

POLITÉCNICO DE TURÍN

Facultad de Ingeniería

Titulación Especialística en Ingeniería Mecánica



PROYECTO FIN DE CARRERA

PROYECTO DE UN SISTEMA DE CONEXIÓN

HIDRÁULICA PARA LA SUSPENSIÓN DE UN

VEHÍCULO (ALFA ROMEO 156)

Relatores

Prof. Mauro Velardocchia

Ing. Aldo Sorniotti

Prof. Johan P. Wideberg (ESI)

Candidato

Pedro Simón Serrano García

Julio 2006

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	3
Capítulo 1: CÁLCULOS PRELIMINARES ESTÁTICOS.....	4
Capítulo 2: CÁLCULOS PRELIMINARES CON ÁREA DEL VÁSTAGO.....	7
Capítulo 3: CÁLCULOS ESTÁTICOS CON BULK Y TUBOS.....	15
Capítulo 4: CÁLCULOS VEHÍCULO PASIVO VS SISTEMA TENNECO.....	20
Capítulo 5: CÁLCULOS ORIFICIOS.....	29
Capítulo 6: SIMULACIÓN AMESim®.....	30
Capítulo 7: ANÁLISIS EN FRECUENCIA.....	37
Capítulo 8: DIMENSIONAMIENTO ORIFICIOS Simulink®.....	45
Capítulo 9: SIMULACIÓN BASE MODEL SIMULATOR®.....	48
Capítulo 10: MONTAJE BANCO DE PRUEBAS.....	52
CONCLUSIONES.....	54

INTRODUCCIÓN

El trabajo del proyecto fin de carrera desarrollado está orientado al proyecto y desarrollo de un sistema de interconexión hidráulica para la suspensión de un vehículo de serie, Alfa Romeo 156, sobre el cual se deberán sustituir las barras estabilizadoras así como los amortiguadores por dicho sistema, y se verá como se hará necesario reemplazar también los resortes de la suspensión. Tal sistema, comercialmente conocido como Tenneco, prevee dos funciones principales:

- Desacoplar la suspensión del movimiento de balanceo y el movimiento vertical del vehículo, que no es posible obtener con las barras estabilizadoras del vehículo que se denominará pasivo (aquel que no dispone del sistema Tenneco).
- Disminuir la característica del ángulo de balanceo en función de la aceleración lateral con respecto al sistema de barras tradicionales durante las maniobras de puro balanceo.

Con el fin de obtener dichos objetivos, se ha usado el siguiente layout del sistema Tenneco: se prevee el uso de cuatro actuadores hidráulicos, en sustitución de las barras estabilizadoras. Además con la colocación de orificios (estrangulamientos valvulares tarados según la característica de amortiguación de la suspensión) se conseguirá sustituir a los amortiguadores del vehículo tradicional. Los dos acumuladores hidráulicos tienen doble función: como depósito de fluido y como elemento elástico que permite meter en presión el sistema. La simulación de este layout se ha realizado con modelos construidos en Matlab-Simulink[®] y en AMESim[®] (programas comerciales) y en Base Model Simulator[®] (software propiedad del grupo de investigación del Departamento de Mecánica del Politécnico de Turín).

El procedimiento de cálculo se ha realizado iniciando con las ecuaciones básicas implementadas en Matlab[®], como paso inicial, añadiendo conforme van avanzando los capítulos diversos factores que harán realístico dicho sistema Tenneco, como introducir la geometría justa teniendo en cuenta el área del vástago del pistón, los efectos de las propiedades del fluido y de los tubos, introducir el efecto de los orificios, etc. Después, el análisis con AMESim[®], y también con un modelo de ocho grados de libertad realizado en Matlab-Simulink[®]. El modelo hecho en AMESim[®] permite realizar diversas comprobaciones tanto estáticas como dinámicas que nos permiten conocer el comportamiento del sistema Tenneco. El modelo de ocho grados de libertad realizado en Matlab-Simulink[®] se ha introducido en el Base Model Simulator[®], que tiene un modelo de vehículo que nos permite conocer la respuesta del sistema Tenneco en las diversas maniobras que serán simuladas.

Todos los modelos han sido confrontados entre ellos desde un punto de vista estático y dinámico, en el caso del modelo AMESim[®] y del modelo de ocho grados de libertad construido en Matlab-Simulink[®], con el fin de verificar la correspondencia entre ambas simulaciones. Las diversas pruebas efectuadas sobre los modelos han sido realizadas con el fin de valorar el mayor número de condiciones operativas del sistema, es decir, movimiento vertical de una sola rueda, balanceo, articulation (balanceo opuesto en los dos ejes), cabeceo y movimientos verticales de un solo eje. Todas las pruebas han sido realizadas sobre la base de las solicitaciones máximas indicadas para un vehículo de serie como el considerado. También se han realizado comprobaciones de carácter paramétrico (diámetro de los pistones y de los vástagos de los actuadores, presión de precarga y volumen de los acumuladores, tubos, fluido, rozamiento en los actuadores, etc.) en términos de características estáticas y dinámicas del sistema, con el fin de obtener información útil en la fase de proyecto del sistema.

Capítulo 1: CÁLCULOS PRELIMINARES ESTÁTICOS SISTEMA TENNECO

Este sistema es el sustituto de las barras antirollio y de los amortiguadores tradicionales de los vehículos. Está compuesto de dos acumuladores y cuatro actuadores hidráulicos interconectados entre ellos de modo que se consiguen dos circuitos hidráulicos. Sus objetivos son hacer la misma función que los elementos a los que reemplaza, es decir, optimizar la respuesta del coche en el movimiento de balanceo, pero además se consigue un desacoplamiento de los movimientos puramente verticales de los movimientos de balanceo, característica importante que no se consigue con el vehículo que se denominará pasivo, aquel de serie con las barras antirollio.

Se ha dicho que el sistema está compuesto de dos circuitos hidráulicos iguales y simétricos, y se puede explicar el circuito de la derecha, como se verá en los dibujo de abajo coloreado en azul. Se tiene que decir que estos dos circuitos están aislados entre ellos, no hay ningún flujo de aceite entre los dos circuitos, excepto las eventuales fugas en los actuadores, que deberían ser nulas. Se ha dispuesto el vástago de los actuadores unido al soporte de la rueda, y la carcasa de los actuadores con la carrocería del coche. Se denominará cámara superior a aquella sin vástago, mientras que será cámara inferior la opuesta. El circuito 1 o de la derecha, es aquel que conecta las cámaras superiores de los actuadores dispuestos en el lado derecho, denominados BR (Back Right) y FR (Front Right) con las cámaras inferiores de los actuadores del lado de la izquierda BL (Back Left) y FL (Front Left). Este circuito tiene un acumulador que hace la tarea de almacenar el aceite al tiempo que pone en presión el fluido de trabajo, por medio de una membrana elástica que contiene nitrógeno.

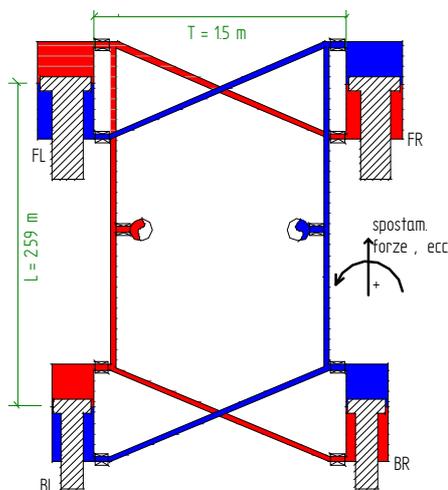


Fig. 1.1 Sistema Tenneco

Se tiene como input del sistema los movimientos verticales de las ruedas, que mueven el pistón de los actuadores hidráulicos. Según sea ese movimiento del pistón de los actuadores, el aceite se mueve entrando y saliendo de las cámaras de los actuadores, que producen una variación final del fluido en los acumuladores, teniendo también una variación de volumen del gas contenido en los acumuladores. Dicha variación de volumen viene acompañada de la consiguiente variación de presión del gas, y por tanto del propio fluido de trabajo. Se generarán fuerzas en los actuadores en función de la diferencia de presión que se puedan tener en los dos circuitos.

Debido al hecho que el comportamiento del automóvil a balanceo no es igual en el eje posterior que en el eje delantero, se hipotizará una distribución de rigidez a balanceo, que incidirá en el carácter subvirador o sobrevirador que pueda tener el vehículo. Se tomará una relación 2:1 (anterior : posterior) para las barras estabilizadoras que permitirá realizar un análisis paramétrico.

En los capítulos iniciales se modelará el sistema Tenneco sin tener cuenta de los orificios que sustituirán a los amortiguadores, que intervienen en el caso del movimiento dinámico de la carrocería del vehículo.

El procedimiento será el siguiente, primero se impone la relación entre actuadores anteriores y posteriores, seguidamente se impone el movimiento de la suspensión y, dadas las características de acumuladores y actuadores, se calcula el valor de presión estática presente en cada uno de los circuitos, para conocer las presiones y por tanto las fuerzas actuantes sobre la suspensión.

Suponiendo el área del diámetro de los actuadores delanteros, y con la distribución de rigidez de balanceo (con valores estimados elegidos para el cálculo), se determinará el diámetro de los actuadores traseros (despreciando en éste capítulo el área de los vástagos de los actuadores ya que se perigue un sistema valido para las condiciones estacionarias).

A partir de los movimientos de los actuadores y de sus características geométricas, se puede calcular el volumen que entra o sale de los actuadores, y por tanto la variación final de volumen que entra o sale, para cada tipo de movimiento estudiado, de los acumuladores:

$$V_{BR} = -A_{BR} \cdot \Delta x_{BR} \quad V_{BL} = A_{BL} \cdot \Delta x_{BL} \quad V_{FR} = -A_{FR} \cdot \Delta x_{FR} \quad V_{FL} = A_{FL} \cdot \Delta x_{FL}$$

Los acumuladores están formados de una carcasa metálica que contiene una membrana elastomérica y el fluido que recorre los circuitos hidráulicos. En el interior de dicha membrana se tiene nitrógeno que se comprimirá o se expandirá según los movimientos del fluido en el interior del circuito hidráulico, siguiendo una evolución adiabática ($pV^\gamma = \text{const}$) dado el elevado carácter dinámico de los movimientos en el estándar de marcha. Se descarta la posibilidad de la elección de una evolución isoterma debido a la lentitud con que se debiera realizar las transformaciones para tomar dicha evolución.

Con un simple balance se puede obtener que $\Delta V_{\text{circuito1}} = -\Delta V_{\text{circuito2}}$ siendo $\Delta V_{\text{circuito1}}$ el volumen que entra/sale del acumulador de la derecha y $\Delta V_{\text{circuito2}}$ el volumen que entra/sale del acumulador de la izquierda. Para ambos circuitos y haciendo uso de la expresión de la evolución adiabática, se puede calcular la presión que se tendrá en los circuitos y que permitirá calcular las fuerzas en los actuadores $p_r V_r^\gamma = p_{\text{nuova}} (V_r \pm \Delta V_{\text{circuito}})^\gamma$ con el signo adecuado según las variaciones de fluido entren (signo '+') o salgan ('-') de los acumuladores.

Se han tomado diversos tipos de movimientos verticales que puede tener el vehículo, y se han calculado las fuerzas que se producen para los valores indicados de los parámetros que se han introducido en las rutinas de cálculo. Por brevedad en el presente informe, se presentarán los resultados relativos al movimiento de balanceo, omitiendo el resto hasta capítulos ulteriores en los que sean más representativos.

Como valores generales de los parámetros se tomarán (que permanecerán fijos mientras varia uno en los análisis paramétricos) $\gamma = 1.4$, $p_r = 20 \text{ bar}$; $V_r = 1.5 \text{ L}$ y $\Delta x_{BR} = \Delta x_{FR} = 0.01 \text{ m}$; $\Delta x_{BL} = \Delta x_{FL} = -0.01 \text{ m}$.

Con un simple análisis de fuerzas sobre los actuadores se pueden obtener las expresiones de las fuerzas sobre los actuadores en función de los desplazamientos de las ruedas, haciendo antes un balance para conocer las variaciones de volumen que entran o salen de los acumuladore ($\Delta V_{\text{circuito1}} = V_{BR} + V_{BL} + V_{FR} + V_{FL} = -\Delta V_{\text{circuito2}}$), y se obtiene:

$$F_{BR} = \frac{-A_{BR} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{BR} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma}$$

$$F_{BL} = \frac{-A_{BL} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{BL} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma}$$

$$F_{FR} = \frac{-A_{FR} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma} + \frac{A_{FR} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma}$$

$$F_{FL} = \frac{-A_{FL} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma} + \frac{A_{FL} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + (-\Delta x_{BR} \cdot A_{BR} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL}))^\gamma}$$

A partir de las anteriores expresiones, con las oportunas rutinas de cálculo y con los valores anteriormente indicados, se muestran a continuación una serie de resultados en forma de gráficos que muestran a continuación que representan los diversos análisis de los parámetros objetos de nuestro estudio:

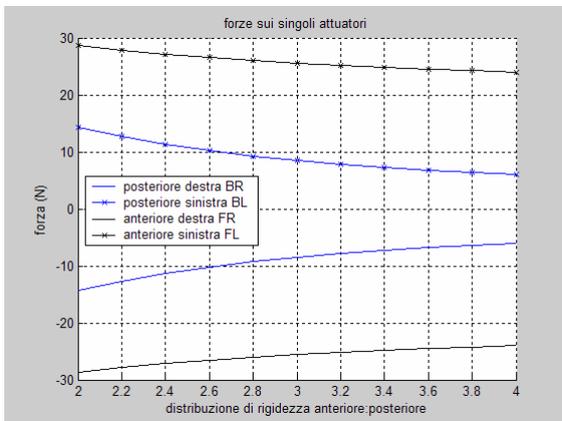


Fig. 1.3 Fuerzas en los actuadores en función de la presión de precarga en los acumuladores (dcha)

Se observa una proporcionalidad directa entre la presión de precarga de los acumuladores y las fuerzas sobre los actuadores, manteniendo la simetría entre ellos.

Fig. 1.2 Fuerzas en los actuadores en función de la distribución de rigidez (izqda)

Se hará un comentario cualitativo en referencia a la evolución de las fuerzas con la variación de la distribución de rigidez. Las fuerzas entre actuadores del mismo eje son simétricas, y decrecen la aumentar la distribución de rigidez.

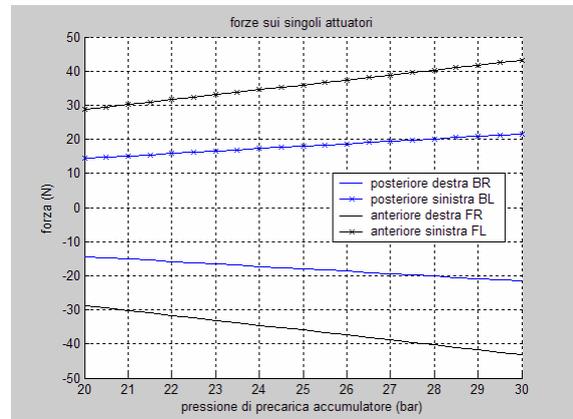
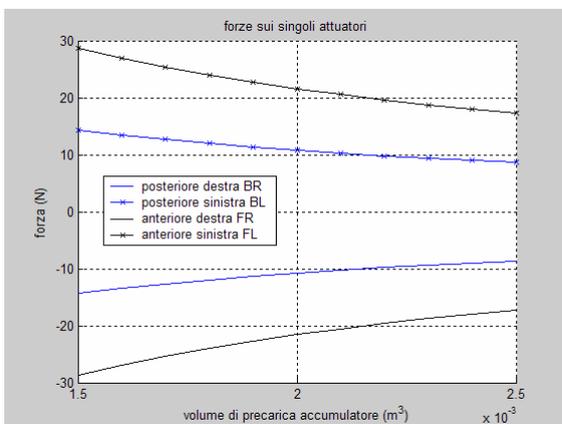


Fig. 1.4 Fuerzas en los actuadores en función del volumen de los acumuladores (izqda)

Se observa una proporcionalidad inversa entre las fuerzas de los actuadores y el volumen de los acumuladores.

Se debe recordar que los valores obtenidos no son nada realísticos debido a la elección casi aleatoria de los parámetros de cálculo de las rutinas.



Capítulo 2: CÁLCULOS PRELIMINARES CON ÁREA DEL VÁSTAGO

La diferencia en éste capítulo con respecto al anterior radica en que aquí se tendrá en cuenta la sección del vástago del pistón del actuador. En el gráfico inferior se muestra la notación que se seguirá en lo que sigue:

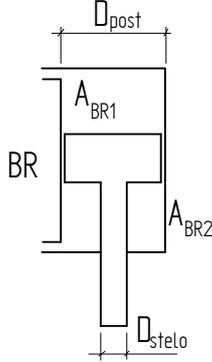


Fig. 2.1 Notación entre las variables de los actuadores

Como parámetros característicos del sistema tendremos:

$$p_r = 20 \text{ bar} \quad ; \quad V_r = 1.5 \text{ L}$$

$$D_{ant} = 0.0254 \text{ m} \quad ; \quad D_{stelo} = 0.005 \text{ m}$$

$$\text{Distribución Rigidez} \rightarrow 2:1 \quad ; \quad D_{post} = 0.01796 \text{ m}$$

desplazamientos en las ruedas 0.01 m con el signo adecuado

A continuación se especificarán las variaciones de volumen en los actuadores, así como las expresiones utilizadas para calcular las presiones y por consiguiente las fuerzas actuantes en los mismos:

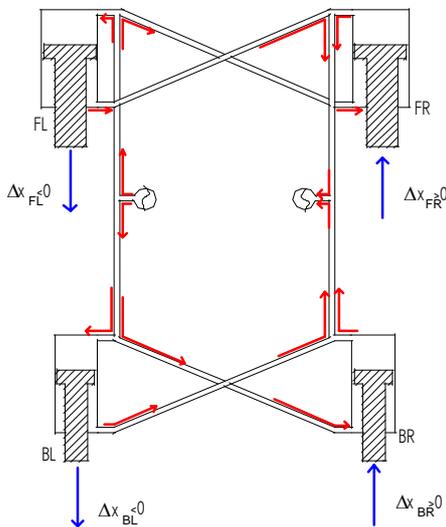
$$\begin{aligned} V_{BR1} &= -A_{BR1} \cdot \Delta x_{BR} & V_{BR2} &= A_{BR2} \cdot \Delta x_{BR} & V_{BL1} &= -A_{BL1} \cdot \Delta x_{BL} & V_{BL2} &= A_{BL2} \cdot \Delta x_{BL} \\ V_{FR1} &= -A_{FR1} \cdot \Delta x_{FR} & V_{FR2} &= A_{FR2} \cdot \Delta x_{FR} & V_{FL1} &= -A_{FL1} \cdot \Delta x_{FL} & V_{FL2} &= A_{FL2} \cdot \Delta x_{FL} \end{aligned}$$

$$p_r V_r^\gamma = p_{nuova1} (V_r + \Delta V_{circuito1})^\gamma \quad p_r V_r^\gamma = p_{nuova2} (V_r + \Delta V_{circuito2})^\gamma$$

$$\begin{aligned} F_{BR} &= -p_{nuova1} \cdot A_{BR1} + p_{nuova2} \cdot A_{BR2} & F_{BL} &= -p_{nuova2} \cdot A_{BL1} + p_{nuova1} \cdot A_{BL2} \\ F_{FR} &= -p_{nuova1} \cdot A_{FR1} + p_{nuova2} \cdot A_{FR2} & F_{FL} &= -p_{nuova2} \cdot A_{FL1} + p_{nuova1} \cdot A_{FL2} \end{aligned}$$

$$F_{BR} = \frac{-A_{BR1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ1})^\gamma} + \frac{A_{BR2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ2})^\gamma} \quad F_{BL} = \frac{-A_{BL1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ2})^\gamma} + \frac{A_{BL2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ1})^\gamma}$$

$$F_{FR} = \frac{-A_{FR1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ1})^\gamma} + \frac{A_{FR2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ2})^\gamma} \quad F_{FL} = \frac{-A_{FL1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ2})^\gamma} + \frac{A_{FL2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta V_{circ1})^\gamma}$$



Las expresiones que se tendrán para las variaciones de volumen en los acumuladores variarán de acuerdo al tipo de movimiento de las ruedas que se tenga. Se presentarán los resultados correspondientes al movimiento de balanceo, movimiento fundamental en el estudio del sistema.

Fig 2.2 Movimiento de balanceo y flujos de fluido por los circuitos en función de los desplazamientos

Expresiones de la variación de volumen para balanceo:

$$\Delta V_{circuito1} = V_{BR1} + V_{BL2} + V_{FR1} + V_{FL2}$$

$$\Delta V_{circuito2} = V_{BR2} + V_{BL1} + V_{FR2} + V_{FL1}$$

Se omiten los resultados de las expresiones analíticas de las fuerzas en los actuadores y se presentan directamente los resultados gráficos de los diversos análisis paramétricos realizados:

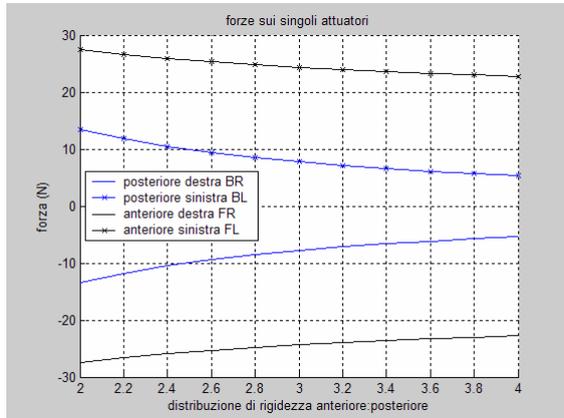


Fig 2.3 Fuerza neta en los actuadores en función de la distribución de rigidez

Por fuerza neta se entiende la fuerza que se tiene en los actuadores resultante de sustraer a la fuerza total, la fuerza estática considerada como la fuerza que existe con el sistema en equilibrio estático, que surge por el simple hecho de tener un fluido a igual presión en las dos cámaras de los actuadores, pero con una diferencia de área entre ambas cámaras.

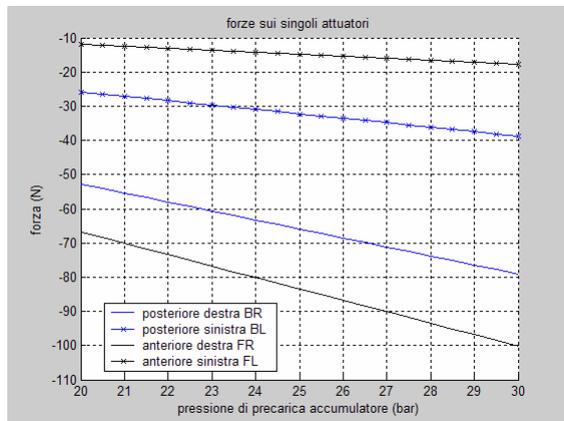


Fig 2.4 Fuerza absoluta en los actuadores en función de la presión de precarga de los acumuladores

Se muestra en aquí la evolución de las fuerzas que se han denominado absolutas, sin tener en cuenta las fuerzas estáticas, ya que los resultados en términos de fuerza neta son similares a los obtenidos en el capítulo anterior. Las evoluciones son las esperadas y aunque en este caso no clarificantes, siguen la evolución lógica y deseada.

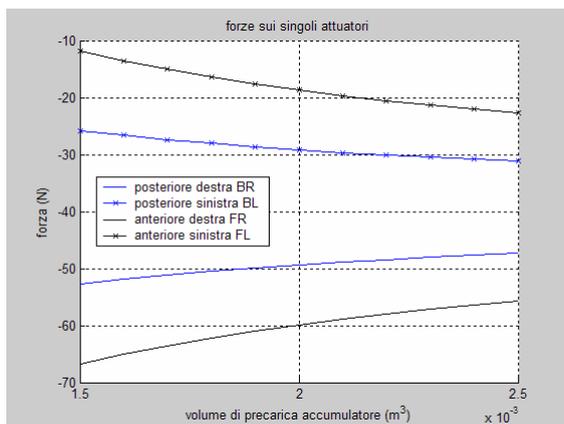


Fig 2.5 Fuerza absoluta en los actuadores en función del volumen en los acumuladores

No tiene sentido repetir las conclusiones obtenidas anteriormente, siguen teniendo validez.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en el análisis paramétrico realizado en función de los desplazamientos de las ruedas. Al tratarse de un movimiento de balanceo se agruparán los movimientos correspondientes a las ruedas del lado derecho o del lado izquierdo del vehículo, por lo que en las gráficas sucesivas tendrá validez sólo desplazamientos de signo opuesto entre ambos lados.

