



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
ICAI

GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
ESPECIALIDAD ELÉCTRICA

**ESTUDIO DE VIABILIDAD DE LA
RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN
SUSPENSIONES DE AUTOBUSES DE
TRANSPORTE URBANO**

Autor: Ignacio Basallote Muñoz

Director: Juan de Norverto Morigñigo

Madrid
Junio 2016

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESINAS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor **D. Ignacio Basallote Muñoz**, DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: **ESTUDIO DE LA VIABILIDAD DE LA RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN SUSPENSIONES DE AUTOBUSES DE TRANSPORTE URBANO**, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor **CEDE** a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducir la en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.

Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que

podrían ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.

- d) Assumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

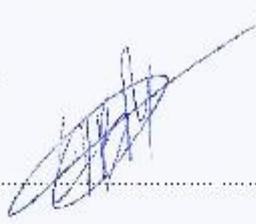
6'. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por cuales formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 16 de Julio de 2016

ACEPTA

Fdo:.....


Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**ESTUDIO DE LA VIABILIDAD DE LA RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN
SUSPENSIONES DE AUTOBUSES DE TRANSPORTE URBANO**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 15/16 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es
plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Ignacio Basallote Muñoz

Fecha: 16 / 06 / 2016

Autorizada la entrega del proyecto

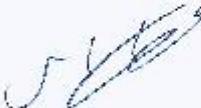
EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Juan de Norverto

Fecha: 16 / 06 / 2016

Vº Bº del Coordinador de Proyectos



Fdo.: Fernando de Cuadra García

Fecha: 17, 6, 16

ESTUDIO DE LA VIABILIDAD DE LA RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN LAS SUSPENSIONES DE UN AUTOBUSES DE TRANSPORTE URBANO

Autor: Basallote Muñoz, Ignacio.

Director: Norverto Moriñigo, Juan de.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia de Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

Introducción

En los últimos años, la implantación de los automóviles eléctricos se ha incrementado considerablemente. Los grandes fabricantes de coches han comercializado ya sus primeros modelos en la que se avecina una posible tercera revolución industrial, con los ecologistas llamando a las puertas, y las altas exigencias en cuanto a emisiones por parte de la U.E, que impulsa hacia la búsqueda de tecnologías de transporte más limpias.

A día de hoy, el 51,4% de los contaminantes a la atmósfera proceden de los medios de transportes tradicionales [1], por lo que es necesario buscar alternativas o métodos que reduzcan estas emisiones cada vez más preocupantes. Como se ha mencionado antes, las normas *EURO X* son un claro ejemplo de las medidas que se están tomando para exigir niveles de contaminación controlados, pero aun así resulta insuficiente.

Al estar ligado la contaminación al consumo de litros de combustible, esto impulsó a los fabricantes a concienciarse en la fabricación de modelos de bajo consumo. De dónde marcas como Peugeot, Audi y Volkswagen, entre otros, propusieran modelos de bajo consumo rondando los 3 litros por cada 100 km recorridos [2]. Estos nuevos automóviles, y la competencia que ellos generan, suponen un avance en el camino hacia el alcance de la máxima eficiencia.

No obstante, las limitaciones de los motores térmicos de combustión interna, con un rendimiento en torno al 30%, se convierten en el verdadero desafío. Esto significa que alrededor de dos tercios de la energía contenida en el combustible se desperdicia y solo una tercera parte es utilizada para propulsar el automóvil.

Mientras que algunos buscan optimizar el consumo y reducir las emisiones, otros fabricantes apuestan por la revolución eléctrica. Tesla entre otros, comercializa con automóviles eléctricos que ofrecen buenas prestaciones pero tanto la autonomía como el precio siguen limitando su crecimiento, y por tanto no termina de convencer.

Nos encontramos en un periodo de investigación hacia el automóvil de alto rendimiento en cuanto a consumo y emisiones. Esto lleva a buscar alternativas que puedan optimizar y reducir el consumo, o bien recuperar parte de la energía consumida. Fabricantes como GKN apuestan por la recuperación de energía en las frenadas (KERS), que nos permite

regenerar parte de la energía que se perdería en forma de calor en los frenos de un automóvil. Esta energía en los coches de competición podría ofrecer 60 kW adicionales durante 6,67 segundos, o lo que es lo mismo, una energía recuperada de 400 kWh.

Consecuentemente, el objetivo primordial de este proyecto es estudiar la viabilidad de la recuperación de energía en las suspensiones de un vehículo, y en particular en las suspensiones de un autobús. Al igual que la frenada, los movimientos verticales de la masa suspendida disipan energía en forma de calor en el amortiguador, y se estudiará de qué magnitud de energía se trata y en qué proporción, en relación con el consumo del vehículo en cuestión.

En conclusión, nos encontramos en una época donde el desarrollo de la ingeniería está centrado en mejorar la eficiencia de los sistemas existentes, y en este proyecto se estudiará hasta que nivel las suspensiones regenerativas podrían llegar a aumentar la eficacia de un automóvil.

Metodología

Para comenzar el estudio, es preciso conocer el comportamiento dinámico del automóvil y así, poder analizar sus dependencias. Por ello, se comenzará estudiando el modelo sobre el que se asentará el estudio energético. A raíz de este sistema, se estima la energía disipada en el amortiguador que después, con un rendimiento estimado, se podrá definir una cantidad de energía recuperable.

El modelo sobre el que se basa el estudio es el de cuarto de vehículo, que consiste en dividir el automóvil en cuatro masas independientes. En este caso, se ha considerado la masa uniformemente distribuida a modo de que el análisis de las cuatro partes es idéntico. También se ha estudiado los efectos del neumático, que aunque en la mayoría de modelos por simplificación no se considera, en este caso veremos como la variación de sus parámetros afectarán fuertemente en los resultados. Aunque debido a la dificultad de determinar las constantes completamente variables del neumático, se ha tenido en cuenta en cierta medida para no distorsionar los resultados.

