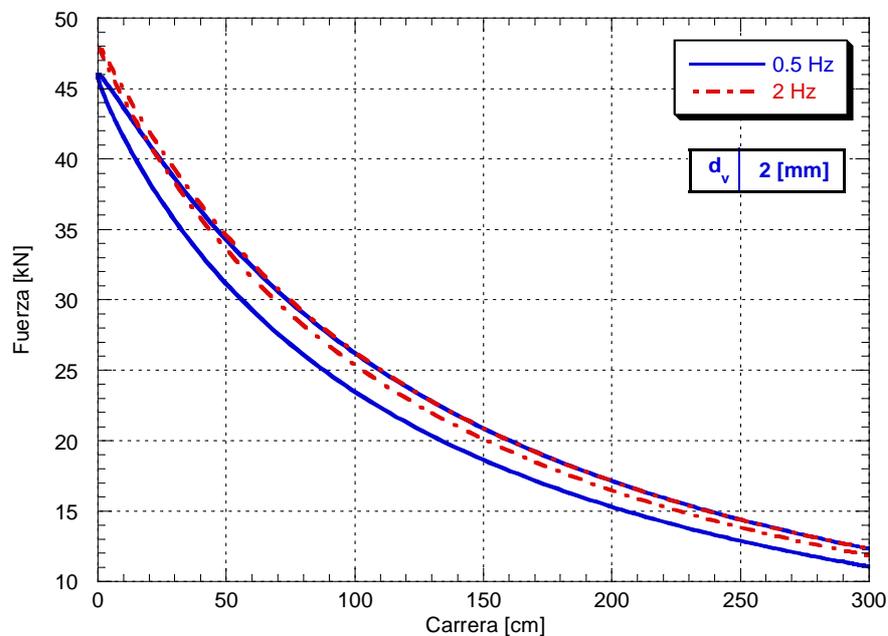
**Fig. 135:** Evolución del calor transferido por el gas en la cámara de volumen variable en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas ideal. Nota: Frecuencia de excitación = 0.5 Hz.

Parece claro que al disminuir el diámetro del orificio que separa ambas cámaras aumentan tanto la rigidez de la suspensión como la energía disipada.

Como era de esperar, el efecto de la frecuencia de excitación vendrá considerablemente condicionado por el orificio ensayado, hecho que puede comprobarse en las figuras siguientes (Fig. 136 y Fig. 137):



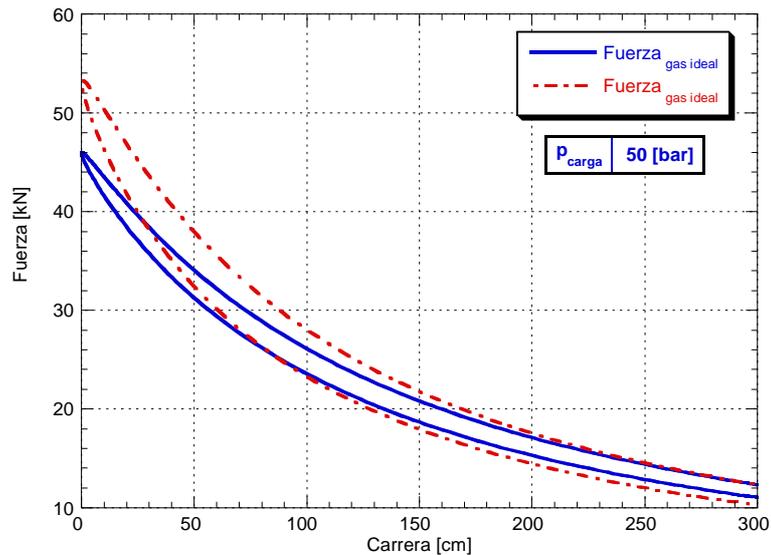
**Fig. 136:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $p_{car} = 50$  bar.



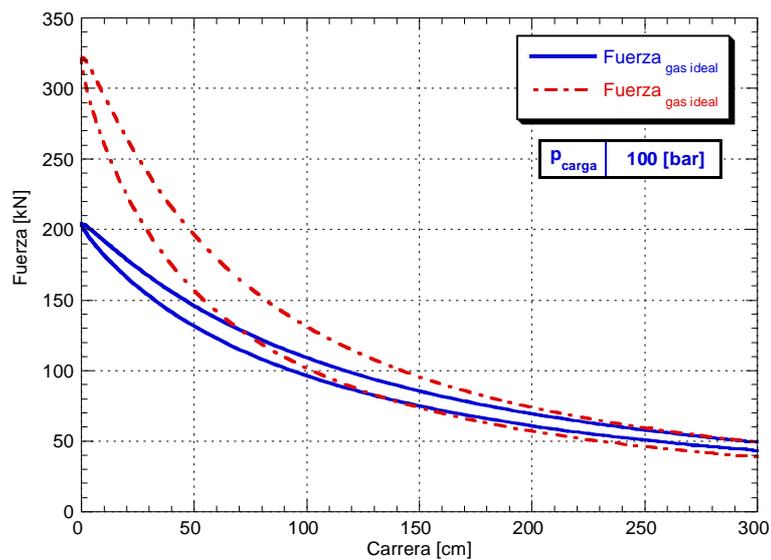
**Fig. 137:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas ideal. Nota:  $p_{car} = 50$  bar.