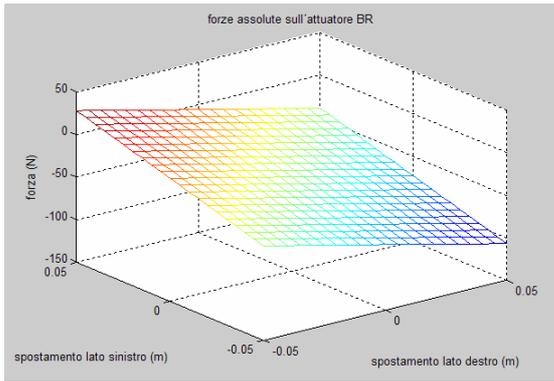


Fig 2.7 Fuerza absoluta en el actuador BL en función de los desplazamientos (dcha)

Fig 2.6 Fuerza absoluta en el actuador BR en función de los desplazamientos (izqda)

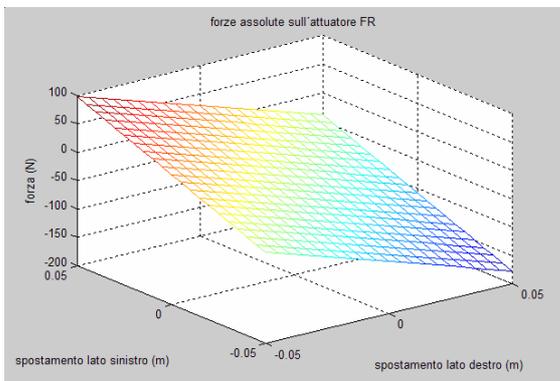
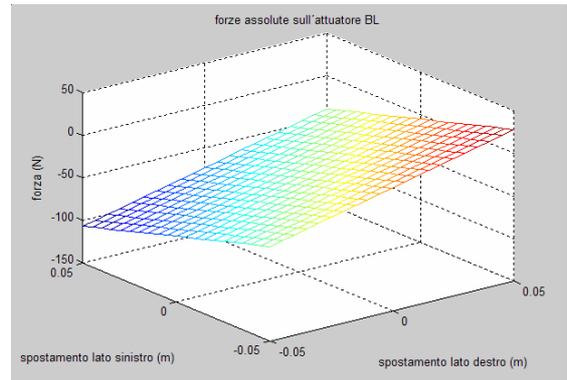
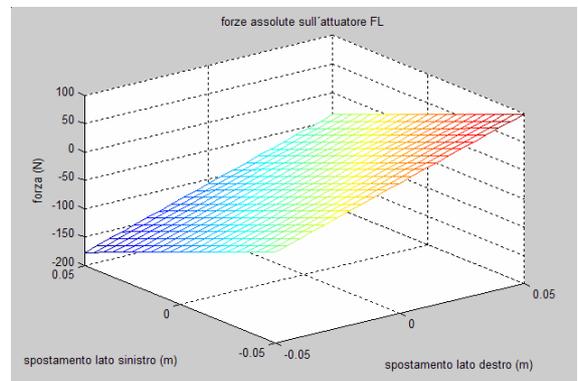


Fig 2.9 Fuerza absoluta en el actuador FL en función de los desplazamientos (dcha)

Fig 2.8 Fuerza absoluta en el actuador FR en función de los desplazamientos (izqda)



Se presentará a continuación un resultado para el movimiento de articulation, balanceo opuesto en los dos ejes, debido a que las expresiones analíticas de las fuerzas son diversas, que se muestran a continuación:

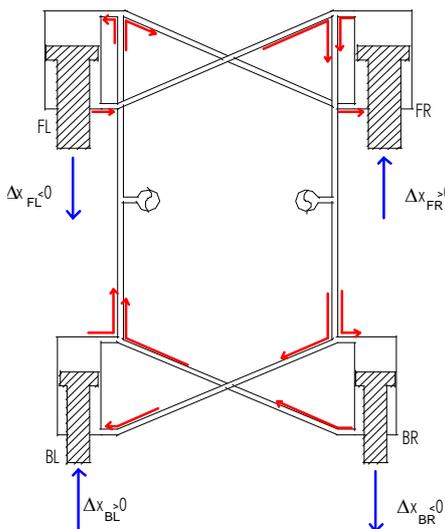


Fig 2.10 Movimiento de articulation y flujo de fluido por los circuitos

Variaciones del volumen en los acumuladores:

$$\Delta V_{circ1} = -V_{BR1} - V_{BL2} - V_{FR1} - V_{FL2}$$

$$\Delta V_{circ2} = V_{BR2} + V_{BL1} + V_{FR2} + V_{FL1}$$

que se obtienen mediante el siguiente balance:

$$\Delta V_{esce\ acumulatore1} = \Delta V_{circ1} = \sum V_{entra\ attuatori} - \sum V_{esce\ attuatori}$$

$$\Delta V_{entra\ accumulatore2} = \Delta V_{circ2} = \sum V_{esce\ attuatori} - \sum V_{entra\ attuatori}$$

$$p_r V_r^\gamma = p_{nuova1} (V_r - \Delta V_{circ1})^\gamma$$

$$p_r V_r^\gamma = p_{nuova2} (V_r + \Delta V_{circ2})^\gamma$$

y las expresiones analíticas de las fuerzas son:

$$F_{BR} = \frac{-A_{BR1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{BR2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1} + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma}$$

$$F_{BL} = \frac{-A_{BL1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1} + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{BL2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^\gamma}$$

$$F_{FR} = \frac{-A_{FR1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{FR2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1} + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma}$$

$$F_{FL} = \frac{-A_{FL1} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1} + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma} +$$

$$+ \frac{A_{FL2} \cdot p_r V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^\gamma}$$

A continuación se presentarán una serie de resultados analíticos consistentes en las expresiones de las rigideces verticales sobre cada rueda, sobre cada eje, rigidez vertical global del “vehículo completo”, la rigidez a balanceo de cada eje y la rigidez de balanceo del vehículo completo. Posteriormente se compararán las expresiones analíticas ahora presentadas con los resultados empíricos para comprobar la validez de dichos resultados.

RIGIDEZ VERTICAL SOBRE LA SOLA RUEDA

$$K_{V,BR} = -\frac{dF_{BR}(\Delta x_{BR})}{d\Delta x_{BR}} = \frac{\gamma \cdot A_{BR1}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot A_{BR2}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2})^{\gamma+1}}$$

$$K_{V,BL} = -\frac{dF_{BL}(\Delta x_{BL})}{d\Delta x_{BL}} = \frac{\gamma \cdot A_{BL1}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot A_{BL2}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2})^{\gamma+1}}$$

$$K_{V,FR} = -\frac{dF_{FR}(\Delta x_{FR})}{d\Delta x_{FR}} = \frac{\gamma \cdot A_{FR1}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot A_{FR2}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2})^{\gamma+1}}$$

$$K_{V,FL} = -\frac{dF_{FL}(\Delta x_{FL})}{d\Delta x_{FL}} = \frac{\gamma \cdot A_{FL1}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot A_{FL2}^2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^{\gamma+1}}$$

RIGIDEZ VERTICAL SOBRE EL EJE POSTERIOR

$$K_{V,retrotreno} = -\frac{dF_{TOT,B}}{dx} = -\frac{dF_{ruota dx}(\Delta x_{ruota dx}, \Delta x_{ruota sx})}{d\Delta x_{ruota dx}} - \frac{dF_{ruota sx}(\Delta x_{ruota dx}, \Delta x_{ruota sx})}{d\Delta x_{ruota sx}} \neq K_{V,BR} + K_{V,BL}$$

$$K_{V,retrotreno} = \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{BR1}^2 + A_{BL2}^2)}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{BR2}^2 + A_{BL1}^2)}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1})^\gamma}$$

RIGIDEZ VERTICAL SOBRE EL EJE ANTERIOR

$$K_{V,avantreno} = -\frac{dF_{TOT,F}}{dx} = -\frac{dF_{ruota\ dx}(\Delta x_{ruota\ dx}, \Delta x_{ruota\ sx})}{d\Delta x_{ruota\ dx}} - \frac{dF_{ruota\ sx}(\Delta x_{ruota\ dx}, \Delta x_{ruota\ sx})}{d\Delta x_{ruota\ sx}} \neq K_{V,FR} + K_{V,FL}$$

$$K_{V,retrotreno} = \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{FR1}^2 + A_{FL2}^2)}{(V_r - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{FR2}^2 + A_{FL1}^2)}{(V_r + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma}$$

RIGIDEZ VERTICAL GLOBAL DEL VEHÍCULO COMPLETO

$$K_{V,compressiva} = -\frac{dF_{BR}(\Delta x_{BR}, \Delta x_{BL}, \Delta x_{FR}, \Delta x_{FL})}{d\Delta x_{BR}} - \frac{dF_{BL}(\Delta x_{BR}, \Delta x_{BL}, \Delta x_{FR}, \Delta x_{FL})}{d\Delta x_{BL}} - \frac{dF_{FR}(\Delta x_{BR}, \Delta x_{BL}, \Delta x_{FR}, \Delta x_{FL})}{d\Delta x_{FR}} - \frac{dF_{FL}(\Delta x_{BR}, \Delta x_{BL}, \Delta x_{FR}, \Delta x_{FL})}{d\Delta x_{FL}} \neq K_{V,avantreno} + K_{V,retrotreno} \neq K_{V,BR} + K_{V,BL} + K_{V,FR} + K_{V,FL}$$

$$K_{V,compressiva} = \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{BR1}^2 + A_{BL2}^2 + A_{FR1}^2 + A_{FL2}^2)}{(V_r - \Delta x_{BR} \cdot A_{BR1} + \Delta x_{BL} \cdot A_{BL2} - \Delta x_{FR} \cdot A_{FR1} + \Delta x_{FL} \cdot A_{FL2})^{\gamma+1}} + \frac{\gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma (A_{BR2}^2 + A_{BL1}^2 + A_{FR2}^2 + A_{FL1}^2)}{(V_r + \Delta x_{BR} \cdot A_{BR2} - \Delta x_{BL} \cdot A_{BL1} + \Delta x_{FR} \cdot A_{FR2} - \Delta x_{FL} \cdot A_{FL1})^\gamma}$$

RIGIDEZ A BALANCEO SOBRE EL EJE ANTERIOR

$$K_{ROLLIO,F} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO,F}(\varphi_F)}{\Delta \varphi_F} = -\frac{dM_{ANTIROLLIO,F}(\varphi_F)}{d\varphi_F}$$

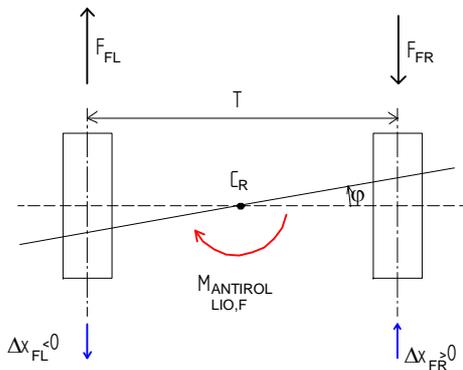


Fig 2.11 Relación entre las variables del eje delantero

$$M_{ANTIROLLIO,F} = F_{FR} \cdot \frac{T}{2} - F_{FL} \cdot \frac{T}{2}$$

$$\Delta x_{FR} - \Delta x_{FL} = \varphi \cdot T \rightarrow \begin{cases} \Delta x_{FR} = \varphi \cdot \frac{T}{2} \\ \Delta x_{FL} = -\varphi \cdot \frac{T}{2} \end{cases}$$

$$K_{ROLLIO,F} = \gamma \cdot \frac{T_F^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \left[\frac{(A_{FL2} + A_{FR1})^2}{\left(V_r - \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR1} + A_{FL2})\right)^{\gamma+1}} + \frac{(A_{FR2} + A_{FL1})^2}{\left(V_r + \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR2} + A_{FL1})\right)^{\gamma+1}} \right]$$

RIGIDEZ A BALANCEO SOBRE EL EJE POSTERIOR

$$M_{ANTIROLLIO,B} = F_{BR} \cdot \frac{T}{2} - F_{BL} \cdot \frac{T}{2}$$

$$\Delta x_{BR} - \Delta x_{BL} = \varphi \cdot T \rightarrow \begin{cases} \Delta x_{BR} = \varphi \cdot \frac{T}{2} \\ \Delta x_{BL} = -\varphi \cdot \frac{T}{2} \end{cases}$$

$$K_{ROLLIO,B} = \gamma \cdot \frac{T_B^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \left[\frac{(A_{BL2} + A_{BR1})^2}{\left(V_r - \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR1} + A_{BL2}) \right)^{\gamma+1}} + \frac{(A_{BR2} + A_{BL1})^2}{\left(V_r + \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR2} + A_{BL1}) \right)^{\gamma+1}} \right]$$

RIGIDEZ A BALANCEO GLOBAL DEL VEHÍCULO COMPLETO

$$K_{ROLLIO,compleviva} = -\frac{dM}{d\varphi} = -\frac{dM_{antirollio,F}(\varphi_B, \varphi_F)}{d\varphi_F} - \frac{dM_{antirollio,B}(\varphi_B, \varphi_F)}{d\varphi_B} \neq K_{ROLLIO,F} + K_{ROLLIO,B}$$

$$\begin{aligned} K_{ROLLIO,compleviva} &= \gamma \cdot \frac{T_F^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{(A_{FL2} + A_{FR1})^2}{\left(V_r - \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR1} + A_{BL2}) - \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR1} + A_{FL2}) \right)^{\gamma+1}} + \\ &+ \gamma \cdot \frac{T_F^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{(A_{FR2} + A_{FL1})^2}{\left(V_r + \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR2} + A_{BL1}) + \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR2} + A_{FL1}) \right)^{\gamma+1}} + \\ &+ \gamma \cdot \frac{T_B^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{(A_{BL2} + A_{BR1})^2}{\left(V_r - \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR1} + A_{BL2}) - \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR1} + A_{FL2}) \right)^{\gamma+1}} + \\ &+ \gamma \cdot \frac{T_B^2}{4} \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{(A_{BR2} + A_{BL1})^2}{\left(V_r + \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR2} + A_{BL1}) + \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR2} + A_{FL1}) \right)^{\gamma+1}} = \\ &= \gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{\frac{T_B^2}{4} (A_{BL2} + A_{BR1})^2 + \frac{T_F^2}{4} (A_{FL2} + A_{FR1})^2}{\left(V_r - \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR1} + A_{BL2}) - \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR1} + A_{FL2}) \right)^{\gamma+1}} + \\ &+ \gamma \cdot p_r \cdot V_r^\gamma \frac{\frac{T_B^2}{4} (A_{BR2} + A_{BL1})^2 + \frac{T_F^2}{4} (A_{FR2} + A_{FL1})^2}{\left(V_r + \varphi_B \cdot \frac{T_B}{2} (A_{BR2} + A_{BL1}) + \varphi_F \cdot \frac{T_F}{2} (A_{FR2} + A_{FL1}) \right)^{\gamma+1}} \end{aligned}$$

Estudio de la influencia del sistema Tenneco sobre el confort

Se ha realizado el proceso inicial de explicitación de las ecuaciones a resolver para conocer el comportamiento del sistema Tenneco en el confort de marcha. Para ello se estudia un modelo de 7 grados de libertad: los 4 desplazamientos verticales de las masas no suspendidas, ($Z_{ns,dx,f}$, $Z_{ns,sx,f}$, $Z_{ns,dx,r}$, $Z_{ns,sx,r}$), el desplazamiento vertical de la masa suspendida Z_s , el ángulo de balanceo φ y el ángulo de cabeceo υ .

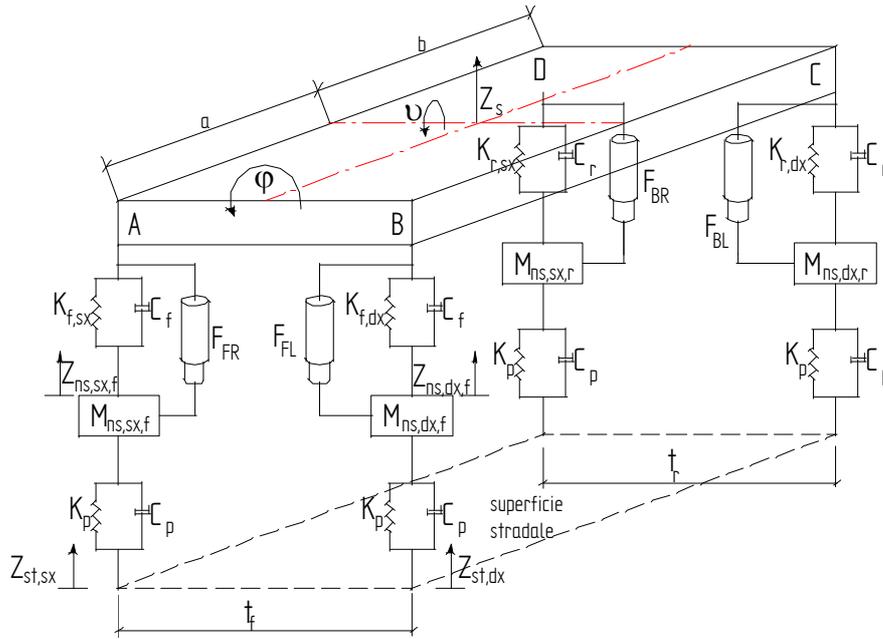


Fig 2.12 Esquema para el estudio del confort del sistema Tenneco

$$Z_A = Z_{s,sx,f} = Z_s - \varphi \frac{t_f}{2} - va$$

$$Z_B = Z_{s,dx,f} = Z_s + \varphi \frac{t_f}{2} - va$$

$$Z_C = Z_{s,dx,r} = Z_s + \varphi \frac{t_r}{2} + vb$$

$$Z_D = Z_{s,sx,r} = Z_s - \varphi \frac{t_r}{2} + vb$$

Se han especificado las relaciones entre los desplazamientos verticales de los puntos de anclaje de los actuadores sobre el chasis del vehículo en función de los grados de libertad. A continuación se muestran la relación de ecuaciones a resolver:

$$M_{ns,dx,f} \ddot{Z}_{ns,dx,f} + K_{f,dx} (Z_{ns,dx,f} - Z_{s,dx,f}) + C_f (\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{s,dx,f}) + K_p (Z_{ns,dx,f} - Z_{st,dx}) + C_p (\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{st,dx}) + F_{FL} = 0$$

$$M_{ns,sx,f} \ddot{Z}_{ns,sx,f} + K_{f,sx} (Z_{ns,sx,f} - Z_{s,sx,f}) + C_f (\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{s,sx,f}) + K_p (Z_{ns,sx,f} - Z_{st,sx}) + C_p (\dot{Z}_{ns,sx,f} - \dot{Z}_{st,sx}) + F_{FR} = 0$$

$$M_{ns,dx,r} \ddot{Z}_{ns,dx,r} + K_{r,dx} (Z_{ns,dx,r} - Z_{s,dx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,dx,r} - \dot{Z}_{s,dx,r}) + K_p (Z_{ns,dx,r} - Z_{st,dx}) + C_p (\dot{Z}_{ns,dx,r} - \dot{Z}_{st,dx}) + F_{BL} = 0$$

$$M_{ns,sx,r} \ddot{Z}_{ns,sx,r} + K_{r,sx} (Z_{ns,sx,r} - Z_{s,sx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,sx,r} - \dot{Z}_{s,sx,r}) + K_p (Z_{ns,sx,r} - Z_{st,sx}) + C_p (\dot{Z}_{ns,sx,r} - \dot{Z}_{st,sx}) + F_{BR} = 0$$

$$J_x \ddot{\varphi} = [K_{f,dx} (Z_{ns,dx,f} - Z_{s,dx,f}) + C_f (\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{s,dx,f}) + F_{FL}] \frac{t_f}{2} -$$

$$- [K_{f,sx} (Z_{ns,sx,f} - Z_{s,sx,f}) + C_f (\dot{Z}_{ns,sx,f} - \dot{Z}_{s,sx,f}) F_{FR}] \frac{t_f}{2} +$$

$$+ [K_{r,dx} (Z_{ns,dx,r} - Z_{s,dx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,dx,r} - \dot{Z}_{s,dx,r}) + F_{BL}] \frac{t_r}{2} -$$

$$- [K_{r,sx} (Z_{ns,sx,r} - Z_{s,sx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,sx,r} - \dot{Z}_{s,sx,r}) + F_{BR}] \frac{t_r}{2}$$

$$J_y \ddot{\psi} = [-K_{f,sx} (Z_{ns,sx,f} - Z_{s,sx,f}) - C_f (\dot{Z}_{ns,sx,f} - \dot{Z}_{s,sx,f}) + F_{FL}] a -$$

$$- [K_{f,dx} (Z_{ns,dx,f} - Z_{s,dx,f}) + C_f (\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{s,dx,f}) + F_{FR}] a +$$

$$+ [K_{r,dx} (Z_{ns,dx,r} - Z_{s,dx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,dx,r} - \dot{Z}_{s,dx,r}) + F_{BL}] b +$$

$$+ [K_{r,sx} (Z_{ns,sx,r} - Z_{s,sx,r}) + C_r (\dot{Z}_{ns,sx,r} - \dot{Z}_{s,sx,r}) + F_{BR}] b$$

$$m\ddot{Z}_S = K_{f,sx}(Z_{ns,sx,f} - Z_{s,sx,f}) + C_f(\dot{Z}_{ns,sx,f} - \dot{Z}_{s,sx,r}) + K_{f,dx}(Z_{ns,dx,f} - Z_{s,dx,f}) + C_f(\dot{Z}_{ns,dx,f} - \dot{Z}_{s,dx,f}) + K_{r,dx}(Z_{ns,dx,r} - Z_{s,dx,r}) + C_r(\dot{Z}_{ns,dx,r} - \dot{Z}_{s,dx,r}) + K_{r,sx}(Z_{ns,sx,r} - Z_{s,sx,r}) + C_r(\dot{Z}_{ns,sx,r} - \dot{Z}_{s,sx,r}) + F_{FL} + F_{FR} + F_{BL} + F_{BR}$$

RIGIDEZ A CABECEO

Se calculará la rigidez a cabeceo del vehículo a partir de la siguiente ecuación:

$$K_{beccheggio} = -\frac{dM_v}{d\nu}$$

A partir de las siguientes expresiones para los desplazamientos verticales de las ruedas se obtendrán los valores de las fuerzas sobre los actuadores, y las que denominaremos fuerzas globales sobre cada eje que nos permitirán obtener los momentos de que se oponen al cabeceo y por consiguiente la rigidez de cabeceo:

$$\Delta x_B = \Delta x_{BR} = \Delta x_{BL}$$

$$\Delta x_F = \Delta x_{FR} = \Delta x_{FL}$$

$$F_F = F_{FL} + F_{FR} = \left(\frac{(A_{FL2} - A_{FR1})p_r V_r^\gamma}{(V_r - \Delta x_B(A_{BR1} - A_{BL2}) - \Delta x_F(A_{FR1} - A_{FL2}))^\gamma} + \frac{(A_{FR2} - A_{FL1})p_r V_r^\gamma}{(V_r + \Delta x_B(A_{BR2} - A_{BL1}) + \Delta x_F(A_{FR2} - A_{FL1}))^\gamma} \right)$$

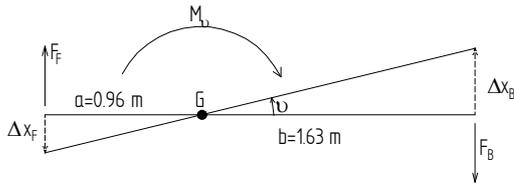


Fig 2.13 Esquema fuerzas de cabeceo

$$\frac{\Delta x_B}{b} = \nu = -\frac{\Delta x_F}{a} \quad M_\nu = F_B \cdot b - F_F \cdot a$$

$$M_\nu = p_r V_r^\gamma \left(\frac{b \cdot (A_{BL2} - A_{BR1}) - a \cdot (A_{FL2} - A_{FR1})}{(V_r - \Delta x_B(A_{BR1} - A_{BL2}) - \Delta x_F(A_{FR1} - A_{FL2}))^\gamma} + \frac{b \cdot (A_{BR2} - A_{BL1}) - a \cdot (A_{FR2} - A_{FL1})}{(V_r + \Delta x_B(A_{BR2} - A_{BL1}) + \Delta x_F(A_{FR2} - A_{FL1}))^\gamma} \right)$$

$$M_\nu(\nu) = p_r V_r^\gamma \left(\frac{b \cdot (A_{BL2} - A_{BR1}) - a \cdot (A_{FL2} - A_{FR1})}{(V_r - \nu(b(A_{BR1} - A_{BL2}) - a(A_{FR1} - A_{FL2})))^\gamma} + \frac{b \cdot (A_{BR2} - A_{BL1}) - a \cdot (A_{FR2} - A_{FL1})}{(V_r + \nu(b(A_{BR2} - A_{BL1}) - a(A_{FR2} - A_{FL1})))^\gamma} \right)$$

$$K_\nu = \gamma \cdot p_r V_r^\gamma \left(-\frac{(b \cdot (A_{BL2} - A_{BR1}) - a \cdot (A_{FL2} - A_{FR1}))^2}{(V_r - \nu(b(A_{BR1} - A_{BL2}) - a(A_{FR1} - A_{FL2})))^{\gamma+1}} + \frac{(b \cdot (A_{BR2} - A_{BL1}) - a \cdot (A_{FR2} - A_{FL1}))^2}{(V_r + \nu(b(A_{BR2} - A_{BL1}) - a(A_{FR2} - A_{FL1})))^{\gamma+1}} \right)$$

Capítulo 3: CÁLCULOS ESTÁTICOS CON BULK Y TUBOS

En el presente capítulo se han repetido los cálculos de capítulos precedentes, introduciendo dos nuevas variables que afectarán a las presiones efectivas que se tendrán en los acumuladores, y por tanto de las fuerzas sobre los actuadores. Éstas dos nuevas variables son el módulo de Bulk (que expresa la variación de volumen del fluido por la acción de la presión del propio fluido) y la variación del volumen debido a la contracción o dilatación de los tubos como consecuencia de portar un fluido a elevada presión en su interior:

$$B = -V \frac{dP}{dV} = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad [bar] \qquad \Delta V_{ass,tubo} = -K_{tubo} \cdot \Delta P \cdot L_{tubo} \quad K_{tubo} \left[\frac{m^3}{bar \cdot m} \right]$$

Si se introducen éstas dos nuevas variables en nuestra formulación matemática, tendremos dos nuevos términos en las ecuaciones de los acumuladores que inciden directamente sobre la presión que alcanza el fluido en los circuitos:

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuadori} - \Delta V_{Bulk} - \Delta V_{Fluido}]^\gamma = p \cdot \left[V_r - \Delta V_{actuadori} + \frac{V_{circuiti}}{B} \cdot \Delta p + K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot \Delta p \right]^\gamma$$

Se trata de una ecuación fuertemente no lineal en el cálculo de la presión, por lo que en el presente capítulo se han calculado la influencia por separado de ambos efectos y la influencia de la unión de los mismos, con un cálculo analítico iterativo y un cálculo aproximativo linealizado mediante un desarrollo en serie de Taylor de las ecuaciones.

Efecto módulo de Bulk

Se parte de la explicitación de los problemas de linealización e iterativo, para posteriormente presentar los resultados y las conclusiones obtenidas:

$$V(p)^\gamma = V(p_r)^\gamma + \left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} (p - p_r) + \frac{1}{2} \left. \frac{\delta^2 V(p)^\gamma}{\delta p^2} \right|_{p=p_r} (p - p_r)^2 + \dots$$

$$\begin{aligned} V(p_r)^\gamma &= (V_r - \Delta V_{actuadori})^\gamma \equiv k_1 \\ \left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} &= \gamma \cdot \frac{V_{circuiti}}{B} (V_r - \Delta V_{actuadori})^{\gamma-1} \equiv k_2 \end{aligned}$$

$$V(p)^\gamma = k_1 + k_2 \cdot (p - p_r)$$

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot (k_1 + k_2 \cdot (p - p_r)) \rightarrow p = \frac{-(k_1 - k_2 \cdot p_r) + \sqrt{(k_1 - k_2 \cdot p_r)^2 + 4 \cdot k_2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}}{2 \cdot k_2}$$

Ésta es la ecuación analítica linealizada, que se valorará el nivel de bondad de la aproximación. Se debe hacer notar que si $B \rightarrow \infty$, en la solución encontrada $k_2 \rightarrow 0$, en cuyo caso la ecuación ya no es aproximada sino que se tiene la misma que en capítulos anteriores sin tener en cuenta éste efecto.