Entre otras cosas, se estudia el espectro de frecuencias de la entrada y de la respuesta analizándose la influencia de la velocidad sobre estas así como de otros parámetros, como son la masa del vehículo y las constantes del sistema.

Una vez definida la dinámica del vehículo, conociendo las velocidades que se dan en el amortiguador, se ha estimado la potencia en todo instante de tiempo que se disipa en las suspensiones de diferentes vehículos. A raíz de la potencia instantánea conocida, se calcula la energía acumulada que se disipa durante un trayecto, que en este caso se ha estudiado sobre el perfil IRI_737b conseguido a través del profesor James T. Allison de la Universidad Illinois de Urbana Champaign [3]. Una vez controlada la energía que se da en el amortiguador, se ha estimado un rendimiento, de un proceso de recuperación recomendado, y se ha calculado la energía útil.

Las simulaciones abarcan variedad de vehículos, aplicadas sobre distintos escenarios de velocidad para el perfil IRI_737b fijo. De todos los casos estudiados, se centra

exclusivamente en los autobuses urbanos que conforman la flota de autobuses de la Empresa Municipal de Transporte Madrileña (EMT), de dónde se han extraído datos de consumo medio del 2015.

Una vez conocidos los datos en cuanto a energía recuperable aplicados a la flota de autobuses, se procede a realizar el estudio de viabilidad abarcando los ámbitos económico y ambiental. El trabajo incluye un estudio del ahorro que podría suponer la instalación del sistema regenerativo en las suspensiones de un autobús. Por ello, se dan datos de combustible ahorrados y datos económicos en cuanto ahorro en el tiempo.

También se abordan las emisiones de contaminantes evitables y, especialmente, las del gas del invernadero CO₂.

Al final de la memoria se proponen trabajos realizables para el futuro en cuanto a investigación del sistema regenerativo. Se propone el estudio de un generador lineal, analizar su comportamiento y los rendimientos que podría desempeñar. Y por otro lado, se propone el estudio del mismo sistema pero con un generador eléctrico rotacional que además de regenerar, permita controlar activamente las suspensiones del vehículo.

Finalmente, se propone un presupuesto estimado sobre el coste total que supondría tanto el desarrollo del sistema como la implantación en el vehículo.

Para conseguir la ejecución de los objetivos, se ha diseñado un programa en Excel que permite reunir los parámetros del vehículo en una matriz de valores que posteriormente va a parar a Matlab, dónde se ejecutan las simulaciones del modelo de Simulink, y se calculan los valores deseados. Por lo tanto las herramientas utilizadas en este proyecto son: Excel, Matlab y Simulink.

Resultados

Los resultados obtenidos son muy positivos. En la Tabla 1 se pueden ver los valores estimados para un autobús urbano en tres supuestos distintos, incluyéndose los valores de energía útil recuperable al día y al año. También se pueden apreciar los porcentajes de energía regenerada que supondría la instalación del sistema regenerativo respecto a una autonomía de 160 kWh.

	E_{DIARIA} [kWh]	E_{ANUAL} [kWh]	% E_{Rec}
Favorable	7,6	2.736	4,75
Medio	3,1	1.116	1,94
Desfavorable	0,9	324	0,56

Tabla 1. Resultados para un autobús. Suponiendo un consumo diario de 160 kWh.

Atendiendo a la tabla 1, podemos ver que la energía recuperable podría llegar a ser en torno al 5% de la energía consumida por el vehículo. Esto se traduce en ahorros de combustible y emisiones alrededor del 5%, que a su vez están ligados al ahorro económico.

Si ampliamos la escala a la flota de autobuses de la EMT, obtenemos la tabla 2 en donde se pueden apreciar los valores de energía útil recuperables y sus equivalentes ahorros que supondría en litros de combustible (en el supuesto de toda la flota fuera diésel), euros y Kg de CO₂.

IMPACTO DE LAS SUSPENSIONES REGENERATIVAS SOBRE LA FLOTA DE EMT MADRID					
	DIARIAS	MENSUALES	ANUALES	3 AÑOS	5 AÑOS
kWh	8.233,55	247.006,44	2.964.077,33	8.892.231,98	14.820.386,63
LitrosDIÉSEL	4.137,87	124.136,25	1.489.634,97	4.468.904,90	7.448.174,83
€	6.022,46	180.673,79	2.168.085,51	6.504.256,52	10.840.427,53
CO₂ [Kg]	8.230,44	246.913,33	2.962.960,00	8.888.880,00	14.814.800,00

Tabla 2. Resultados para la flota de autobuses de la EMT.

En cuanto a materia de energía, los resultados obtenidos para la flota completa son bastante interesantes. Con la energía recuperada en un periodo de cinco años, se podría autoabastecer a un número aproximado de 228 autobuses, de consumo medio diario de 180 kWh, durante 1 año, que equivale al 11% de la flota de la EMT superando el 1,05% de los autobuses eléctricos actuales [4]. O en otras magnitudes, para la energía generable durante un año, conociendo el consumo medio anual de una familia Española de 3.487 kWh [5], se podrían mantener a unas 850 familias durante el mismo periodo.

Desde el aspecto económico, tras el periodo de cinco años, podríamos adquirir un equivalente a 46 autobuses de un precio estimado de 235.000 €, lo que equivale a 2,4% de la flota de autobuses de la EMT. Con este ahorro, se podría utilizar para mejorar los servicios e instalaciones de cara al cliente.