Para concluir, resaltar que si se desea aumentar la rigidez de la suspensión con el aumento de la frecuencia, se ha visto que lo ideal es disminuir el diámetro del orificio de separación entre ambas cámaras

En el caso de la suspensión neumática de una sola cámara se analizó la influencia de las hipótesis de gas ideal y de gas real sobre el comportamiento de la suspensión. Parece lógico que se realice un estudio análogo para el caso de la suspensión neumática de doble cámara.



**Fig. 138:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$ . Nota: Frecuencia de excitación = 0.5 Hz.



**Fig. 139:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$ . Nota: Frecuencia de excitación = 0.5 Hz.

Viendo los gráficos de las Fig. 138 y Fig. 139, se observa una mayor discrepancia entre las hipótesis de gas ideal y de gas real que en el caso de la suspensión neumática de una sola cámara. Es lógico si se tiene en cuenta que a las diferencias existentes en un proceso de compresión/expansión se le añaden las discrepancias de un sistema abierto como el se ha estudiado en el capítulo 6.

Finalmente, una vez realizados los diferentes estudios paramétricos de forma independiente, para las dos configuraciones de la suspensión neumática estudiadas en este trabajo, restaría el estudio comparativo entre ambos tipos de suspensión. Para ello, se han analizado ambos comportamientos de forma conjunta en función de los dos únicos elementos diferenciales, es decir, la cámara auxiliar y el diámetro de la restricción que separa ambas cámaras.

Recordando los esquemas referentes a la suspensión de una única cámara (Fig. 109) y a la de doble cámara (Fig. 130), se mantendrá constante la siguiente condición:

$$[L_0]_{1c} = [L_0 + L_1]_{2c}$$

Para este primer análisis y según la condición anterior, conocido el volumen en el punto muerto superior de la suspensión neumática de una sola cámara, se conservará el mismo valor para la suspensión neumática de doble cámara. Considerando que en el volumen del punto muerto superior para la suspensión de una única cámara también se tiene en cuenta el correspondiente a la cámara auxiliar.

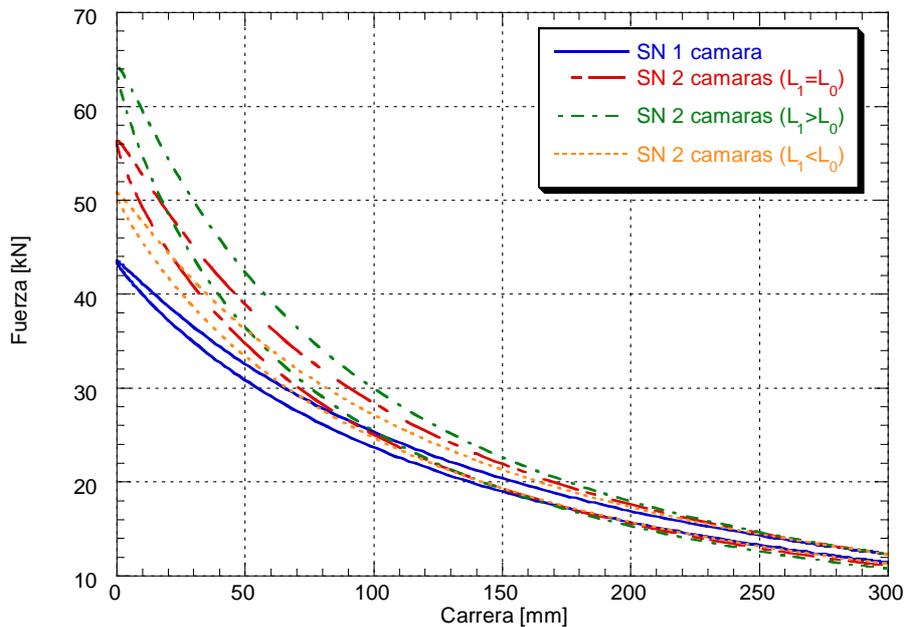
Se expondrán las evoluciones de la fuerza y del calor transferido para diferentes valores de  $L_0$  y  $L_1$  en el caso de la suspensión de doble cámara, con la condición de que la suma de ambas siempre sea la  $L_0$  correspondiente a la suspensión de cámara simple.