Para valorar el nivel de aproximación de dicha ecuación analítica, se realizará un cálculo numérico iterativo, del cual se presenta su flow chart:

* Con $B \approx \infty$ (caso anterior equivalente a todo indeformable), se calculan las presiones

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuators}]^\gamma$$

* Se utiliza la definición del módulo de Bulk

$$\Delta V_{Bulk} = -\frac{V_{circuito}}{B} \cdot \Delta p = -\frac{V_{circuito}}{B} \cdot (p - p_r)$$

* Se utiliza la ecuación del acumulador, suponiendo que $B = 1.5 \cdot 10^9 Pa$, se calcula p

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuators} - \Delta V_{Bulk}]^\gamma \rightarrow p = \frac{p_r \cdot V_r^\gamma}{[V_r - \Delta V_{actuators} - \Delta V_{Bulk}]^\gamma}$$

* Si $|p_i - p_{i-1}| < \text{toleranza} = 0.05 \text{ bar} \rightarrow$ fin iteración, sino se cumple esto se vuelve al segundo paso.

Se han realizado las siguientes consideraciones por lo que respecta a los valores numéricos adoptados para realizar los cálculos:

$$T \equiv \text{carreggiata} \equiv 1.5 \text{ m}$$

$$L \equiv \text{lunghezza tra assali} \equiv 2.59 \text{ m}$$

$$D_{tubi} = \frac{1}{2}'' \cong 12.7 \text{ mm}$$

$$V_{circuito} = 2 \cdot T \cdot \pi \frac{D_{tubi}^2}{4} + L \cdot \pi \frac{D_{tubi}^2}{4} + V_{actuators} + V_{fluido \text{ accumulatore}}$$

$$p_r = 200 \cdot 10^5 Pa \quad ; \quad V_r = 1.5 L \quad ; \quad \gamma = 1.4$$

$$D_{ant} = 0.05 \text{ m} \quad ; \quad D_{stelo,F} = 0.03 \text{ m} \quad ; \quad D_{stelo,B} = 0.02 \text{ m}$$

$$\text{Distribuzione Rigidezza} \rightarrow 2:1 \quad ; \quad D_{post} = 0.03536 \text{ m}$$

$$\Delta x_{BR} = \Delta x_{FR} = 0.01 \text{ m}$$

$$\Delta x_{BL} = \Delta x_{FL} = -0.01 \text{ m}$$

Se muestran los resultados en forma de tabla para un valor inicial, considerado aquel obtenido como en capítulos anteriores, un resultado numérico iterativo y un resultado analítico aproximado:

Tabla 3.1 Fuerzas netas actuadores efecto módulo de Bulk

	$P_{circuito1}$ (bar)	$P_{circuito2}$ (bar)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
inicial	209.457	191.252	-1512.483	1490.21	-2956.26	2906.134
iterativa	209.248	191.419	-1476.697	1455.94	-2886.16	2839.451
analítica	209.221	191.440	-1476.678	1455.92	-2886.13	2839.413

Los aspectos claves a destacar de estos resultados son la simetría de las fuerzas que se tiene, y la proporción entre las fuerzas del eje delantero y el trasero que es aproximadamente igual a la distribución de rigidez de balanceo.

Efecto dilatación de los tubos

El proceso realizado en este apartado es totalmente análogo al anterior con la introducción de otro efecto diverso como consecuencia de un fluido a presión en el interior de unos conductos. Primero la metodología analítica linealizada, después el cálculo numérico luego la presentación de resultados:

* Con $K_{tubo} \approx 0$ (caso inicial), se calculan las presiones

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuador}]^\gamma$$

* Se utiliza la definición de volumen absorbido en la contracción-dilatación de los tubos $\Delta V_{Fluido} = -K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot \Delta p = -K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot (p - p_r)$

* Se utiliza la ecuación del acumulador, suponiendo $K_{tubo} = 1 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{m \cdot Pa}$, se calcula p

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V_{Fluido}]^\gamma \rightarrow p = \frac{p_r \cdot V_r^\gamma}{[V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V_{Fluido}]^\gamma}$$

* Si $|p_i - p_{i-1}| < \text{toleranza} = 0.05 \text{ bar} \rightarrow$ fin iteración

Mientras la expresión analítica encontrada para las fuerzas no varía, sí lo hacen sus coeficientes k_1 y k_2 con respecto al caso del modulo de Bulk:

$$V(p)^\gamma = [V_r - \Delta V_{actuador} + K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot (p - p_r)]^\gamma$$

$$V(p)^\gamma = V(p_r)^\gamma + \left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} (p - p_r) + \frac{1}{2} \left. \frac{\delta^2 V(p)^\gamma}{\delta p^2} \right|_{p=p_r} (p - p_r)^2 + \dots$$

$$V(p_r)^\gamma = (V_r - \Delta V_{actuador})^\gamma \equiv k_1$$

$$\left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} = \gamma \cdot K_{tubo} \cdot L_{tubo} (V_r - \Delta V_{actuador})^{\gamma-1} \equiv k_2$$

$$V(p)^\gamma = k_1 + k_2 \cdot (p - p_r)$$

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot (k_1 + k_2 \cdot (p - p_r)) \rightarrow p = \frac{-(k_1 - k_2 \cdot p_r) + \sqrt{(k_1 - k_2 \cdot p_r)^2 + 4 \cdot k_2 \cdot p_r \cdot V_r^\gamma}}{2 \cdot k_2}$$

Con los mismos valores numéricos del apartado anterior, se puede obtener:

Tabla 3.2 Fuerzas netas actuadores efecto volumen absorbido por los tubos

	$P_{circuito1}$ (bar)	$P_{circuito2}$ (bar)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
inicial	209.457	191.252	-1512.48	1490.206	-2956.23	2906.134
iterativa	209.350	191.337	-1496.22	1474.638	-2924.4	2875.843
analítica	209.350	191.337	-1496.22	1474.636	-2924.39	2875.840

Efecto dilatación de los tubos y módulo de Bulk juntos

Ahora se han repetido el proceso de los apartados anteriores viendo el efecto conjunto de ambas variables que se están estudiando en este capítulo:

* Con $K_{tubo} \approx 0$ e $B \approx \infty$ (caso inicial), se calculan las presiones

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuador}]^\gamma$$

* Se utiliza la definición del volumen absorbido por los tubos y del módulo de Bulk

$$\Delta V_{Fluido} = -K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot \Delta p = -K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot (p - p_r)$$

$$\Delta V_{Bulk} = -\frac{V_{circuito}}{B} \cdot \Delta p = -\frac{V_{circuito}}{B} \cdot (p - p_r)$$

$$\Delta V = \Delta V_{Bulk} + \Delta V_{Fluido} = \left(-\frac{V_{circuito}}{B} - K_{tubo} \cdot L_{tubo} \right) \cdot \Delta p = \left(-\frac{V_{circuito}}{B} - K_{tubo} \cdot L_{tubo} \right) \cdot (p - p_r)$$

* Se utiliza la ecuación del acumulador, suponiendo que $B = 1.5 \cdot 10^9 Pa$ y $K_{tubo} = 1 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{m \cdot Pa}$, se calcula p

$$p_r \cdot V_r^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V_{Bulk} - \Delta V_{Fluido}]^\gamma = p \cdot [V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V]^\gamma \rightarrow$$

$$\rightarrow p = \frac{p_r \cdot V_r^\gamma}{[V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V_{Bulk} - \Delta V_{Fluido}]^\gamma} = \frac{p_r \cdot V_r^\gamma}{[V_r - \Delta V_{actuador} - \Delta V]^\gamma}$$

* Si $|p_i - p_{i-1}| < \text{tolerancia} = 0.05 \text{ bar} \rightarrow$ fin iteración

Sólo cambiarán los coeficientes del desarrollo en serie de Taylor:

$$V(p)^\gamma = \left[V_r - \Delta V_{actuador} + \frac{V_{circuito}}{B} \cdot (p - p_r) + K_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot (p - p_r) \right]^\gamma$$

$$V(p)^\gamma = V(p_r)^\gamma + \left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} (p - p_r) + \frac{1}{2} \left. \frac{\delta^2 V(p)^\gamma}{\delta p^2} \right|_{p=p_r} (p - p_r)^2 + \dots$$

$$V(p_r)^\gamma = (V_r - \Delta V_{actuador})^\gamma \equiv k_1$$

$$\left. \frac{\delta V(p)^\gamma}{\delta p} \right|_{p=p_r} = \gamma \cdot \left(\frac{V_{circuito}}{B} + K_{tubo} \cdot L_{tubo} \right) (V_r - \Delta V_{actuador})^{\gamma-1} \equiv k_2$$

$$V(p)^\gamma = k_1 + k_2 \cdot (p - p_r)$$

Tabla 3.3 Fuerzas netas actuadores efectos módulo de Bulk y volumen absorbido por los tubos

	$P_{circuito1}$ (bar)	$P_{circuito2}$ (bar)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
inicial	209.573	191.518	-1512.483	1490.206	-2956.256	2906.134
iterativa	209.189	191.218	-1461.243	1441.113	-2855.897	2810.606
analítica	209.185	191.221	-1461.182	1441.055	-2855.779	2810.492

A continuación se presentan una serie de resultados que consisten en diversos análisis paramétricos para diversos valores de los parámetros en estudio, siempre relativos al cálculo numérico iterativo.

Tabla 3.4 Fuerzas netas actuadores para diversos valores del módulo de Bulk

Iterativa	$P_{circuito1}$ (bar)	$P_{circuito2}$ (bar)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
$B = 0.5 \cdot 10^9 Pa$	208.862	191.792	-1410.55	1392.38	-2756.62	2715.76
$B = 1.5 \cdot 10^9 Pa$	209.208	191.401	-1476.70	1455.94	-2886.16	2839.45
$B = 2 \cdot 10^9 Pa$	209.787	191.939	-1485.47	1464.35	-2903.35	2855.82

Cuanto mayor es el módulo de Bulk (más rígido es el fluido), menores variaciones de volumen debido a las variaciones de presión tendremos, y por tanto, mayores serán las presiones en cada circuito y por consiguiente mayores las fuerzas de los actuadores. Se pueden presentar los mismos resultados de manera gráfica para visualizar con mayor nitidez los resultados obtenidos:

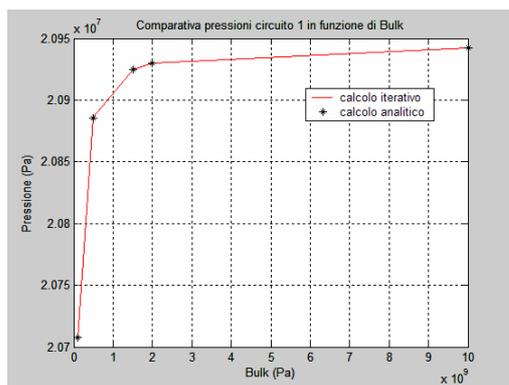
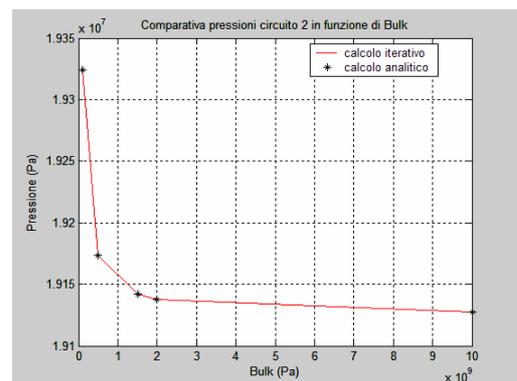


Fig. 3.2 Presión circuito 2 con diversos valores del módulo de Bulk (dcha)

Fig. 3.1 Presión circuito 1 con diversos valores del módulo de Bulk (izqda)



Se presentan los resultados correspondientes al análisis paramétrico de los tubos:

Tabla 3.5 Fuerzas netas actuadores para diversos valores volumen absorbido por los tubos

Iterativa	$P_{circuito1}$ (bar)	$P_{circuito2}$ (bar)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
$K = 0.1 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{m \cdot Pa}$	209.403	191.295	-1504.3	1482.3	-2940.2	2890.8
$K = 1 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{m \cdot Pa}$	209.350	191.337	-1496.2	1474.6	-2924.4	2875.8
$K = 2 \cdot 10^{-13} \frac{m^3}{m \cdot Pa}$	209.245	191.421	-1480.3	1459.4	-2893.3	2846.2

Cuanto menor es el valor de K, significa que el tubo será más rígido a las variaciones de presión del fluido. El tubo se dilatará menos y la variación de volumen retenida en los tubos será menor, y por tanto las presiones en los circuitos mayores.

Capítulo 4: CÁLCULOS VEHÍCULO PASIVO VS SISTEMA TENNECO

En el presente capítulo se han introducido los parámetros reales del vehículo en estudio (Alfa Romeo 156), para el cual se dimensionará el sistema Tenneco bajo una serie de restricciones, para posteriormente valorar el comportamiento del sistema Tenneco frente al comportamiento del denominado vehículo pasivo (compuesto de resortes helicoidales, amortiguadores y barras estabilizadoras tradicionales).

Los datos y restricciones a utilizar en las rutinas de cálculo son:

- masa vehículo: $m = 1310 \text{ Kg}$
- semipaso posterior: $b = 1.63 \text{ m}$
- altura baricentro: $h_G = 0.52 \text{ m}$
- frecuencia propia desplazamiento vertical eje anterior: $f_F \approx 1.1 \text{ Hz}$
- frecuencia propia desplazamiento vertical eje posterior: $f_B \approx 1.2 \text{ Hz}$
- gradiente de balanceo vehículo pasivo: $\Delta\varphi_{pass} = 5.5 \text{ }^\circ / g \text{ acc.lat.}$
- gradiente de balanceo vehículo sistema Tenneco: $\Delta\varphi_{Tenn} = 2 \text{ }^\circ / g \text{ acc.lat.}$
- paso vehículo: $L = 2.59 \text{ m}$
- longitud entre vías: $T_F = T_B = 1.5 \text{ m}$
- distancia baric./centro de balanc.: $H = 0.462 \text{ m}$

Se realiza un análisis de las masas acaentes sobre cada rueda a través del siguiente gráfico en el que se muestran la disposición geométrica del vehículo:

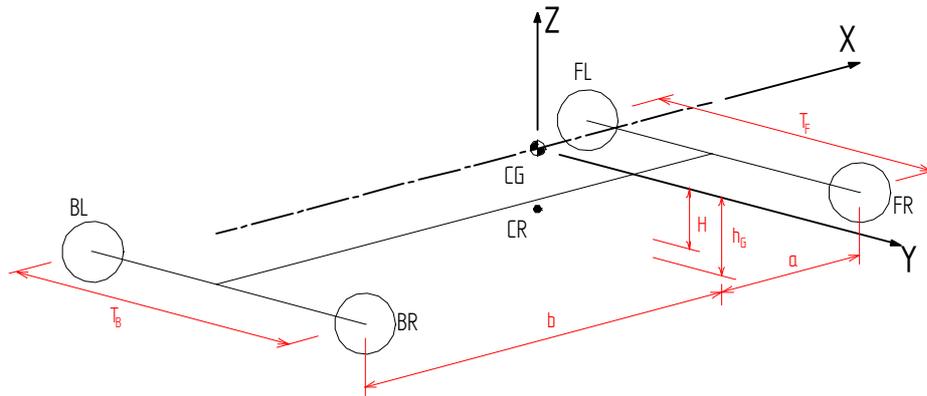


Fig. 4.1 Disposición geométrica vehículo

$$\begin{array}{l}
 m_{BR} + m_{BL} + m_{FR} + m_{FL} = m \\
 m_{BR} = m_{BL} \\
 m_{FR} = m_{FL} \\
 \sum M_{CG,Y} = 0 \rightarrow (m_{FR} + m_{FL}) \cdot a - (m_{BR} + m_{BL}) \cdot b = 0
 \end{array}
 \left| \begin{array}{l}
 m_{FR} \cdot a = m_{BR} \cdot b \\
 2m_{BR} + 2m_{FR} = m
 \end{array} \right.
 \boxed{
 \begin{array}{l}
 m_{BR} = m_{BL} = 242.78 \text{ Kg} \\
 m_{FR} = m_{FL} = 412.22 \text{ Kg}
 \end{array}
 }$$

Se calcularán, a través de las restricciones de las frecuencias, las rigideces verticales máximas admisibles sobre cada una de la rueda:

$$\begin{aligned}
 f_F = 1.1 \text{ Hz} &\rightarrow \omega_F = 2\pi \cdot f_F = 6.912 \frac{\text{rad}}{\text{s}} & f_B = 1.2 \text{ Hz} &\rightarrow \omega_B = 2\pi \cdot f_B = 7.54 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\
 \omega_F = \sqrt{\frac{K_{V,F}}{m_F}} &\rightarrow K_{V,F} = 39382.587 \frac{\text{N}}{\text{m}} = (m_{FR} + m_{FL}) \cdot \omega_F^2 = K_{V,FR} + K_{V,FL} = 2 \cdot K_{V,FR} \\
 K_{V,FR} = K_{V,FL} &= 19691.294 \frac{\text{N}}{\text{m}}
 \end{aligned}$$

$$\omega_B = \sqrt{\frac{K_{V,B}}{m_B}} \rightarrow K_{V,B} = 27603.554 \frac{N}{m} = (m_{BR} + m_{BL}) \cdot \omega_B^2 = K_{V,BR} + K_{V,BL} = 2 \cdot K_{V,BR}$$

$$K_{V,BR} = K_{V,BL} = 13801.776 \frac{N}{m}$$

Para dimensionar el sistema Tenneco se utilizará la restricción que limita el ángulo de balanceo para una determinada aceleración lateral, lo que se ha denominado gradiente de balanceo. Para ello, todos los elementos de la suspensión que se opongan al balanceo deberán ser tenidos en cuenta, para el vehículo pasivo y para el sistema Tenneco.

Las expresiones para las rigideces de balanceo equivalentes debida a la acción vertical de los resortes de la suspensión son:

$$K_{eq,rollioF} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO,F}}{\Delta \varphi_F} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO,F}}{tg^{-1}\left(\frac{\Delta x_{FR} - \Delta x_{FL}}{T_F}\right)} \quad K_{eq,rollioB} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO,B}}{\Delta \varphi_B} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO,B}}{tg^{-1}\left(\frac{\Delta x_{BR} - \Delta x_{BL}}{T_B}\right)}$$

La rigidez a balanceo del vehículo completo se puede descomponer en cuatro términos, dos para cada eje, correspondientes a la rigidez a balanceo equivalente de los resortes helicoidales y la rigidez del sistema antibalanceo específico para cada caso (barras estabilizadoras o sistema Tenneco):

$$K_{rollio} = K_{eq,rollioB} + K_{eq,rollioF} + K_{rollio,F} + K_{rollio,B}$$

Para determinar la rigidez a balanceo global del vehículo nos basaremos en el siguiente gráfico y calcularemos el momento que se opone al balanceo en función de la aceleración lateral que sufre el vehículo:

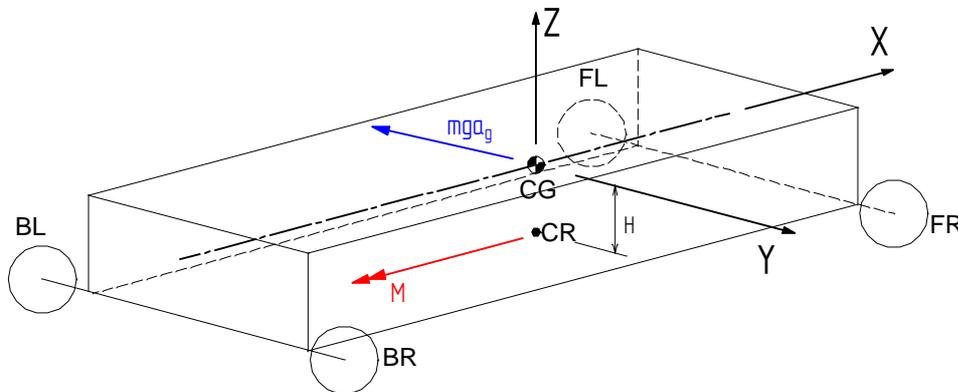


Fig. 4.2 Vista lateral aceleración lateral y momento de balanceo

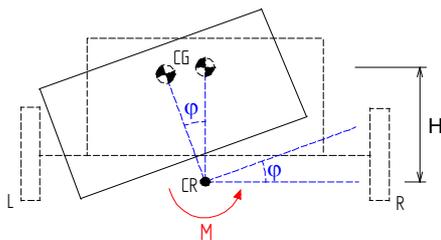


Fig. 4.3 Vista posterior en el balanceo (izqda)

Se pueden las expresiones del momento que se opone al balanceo y la rigidez a balanceo global del vehículo:

$$M(\text{rollante}) = m \cdot g \cdot H \cdot a_g = -M_\theta (\text{antirollante})$$

$$K_{ROLLIO} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO}(\varphi)}{\Delta \varphi} = -\frac{\Delta M_{ANTIROLLIO}(\varphi)}{\Delta \varphi_{sistema} \cdot a_g} = \frac{m \cdot g \cdot H}{\Delta \varphi_{sistema}}$$

Los valores que se han calculado para el vehículo pasivo y que posteriormente serán usados son:

Tabella 4.1 Rigideces verticales, equivalentes a balanceo de los resortes y de las barras estabilizadoras vehículo pasivo

$K_{vert,B} (N/m)$	$K_{vert,F} (N/m)$	$K_{eq\ rollio,B} (Nm/rad)$	$K_{eq\ rollio,F} (Nm/rad)$	$K_{barra,B} (Nm/rad)$	$K_{barra,F} (Nm/rad)$
13800	19700	15600	22300	7250	16650

El sistema Tenneco será dimensionado en modo de obtener un determinado ángulo de balanceo para un valor de un g de aceleración lateral, que no sea superior a la restricción anteriormente impuesta. El procedimiento de cálculo será el siguiente:

- Se impone el movimiento de las ruedas (movimiento de balanceo correspondiente a la máxima carrera de los actuadores, es decir, entre -10 cm y 10 cm)
- Se calculan los valores del vehículo pasivo (momentos equivalentes antibalanceo), y se dimensionan los nuevos resortes (rigidez vertical) del sistema Tenneco, y por tanto su momento antibalanceo
- Se elijen los valores para las variables del sistema:

$$\text{attuatori} \rightarrow \begin{cases} D_F \\ D_{stelo,F} \\ D_B \text{ o distribuzione di rigidezza} \\ D_{stelo,B} \end{cases} \qquad \text{accumulatori} \rightarrow \begin{cases} P_r \\ V_r \end{cases}$$

- Se calculan los valores del sistema Tenneco (momentos antibalanceo)

$$M_{antirollio} = M_{rollio\ sist.\ Tenneco} + M_{rollio\ molle\ nuove} = M_{rollio,F} + M_{rollio,B} + M_{eq.\ rollioB} + M_{eq.\ rollioF}$$

- Se calcula la aceleración lateral que produce dichos desplazamientos en las ruedas, correspondiente con dicho momento antibalanceo:

$$a_g [g] = \frac{M_{antirollio}}{m \cdot g \cdot H}$$

- Se representa el ángulo de balanceo del automóvil en función de la aceleración lateral y se verifica que no se supera el valor máximo impuesto:

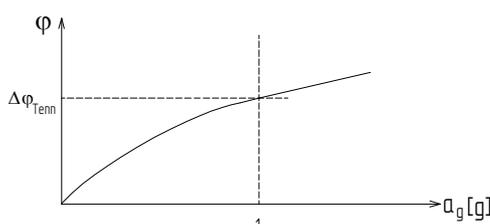


Fig. 4.4 Evolución ángulo de balanceo/aceleración lateral

Además de la restricción del valor de cierto gradiente del ángulo de balanceo, se impondrá que los valores de lo que se denominó como fuerza estática no sean excesivamente elevados, es decir, la fuerza estática de los actuadores más la fuerza de tarado de los muelles debe ser aproximadamente igual a la fuerza de la masa suspendida equivalente repartida en las cuatro ruedas. Con todas las consideraciones expuestas se obtienen los siguientes valores para las variables del sistema Tenneco que serán las que a partir de ahora se utilizarán para las siguientes simulaciones:

$$\begin{aligned}
 D_F &= 0.05 \text{ m} \\
 D_{stelo,F} &= 0.022 \text{ m} \\
 D_B &= 0.032 \text{ m} \\
 D_{stelo,B} &= 0.014 \text{ m} \\
 P_r &= 80 \text{ bar} \\
 V_r &= 1.5 \text{ L}
 \end{aligned}$$

Con dichos valores se obtiene lo que a partir de ahora se denominará la característica de balanceo, es decir el ángulo de balanceo en función de la aceleración lateral:

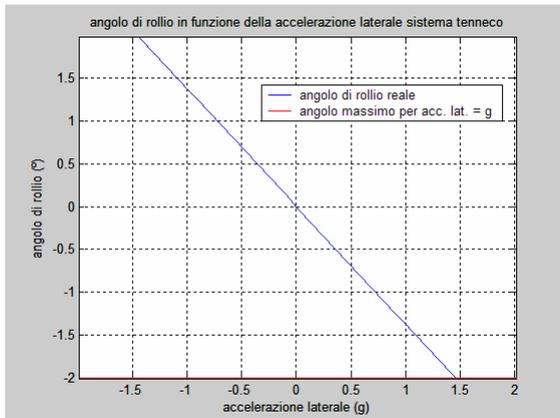


Fig. 4.5 Característica de balanceo de dimensionamiento del sistema Tenneco

A continuación se calcularán los valores de las rigideces verticales de los resortes helicoidales, mediante un simple proceso consistente en, partir de la respuesta del vehículo pasivo en un movimiento vertical de las cuatro ruedas por igual, lo que se ha denominado como movimiento de cuatro ruedas, igualar el comportamiento del sistema Tenneco con la acción de los resortes al comportamiento que hemos obtenido del vehículo pasivo con los resortes antiguos (ya que las barras estabilizadoras en un movimiento de cuatro ruedas no tienen influencia) y por tanto se cumplirá de éste modo la especificación impuesta de las frecuencias propias. Los valores que se obtienen son:

$$K_{molla\ vert.\ B.\ Tenneco} \approx 13100 \frac{N}{m} \qquad K_{molla\ vert.\ F.\ Tenneco} \approx 18000 \frac{N}{m}$$

Como se ha dicho, se ha impuesto que el comportamiento en el movimiento a cuatro ruedas sea aproximadamente igual, por lo tanto no tiene sentido representar dicho comportamiento. Se estudiará el movimiento de la sola rueda BR, y se comparará el comportamiento del vehículo pasivo frente al sistema Tenneco, con y sin la acción de los resortes. Para ello se deben determinar las fuerzas verticales del vehículo pasivo que producen las barras estabilizadoras, para dicho tipo de movimiento, para poder comparar las fuerzas verticales del vehículo pasivo con las correspondientes del sistema Tenneco.