Finalmente, en cuanto al ahorro de combustible y emisiones, toda aportación es buena. En este caso, suponiendo un consumo medio diésel de un turismo de 7 litros/día, equivaldría a unas emisiones de 18,55 Kg de CO₂/día que, comparándolo con las emisiones ahorradas, tendríamos un ahorro aproximadamente de 443 turismos. Lo cual es un aspecto muy positivo.

Conclusiones

Así como los resultados obtenidos son bastante positivos, consiguiendo una reducción de combustible y emisiones de un 5%, podría ser condición suficiente para impulsar a la instauración de este sistema en las suspensiones de los vehículos. Aunque atendiendo a la estimación de presupuesto de 20.083 € incluyendo las cuatro ruedas, supondría una inversión de 38.640.846,40 € el implantar la tecnología en la flota de autobuses actual de la EMT. Lo que a efectos prácticos no es viable, y la única forma por la que podría conseguirse es implantando la tecnología en las generaciones futuras de manera progresiva para que el impacto económico no sea tan grande.

En conclusión del trabajo realizado, y en vistas a los magníficos resultados, se convierte indispensable el continuar la investigación en esta tecnología que probablemente llegue a instalarse algún día.

Referencias

- [1] María del Mar Cledera Castro – Apuntes de contaminación atmosférica 15 – 16. Parte 1. Pg. 8.
- [2] Autofácil - Los 10 coches que menos consumen de nuestro mercado. 29.04.15.
- [3] James T. Allison - de la Universidad Illinois de Urbana Champaign. 03.04.12.
<http://www.youtube.com/watch?v=jKceIHn6tc>
- [4] Empresa Municipal de Transporte (EMT) – 2016 -
<http://www.emtmadrid.es/Empresa/Somos/NuestraFlota>
- [5] IDAE – Consumo medio de energía Sector Residencial en España -
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_documentacion_basica_residencia_1_unido_c93da537.pdf

STUDYING FEASIBILITY OF ENERGY RECOVERY IN SUSPENSIONS OF AN URBAN BUS TRANSPORTATION

Author: Basallote Muñoz, Ignacio.

Director: Norberto Morínigo, Juan de.

Collaborating Institution: ICAI – Universidad Pontificia de Comillas.

PROYECT ABSTRACT

Introduction

In the last decades, the number of electric vehicles has increased considerably. Vehicle manufacturers have already sold their first car models by which a possible third industrial revolution may arise. With both environmentalists knocking on doors and EU commission demanding lower emissions, the situation drives at finding cleaner transport technology.

Nowadays, traditional means of transports generate approximately 51% of pollution emitted to atmosphere [1], and that is why it is necessary to find new alternatives to decrease these emissions. The *EURO X* regulations are clearly an example of the measures that EU commission is carrying out to control the releases, but these actions are still not enough to reduce pollution significantly.

As pollution correlates to car fuel consumption, manufactures are conscious that automotive industry need to change towards less-consumption vehicles. Hence, OEMs (Original Equipment Manufacturer) such as Peugeot, Audi, and Volkswagen propose some low-power car models that consume ~3 liters per 100 km [2]. These improvements are a further step to achieve the best cars in terms of efficiency.

Unfortunately, internal combustion engines have an efficiency close to 30%. That inefficiency makes that around a quarter of their energy converts to propel the car and that two thirds of the overall energy transforms into loses.

While some researchers try to optimize internal combustion engines, others trust on the electric revolution. Tesla, among others, offers high performance electric cars, but both the lack of autonomy and the high prices reduce their attractiveness.

Nowadays, companies look for high-performing automobiles in terms of consumption and emissions. This fact leads to pursue different energy-saving alternatives that either reduce consumption or recover some of the energy consumed. Manufacturers such as GKN supports kinetic energy recovery system (KERS), which regenerates some of the energy that is lost as heat in the braking process of a car. In racing cars, this energy could offer an additional 60 kW during 6.67 seconds, or, in other words, an overall energy of 400 kWh.

Consequently, this Project is focused on studying the feasibility of energy recovery in vehicle suspensions, specifically in bus suspensions. Similarly to how the KERS system

works, the vertical motion of the sprung mass dissipates thermal energy in the shock absorber of the car, and it will be shown how large this energy might reach.

In conclusion, currently, engineers face an era when engineering development is focused on improving existing technology efficiency. Hereby, this project studies how regenerative suspensions increase car efficiency.

Methodology

First, I studied car dynamic behavior by analyzing its responses and dependencies. Therefore, the first chapter of this project relates to the model that has been chosen to estimate the energy dissipated in the absorber. Then, by applying an estimated yield, we can reach the final available energy value.

This study is based on the quarter car dynamic model that consists on dividing the car in four independent mass parts. In this case, it has been considered that the mass on the car is uniformly distributed, so these four parts must be the same. Additionally, it has been taken into account the tire effect that strongly affects the results. As it is complex to estimate the tire constant, it has been taken into account partially.

Having said that, it can be found a frequency analysis applied to the input and output of the vehicle dynamic response in this project, so it can be appreciated the influences of some parameters such as the velocity and the mass.

Thus, with the analysis of the car dynamic and the vehicle velocity in each period of time, it has been estimated the instantaneous power that is dissipated in the shock absorber for different cars. Therefore, by knowing the instantaneous power, it can be estimated the accumulative dissipated energy because of vertical sprung mass movements. In this case, it has been considered the IRI_737b road profile reached by the James T. Allison professor from University of Illinois of Urbana-Champaign [3]. Then, once the energy has been calculated, it is applied an estimated yield to transform into electric energy.