Los valores escogidos son: para el caso  $L_0 = L_1 = 5$  cm, para los otros dos casos se ha escogido, respectivamente, 7 y 3 cm y viceversa.

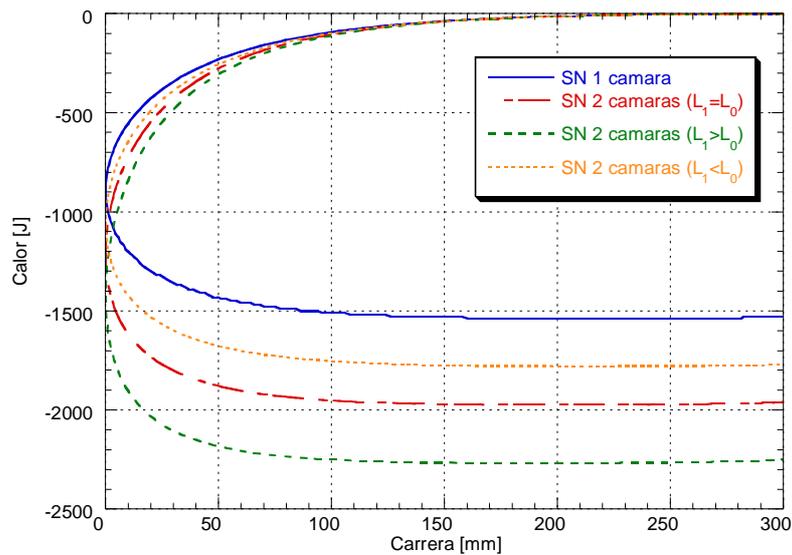
Evidentemente las evoluciones mostradas en las gráficas siguientes van referidas a la cámara de volumen variable para poder así comparar ambos tipos de suspensiones.

**Tabla 13:** Datos según Fig. 109, Fig. 110, Fig. 130 y Fig. 131 para las gráficas de la Fig. 140 a la Fig. 129.

Suspensión 1 cámara		Suspensión 2 cámaras	
D	8 [cm]	D	8 [cm]
L	40 [cm]	L	40 [cm]
$L_0$	10 [cm]	$D_0$	4 [cm]
$D_0$	4 [cm]	$D_{ext}$	9.5 [cm]
$D_{ext}$	9.5 [cm]	$D_1$	4 [cm]
$Et_w$	2 [cm]	$D_{1ext}$	9.5 [cm]
$Et_{0w}$	2 [cm]	$Et_w$	2 [cm]
$\rho_w$	7870 [kg/m <sup>3</sup> ]	$Et_{0w}$	2 [cm]
$c_{vw}$	447 [J/kg/K]	$Et_{1w}$	2 [cm]
$d_{min}$	0 [cm]	$\rho_w$	7870 [kg/m <sup>3</sup> ]
$d_e$	15 [cm]	$c_{vw}$	447 [J/kg/K]
$d_{max}$	30 [cm]	$d_{min}$	0 [cm]
$T_{carga}$	300 [K]	$d_e$	15 [cm]
$p_{carga}$	25 [bar]	$d_{max}$	30 [cm]
		$d_v$	0.1 [cm]
		$p_{carga}$	25 [bar]
		$T_{carga}$	300 [K]



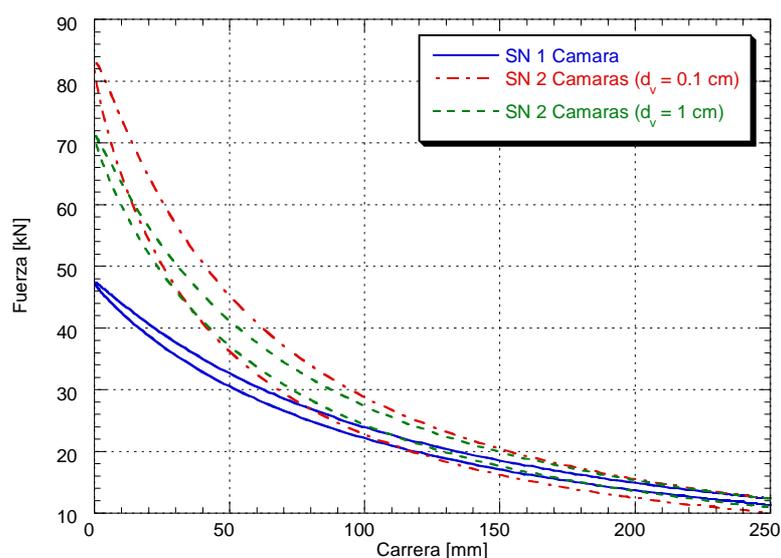
**Fig. 140:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el N<sub>2</sub> como gas real. Nota: Frecuencia de excitación = 1 Hz.