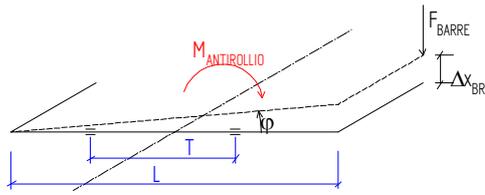


Fig. 4.6 Fuerzas barras en vehículo pasivo

A partir de la rigidez de balanceo de las barras estabilizadoras tradicionales se determina la expresión de la fuerza vertical:

$$K_{ROLLIO,barre} = -\frac{\Delta M_{\theta}}{\Delta \varphi_{barre}} = -\frac{M_{fin} - M_0}{\varphi - \varphi_0} = -\frac{M_{fin}}{\varphi} = -\frac{F_{barre} \cdot L}{\varphi} \rightarrow F_{barra,B} = -\frac{K_{ROLLIO,barra,B} \cdot \text{tg}^{-1}\left(\frac{\Delta x_{BR}}{L}\right)}{L}$$

A continuación se muestran los resultados correspondientes a dicho estudio comparativo para el movimiento de una única rueda (BR):

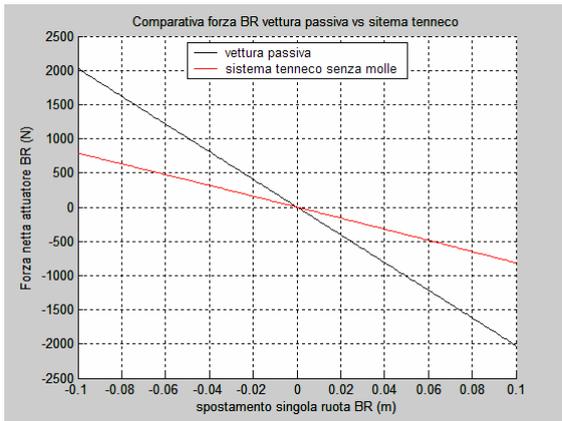
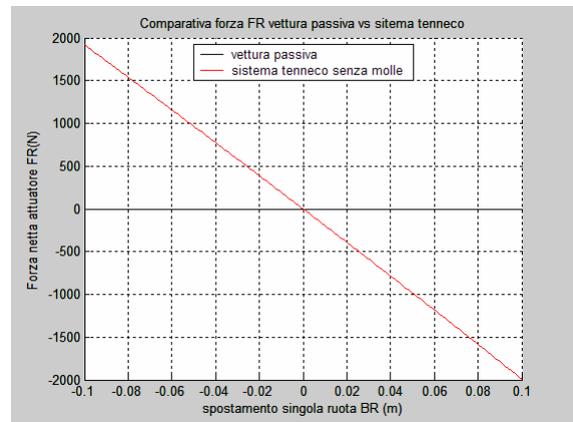


Fig. 4.8 Comparativa fuerzas eje anterior pasivo vs Tenneco sin resortes (dcha)

Fig. 4.7 Comparativa fuerzas eje posterior pasivo vs Tenneco sin resortes (izqda)



Las siguientes gráficas muestran la respuesta en un movimiento de sola rueda BR para el vehículo pasivo y el sistema Tenneco ya con los nuevos resortes. Se observa un comportamiento bastante similar en el eje posterior (la respuesta sobre el eje anterior no varía):

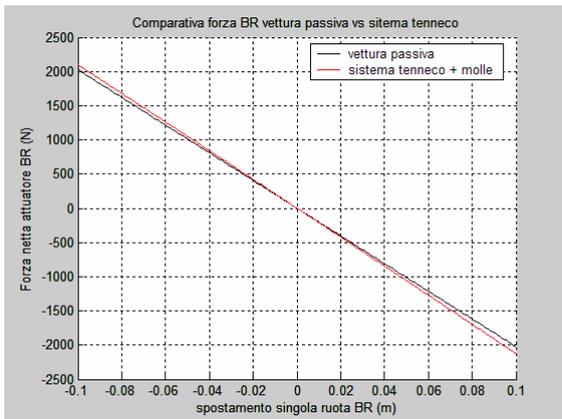


Fig. 4.9 Comparativa fuerzas eje posterior pasivo vs Tenneco + resortes (izqda)

Después de la respuesta obtenida para el movimiento de sola rueda, se pasa a mostrar la respuesta de los momentos antibalanceo para ambos ejes en un movimiento de balanceo del vehículo, en el cual se muestran en negro la respuesta del vehículo pasivo, en rojo la respuesta del sistema Tenneco sin resortes, y en azul la respuesta del sistema Tenneco con los nuevos resortes, cuya respuesta deberá ser bastante más rígida para el sistema Tenneco que para el vehículo pasivo, uno de los objetivos principales:

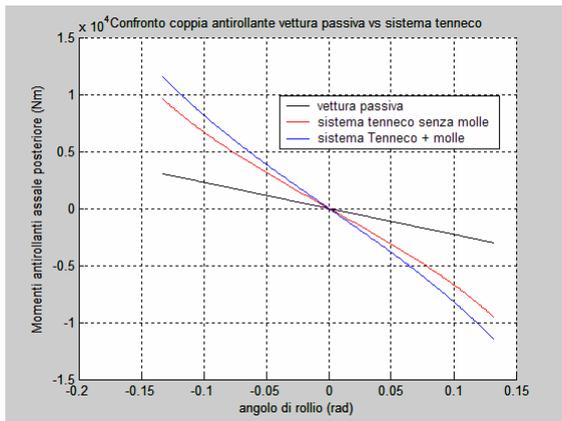
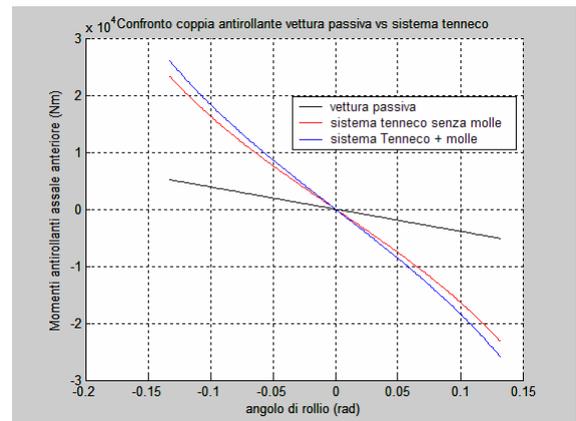


Fig. 4.11 Momentos antibalanceo eje anterior para balanceo (dcha)

Fig. 4.10 Momentos antibalanceo eje posterior para balanceo (izqda)



Una vez que se han determinado los valores numéricos de los momentos que se oponen al balanceo, podemos determinar los valores numéricos de las rigideces a balanceo para cada eje, que se pueden comparar con las expresiones numéricas que se obtuvieron en capítulos anteriores, representarlo en función del ángulo de balanceo según se muestra:

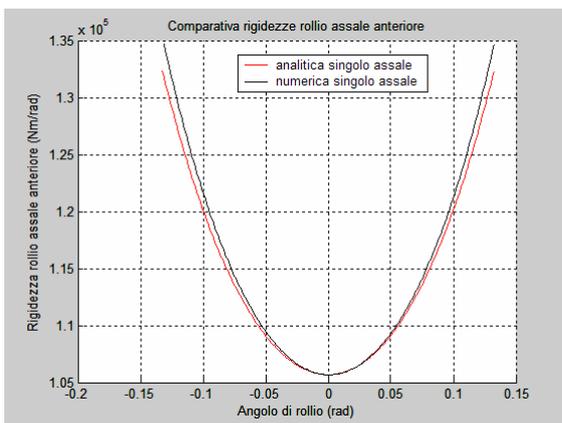
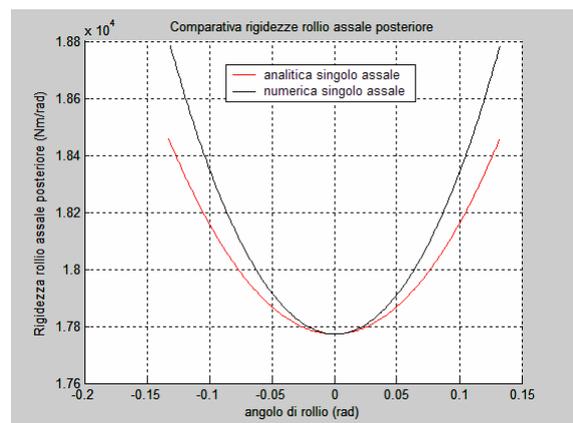


Fig. 4.13 Comparativa rigidez a balanceo Tenneco vs analítica eje posterior (dcha)

Fig. 4.12 Comparativa rigidez a balanceo Tenneco vs analítica eje anterior (izqda)



A partir de los valores numéricos calculados se pueden determinar unos valores medios para las rigideces a balanceo para cada eje del sistema Tenneco:

$$K_{media\ rollio,F,Tenneco} = 176106\ Nm/rad \approx 176000\ Nm/rad \quad K_{media\ rollio,B,Tenneco} = 72220\ Nm/rad \approx 72000\ Nm/rad$$

La siguiente tabla muestra un resumen de los valores numéricos de las rigideces vertical, equivalente a balanceo y a balanceo del sistema Tenneco :

Tabella 4.2 Rigideces vertical, equivalente a balanceo de los resortes y a balanceo del sistema Tenneco

$K_{vert,B} (N/m)$	$K_{vert,F} (N/m)$	$K_{eq\ rollio,B} (Nm/rad)$	$K_{eq\ rollio,F} (Nm/rad)$	$K_{Tenneco,B} (Nm/rad)$	$K_{Tenneco,F} (Nm/rad)$
13100	18000	14800	20300	72000	176000

A continuación se mostrarán las curvas características de balanceo en diversas situaciones, vehículo pasivo sin barras estabilizadoras, vehículo pasivo (resortes más barras), el sistema Tenneco y el sistema Tenneco con los nuevos resortes:

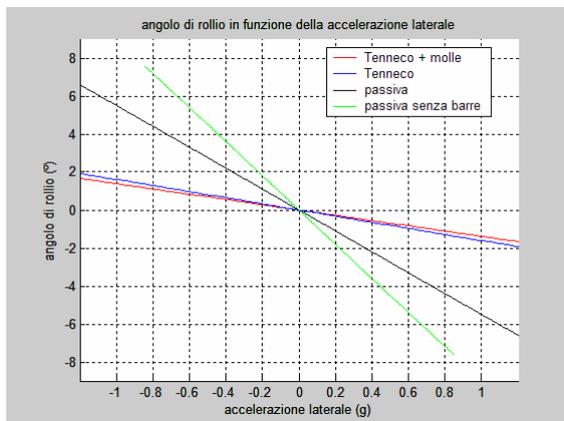


Fig. 4.14 Característica a balanceo para diversos tipos de montaje del vehículo

Se observa como las respuestas son las esperadas, como la respuesta del vehículo pasivo sin barras estabilizadoras es la más blanda, es decir, se tendrán ángulos de balanceo excesivamente elevados, mientras que la respuesta más restrictiva para el ángulo de balanceo se produce para el sistema Tenneco en acción conjunta con los resortes helicoidales.

Ya se presentaron los resultados para otro tipo de movimientos como el de sola rueda, ahora se presentarán otros resultados para otros movimientos como el de articulation, balanceo opuesto en ambos ejes, realizando siempre una comparativa entre el vehículo pasivo, el sistema Tenneco y el sistema Tenneco junto con los nuevos resortes. En este caso se darán desplazamientos positivos en las ruedas FR y BL, y por tanto serán negativos en las otras dos ruedas.

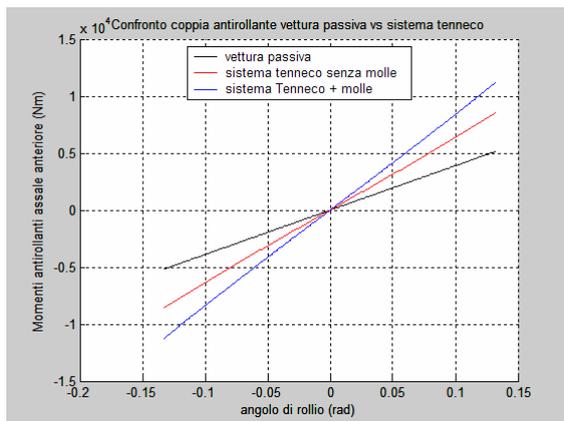
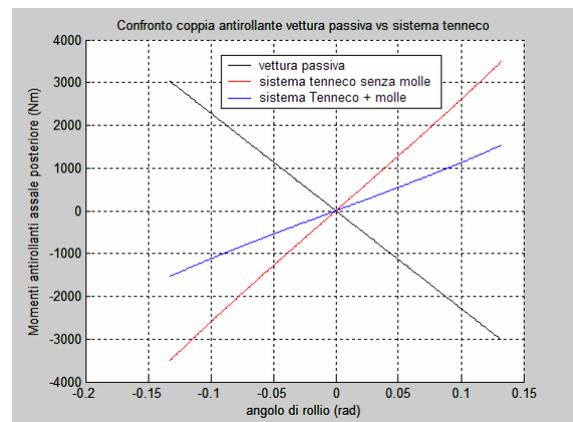


Fig. 4.16 Momentos antibalanceo para eje posterior para articulation (dx)

Fig. 4.15 Momentos antibalanceo para el eje anterior para articulation (izqda)



Mientras que en el caso del vehículo pasivo las barras estabilizadoras se oponen siempre al movimiento de las ruedas, en el caso del sistema Tenneco no ocurre así, debido a que este sistema está construido para optimizar el balanceo, y por tanto en este movimiento tendremos el eje anterior oponiéndose al movimiento (es el eje más rígido) mientras que sobre el eje posterior se obtendrá una respuesta que favorece el movimiento introducido por las ruedas. La acción de los resortes se opondrá siempre al movimiento de las ruedas, por lo cual, la respuesta del sistema Tenneco más la acción de dichos resortes será siempre la óptima en este movimiento.

A continuación, sobre la base de los valores de los parámetros dimensionados para actuadores y acumuladores, se realizará una estimación del volumen de fluido que recorre los circuitos, para poder elegir el volumen físico del acumulador, que será de la marca ATOS para los actuadores con una carrera de 200 mm:

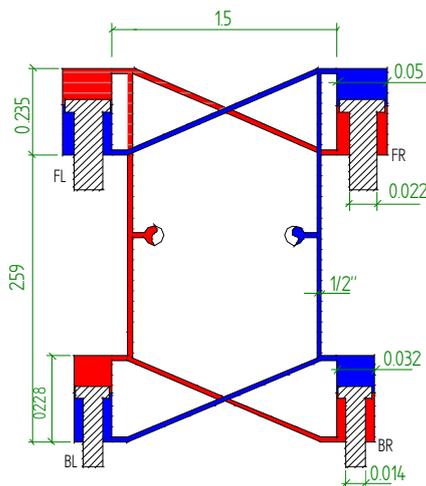


Fig. 4.17 Volumen fluido en los circuitos

El volumen de fluido existente en los circuitos en la posición de reposo, es decir, los actuadores a la mitad de su carrera, se calcula:

$$V_{circ.1} = V_{tubi} + V_{BR1} + V_{FR1} + V_{BL2} + V_{FL2} = 1.305 \cdot 10^{-3} m^3 \approx 1.3 L$$

El máximo volumen de fluido desplazado será cuando los actuadores estén en su final de carrera, en un movimiento de balanceo negativo para FR y BR y positivo para los otros dos:

$$V_{circ.1} = V_{tubi} + V_{BR1,max} + V_{FR1,max} + V_{BL2,max} + V_{FL2,max} = 1.887 \cdot 10^{-3} m^3 \approx 1.9 L$$

La diferencia de volumen entre ambos estados, será el volumen máximo de fluido desplazado, con lo cual a dicho valor se le tendrá que sumar al valor del volumen inicial de fluido utilizado en dicho dimensionamiento. Así pues, se tomará como valor del volumen del acumulador 2.3 L, valor de catálogo inmediatamente superior al valor calculado.

A continuación se presentarán las evoluciones de las presiones en los acumuladores para diversos tipos de movimientos.

Ramp-steer (balanceo semiestacionario)

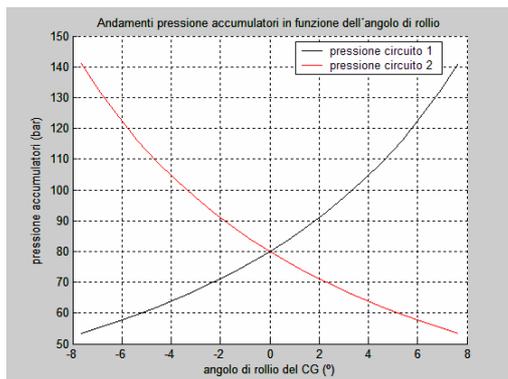


Fig. 4.18 Evoluciones presiones en los acumuladores en función del ángulo de balanceo en una maniobra de ramp-steer

Para ángulos de balanceo nulo, se tiene una presión igual al valor inicial del sistema. Por ángulo de balanceo positivo se entiende que el vehículo está girando hacia la derecha, por lo que se produce una elevación del lado deecho del vehículo, lado interior a la curva, y se rebaja el lado izquierdo o externo a la curva.

Parallel (cabeceo o eje aislado)

En este caso se representarán las presiones de los acumuladores en función de los desplazamientos en los ejes, debido a que el ángulo de balanceo es nulo:

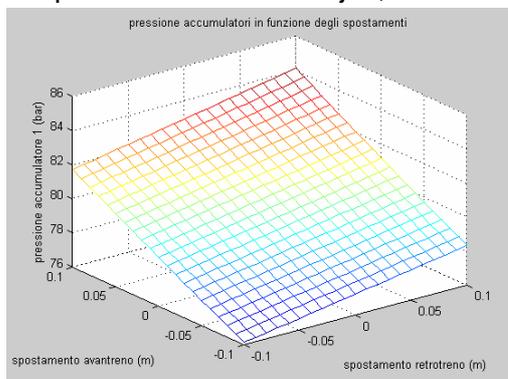


Fig. 4.19 Evolución presión acumulador 1 en función de los desplazamientos en parallel

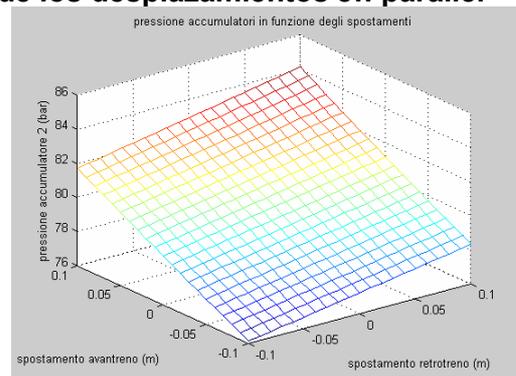


Fig. 4.20 Evoluición presión acumulador 2 en función de los desplazamientos en parallel

Articulation

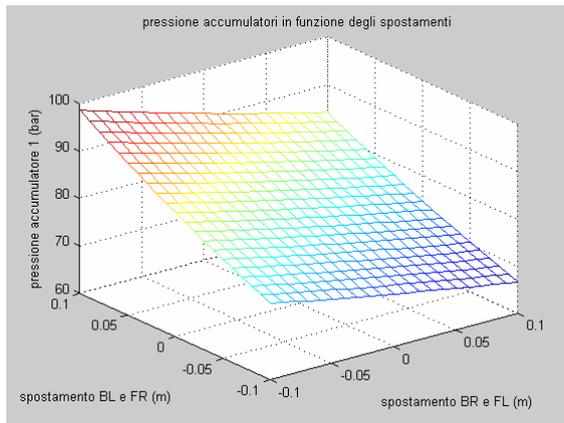
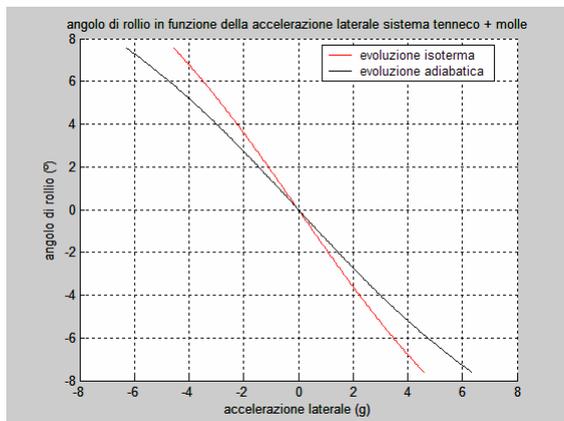
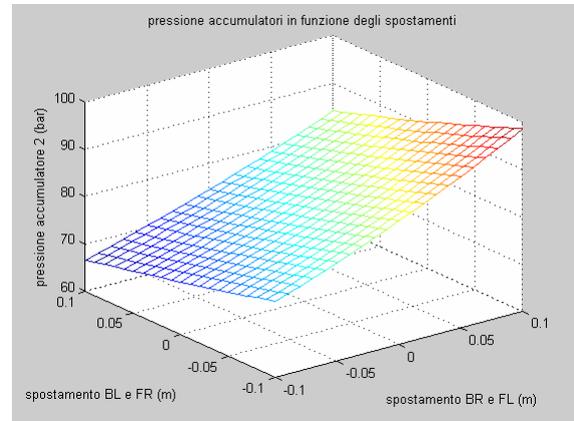


Fig. 4.22 Evolución presión acumulador 2 en función de los desplazamientos en una maniobra de articulation (dcha)

Fig. 4.21 Evolución presión acumulador 1 en función de los desplazamientos en una maniobra de articulation (izqda)



A continuación se mostrará la curva característica de balanceo en los casos en los que se supone una evolución adiabática o por el contrario una evolución isoterma en el gas de los acumuladores.

Fig. 4.23 Característica de balanceo para evoluciones adiabática e isoterma en los acumuladores

Como se puede observar, el error cometido no es despreciable, que se encuentra en torno al 25%, además del propio error conceptual añadido por considerar una evolución isoterma, ya que dicha evolución ha de ser lenta por definición, y en los movimientos en orden de marcha de la suspensión del vehículo se tendrá una dinámica elevada.

Capítulo 5: CÁLCULOS ORIFICIOS

Se introducirán los orificios y su efecto y se determinará el área de los orificios necesarios a introducir en modo de optimizar el coeficiente de amortiguación que éstos deben introducir en el sistema:

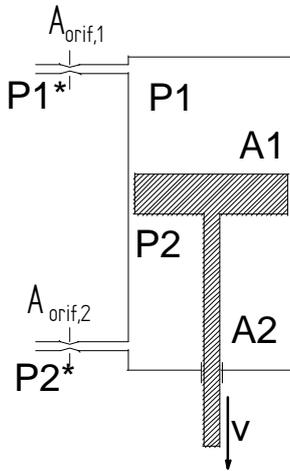


Fig. 5.1 Disposición geométrica de los orificios y las variables de cálculo

Se calcularán las áreas de los orificios en función de la velocidad de desplazamiento del pistón de los actuadores, con las siguientes ecuaciones:

- Las ecuaciones de los caudales por los orificios:

$$Q_1 = C_e \cdot A_{orif,1} \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}}$$

$$Q_2 = C_e \cdot A_{orif,2} \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}}$$

donde $C_e \equiv const = 0.7$ y $\rho = 850 \text{ Kg/m}^3$

- El caudal del actuador en función de la velocidad de desplazamiento es:

$$Q_1 = A_1 \cdot v \quad Q_2 = -A_2 \cdot v$$

- Por último se relaciona la fuerza en los actuadores como la debida a la diferencia de presiones y la debida al coeficiente de amortiguamiento:

$$c \cdot v = F = -\Delta p_1 \cdot A_1 + \Delta p_2 \cdot A_2$$

donde $c \equiv coef. amortiguamiento = \frac{c_{critt}}{2\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{K \cdot m}}{\sqrt{2}}$

Se puede obtener la ecuación que nos permita determinar las áreas de los orificios:

$$A_{orif,1} = A_{orif,2} = A_{orif} = \sqrt{\frac{A_1^3 \cdot v \cdot \rho}{2 \cdot C_e^2 \cdot c} - \frac{A_2^3 \cdot v \cdot \rho}{2 \cdot C_e^2 \cdot c}}$$

Los valores óptimos de coeficiente de amortiguamiento son:

$$c_{ottimo,B} = \frac{c_{critt,B}}{2\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{K_{V,B} \cdot m_{BR}}}{\sqrt{2}} = 1924.37 \text{ Kg/s}$$

$$c_{ottimo,F} = \frac{c_{critt,F}}{2\sqrt{2}} = \frac{\sqrt{K_{V,F} \cdot m_{FR}}}{\sqrt{2}} = 2014.59 \text{ Kg/s}$$

Con estos valores y suponiendo un valor de velocidad de desplazamiento de $v = -0.2 \text{ m/s}$ (valor crítico y con sentido hacia abajo) se obtiene:

$$A_{orif,B} = 1.0323 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \rightarrow D_{orif,B} = 0.00363 \text{ m}$$

$$A_{orif,F} = 3.1522 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \rightarrow D_{orif,F} = 0.00634 \text{ m}$$

Capítulo 6: SIMULACIÓN AMESim®

En el presente capítulo se ha simulado de nuevo el sistema con los parámetros, que a continuación se muestran, utilizando el software AMESim®:

$$\begin{aligned}
 D_F &= 0.05 \text{ m} \\
 D_{stelo,F} &= 0.022 \text{ m} \\
 D_B &= 0.032 \text{ m} \\
 D_{stelo,B} &= 0.014 \text{ m} \\
 P_r &= 80 \text{ bar} \\
 V_r &= 1.5 \text{ L} \\
 V_{accumulatori} &= 2.3 \text{ L} \\
 P_{precarica} &= 43.9678553 \text{ bar} \\
 D_{tubi} &= 1/2" = 0.0127 \text{ m} \\
 e_{pareti,tubi} &= 0.001 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Con los parámetros anteriores se realiza el modelo que se muestra a continuación