The simulations have been executed for a vast variety of vehicles considering different scenarios for the fixed IRI_737b road profile. Among all cases studied, the study focus on urban buses that compose the bus fleet of the Municipal Transport Company of Madrid (EMT), whose average fuel consumption from 2015 is known.

Once the energy results are known, it is processed to analyze the feasibility of the system while taking into account both the economic and the environmental scope. This project studies the money that might be saved by using the regenerative system. Furthermore, the text provide fuel saving data that are strongly related to the avoidable CO₂ emissions.

Also there are future proposals related to the regenerative system. One of these, consists on developing a study of the behavior of a linear generator applied to the regenerative suspension system. Other proposal is focused on the development of an active control regenerative system that in addition to generating energy, it allows to control the suspensions.

To finish and complete the project, it has been estimated a budget of the investment cost and the implementation cost for a vehicle.

To reach the objectives of this Project, it has been mainly used Microsoft Excel, Matlab and Simulink. By using these tools, I have implemented a program in which the simulation data were processed in Excel and then simulated in Matlab while getting the final results.

Results

It turns out that the obtained results are sensational. In the Table 1 it can be analyzed the obtained values for one urban bus for three simulations that include the recoverable energy during one year and one day. Also, it can be seen the recoverable energy percentage in comparison with 160 kWh autonomy.

	E_{DAY} [kWh]	E_{ANNUAL} [kWh]	% E_{Rec}
Favorable	7,6	2.736	4,75
Neutral	3,1	1.116	1,94
Unfavorable	0,9	324	0,56

Table 1. Obtained results for one bus. It is considered day autonomy of 160 kWh.

Attending at Table 1, it can be seen the 5% recoverable energy from bus consumption, which means that the emissions and fuel saving are around the 5%, and this last is directly related to the economic extent.

If we expand the scale to the fleet of buses EMT, we obtain Table 2 where it can be seen the values of recoverable energy and equivalent savings that would result in liters of fuel (in the supposal of the entire fleet is diesel), euros and Kg of CO₂.

IMPACT REGENERATIVE SUSPENSIONS EMT FLEET MADRID					
	DIARIAS	MENSUALES	ANUALES	3 AÑOS	5 AÑOS
kWh	8.233,55	247.006,44	2.964.077,33	8.892.231,98	14.820.386,63
LitrosDIÉSEL	4.137,87	124.136,25	1.489.634,97	4.468.904,90	7.448.174,83
€	6.022,46	180.673,79	2.168.085,51	6.504.256,52	10.840.427,53
CO₂ [Kg]	8.230,44	246.913,33	2.962.960,00	8.888.880,00	14.814.800,00

Table 2. Obtained results for all the EMT fleet.

The results for the entire fleet are quite interesting if one looks at the recovery energy. With the energy recovered over a period of five years, an approximate number of 228 buses could be self-reliant for 1 year, with a daily average consumption of 180 kWh,

which is equivalent to 11% of EMT fleet exceeding 1.05% current electric buses [4]. Or in other terms, it could provide the energy needed for ~850 families for a year, considering the annual average consumption of 3,487 kWh per Spanish family [5].

From an economic point of view, it could be acquired the equivalent of 46 buses, representing a 2.4% of the bus fleet of EMT, with an estimated price of € 235,000. These savings could be used to improve services and facilities for the customer.

Finally, when considering fuel and emissions savings, any contribution is welcome. In this case, assuming an average consumption of 7 liters/day for a diesel car, equivalent to 18.55 Kg emissions of CO₂/day, which compared to the emissions saved during one day, it would be approximately equivalent to 443 passenger cars. Which is a very positive aspect.

Conclusions

As the results obtained are astonishing, achieving a reduction of fuel and emissions by 5% could be good enough to propel the establishment of this system in vehicle suspensions. While attending to estimate the cost of implementing this system in the current EMT fleet -including all four wheels- the cost of implementation of this technology would amount € 38.640.846,40. This sum may not be affordable at once, and the only way that could be achieved is by implementing the technology gradually in future generations so that would be in a subtle way.

In conclusion of the work done, and in view of the excellent results, it becomes essential further research in this technology, which is more than likely to reach someday success.

References

- [1] María del Mar Cledera Castro – Apuntes de contaminación atmosférica 15 – 16. Parte 1. Pg. 8.
- [2] Autofácil - Los 10 coches que menos consumen de nuestro mercado. 29.04.15.
- [3] James T. Allison - de la Universidad Illinois de Urbana Champaign. 03.04.12.
http://www.youtube.com/watch?v=_jKceIHn6tc
- [4] Empresa Municipal de Transporte (EMT) – 2016 -
<http://www.emtmadrid.es/Empresa/Somos/NuestraFlota>
- [5] IDAE – Consumo medio de energía Sector Residencial en España -
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_documentacion_basica_residencia_l_unido_c93da537.pdf



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA
ESPECIALIDAD ELÉCTRICA

ESTUDIO DE VIABILIDAD DE LA RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN SUSPENSIONES DE AUTOBUSES DE TRANSPORTE URBANO