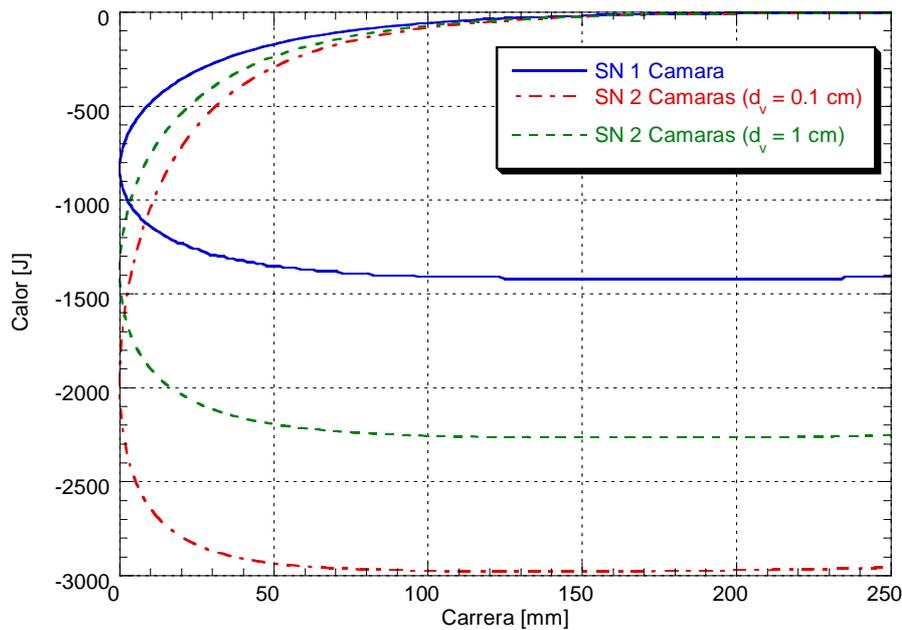
**Fig. 141:** Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas real. Nota: Frecuencia de excitación = 1 Hz.

Parece evidente que la suspensión de doble cámara bajo las condiciones expuestas responde con una mayor suavidad a las perturbaciones externas cuanto menor es la longitud de la cámara auxiliar ( $L_1$ ) y mayor el espacio muerto ( $L_0$ ), características que la acercan al comportamiento de la suspensión neumática de una sola cámara. En cambio si se reduce el espacio muerto ( $L_0$ ), la suspensión se vuelve más rígida.

En segunda instancia y manteniendo la validez de la condición geométrica anterior (para  $[L_1]_{2C} = 10$  cm y  $[L_0]_{2C} = 0$  cm), se pretende estudiar el efecto del diámetro de la restricción,



**Fig. 142:** Evolución de la fuerza en función de la carrera (Característica de la suspensión), para el  $N_2$  como gas real. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 12.5$  cm,  $d_{\max} = 25$  cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.



**Fig. 143:** Evolución del calor transferido por el gas en función de la carrera, para el  $N_2$  como gas real. Nota:  $d_{\min} = 0$  cm,  $d_e = 12.5$  cm,  $d_{\max} = 25$  cm, frecuencia de excitación = 1 Hz.

A partir de las gráficas anteriores (Fig. 142 y Fig. 143), puede afirmarse que para las condiciones estudiadas, un diámetro menor del orificio supone un aumento de la rigidez y una disipación mayor durante el ciclo incluso frente a la suspensión de una sola cámara.

Observando los resultados mostrados en este apartado, se confirma el hecho de que cuanto mayor sea el orificio más se parecerán las evoluciones de la suspensión de doble cámara a la de una sola cámara, un fenómeno bastante obvio a priori.

En conclusión, a lo largo de este extenso apartado se han analizado todos los parámetros que afectan de forma directa o indirecta a la rigidez de una suspensión neumática y en consecuencia al comportamiento de la suspensión en función de las perturbaciones externas a las que puede verse sometida según sean sus condiciones de trabajo en un instante determinado.

El análisis ha abarcado desde el tipo de excitación a la que es sometida y cómo le afecta, es decir, la influencia que puedan tener la frecuencia y la amplitud de la irregularidad encontrada sobre el terreno. Se ha estudiado la respuesta debida a la transferencia de calor en función del número de ciclos y la evolución seguida por la temperatura superficial de la pared hasta que llega a un valor constante.

Se ha demostrado la importancia de la utilización de la hipótesis de gas real a las condiciones que trabaja la suspensión, en detrimento de la metodología clásica.

El estudio paramétrico se ha extendido a la suspensión neumática de dos cámaras, donde se ha visto la influencia del orificio y de la geometría de la cámara auxiliar en función de las perturbaciones externas. Finalmente se ha incluido una comparación entre ambas clases de suspensiones, en la cuál se ha podido comprobar sus respectivos comportamientos a idénticas excitaciones y condiciones.