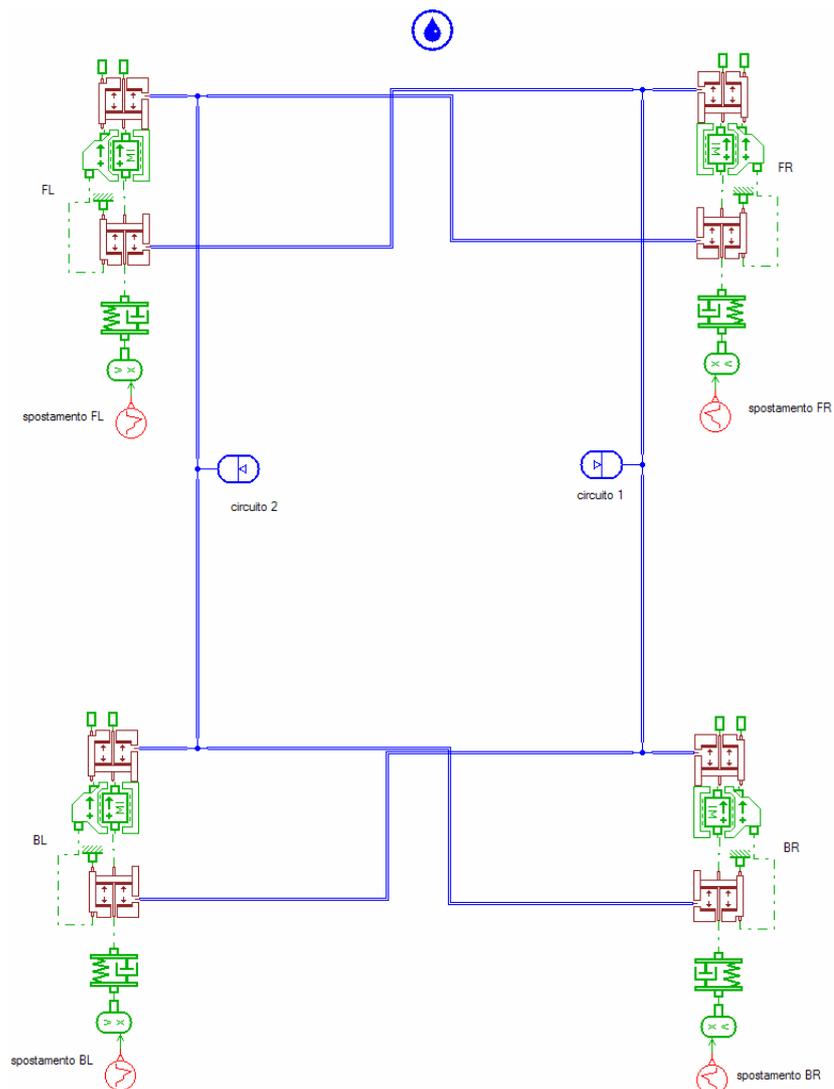


Fig. 6.1 Sistema Tenneco

Por lo que respecta a las propiedades del fluido se han tomado los siguientes valores para las simulaciones:

$$B = 17000 \text{ bar} \quad ; \quad \rho = 850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad ; \quad \nu = 51 \text{ cP}$$

Partiendo de los valores iniciales de presión y volumen en el acumulador (80 bar y 1.5 L), se realizan simulaciones para unos determinados desplazamientos de las ruedas, manteniendo unos valores no demasiado elevados de las velocidades de desplazamiento de los pistones de los actuadores (para tener un análisis estático y poder comparar con los resultados que se han obtenido anteriormente):

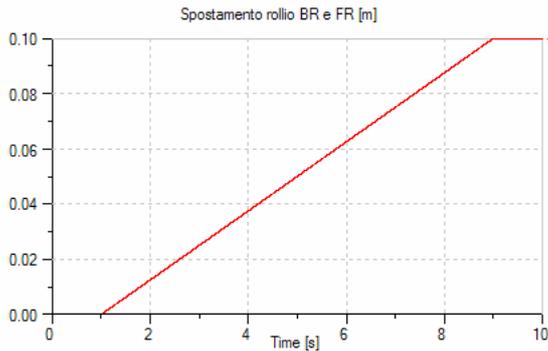


Fig. 6.2 Desplazamientos FR y BR (izqda)

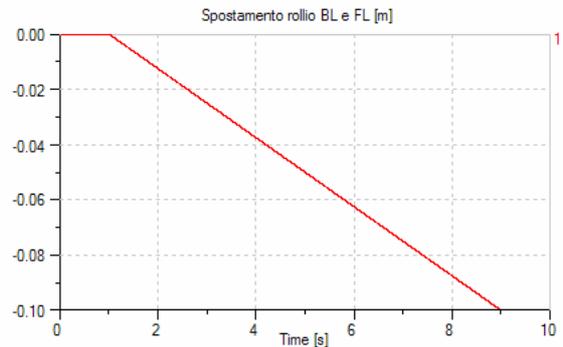


Fig. 6.3 Desplazamientos FL y BL (dcha)

Dichos desplazamientos suponen un movimiento de balanceo del vehículo como si éste estuviese recorriendo una curva hacia la derecha. Para comenzar mostraremos las evoluciones de las presiones y el volumen que ocupa el gas en los acumuladores en el análisis temporal que se está realizando:

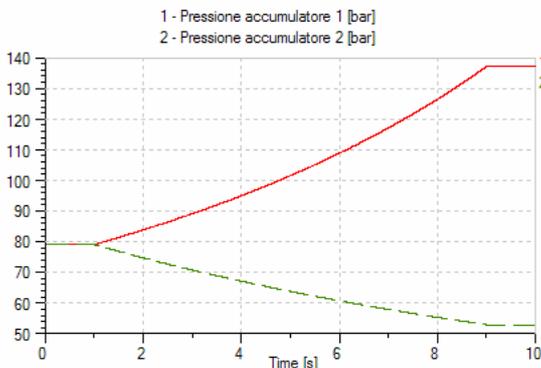


Fig. 6.4 Evoluciones presiones acumuladores circuito 1 y circuito 2

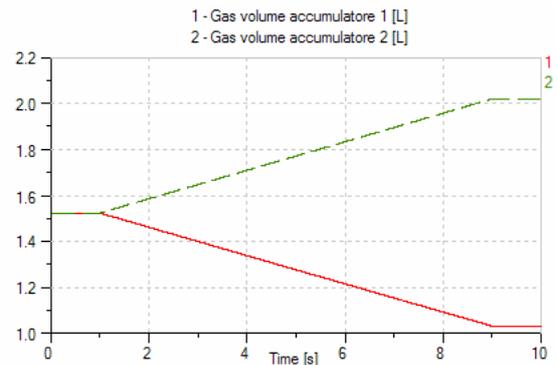


Fig. 6.5 Evoluciones volumen del gas acumuladores circuito 1 y circuito 2

A continuación se mostrarán las evoluciones de las fuerzas netas en los actuadores:

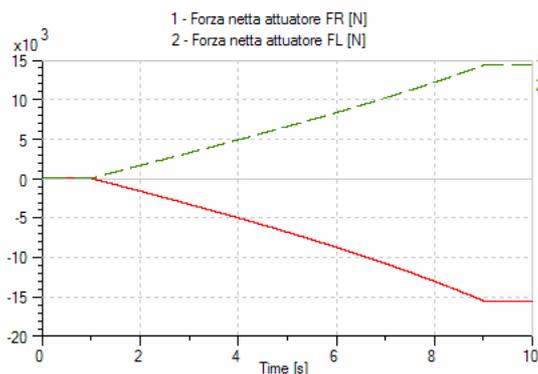


Fig. 6.6 Fuerzas netas actuadores FR y FL

Lo que se debe retener de estos gráficos para comparar con los resultados anteriores son la simetría que guardan las fuerzas entre actuadores del lado derecho y del lado izquierdo, y el valor extremo alcanzado para lo que se considera que será el desplazamiento máximo de los pistones de los actuadores, por coincidir con la mitad de su carrera.

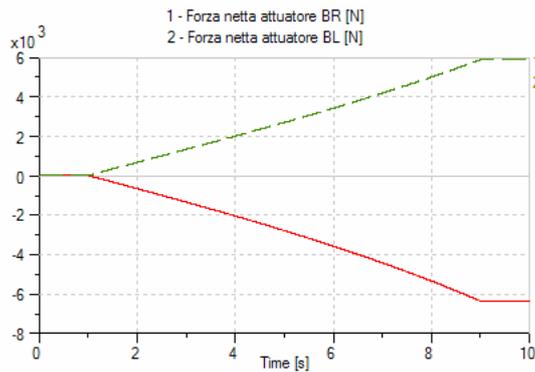


Fig. 6.7 Fuerzas netas actuadores BR y BL

A continuación se muestra una tabla con los resultados calculados anteriormente para un valor máximo del desplazamiento de ± 10 cm, y se puede comprobar la validez de ambos cálculos en los que el error no supera el 1.5% en ningún caso, confirmando la bondad de ambos modelos.

Tabla 6.1 Fuerzas netas actuadores en función del desplazamiento con el efecto Bulk calculados en MATLAB

Spst. BR (m)	Spst. BL (m)	Spst. FR (m)	Spst. FL (m)	F_{BR} (N)	F_{BL} (N)	F_{FR} (N)	F_{FL} (N)
0.1	-0.1	0.1	-0.1	-6643.7	6110.6	-16208	14892

A continuación se realizará el estudio para diversos tipos de movimientos en los que siempre se tendrán presentes los resultados obtenidos anteriormente para poder verificar.

Sola rueda

A partir de un desplazamiento de la rueda posterior derecha BR igual a aquel que se ha impuesto para el movimiento de balanceo se pueden obtener las evoluciones de las fuerzas netas en los acumuladores en función de los desplazamientos.

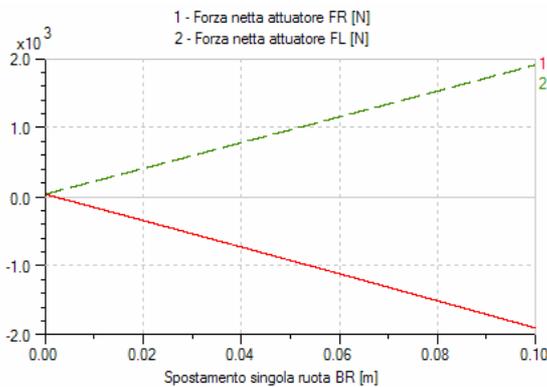
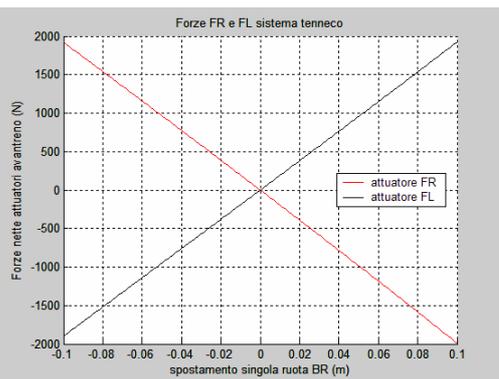
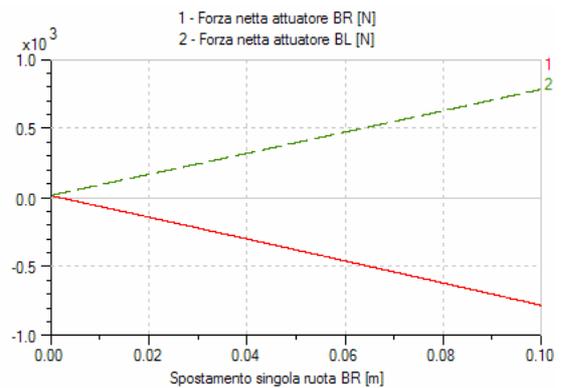


Fig. 6.9 Fuerzas netas actuadores BR y BL en función del desplazamiento (dcha)

Fig. 6.8 Fuerzas netas actuadores FR y FL en función del desplazamiento (izqda)



A continuación se muestran los mismos resultados pero calculados con MATLAB, para poder comparar entre ambas simulaciones:

Fig. 6.10 Fuerzas netas actuadores FR y FL en función del desplazamiento. Cálculo en MATLAB

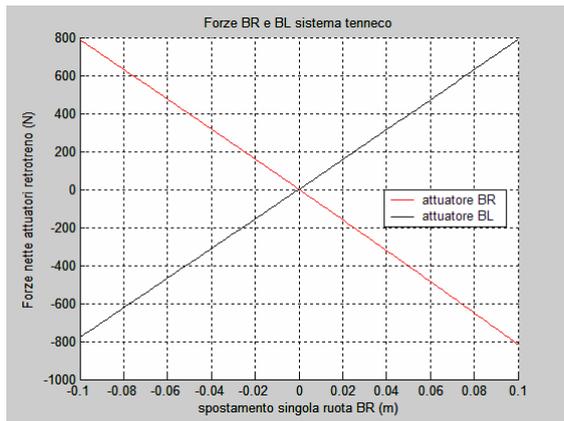


Fig. 6.11 Fuerzas netas actuadores BR y BL en función del desplazamiento. Cálculo en MATLAB

Los resultados en MATLAB, provenientes del cálculo numérico de ecuaciones analíticas y los resultados provenientes de una simulación puramente numérica con AMESim® son similares con una elevada precisión, y por tanto de una validez más que aceptable ambos dos.

Cuatro ruedas

A partir de un desplazamiento vertical igual en las cuatro ruedas se puede obtener:

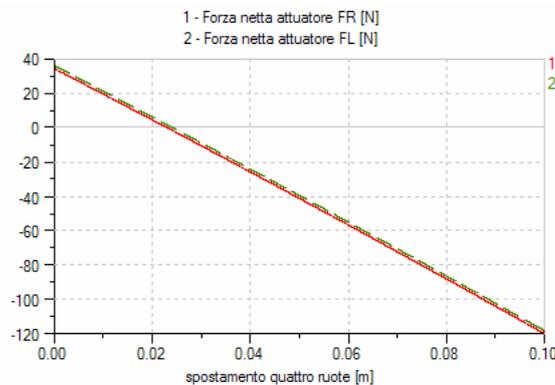
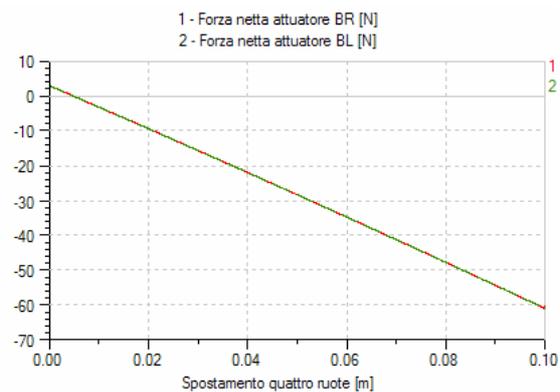


Fig. 6.13 Fuerzas netas actuadores BR y BL en función del desplazamiento (dcha)

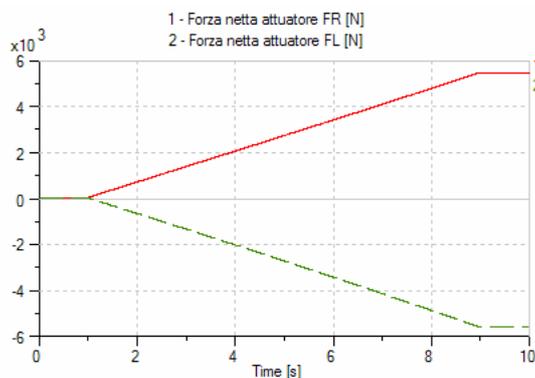
Fig. 6.12 Fuerzas netas actuadores FR y FL en función del desplazamiento (izqda)



Como se puede comprobar los resultados son los lógicos, una respuesta casi nula porque la variación de volumen de fluido en los acumuladores es casi nula, por lo que las fuerzas son mucho menores que en el caso de balanceo.

Articulation

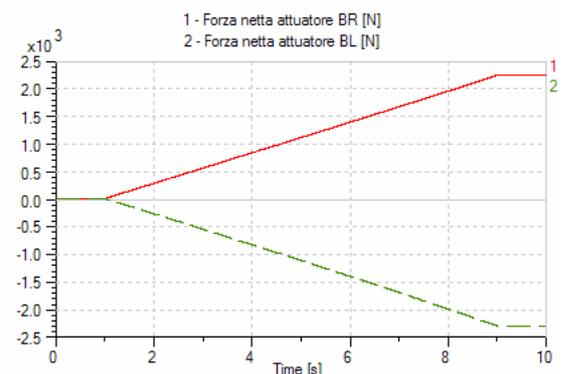
Se darán desplazamientos iguales a las parejas de actuadores BR e FL (hacia arriba) y BL e FR (hacia abajo), para simular el movimiento de articulation.



actuadores BR y BL en función del tiempo (dcha)

Fig. 6.14 Fuerzas netas actuadores FR y FL en función del tiempo (izqda)

**Fig
6.1
5
Fu
erz
as
net
as**



Ocurre que se tienen los resultados antes obtenidos, en valores, en simetrías y en evoluciones, porque se tiene la simetría entre ambos lados del mismo eje, los valores similares a los antes obtenidos, y la evolución no es opuesta a los desplazamientos como ya se explicó anteriormente.

Eje simple

Se dará un desplazamiento igual en las ruedas del eje posterior:

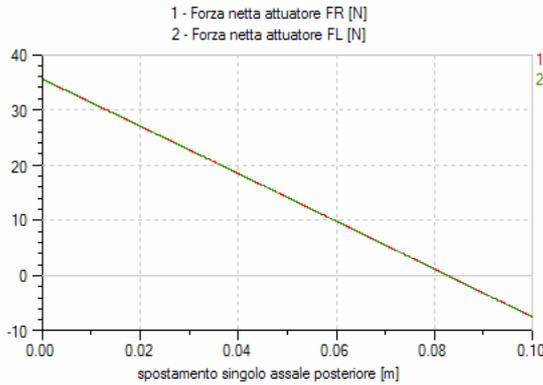
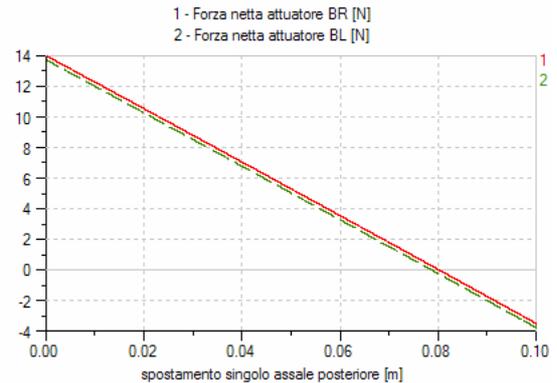


Fig. 6.17 Fuerzas netas actuadores BR y BL en función del desplazamiento (dcha)

Fig. 6.16 Fuerzas netas actuadores FR y FL en función del desplazamiento (izqda)



A continuación se realizarán diversos análisis paramétricos para diversos valores de las variables de estudio de los acumuladores y los actuadores, para el movimiento de balanceo.

Para comenzar se realizará un estudio paramétrico en función del diámetro de los actuadores del eje anterior, del que se muestran los resultados en términos de evoluciones temporales de fuerzas netas en todos los actuadores:

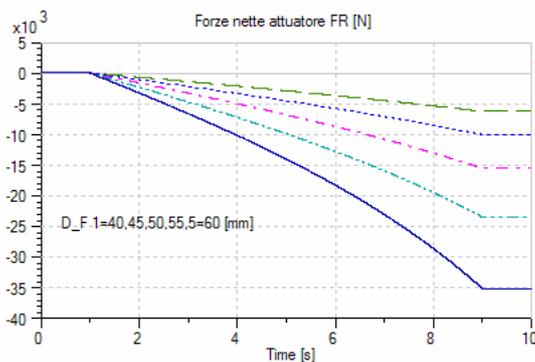
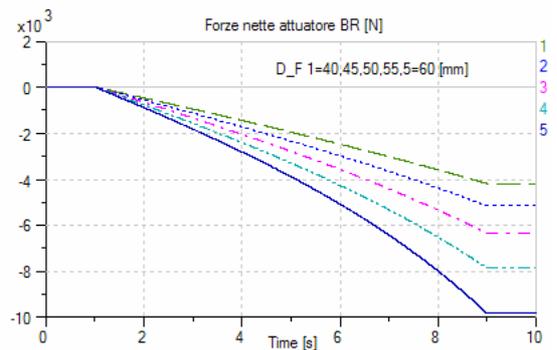


Fig. 6.19 Fuerzas netas actuador BR para diversos diámetros actuadores Df (dcha)

Fig. 6.18 Fuerzas netas actuador FR para diversos diámetros actuadores Df (izqda)



Conforme crece el diámetro de los actuadores del eje delantero, las fuerzas crecen en valor absoluto, mientras que los sentidos siempre se oponen al movimiento introducido por las ruedas. No se han representado los actuadores del lado izquierdo de cada eje por ser simétricos respecto a sus homólogos de cada eje.

Se puede verificar además que el cociente entre las fuerzas entre actuadores anterior y posterior es aproximadamente igual al cociente entre las áreas de dichos actuadores:

$$\frac{A_F}{A_B} = \frac{0.04^2}{0.032^2} = 1.5625 \approx 1.548 = \frac{-6500}{-4200} \approx \frac{F_F}{F_B}$$

A continuación se realiza otro análisis paramétrico en función del valor del diámetro del vástago del pistón de los actuadores del eje delantero:

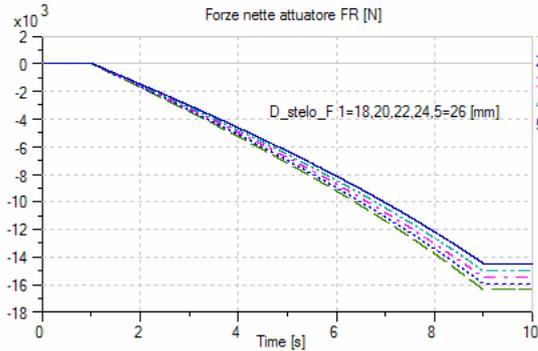


Fig. 6.21 Fuerzas netas actuado FR para diversos diámetros DsteloF (izqda)

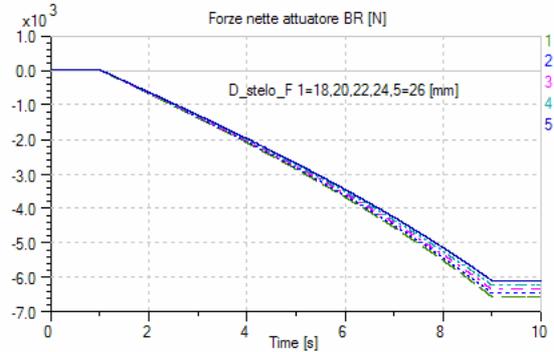


Fig. 6.22 Fuerzas netas actuador BR para diversos diámetros DsteloF (dcha)

A medida que aumenta el diámetro del vástago del pistón de los acumuladores anteriores, las presiones en ambos circuitos disminuyen respecto al valor inicial de los acumuladores, y por tanto las fuerzas disminuirán.

Lo siguiente será un análisis en función del diámetro de los actuadores posteriores.

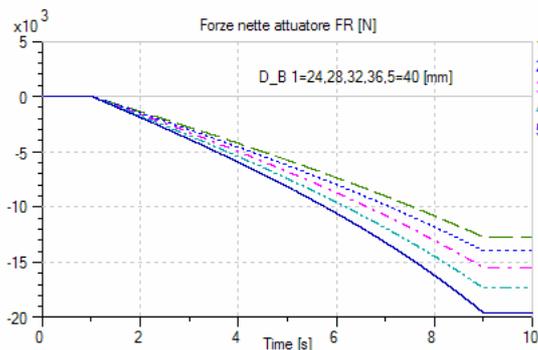


Fig. 6.23 Fuerzas netas actuador FR para diversos diámetros Db (izqda)

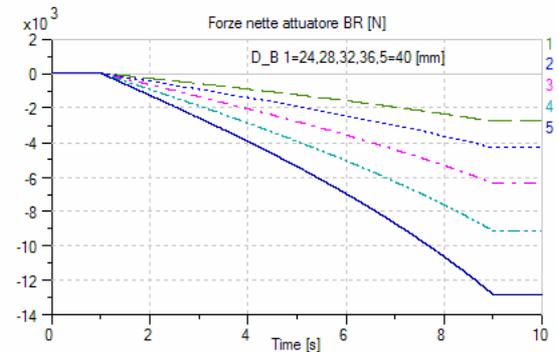


Fig. 6.24 Fuerzas netas actuador BR para diversos diámetros Db (dcha)

Las presiones crecen cuando crece el diámetro de los actuadores, tanto anteriores como posteriores, y por tanto se tendrán fuerzas mayores conforme crece el diámetro de los cuatro actuadores.

Se realizará un nuevo estudio paramétrico en función del diámetro del vástago del pistón de los actuadores posteriores:

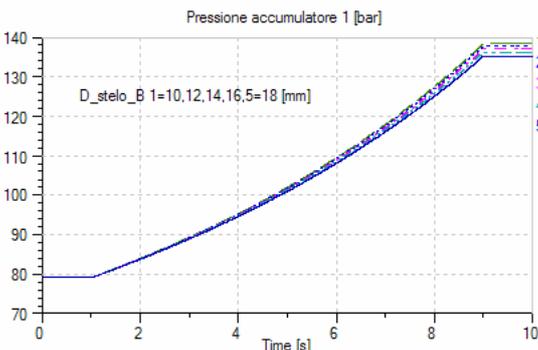


Fig. 6.25 Evoluciones presiones circuito 1 para diversos diámetros DsteloB

Las presiones disminuyen conforme crece el diámetro, por lo que disminuirán las fuerzas. Por simplicidad no se representarán las gráficas correspondientes a dichas fuerzas.