Autor: Ignacio Basallote Muñoz
Director: Juan de Norverto Moriñigo

Madrid
Junio 2016

Índice

1	Introducción:	7
1.1	Motivación del Proyecto:	7
1.1.	Estado de la Cuestión:	9
1.1.1.	Autobús eléctrico:	9
1.1.2.	Suspensiones regenerativas:	11
1.2.	Objetivos del Proyecto:	15
1.3.	Metodología de trabajo:	16
1.4.	Recursos a emplear:	17
2	Modelado del proceso de interacción vehículo y la carretera:	19
2.1	Análisis del movimiento de un móvil. Influencia de la velocidad:	22
2.2	Definición de la entrada ($Z_{ROAD}(t)$):	24
2.3	Análisis de la entrada en el dominio de frecuencia. Frecuencia de muestreo. Efecto Aliasing:	29
3	Dimensionado de las suspensiones:	43
3.1	Parametrización del modelo dinámico:	45
3.2	Cálculo de los parámetros de la rueda:	54
3.3	Suspensiones Activas. Muelle Neumático	60
3.3.1	Muelle Neumático [20]:	61
3.3.2	Modelo de suspensiones Activas:	64
3.4	Modelo Simulink. Simulación:	66
3.5	Espectro en frecuencia de la respuesta:	73
4	Estimación de la energía recuperable:	77
4.1	Vehículos a estudiar. Consumos:	78
4.2	Energía disponible:	81
4.2.1	Simulación. Resultados obtenidos:	83
4.2.2	Estimación de energía recuperable en las suspensiones de un autobús	110
4.3	Energía útil:	118
5	Impacto económico:	125
5.1	Autonomía:	125
5.2	Comparación con el Consumo de una Vivienda en España:	129
6	Impacto Ambiental:	131
7	Estudios Futuros	135
7.1	Generador Lineal:	137
7.2	Suspensión Activa Regenerativa:	140
8	Conclusiones:	141

8.1	Viabilidad del sistema	141
8.2	Conclusiones técnicas del proyecto:	143
9	Estimación de Presupuesto Proyecto Suspensiones Regenerativas	145
9.1	Presupuesto del proyecto realizado:	145
9.2	Estimación de Costes de futuros desarrollos:	146
9.2.1	Valoración del Proceso de Investigación y desarrollo del Sistema:	146
9.2.2	Coste de los componentes del sistema regenerativo:	147
10	Anexos.....	149
10.1	ANEXO A:.....	149
10.1.1	Métodos de medida del IRI [8]:.....	149
10.1.2	Gráficas complementarias:	151
10.2	ANEXO B:	153
10.2.1	Resortes y amortiguadores [45]:.....	153
10.2.2	Experimento de la NASA [18]:.....	157
10.3	Anexo C: Matlab.....	159
10.4	Anexo D: Parámetros utilizados en la simulación	161
10.5	Anexo E:.....	165
10.5.1	Datos para la estimación de costes:.....	165
10.5.2	Especificaciones autobuses:	165
11	Figuras y Tablas:	167
11.1	Índice de Figuras:	167
11.1.1	Capítulo 1:	167
11.1.2	Capítulo 2:	167
11.1.3	Capítulo 3:	168
11.1.4	Capítulo 4:	168
11.1.5	Capítulo 5:	169
11.1.6	Capítulo 6:	169
11.1.7	Capítulo 7:	169
11.1.8	Capítulo 8:	169
11.1.9	Capítulo 9:	169
11.1.10	ANEXOS:	170
11.2	Índice de tablas:	170
11.2.1	Capítulo 1:	170
11.2.2	Capítulo 2:	170
11.2.3	Capítulo 3:	170
11.2.4	Capítulo 4:	170

11.2.5	Capítulo 5:	171
11.2.6	Capítulo 6:	172
11.2.7	Capítulo 7:	172
11.2.8	Capítulo 8:	172
11.2.9	Capítulo 9:	172
12	Referencias:.....	173
12.1	Bibliografía:	173
12.2	Bibliografía complementaria:.....	175

1 Introducción:

1.1 Motivación del Proyecto:

Cada día que pasa, la realidad de los automóviles eléctricos se va haciendo más fuerte y es que, está demostrado que el excesivo consumo de recursos fósiles está debilitando el medio ambiente y pone en riesgo la sostenibilidad del planeta.

De entre todos los detonantes que han impulsado a la investigación en este campo, el principal es la contaminación que conlleva los automóviles clásicos. Este fenómeno está asfixiando al medio con el que convivimos para algunos de manera evidente, los partidarios del cambio climático, y para otros más escépticos que, aunque no apoyan el cambio, reconocen que nuestra salud se ve afectada, por lo menos en las grandes ciudades.

Por ello, desde la unión Europea se toman acciones para regular estas emisiones provenientes de los vehículos con las normas EURO X, siendo la última la EURO VI agrupada en el *REGLAMENTO (UE) No 133/2014 DE LA COMISIÓN EUROPEA, 31 de enero del 2014 [1]*, donde entre otros se reúnen las limitaciones de emisiones en mg/kWh para vehículos pesados tal y como vemos representado en la Tabla 1.1.

Límites de emisiones Euro VI

	Valores límite							
	CO (mg/kWh)	HCT (mg/kWh)	HCNM (mg/kWh)	CH ₄ (mg/kWh)	NO _x (†) (mg/kWh)	NH ₃ (ppm)	Partículas (masa) (mg/kWh)	Partículas (número) (#/kWh)
WHSC (CI)	1 500	130			400	10	10	8,0 × 10 ¹¹
WHTC (CI)	4 000	160			460	10	10	6,0 × 10 ¹¹
WHTC (PI)	4 000		160	500	460	10	10	(‡) 6,0 × 10 ¹¹

Notas:

PI = Encendido por chispa

CI = Encendido por compresión

(†) El nivel admisible del componente NO₂ en el valor límite de los NO_x podrá definirse posteriormente.

(‡) El valor límite se aplicará a partir de las fechas establecidas en el anexo I, apéndice 9, cuadro 1, fila B, del Reglamento (CE) nº 582/2011.

Tabla 1.1. Regulaciones de emisiones por el Reglamento UE No 133/2014.

De entre todos los automóviles, este proyecto se centrará particularmente en los autobuses urbanos. La ciudad de Madrid será tomada como base para nuestro estudio, y dentro de la misma, la organización encargada del desarrollo de los servicios de autobuses: la Empresa Municipal de Transportes (EMT).