Variando la presión inicial que se desea tener en los acumuladores una vez cerrado el circuito hidráulico, y por tanto variando la presión de precarga que tendrán los acumuladores, se puede realizar el último estudio paramétrico en función de dicho parámetro:

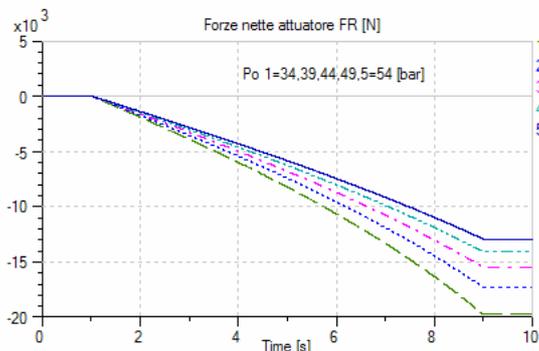
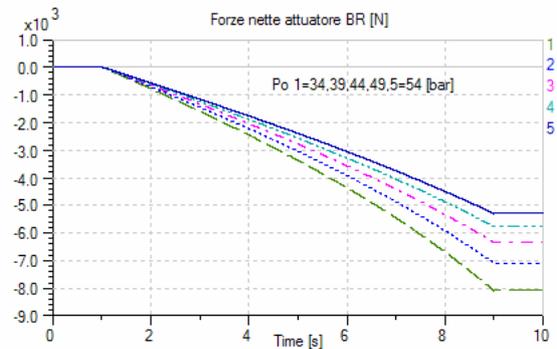


Fig. 6.27 Fuerzas netas actuador BR para diversas Po (dcha)

Fig. 6.26 Fuerzas netas actuador FR para diversas Po (izqda)



Se presentan los mismos resultados en forma de tabla y mostrando la variación porcentual de las fuerzas en función de la presión de precarga de los acumuladores:

Tabla 6.2 Variación porcentual fuerzas netas actuadores en función de la variación de la presión de precarga de los acumuladores

$\Delta P_{prec} (m)$	$F_{BR} _{max} (N)$	$\Delta F_{BR} _{max} (\%)$	$F_{FR} _{max} (N)$	$\Delta F_{FR} _{max} (\%)$
34	-5298.1	-16.49	-12923.2	-16.50
39	-5674.03	-9.15	-14060.14	-9.15
44	-6344.32	0	-15476.3	0
49	-7090.9	+10.53	-17298.32	+10.5
54	-8092.7	+21.61	-19743.28	+21.6

En el texto original se han realizado dos análisis paramétricos más, consistentes en hacer variar el rozamiento en los actuadores del propio pistón y del fluido, variando los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, y un segundo parámetro como la rigidez de los tubos, en el que se variará el módulo de Young de los mismos.

Otra simulación realizada consiste en un estudio dinámico en la respuesta del sistema Tenneco, con un desplazamiento de la rueda BR solamente, con una señal que varía linealmente en la frecuencia de 0 a 100 Hz, con una amplitud constante de 1 cm. Para este estudio se obtuvieron las funciones de transferencia para las fuerzas netas de los actuadores BR y FR, que servirán para determinar que las frecuencias propias de vibración del sistema serán mucho más elevadas que los valores manejados, porque no se aprecian en dichas funciones de transferencia estar en las cercanías de algún punto de resonancia.

Capítulo 7: ANÁLISIS EN FRECUENCIA

Se realizará un estudio analítico a partir del gráfico inferior que muestra todas las variables de nuestro sistema que permitirán ser expresadas en función de cuatro grados de libertad, que son los cuatro desplazamientos de los actuadores:

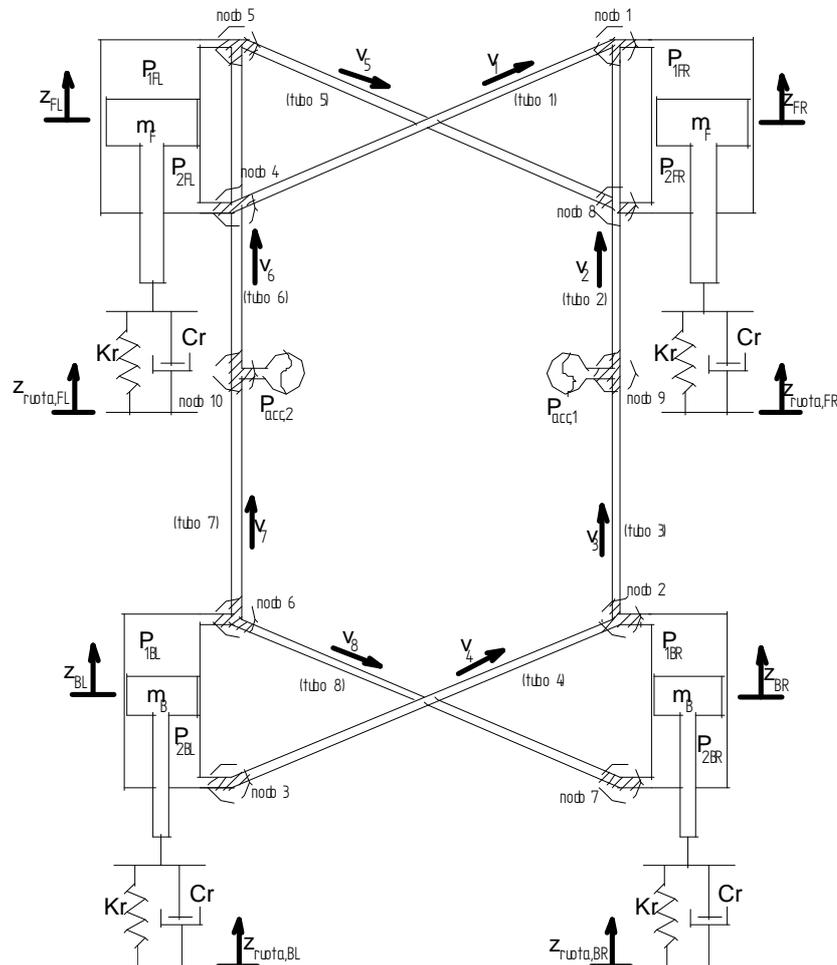


Fig. 7.1 Variables sistema Tenneco

Las ecuaciones que se utilizarán son, equilibrio de fuerzas sobre cada pistón, equilibrio de la traslación de la masa en cada tubo, equilibrio de caudales en cada nodo y luego las ecuaciones de cada acumulador, con las siguientes suposiciones:

- Se supone el sistema “en banco”, es decir, no existe movimiento de la carcasa de los actuadores
- $A_{tubo,1} = A_{tubo,2} = \dots = A_{tubo,i} = A_{tubo}$
- $L_1 = L_4 = L_5 = L_8$
 $L_2 = L_3 = L_6 = L_7$

A partir de las variables intermedias obtenidas de las velocidades del fluido en los tubos y las presiones de los acumuladores, se pueden obtener las expresiones finales de las presiones en cada una de las cámaras en los acumuladores (ver desarrollo en texto original):

$$\begin{aligned}
(7) \quad p_{1BR} &= \rho L_3 \dot{v}_3 + v_3 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_3}{\pi \cdot d_{tubo}^4} + p_{acc,1} = \\
&= \rho L_3 \left[-\frac{A_{BL2} \cdot \ddot{z}_{BL}}{A_{tubo}} + \frac{A_{BR1} \cdot \ddot{z}_{BR}}{A_{tubo}} \right] + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_3}{\pi \cdot d_{tubo}^4} \left[-A_{BL2} \cdot \dot{z}_{BL} + A_{BR1} \cdot \dot{z}_{BR} \right] - \\
&\quad - \frac{\gamma \cdot p_{acc,10}}{V_{acc,10}} \left[A_{FL2} \cdot z_{FL} - A_{FR1} \cdot z_{FR} + A_{BL2} \cdot z_{BL} - A_{BR1} \cdot z_{BR} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(6) \quad p_{1FR} &= p_{acc,1} - \rho L_2 \dot{v}_2 - v_2 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_2}{\pi \cdot d_{tubo}^4} = \\
&= -\frac{\gamma \cdot p_{acc,10}}{V_{acc,10}} \left[A_{FL2} \cdot z_{FL} - A_{FR1} \cdot z_{FR} + A_{BL2} \cdot z_{BL} - A_{BR1} \cdot z_{BR} \right] - \\
&\quad - \rho L_2 \left[\frac{A_{FL2} \cdot \ddot{z}_{FL}}{A_{tubo}} - \frac{A_{FR1} \cdot \ddot{z}_{FR}}{A_{tubo}} \right] - \frac{128 \cdot \mu \cdot L_2}{\pi \cdot d_{tubo}^4} \left[A_{FL2} \cdot \dot{z}_{FL} - A_{FR1} \cdot \dot{z}_{FR} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(5) \quad p_{2FL} &= \rho L_1 \dot{v}_1 + v_1 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_1}{\pi \cdot d_{tubo}^4} + p_{1FR} = \\
&= -\frac{A_{FL2} \cdot \ddot{z}_{FL}}{A_{tubo}} \rho (L_1 + L_2) - A_{FL2} \cdot \dot{z}_{FL} \frac{128 \cdot \mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_1 + L_2) + \\
&\quad + \rho L_2 \frac{A_{FR1} \cdot \ddot{z}_{FR}}{A_{tubo}} + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_2}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{FR1} \cdot \dot{z}_{FR} - \\
&\quad - \frac{\gamma \cdot p_{acc,10}}{V_{acc,10}} \left[A_{FL2} \cdot z_{FL} - A_{FR1} \cdot z_{FR} + A_{BL2} \cdot z_{BL} - A_{BR1} \cdot z_{BR} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(8) \quad p_{2BL} &= \rho L_4 \dot{v}_4 + v_4 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_4}{\pi \cdot d_{tubo}^4} + p_{1BR} = \\
&= -\frac{A_{BL2} \cdot \ddot{z}_{BL}}{A_{tubo}} \rho (L_4 + L_3) - A_{BL2} \cdot \dot{z}_{BL} \frac{128 \cdot \mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_4 + L_3) + \\
&\quad + \rho L_3 \frac{A_{BR1} \cdot \ddot{z}_{BR}}{A_{tubo}} + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_3}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{BR1} \cdot \dot{z}_{BR} - \\
&\quad - \frac{\gamma \cdot p_{acc,10}}{V_{acc,10}} \left[A_{FL2} \cdot z_{FL} - A_{FR1} \cdot z_{FR} + A_{BL2} \cdot z_{BL} - A_{BR1} \cdot z_{BR} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(10) \quad p_{1FL} &= p_{acc,2} - \rho L_6 \dot{v}_6 - v_6 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_6}{\pi \cdot d_{tubo}^4} = \\
&= -\frac{\gamma \cdot p_{acc,20}}{V_{acc,20}} (A_{FR2} \cdot z_{FR} - A_{FL1} \cdot z_{FL} - A_{BL1} \cdot z_{BL} + A_{BR2} \cdot z_{BR}) - \\
&\quad - \rho L_6 \left[\frac{A_{FR2} \cdot \ddot{z}_{FR}}{A_{tubo}} - \frac{A_{FL1} \cdot \ddot{z}_{FL}}{A_{tubo}} \right] - \frac{128 \cdot \mu \cdot L_6}{\pi \cdot d_{tubo}^4} \left[-A_{FR2} \cdot \dot{z}_{FR} - A_{FL1} \cdot \dot{z}_{FL} \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(11) \quad p_{1BL} &= \rho L_7 \dot{v}_7 + v_7 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_7}{\pi \cdot d_{tubo}^4} + p_{acc,2} = \\
&= \rho L_7 \left[\frac{A_{BL1} \cdot \ddot{z}_{BL}}{A_{tubo}} - \frac{A_{BR2} \cdot \ddot{z}_{BR}}{A_{tubo}} \right] + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_7}{\pi \cdot d_{tubo}^4} \left[A_{BL1} \cdot \dot{z}_{BL} - A_{BR2} \cdot \dot{z}_{BR} \right] - \\
&\quad - \frac{\gamma \cdot p_{acc,20}}{V_{acc,20}} (A_{FR2} \cdot z_{FR} - A_{FL1} \cdot z_{FL} - A_{BL1} \cdot z_{BL} + A_{BR2} \cdot z_{BR})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (9) \quad p_{2FR} &= p_{1FL} - \rho L_5 \dot{v}_5 + v_5 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_5}{\pi \cdot d_{tubo}^4} = \\
 &= -\rho \frac{A_{FR2} \cdot \ddot{z}_{FR}}{A_{tubo}} (L_5 + L_6) - \frac{128 \cdot \mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{FR2} \cdot \dot{z}_{FR} (L_5 + L_6) + \\
 &+ \rho L_6 \frac{A_{FL1} \cdot \ddot{z}_{FL}}{A_{tubo}} + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_6}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{FL1} \cdot \dot{z}_{FL} - \\
 &- \frac{\gamma \cdot P_{acc,20}}{V_{acc,20}} (A_{FR2} \cdot z_{FR} - A_{FL1} \cdot z_{FL} - A_{BL1} \cdot z_{BL} + A_{BR2} \cdot z_{BR})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (12) \quad p_{2BR} &= p_{1BL} - \rho L_8 \dot{v}_8 + v_8 \cdot A_{tubo} \cdot \frac{128 \cdot \mu \cdot L_8}{\pi \cdot d_{tubo}^4} = \\
 &= -\rho \frac{A_{BR2} \cdot \ddot{z}_{BR}}{A_{tubo}} (L_7 + L_8) - \frac{128 \cdot \mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{BR2} \cdot \dot{z}_{BR} (L_7 + L_8) + \\
 &+ \rho L_7 \frac{A_{BL1} \cdot \ddot{z}_{BL}}{A_{tubo}} + \frac{128 \cdot \mu \cdot L_7}{\pi \cdot d_{tubo}^4} A_{BL1} \cdot \dot{z}_{BL} - \\
 &- \frac{\gamma \cdot P_{acc,20}}{V_{acc,20}} (A_{FR2} \cdot z_{FR} - A_{FL1} \cdot z_{FL} - A_{BL1} \cdot z_{BL} + A_{BR2} \cdot z_{BR})
 \end{aligned}$$

Se puede obtener el sistema de ecuaciones en forma matricial que nos permitirá realizar el estudio en frecuencia (se muestran las ecuaciones en el apéndice D del texto original):

$$[M] = \begin{bmatrix} \frac{\rho L_3 A_{BR1}^2}{A_{tubo}} - \frac{\rho A_{BR2}^2 (L_7 + L_8)}{A_{tubo}} - m_B & \frac{\rho L_3 A_{BR1} A_{BL2}}{A_{tubo}} + \frac{\rho L_7 A_{BR2} A_{BL1}}{A_{tubo}} & 0 & 0 \\ \frac{\rho L_7 A_{BL1} A_{BR2}}{A_{tubo}} + \frac{\rho L_5 A_{BL2} A_{BR1}}{A_{tubo}} & -\frac{\rho L_7 A_{BL1}^2}{A_{tubo}} - \frac{\rho A_{BL2}^2 (L_4 + L_3)}{A_{tubo}} - m_B & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\rho L_2 A_{FR1}^2}{A_{tubo}} - \frac{\rho A_{FR2}^2 (L_5 + L_6)}{A_{tubo}} - m_F & \frac{\rho L_2 A_{FR1} A_{FL2}}{A_{tubo}} + \frac{\rho L_6 A_{FR2} A_{FL1}}{A_{tubo}} \\ 0 & 0 & \frac{\rho L_6 A_{FL1} A_{FR2}}{A_{tubo}} + \frac{\rho L_2 A_{FL2} A_{FR1}}{A_{tubo}} & -\frac{\rho L_6 A_{FL1}^2}{A_{tubo}} - \frac{\rho A_{FL2}^2 (L_1 + L_2)}{A_{tubo}} - m_F \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} -\frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_3 A_{BR1}^2 + A_{BR2}^2 (L_7 + L_8)) - C_r & \frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_3 A_{BR1} A_{BL2} + L_7 A_{BR2} A_{BL1}) & 0 & 0 \\ \frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_7 A_{BL1} A_{BR2} + L_5 A_{BR1} A_{BL2}) & -\frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_7 A_{BL1}^2 + A_{BL2}^2 (L_4 + L_3)) - C_r & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_2 A_{FR1}^2 + A_{FR2}^2 (L_5 + L_6)) - C_r & \frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_2 A_{FR1} A_{FL2} + L_6 A_{FR2} A_{FL1}) \\ 0 & 0 & \frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_2 A_{FR1} A_{FL2} + L_6 A_{FR2} A_{FL1}) & -\frac{128\mu}{\pi \cdot d_{tubo}^4} (L_6 A_{FL1}^2 + A_{FL2}^2 (L_1 + L_2)) - C_r \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1}^2}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2}^2}{V_{acc,20}} \right) - K_r & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{BL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{BL1}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{FR1}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{FR2}}{V_{acc,20}} \right) & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) \\ \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{BL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{BL1}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BL1}^2}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BL2}^2}{V_{acc,20}} \right) - K_r & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BL2} A_{FR1}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BL1} A_{FR2}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BL2} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BL1} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) \\ -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{FR1}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{FR2}}{V_{acc,20}} \right) & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BL2} A_{FR1}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BL1} A_{FR2}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{FR1}^2}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{FR2}^2}{V_{acc,20}} \right) - K_r & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{FR1} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{FR2} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) \\ \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BR1} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BR2} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{BL2} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{BL1} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) & \gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{FR1} A_{FL2}}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{FR2} A_{FL1}}{V_{acc,20}} \right) & -\gamma \left(\frac{P_{acc,10} A_{FL2}^2}{V_{acc,10}} + \frac{P_{acc,20} A_{FL1}^2}{V_{acc,20}} \right) - K_r \end{bmatrix}$$

A continuación se calcularán las frecuencias para el sistema Tenneco tomando unos valores elevados de la rigidez y coeficiente de amortiguamiento que se han denominado del neumático, tomando valores para ambos de $K_r = 1 \cdot 10^{10}$ N/m y $C_r = 1 \cdot 10^7$ N·s/m. Se supondrá un perfil liso de la carretera, es decir, se tendrá un input nulo por lo que respecta a las variables de la rueda. A partir de esto se pueden obtener los valores de las frecuencias propias en vibración libre no amortiguadas. Se han calculado otras frecuencias y en otros tipos de respuestas, es decir, para diversos valores de K_r y C_r que por simplicidad no se mostrarán.

$$w = \begin{bmatrix} 39501.85375 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 20163.36584 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8484.887054 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 18005.92005 \end{bmatrix} \left(\frac{rad}{s} \right)$$

y por tanto los modos de vibración para dichas frecuencias son:

$$[\phi]_d = \begin{bmatrix} 0.71833 & 0.69571 & -3.30261e-6 & -3.72116e-8 \\ 0.69571 & -0.71833 & 3.31715e-6 & -4.08429e-8 \\ 1.02091e-8 & 5.84104e-7 & 0.70711 & 0.70711 \\ 5.99464e-9 & -5.87995e-7 & -0.70711 & 0.70711 \end{bmatrix}$$

Uno de tantos estudios que se han realizados es ver la influencia del modulo de Bulk y la compresibilidad de los tubos, por ejemplo en el cálculo de las frecuencias propias y en los modos de vibración, que se tendrá en cuenta variando las ecuaciones de los acumuladores según se muestra:

(23) ecuación acumulador 1:

$$p_{acc,1} V_{acc,1}^\gamma = \cos t_1 \rightarrow \dot{V}_{acc,1} = Q_{acc,1} = \left[-\frac{V_{acc,10}}{\gamma \cdot p_{acc,10}} - \frac{V_{circuito1}}{B} - K \cdot L_{tubi} \right] \dot{p}_{acc,1} = \frac{1}{\cos_1} \cdot \dot{p}_{acc,1}$$

(24) ecuación acumulador 2:

$$p_{acc,2} V_{acc,2}^\gamma = \cos t_2 \rightarrow \dot{V}_{acc,2} = Q_{acc,2} = \left[-\frac{V_{acc,20}}{\gamma \cdot p_{acc,20}} - \frac{V_{circuito2}}{B} - K \cdot L_{tubi} \right] \dot{p}_{acc,2} = \frac{1}{\cos_2} \cdot \dot{p}_{acc,2}$$

Que introduce un cambio en la matriz de rigidez del sistema de ecuaciones:

$$SIM \begin{bmatrix} (Cos_1 A_{BR1}^2 + Cos_2 A_{BR2}^2) - K_r & -(Cos_1 A_{BR1} A_{BL2} + Cos_2 A_{BR2} A_{BL1}) & (Cos_1 A_{BR1} A_{FR1} + Cos_2 A_{BR2} A_{FR2}) & -(Cos_1 A_{BR1} A_{FL2} + Cos_2 A_{BR2} A_{FL1}) \\ & (Cos_1 A_{BL1}^2 + Cos_2 A_{BL2}^2) - K_r & -(Cos_1 A_{BL2} A_{FR1} + Cos_2 A_{BL1} A_{FR2}) & (Cos_1 A_{BL2} A_{FL2} + Cos_2 A_{BL1} A_{FL1}) \\ & & (Cos_1 A_{FR1}^2 + Cos_2 A_{FR2}^2) - K_r & -(Cos_1 A_{FR1} A_{FL2} + Cos_2 A_{FR2} A_{FL1}) \\ & & & (Cos_1 A_{FL2}^2 + Cos_2 A_{FL1}^2) - K_r \end{bmatrix}$$

Y directamente se puede obtener:

$$w = \begin{bmatrix} 39501.85374 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 20163.36563 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 8484.88701 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 18005.92003 \end{bmatrix} \left(\frac{rad}{s} \right)$$

$$[\phi]_d = \begin{bmatrix} 0.71833 & 0.69571 & -3.25873e-6 & -3.67172e-8 \\ 0.69571 & -0.71833 & 3.27307e-6 & -4.03002e-8 \\ 1.00734e-8 & 5.76343e-7 & 0.70711 & 0.70711 \\ 5.91498e-9 & -5.80182e-7 & -0.70711 & 0.70711 \end{bmatrix}$$

Como las frecuencias son elevadísimas, apenas si se nota dicha influencia.

Se realiza un análisis en el tiempo con el modelo de ocho grados de libertad que a continuación se muestra, consistente en los desplazamientos de los pistones de los actuadores y los desplazamientos de las carcasas de los actuadores que estarán conectados directamente con la caja del automóvil:

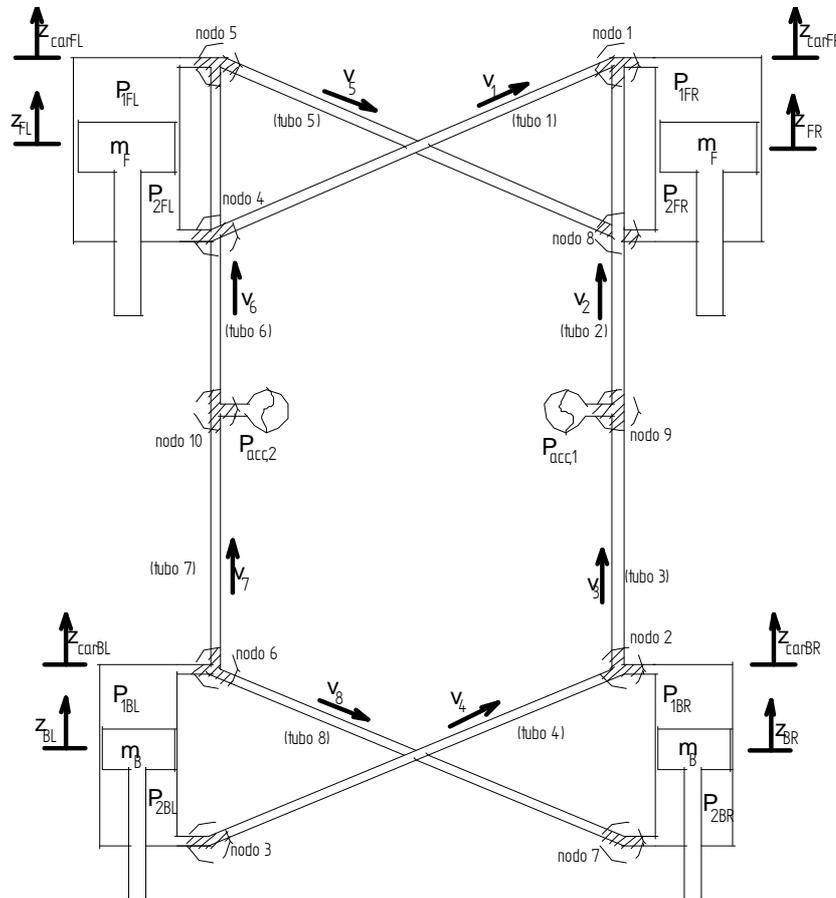


Fig. 7.2 Variables sistema Tenneco

A partir de las ecuaciones obtenidas y desarrolladas en el texto original, se realiza un modelo en Simulink, que permitirá desarrollar y analizar las evoluciones numéricas para las fuerzas sobre los pistones de los actuadores y las fuerzas que los actuadores realizarán sobre las carcasas que directamente actuarán sobre el chasis del automóvil.

Las fuerzas en el pistón de los actuadores y las fuerzas en la carcasa de los actuadores se pueden calcular a partir de los siguientes balances:

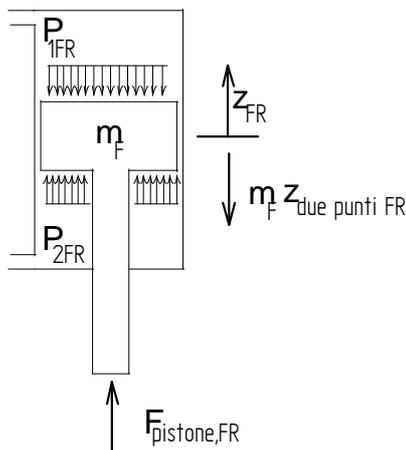


Fig. 7.3 Fuerzas pistón actuadores

$$F_{pistone, BR} = -m_B \cdot \ddot{z}_{BR} + p_{2BR} \cdot A_{BR2} - p_{1BR} \cdot A_{BR1}$$

$$F_{pistone, BL} = -m_B \cdot \ddot{z}_{BL} + p_{2BL} \cdot A_{BL2} - p_{1BL} \cdot A_{BL1}$$

$$F_{pistone, FR} = -m_F \cdot \ddot{z}_{FR} + p_{2FR} \cdot A_{FR2} - p_{1FR} \cdot A_{FR1}$$

$$F_{pistone, FL} = -m_F \cdot \ddot{z}_{FL} + p_{2FL} \cdot A_{FL2} - p_{1FL} \cdot A_{FL1}$$

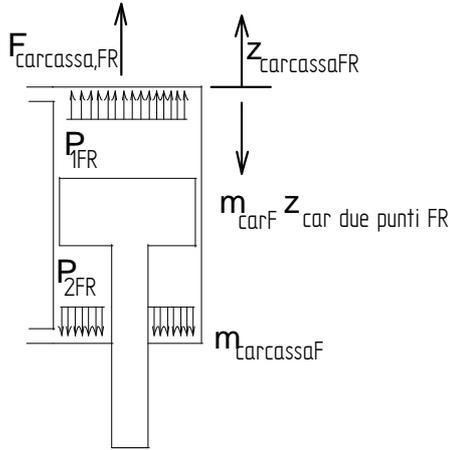


Fig. 7.4 Fuerzas carcasa actuadores

$$F_{carcassa, BR} = -m_{car, B} \cdot \ddot{z}_{car, BR} - p_{2BR} \cdot A_{BR2} + p_{1BR} \cdot A_{BR1}$$

$$F_{carcassa, BL} = -m_{car, B} \cdot \ddot{z}_{car, BL} - p_{2BL} \cdot A_{BL2} + p_{1BL} \cdot A_{BL1}$$

$$F_{carcassa, FR} = -m_{car, F} \cdot \ddot{z}_{car, FR} - p_{2FR} \cdot A_{FR2} + p_{1FR} \cdot A_{FR1}$$

$$F_{carcassa, FL} = -m_{car, F} \cdot \ddot{z}_{car, FL} - p_{2FL} \cdot A_{FL2} + p_{1FL} \cdot A_{FL1}$$

A este modelo se le añaden los efectos del módulo de Bulk y la comprimibilidad de los tubos que se tendrán en cuenta con las siguientes ecuaciones:

$$p_{acc,1} = \frac{p_{acc,10} \cdot V_{acc,10}^\gamma}{V_{acc,1}^\gamma} = \frac{p_{acc,10} \cdot V_{acc,10}^\gamma}{(V_{acc,10} + \Delta V_1 - \Delta V_{Bulk,1} - \Delta V_{Tubi,1})^\gamma} = \frac{p_{acc,10} \cdot V_{acc,10}^\gamma}{(V_{acc,10} + \dot{V}_{acc,1} - \Delta V_{Bulk,1} - \Delta V_{Tubi,1})^\gamma}$$

$$\dot{V}_{acc,1} = A_{FL2}(z_{FL} - z_{car,FL}) - A_{FR1}(z_{FR} - z_{car,FR}) + A_{BL2}(z_{BL} - z_{car,BL}) - A_{BR1}(z_{BR} - z_{car,BR})$$

$$\Delta V_{Bulk,1} = -\frac{V_{olio}}{B} \Delta p_1 = -\frac{V_{olio}}{B} (p_{acc,1} - p_{acc,10})$$

$$\Delta V_{Tubi,1} = -K \cdot L_{Tubi} \cdot \Delta p_1 = -K \cdot L_{Tubi} (p_{acc,1} - p_{acc,10})$$

$$p_{acc,2} = \frac{p_{acc,20} \cdot V_{acc,20}^\gamma}{V_{acc,2}^\gamma} = \frac{p_{acc,20} \cdot V_{acc,20}^\gamma}{(V_{acc,20} + \Delta V_2 - \Delta V_{Bulk,2} - \Delta V_{Tubi,2})^\gamma} = \frac{p_{acc,20} \cdot V_{acc,20}^\gamma}{(V_{acc,20} + \dot{V}_{acc,2} - \Delta V_{Bulk,2} - \Delta V_{Tubi,2})^\gamma}$$

$$\dot{V}_{acc,2} = A_{FR2}(z_{FR} - z_{car,FR}) - A_{FL1}(z_{FL} - z_{car,FL}) - A_{BL1}(z_{BL} - z_{car,BL}) + A_{BR2}(z_{BR} - z_{car,BR})$$

$$\Delta V_{Bulk,2} = -\frac{V_{olio}}{B} \Delta p_2 = -\frac{V_{olio}}{B} (p_{acc,2} - p_{acc,20})$$

$$\Delta V_{Tubi,2} = -K \cdot L_{Tubi} \cdot \Delta p_2 = -K \cdot L_{Tubi} (p_{acc,2} - p_{acc,20})$$

Se simula un movimiento de balanceo sobre los pistones de los actuadores mientras permanece fija la carcasa, es decir, lo que se denominó sistema Tenneco en banco, para poder realizar un análisis comparativo con los resultados obtenidos en MATLAB:

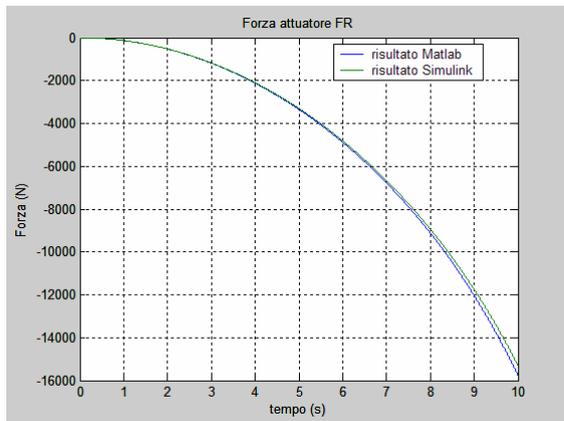
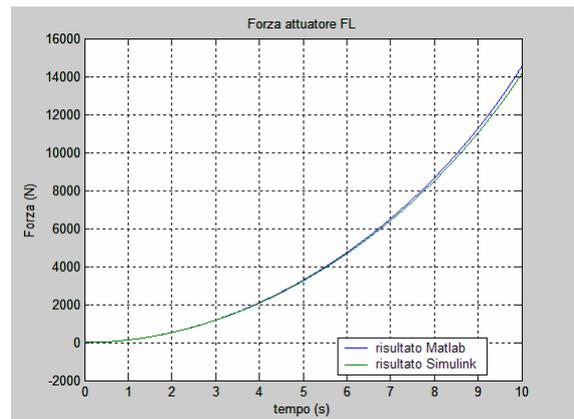


Fig. 7.6 Fuerza neta actuador FL (dcha)

Fig. 7.5 Fuerza neta actuador FR (izqda)



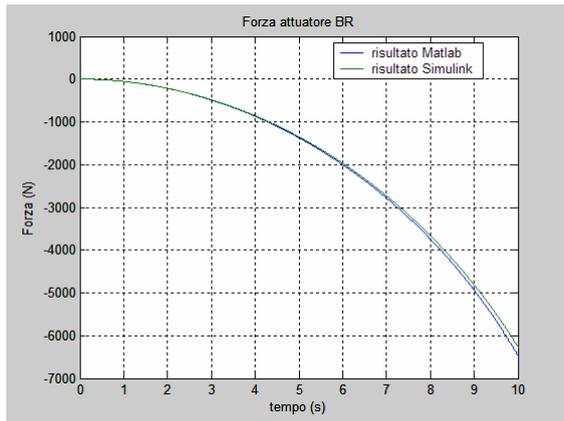
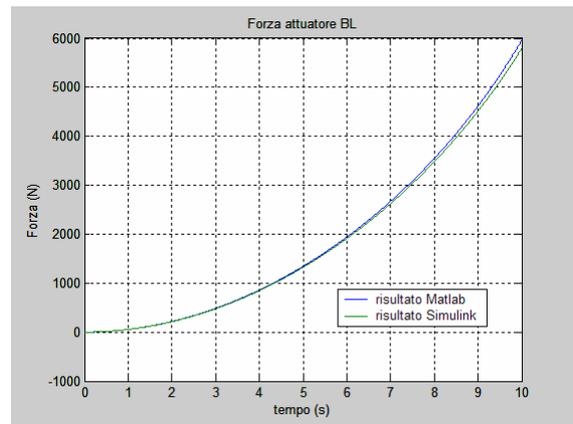


Fig. 7.8 Fuerza neta actuador FL (dcha)

Fig. 7.7 Fuerza neta actuador BR (izqda)



Se puede observar como los resultados obtenidos en el presente estudio comparativo son aceptables, debido a que se produce un error inferior al 2% entre las ecuaciones analíticas implementadas en Simulink y los modelos numéricos de MATLAB o AMESim®.

Una vez verificada la validez del modelo realizado, se puede simular un movimiento con desplazamientos en los pistones de los actuadores y desplazamientos en las carcassas de los mismos:

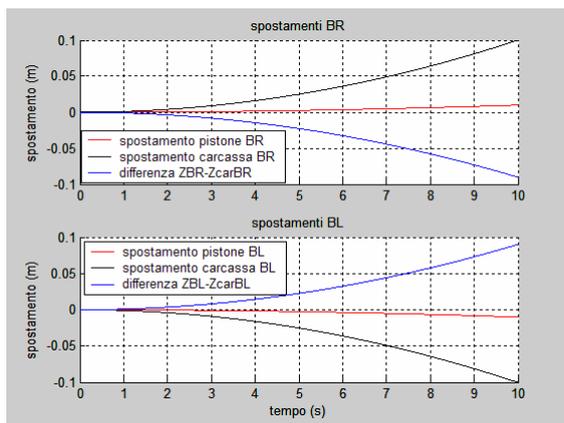
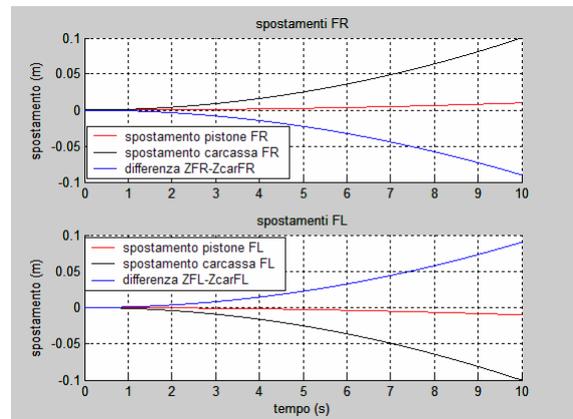


Fig. 7.10 Desplazamientos FR y FL (dcha)

Fig. 7.9 Desplazamientos BR y BL (izqda)



Y las fuerzas que se obtienen sobre los actuadores, carcassa y pistón, son::

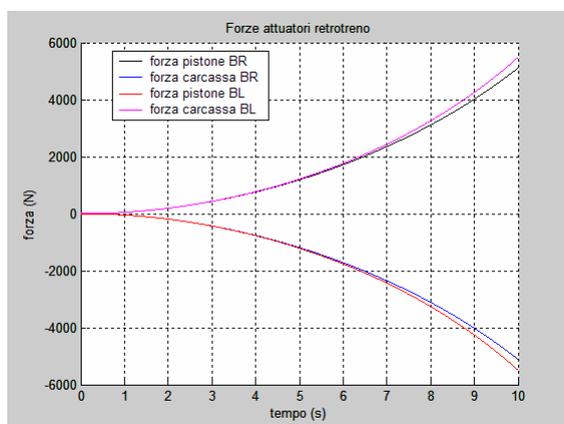
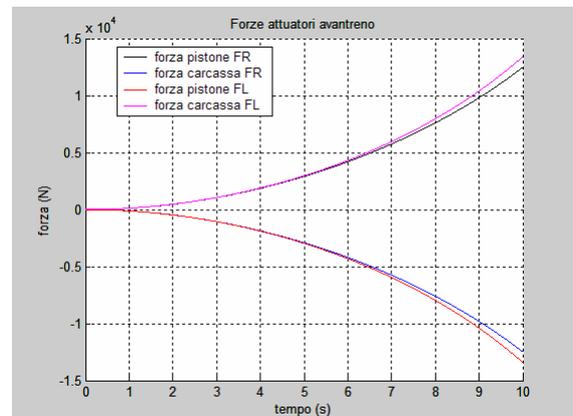


Fig. 7.12 Fuerzas FR y FL (dcha)

Fig. 7.11 Fuerzas BR y BL (izqda)



Se observa que las fuerzas sobre el pistón y sobre la carcasa del mismo actuador son iguales y de sentido opuesto, debido a que se ha tomado como masa de la carcasa y como masa del pistón exactamente la misma, la mitad de la masa del conjunto, y es por esto que se tienen las evoluciones como se han mostrado anteriormente. Se puede concluir que en los cálculos semiestacionarios realizados se obtienen los mismos resultados que en MATLAB y AMESim®.

Se realizará una maniobra que no sea semiestacionaria, para comenzar a entender que ocurre con la dinámica del sistema, y la importancia que cobra la inercia del fluido en dicho tipo respuesta, sin tener en cuenta aún los orificios. Para ello se dará un input más rápido que en casos anteriores con una saturación de la misma para ver que ocurre:

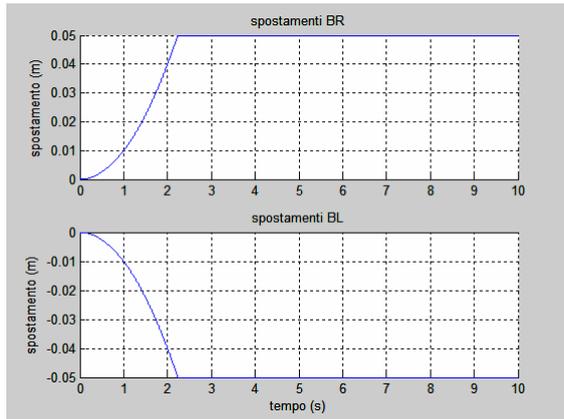
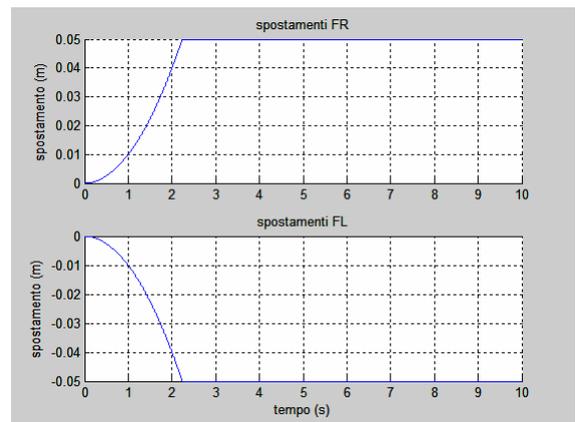


Fig. 7.14 Desplazamientos FR y FL (dx)

Fig. 7.13 Desplazamientos BR y BL (izqda)



Y las evoluciones de las fuerzas que tendremos para dicho input:

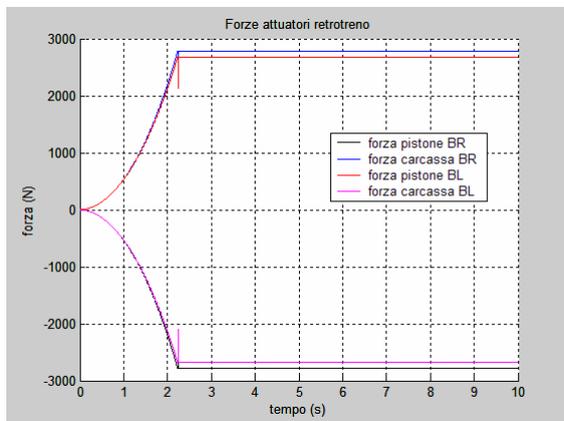
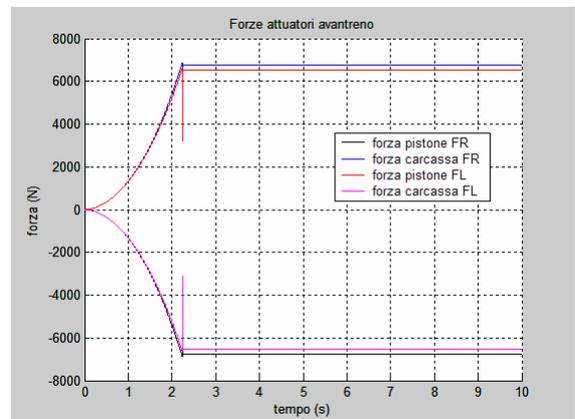


Fig. 7.16 Fuerzas FR y FL (dcha)

Fig. 7.15 Fuerzas BR y BL (izqda)



Se observa como el propio sistema se convierte en oscilante cerca del punto de saturación, debido a todos los efectos elásticos del sistema, como los acumuladores y el propio fluido, cuya inercia comienza a ser importante en dicho tipos de movimientos.

Capítulo 8: DIMENSIONAMIENTO ORIFICIOS Simulink®

Al modelo anterior se añaden los orificios a la entrada de los actuadores, que introducen ocho nuevas variables en el sistema, pero que tienen asociadas ocho ecuaciones que relacionan las presiones a un lado y a otro del orificio con los caudales que por ellos pasan:

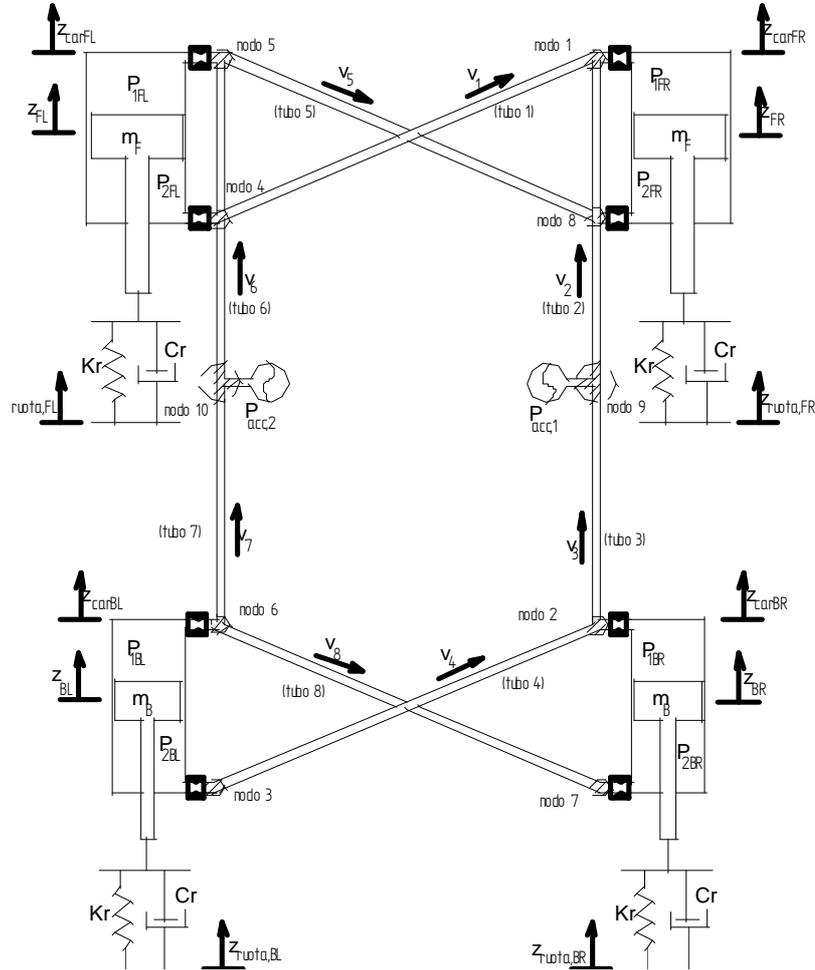


Fig. 8.1 Variables sistema Tenneco con orificios

Y las ecuaciones que introducen son:

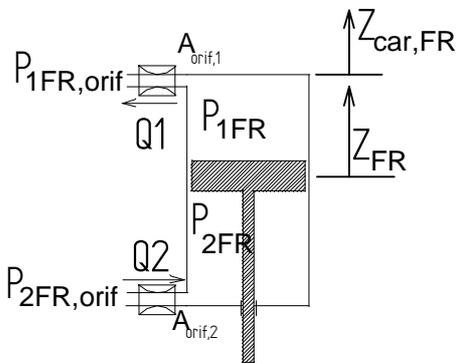


Fig. 8.2 Actuador FR con orificios y variables

Que se pueden relacionar presiones a ambos lados del orificio con los caudales que los atraviesan:

$$Q_1 = C_e \cdot A_{orif,1} \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} = C_e \cdot A_{orif,1} \sqrt{\frac{2(p_{1FR} - p_{1FR,orif})}{\rho}}$$

$$Q_2 = C_e \cdot A_{orif,2} \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}} = C_e \cdot A_{orif,2} \sqrt{\frac{2(p_{2FR,orif} - p_{2FR})}{\rho}}$$

con $C_e = 0.7$ e $\rho = 850 \frac{Kg}{m^3}$ y se supone que $A_{orif,1} = A_{orif,2} = A_{orif}$

A las ecuaciones anteriores, debidamente modificadas con las nuevas variables, junto con las nuevas ecuaciones, se puede obtener el nuevo modelo.

Si se simula un movimiento de balanceo como los anteriormente estudiados, se pueden obtener las evoluciones de las fuerzas sobre los pistones y las carcassas de los actuadores, que deben mostrar una evolución similar a los casos anteriores, pero con una diferencia en los valores numéricos, aunque no es muy relevante dicha diferencia:

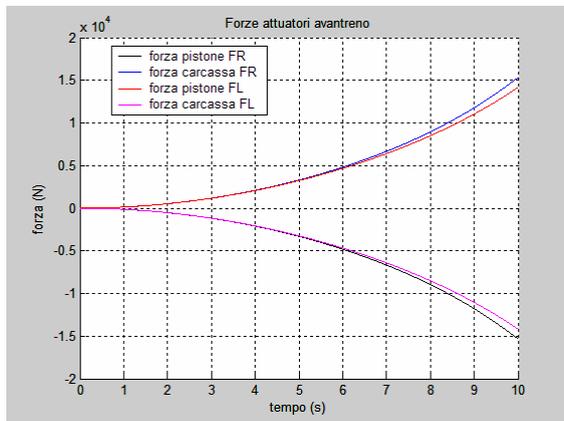
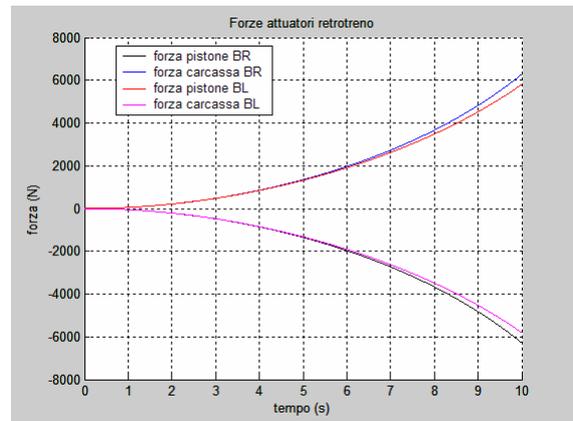


Fig. 8.4 Fuerzas netas BR y BL (dcha)

Fig. 8.3 Fuerzas netas FR y FL (izqda)



En dicha maniobra se puede representar la evolución de la diferencia de presiones a un lado y a otro de los orificios, para el actuador FR por ejemplo:

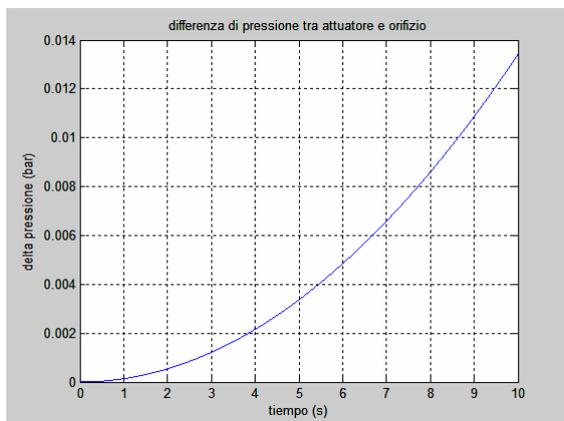


Fig. 8.5 Diferencia de presiones orificio FR

La diferencia encontrada es pequeña, debido a la dinámica del propio movimiento, es decir, la maniobra simulada es semiestacionaria, por lo que la influencia de los orificios es ínfima.

Si se realiza una maniobra como la del capítulo anterior, un poco más veloz con una saturación, sobre los pistones de los actuadores, se obtiene:

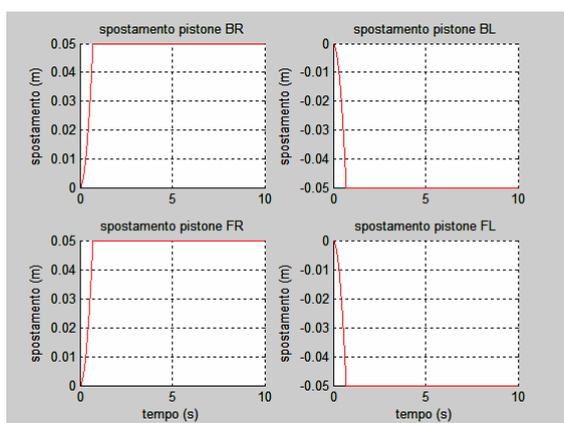


Fig. 8.6 Desplazamiento "veloz"

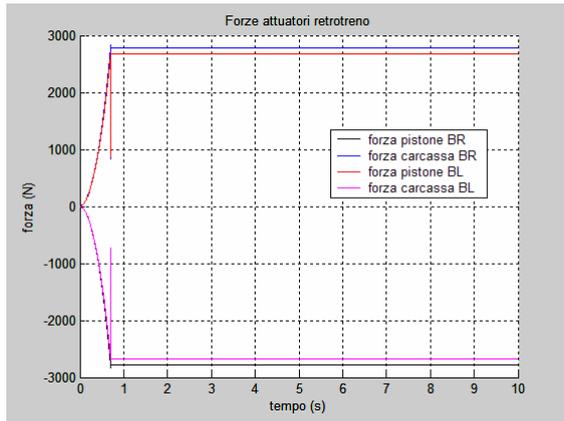
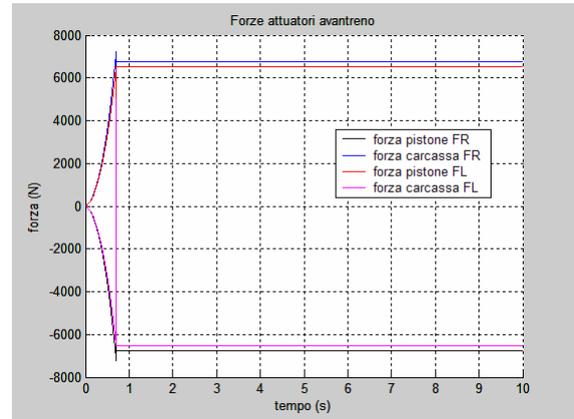


Fig. 8.8 Fuerzas netas pistón y carcasa actuadores eje trasero (dcha)

Fig. 8.7 Fuerzas netas pistón y carcasa actuadores eje delantero (izqda)



Se puede comprobar como el efecto oscilante es muchísimo más acentuado que en el caso anterior, en el que no se habían introducido dichos orificios en una maniobra de este tipo. Se puede ver la diferencia de presiones para el actuador FR para constatar dicho comportamiento diverso con y sin orificios:

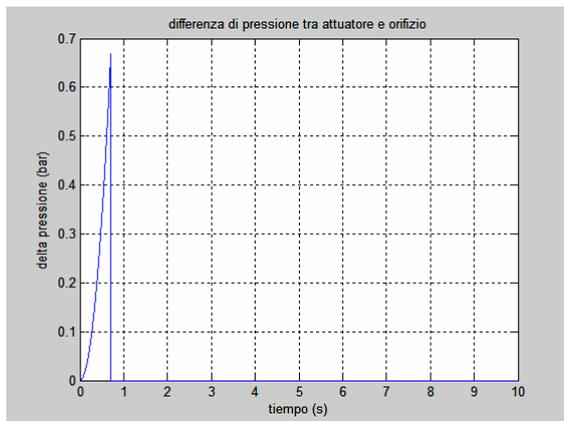


Fig. 8.9 Diferencia de presiones orificio FR

A continuación se dimensionarán los orificios en modo de obtener la característica fuerza vs velocidad de un amortiguador lo más similar posible a las curvas características experimentales del vehículo de serie Alfa Romeo 156. Para ello se utilizarán las curvas características de las válvulas o los grupos valvulares de amortiguadores reales probados experimentalmente, en modo de reproducir una característica fuerza vs velocidad adecuada.