La Empresa Municipal de Transportes (EMT) gestiona una flota de más de 2.000 autobuses repartidos por 215 líneas que tienen una extensión de 3.600 kilómetros, que cuenta con más de 10.000 paradas y con una media de 425 millones de usuarios anuales. Si a todo esto le sumamos

las horas de servicio, que son muchas (la mayoría de las líneas de 6 h a 23.30 h), y los autobuses nocturnos, el índice de actividad temporal de este órgano público es escandalosamente alto [2].

Ya existen pequeños autobuses eléctricos que discurren por el centro de Madrid, como es el minibús "Gulliver" que garantiza una autonomía de más de 130 km, pero es aquí, en la autonomía, donde se encuentra el talón de Aquiles de los automóviles eléctricos.

Este proyecto busca analizar la implementación de un sistema que recupere energía del día a día del autobús. Y es que, las suspensiones están presentes en todo vehículo y son encargadas de proveer al usuario de una conducción cómoda mediante el aislamiento de las perturbaciones de la carretera.

Si de 71 paradas, como es el caso de la línea 14, le sumamos las aceleraciones, las frenadas repentinas, la variación de pasajeros y la rugosidad del terreno (baldosas, irregularidades varias...) impulsa a estudiar si sería viable recuperar parte del consumo que se disipa en las suspensiones. Para posteriormente poder utilizar esta energía para cargar una batería, aumentar la autonomía, o mejorar de cara a las emisiones y al gasto.

Este proyecto presenta un estudio de la viabilidad del sistema regenerativo, analizando la energía recuperable en comparación con el ahorro en cuanto a dinero y emisiones que podría suponer, incluyendo distintas simulaciones de donde se pueda ver el grado de rentabilidad del mismo.

1.1. Estado de la Cuestión:

1.1.1. Autobús eléctrico:

Un autobús eléctrico es un autobús que utiliza un motor eléctrico como medio de propulsión. Al igual que el automóvil eléctrico, no produce contaminación acústica ni contaminación atmosférica en el lugar de su uso. A continuación se describen los distintos autobuses eléctricos disponibles.

El **trolebús** [3] También conocido como **trolley** o **trole**, es un ómnibus eléctrico, alimentado por una catenaria de dos cables superiores desde donde toma la energía eléctrica mediante dos astas. El trolebús no hace uso de vías especiales o rieles en la calzada, por lo que es un sistema más flexible. Cuenta con neumáticos de caucho en vez de ruedas de acero en rieles, como los tranvías. Es algo más flexible que el tranvía pero conlleva más pérdidas en los neumáticos de caucho.

Un mecanismo útil y responsable con el medio ambiente, incluso puede llegar a generar energía gracias al frenado regenerativo. Por desgracia, en ocasiones puede resultar aparatoso y el cableado puede entorpecer la estética de la ciudad. Además cualquier incidente que expulse al autobús fuera del tendido eléctrico (1) provocará de inmediato la suspensión del mismo.

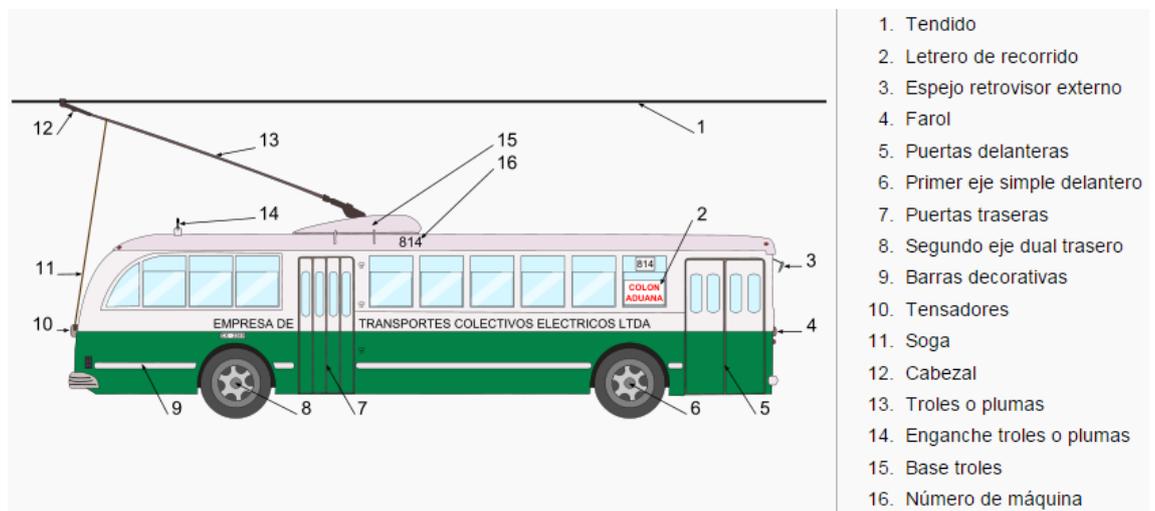


Figura 1.1. Primer modelo del trolebús (actualmente en funcionamiento en algunas regiones del mundo)

Fuente: <https://es.wikipedia.org/wiki/Troleb%C3%BA>

El autobús con **electricidad almacenada a bordo**, mediante el uso de baterías y supercondensadores (Capabús). También existen autobuses eléctricos que aprovechan la energía cinética mediante volantes de inercia (Girobús), pero requieren un motor eléctrico o diésel que aporte la energía inicial necesaria del arranque.

A diferencia del trolebús, los autobuses que cuentan con baterías eléctricas a bordo son mucho más cómodos y manipulables. Así mismo, mantienen la responsabilidad con el medio ambiente. La mayor desventaja es la autonomía debido al largo uso de cada autobús.

Actualmente existe el Eurabus 2.0 [4], que tiene una autonomía estimada de 150 km e incorpora baterías de litio-ferrofosfato y ofrece tres sistemas de carga (lenta, rápida y ultra rápida). Este modelo de cero emisiones ya ha sido probado en Berlín, Hamburgo y Estocolmo.

El Eurabus 2.0 es un autobús estándar (12 metros de longitud) propulsado por un motor de 130 kW/h alimentado por un paquete de baterías de litio-ferrofosfato (LiFePO₄). Estas baterías, más seguras que otras del mercado, se cargan en las horas nocturnas (cinco horas de recarga) aunque el fabricante ofrece otros dos sistemas de carga alternativos: uno rápido (2,5 horas) y otro ultra rápido (una hora). Con las baterías que incorpora este prototipo, el fabricante afirma obtener autonomías de 250 kilómetros; sin embargo, en las pruebas realizadas por la EMT, en su exigente circuito interno, con todos los servicios conectados, esta cifra se ha quedado alrededor de los 150 kilómetros [4].

Actualmente casi todos los fabricantes de autobuses se encuentran investigando al respecto, y existen varios modelos de autobús eléctrico pese a generar serias dudas sobre su autonomía. Entre estos fabricantes están: EURABUS, IVECO, BYD, GREENPOWERBUS, etc. Como convertir un autobús al 100% eléctrico es muy complicado, el fabricante VOLVO propone un autobús híbrido que teóricamente reduce el consumo de combustible a 11 L/100km (Motor Pasión, 2015), lo cual es abrumador en comparación con los 130 Litros/100 km que consume un autobús de media [5].

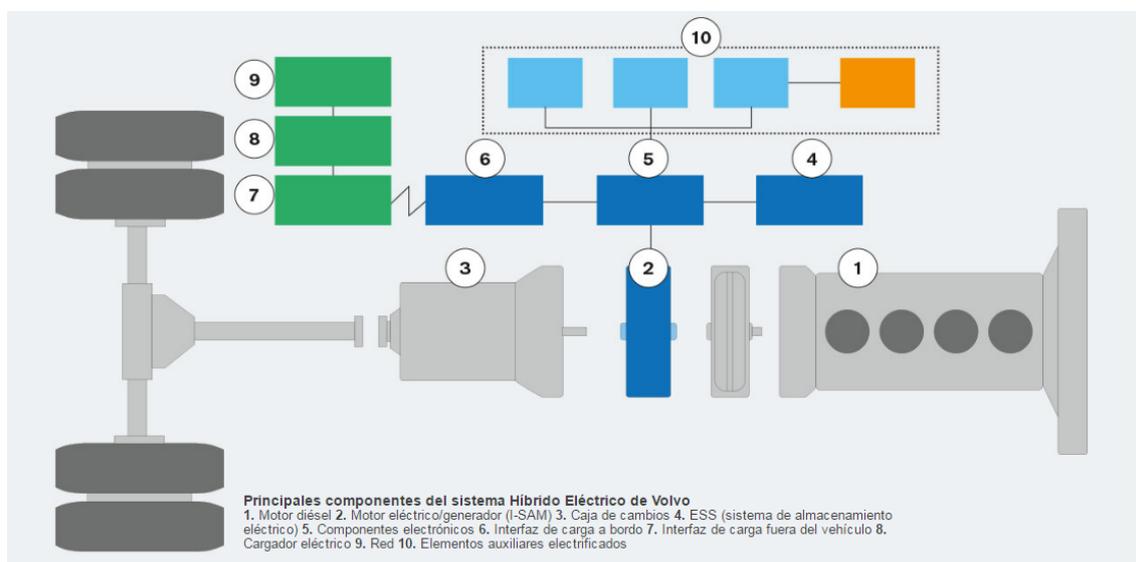


Figura 1.2. Funcionamiento autobús híbrido VOLVO 7900.

Fuente: <http://electricybrid.volvobuses.com/es>

En vistas al futuro, lo perfecto sería la implementación progresiva del autobús eléctrico general, es decir, eliminar el modelo contaminante “clásico” para dar comienzo a la generación del futuro. Pero si llegáramos al caso de tener que recargar las baterías de 2.000 autobuses en poco

tiempo, la electricidad consumida podría llegar a ser excesivamente alta y podría generar inestabilidades en la red. Por ello conviene buscar un medio de carga alternativo o al menos un mecanismo que alargue el funcionamiento previsto de las baterías.

1.1.2. Suspensiones regenerativas:

Este es el sistema por el que se va a realizar el estudio de viabilidad. Consiste en convertir la energía cinética que se da en las suspensiones de un vehículo mediante un generador eléctrico. Generalmente, se aprovecha para ligar un control activo o semiactivo del sistema de suspensiones del vehículo que, aparte de regenerar energía que se da en el amortiguador, permite mejorar la sensación de confort y manejabilidad. Todavía no ha sido implantada por fabricantes de automóviles en modelos existentes.

Actualmente existen dos fabricantes que han diseñado este sistema. Estos son la empresa Americana Levant Power y la empresa Alemana Intertronic Gresser GmbH. Ambos sistemas son completamente diferentes, cada uno utiliza métodos distintos para extraer la energía de las suspensiones.

En primer lugar está el **“Genshock”** [6]. Inicialmente fue diseñado para las suspensiones pasivas de un automóvil, y después se implementó un control activo para turismo y semiactivo para camiones. En la figura 1.3 y 1.4 podemos ver este sistema adaptado al caso del camión y al de turismo respectivamente.