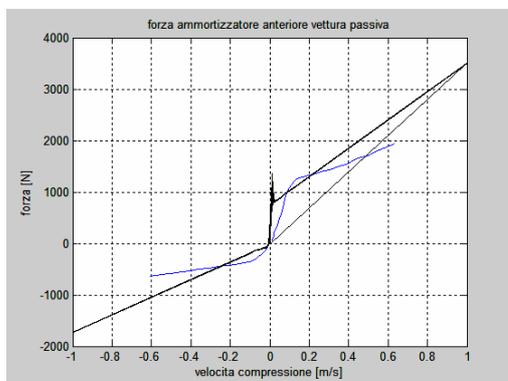
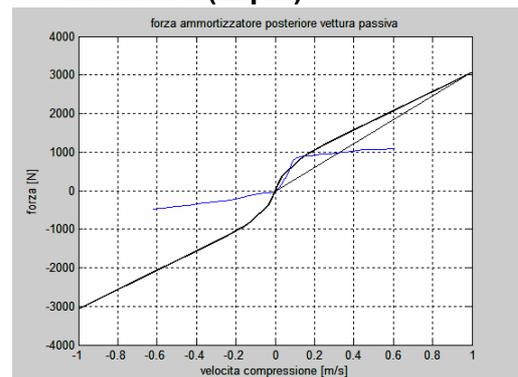


Fig. 8.11 Característica fuerza velocidad vehículo pasivo (en azul) y válvulas del sistema Tenneco (en negro) para el eje trasero (dcha)

Fig. 8.10 Característica fuerza velocidad vehículo pasivo (en azul) y las válvulas del sistema Tenneco (en negro) para el eje delantero (izqda)



Capítulo 9: SIMULACIÓN BASE MODEL SIMULATOR

Se introducirán los modelos Simulink en este software propiedad del grupo de investigación del Departamento de Mecánica del Politécnico de Turín y se simularán diversas maniobras con un modelo entero del vehículo y se obtendrán respuestas más ilustrativas acerca del sistema Tenneco.

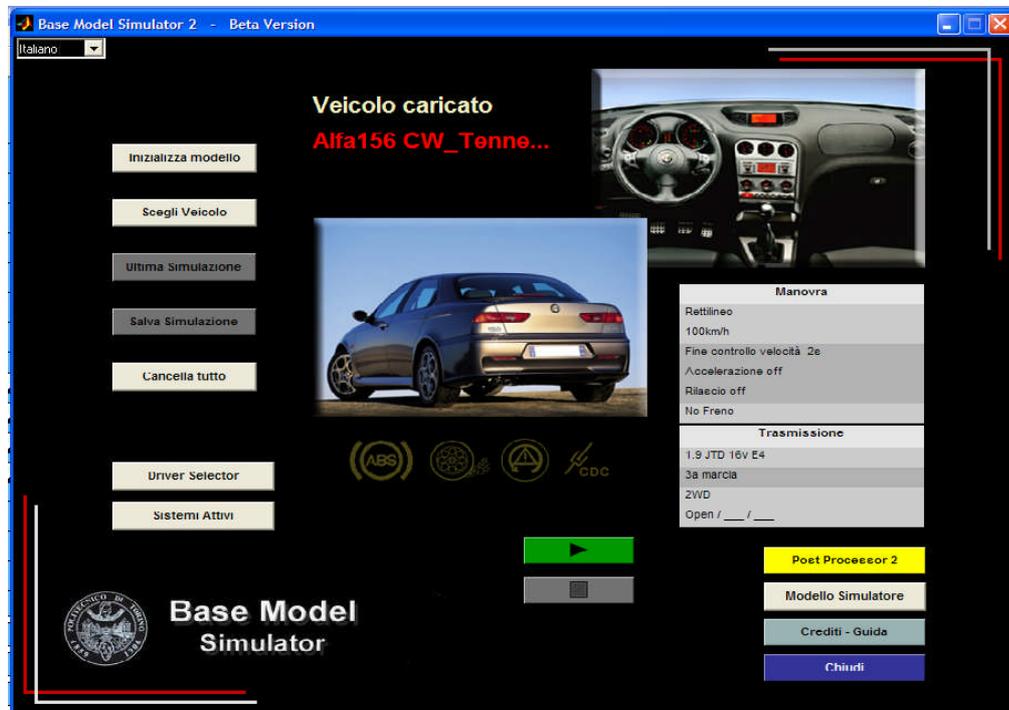


Fig. 9.1 Interfaz Base Model Simulator

Inicialmente se ha simulado el comportamiento del vehículo de serie que se ha denominado pasivo, para poder valorar y comparar el comportamiento del sistema Tenneco ante diversas maniobras, estándares de carga y análisis paramétricos.

El primer resultado que se puede mostrar es la comparación entre las curvas características del vehículo pasivo frente al sistema Tenneco, para verificar las restricciones impuestas inicialmente y los resultados del dimensionamiento realizado para dicho sistema:

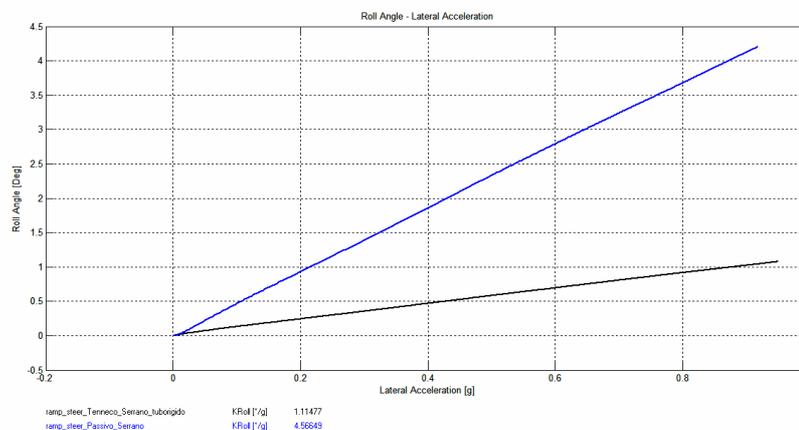


Fig. 9.2 Comparativa características balanceo vehículo pasivo (azul) vs sistema Tenneco (negro) maniobra ramp steer

A continuación se muestran las curvas que inciden sobre la dinámica del vehículo, las curvas de subviraje (steer angle) y de pivotamiento (slide slip angle):

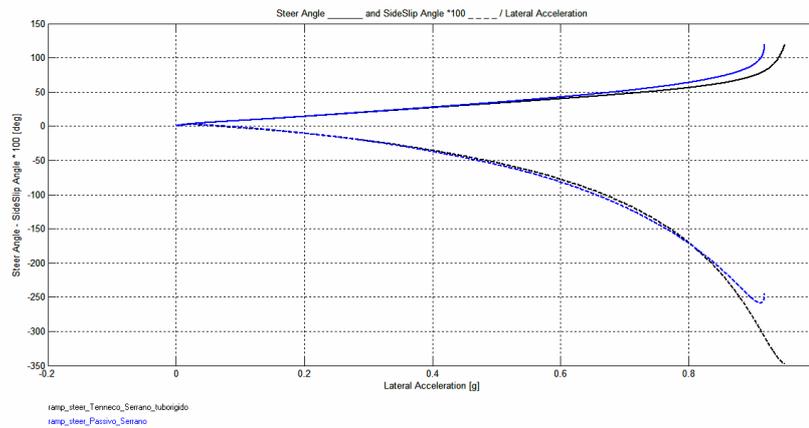


Fig. 9.3 Comparativa curvas de pivotamiento y de subviraje vehículo pasivo (azul) vs sistema Tenneco (negro) maniobra ramp steer

Con el sistema Tenneco se ha reducido drásticamente el ángulo de balanceo del vehículo en las mismas condiciones sin perjudicar al comportamiento subvirador o sobrevirador que pueda tener el vehículo, como se puede comprobar al permanecer invariables dichas curvas características en la dinámica del vehículo. Es más, en dichas curvas el vehículo pasivo al final de la maniobra tiene un comportamiento inestable, mientras que el sistema Tenneco corrige dicha inestabilidad.

Además de realizar análisis paramétricos en función de la rigidez de los tubos del sistema Tenneco, se ha estudiado el comportamiento del sistema Tenneco en dos situaciones de carga del vehículo, el denominado descargado consistente en el propio vehículo más el conductor, y el denominado cargado, en el cual tendremos la acción además de varios ocupantes y de equipaje sobre el vehículo:

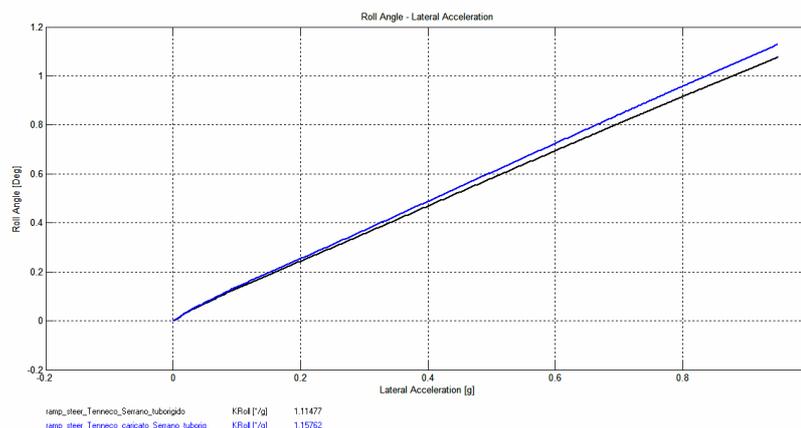


Fig. 9.4 Comparativa características balanceo sistema Tenneco descargado (azul) vs sistema Tenneco cargado (negro) maniobra ramp steer

Resultado lógico debido a que con el vehículo cargado se produce un acortamiento de la cota entre el centro de gravedad y el centro de balanceo, factor influyente sobre la amplitud del ángulo de balanceo ya que incide directamente sobre el momento antibalanceo que se opone a una determinada aceleración lateral.

A continuación se realizará una maniobra de steer pad, que no es semiestacionaria como la simulada antes, una ramp steer, y se comprobará la diferencia de respuestas que ofrecen el vehículo pasivo y el sistema Tenneco. Para comenzar se mostrará la diferencia de trayectorias en dicha maniobra:

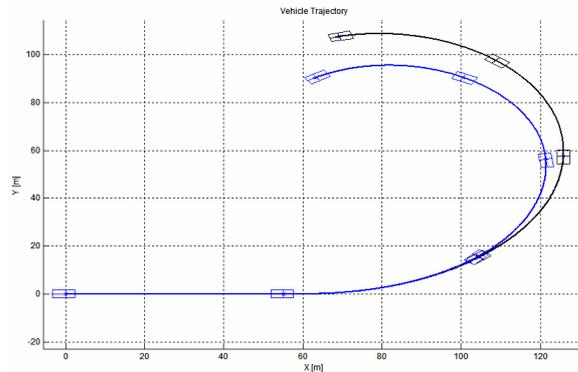


Fig. 9.5 Comparativa trayectorias vehículo pasivo (negro) vs sistema Tenneco (azul) maniobra steer pad

Como es lógico, aparecen diferencias en las evoluciones en los ángulos de balanceo, en dicha maniobra, que se mantienen por los valores antes considerados como gradientes de balanceo:

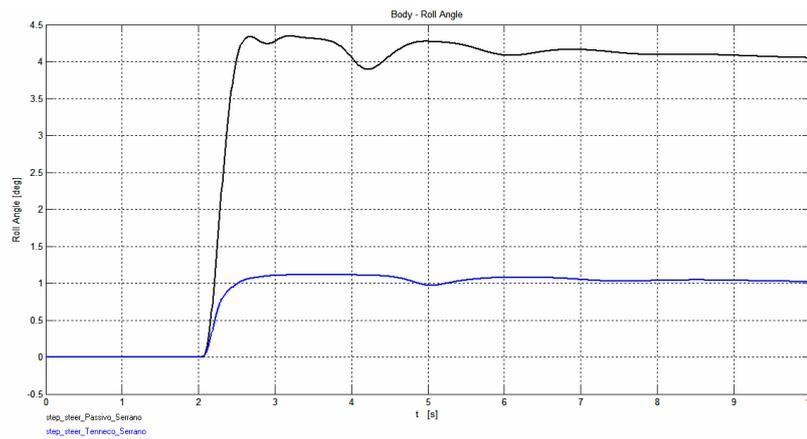


Fig. 9.6 Comparativa ángulo balanceo sistema Tenneco (azul) vs vehículo pasivo (negro) maniobra steer pad

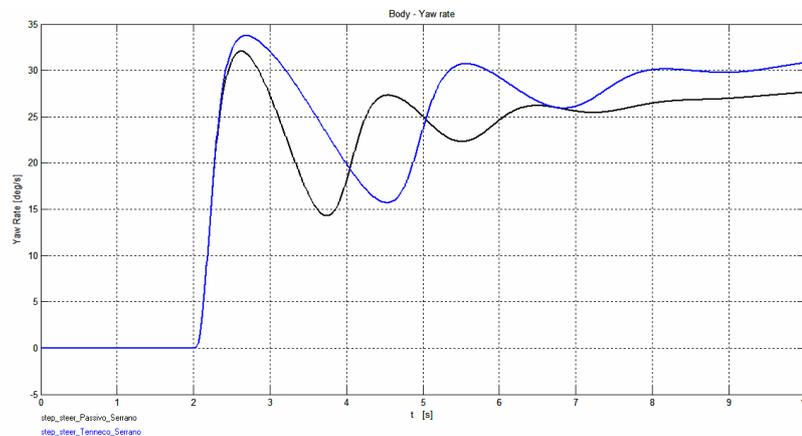


Fig. 9.7 Comparativa velocidad de pivotamiento (yaw rate) sistema Tenneco (azul) vs vehículo pasivo (negro) maniobra steer pad

El comportamiento es algo diverso debido a las ligeras diferencias entre las características de los amortiguadores entre los vehículos, con lo que aparecen también desfases entre ambas curvas.

La última curva que se verá será la comparativa entre los ángulos de pivotamiento (slide slip angle) en función del tiempo, para ver las diferencias entre ambos:

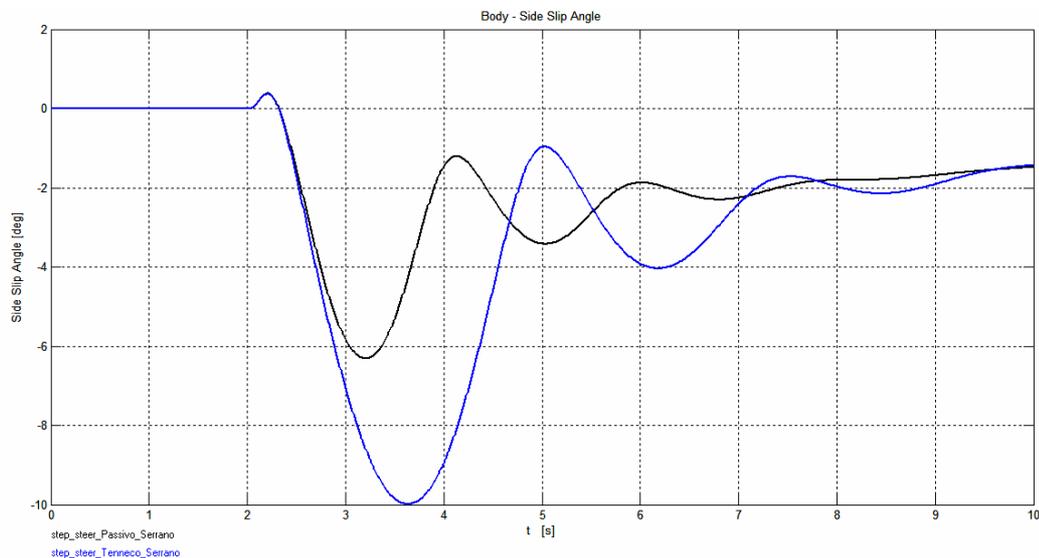


Fig. 9.8 Comparativa ángulo de pivotamiento (slide slip angle) sistema Tenneco (azul) vs vehículo pasivo (negro) maniobra steer pad

El amortiguamiento de las oscilaciones de las curvas es más elevado en el caso del sistema Tenneco, debido a las diferencias de las características de los amortiguadores entre ambos sistemas. Se observa un comportamiento claramente diverso, fácilmente explicable atendiendo a la diferencia de trayectorias entre ambos vehículos, siendo más cerrada y parecida a la “ideal y simulada”, mientras que para el vehículo pasivo se tiene un comportamiento más subvirador por el consiguiente abandono de la trayectoria por el exterior. Debido a esto, el ángulo de pivotamiento será menor al seguir una trayectoria diversa.

Capítulo 10: MONTAJE BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas existente está constituido por dos unidades funcionales: el sistema ARC (para desmontar) y el simulador de balanceo, que interactúan entre ellos y están ambos dotados de un circuito oleodinámico independiente. Se muestra una fotografía del actual banco de pruebas con un sistema ARC montado, el cual deberá ser sustituido por el sistema Tenneco.

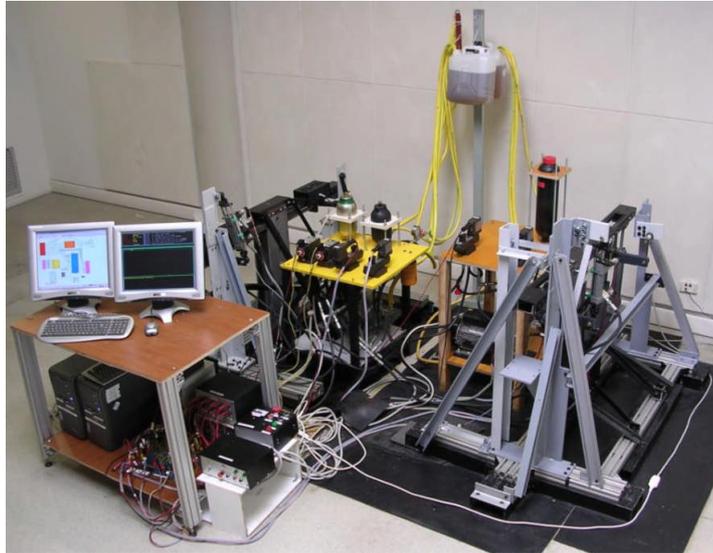


Fig. 10.1 Vista completa banco pruebas

El simulador de balanceo está constituido de dos vigas/brazos independientes, una estructura anterior y otra posterior, que representan la caja portante del vehículo. Cada viga está sujeta de una placa central que permiten la rotación en torno al centro de balanceo.

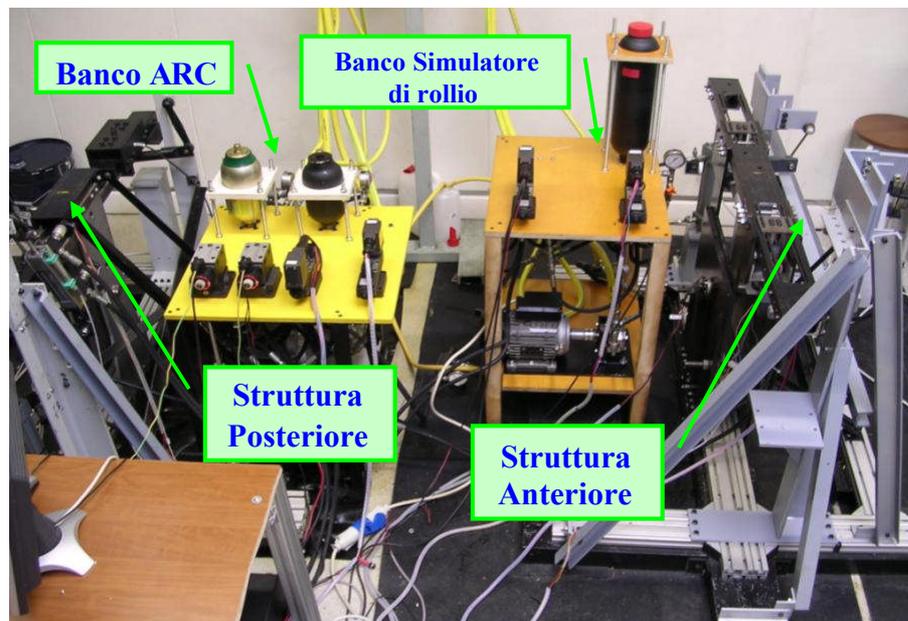


Fig. 10.2 Layout banco pruebas

Para simular el movimiento de balanceo, cada brazo es movido por un actuador hidráulico. La entidad del ángulo de balanceo es medido por un transductor de posición angular sobre el eje anterior, mientras que sobre el eje posterior utilizando un transductor de linal de posición, a partir de los cuales se recava la posición angular vía software existente.

Los dos actuadores que constituyen el simulador de balanceo están controlados por un pc con una lógica de control desarrollada a propósito, utilizando una válvula proporcional para cada actuador. El circuito oleodinámico del simulador, que se muestra a continuación, está dotado de un acumulador para dar una respuesta más veloz al sistema.

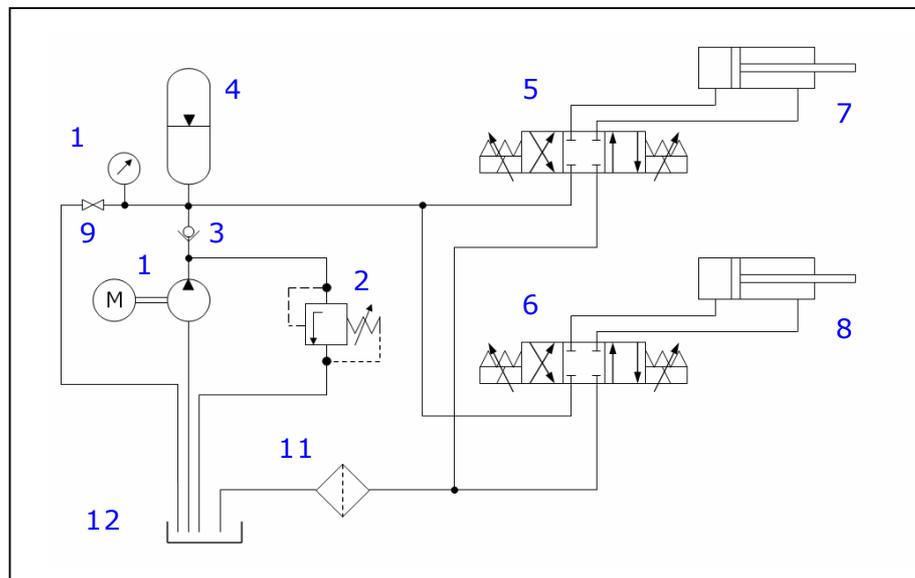


Fig. 10.3 Esquema circuito hidráulico simulador de balanceo

En el sistema Tenneco son montados los siguientes actuadores:

	Eje delantero	Eje trasero
<i>Marca:</i>	equivalentes ATOS	
<i>Cilindro serie:</i>	CK 50/ 22*0200 T 301	CK 36/ 14*0200 T 301
<i>Diámetro pistón:</i>	50 [mm]	36 [mm]
<i>Diámetro vástago:</i>	22 [mm]	14 [mm]
<i>Carrera:</i>	200 [mm]	
<i>Vástago:</i>	rosca macho M16 x 1.5	rosca macho M12 x 1.25
<i>Agarre:</i>	tirantes prolongados posteriores y agujeros roscados anteriores Frenadura anterior y posterior	
<i>Bocas aceite estándar</i>	1/2" gas	1/4" gas

Acumuladores FOX s.r.l.

HST 2.3

Volumen: 2.3 L

Presión máxima: 300 bar

Cuerpo: acero al carbono

Conexión hidráulica: M18x1.5

Membrana: NBR

Precarga nitrógeno: 44 bar

Para concluir se debe decir que no se pudo completar el montaje del sistema en el banco por no disponer en el tiempo de estancia de ciertas piezas necesarias para el montaje. En el texto original se tienen instrucciones precisas de cómo realizar el montaje una vez se dispongan de los soportes de acero para montar el sistema en el banco.

CONCLUSIONES

Sobre los objetivos principales del sistema Tenneco, desacoplar el movimiento de balanceo del movimiento vertical de las ruedas y reducir el ángulo de balanceo principalmente, ha estado desarrollado todo el trabajo realizado. Por lo que respecta al primer objetivo, se ha alcanzado en el momento en el cual, con las barras tradicionales se sabía que la rigidez torsional y la rigidez a balanceo de la barra están relacionadas por la propia construcción física de la barra. Por tanto en las barras tradicionales un movimiento vertical de la sola rueda introduce además un movimiento de balanceo en el vehículo. En el sistema Tenneco se ha visto que se pueden calcular las rigideces vertical y a balanceo de manera aislada, en las ecuaciones analíticas del capítulo 4, y por tanto se consiguen desacoplar ambos movimientos. Por lo que respecta al segundo objetivo, se ha dimensionado el sistema Tenneco para garantizar un gradiente de balanceo de modo que sea bastante inferior al que se obtenía con el vehículo pasivo. Para comprobar que dicho resultado se ha alcanzado basta con observar los gráficos obtenidos de las simulaciones realizadas en las comparativas entre el vehículo pasivo y el sistema Tenneco realizados en el capítulo 9, por ejemplo.

Además de esto, se pueden mencionar futuros trabajos a realizar en próximas actividades de proyectos fin de carrera, con el fin de complementar y ampliar el trabajo aquí realizado, que son:

- Terminar el montaje sobre el banco de pruebas del sistema Tenneco, ya que no se han tenido a disposición todas las piezas necesarias para realizarlo en el tiempo de que se ha dispuesto para realizar el presente proyecto.
- Añadir el modelo de ocho grados de libertad que tiene en cuenta la acción de los orificios en el modelo de vehículo del Base Model Simulator[®], de manera de poder realizar simulaciones ulteriores a las aquí realizadas.
- Realizar el modelo de control del banco de pruebas del simulador de balanceo y la lógica de adquisición de datos y resultados del sistema Tenneco.
- Obtener los resultados experimentales que arroja el sistema Tenneco y realizar una comparativa de aquellos con los que se han calculado en el presente proyecto.