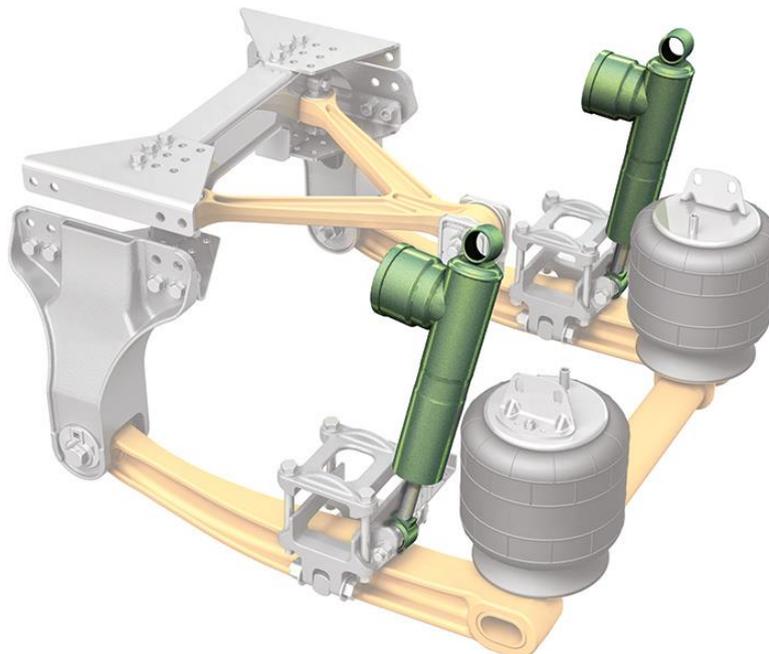


Figura 1.3. Suspensiones regenerativas GenShock. Modelo para un camión.

Fuente: <http://levantpower.com/site/trucking/>

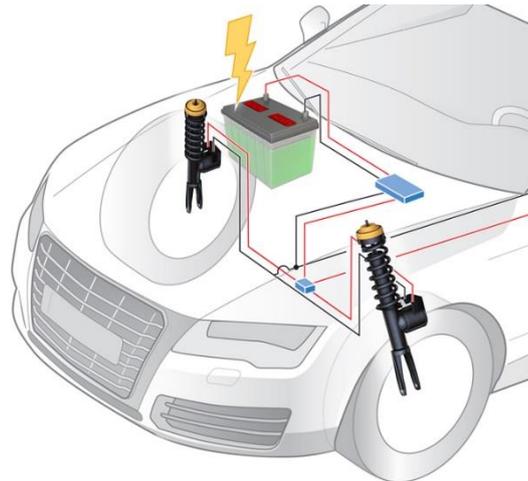


Figura 1.4. Suspensiones regenerativas GenShock. Modelo para un turismo.

Fuente: <http://levantpower.com/site/trucking/>

En el caso del camión, estiman que se pueda llegar a recuperar una media de hasta 200 W por eje, existiendo una fuerte dependencia en la rugosidad de la carretera. Este modelo cuenta con un control semiactivo de las suspensiones del vehículo, formada por muelles neumáticos y los amortiguadores regenerativos. El control electrónico garantiza la estabilidad del amortiguador.

En el supuesto del turismo, proponen unas suspensiones que conmuten entre control semiactivo y activo. Durante la etapa semiactiva se recupera energía del movimiento que se da en el amortiguador, y durante la etapa activa se consume esa energía almacenada. Por lo tanto, la energía extraída es suficiente para autoabastecer el sistema activo.

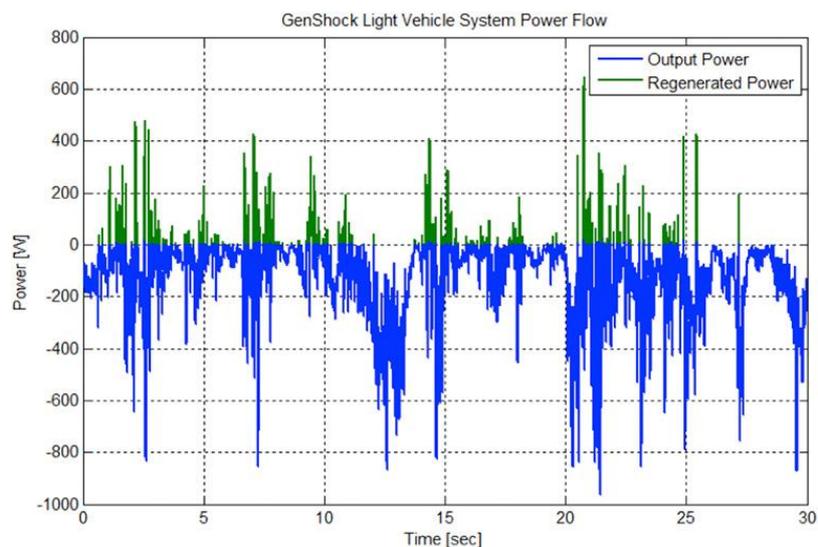


Figura 1.5. Potencia disipada frente a potencia recuperada.

Fuente: <http://levantpower.com/site/electronics/>

En la figura 1.5 apreciamos la potencia recuperada frente a la potencia que se disipa en el amortiguador. Podemos observar como es completamente irregular y está cargada de picos fuertemente dependientes de la rugosidad del terreno. Esta recuperación se hace posible gracias a las válvulas activas que se adaptan a los amortiguadores monotubo, bitubo y tritubo existentes. El fluido es direccionado a través de la válvula y así el motor hidráulico es capaz de realizar esfuerzos sobre el fluido y recibir energía del mismo. En la figura 1.6 vemos el prototipo adaptado.

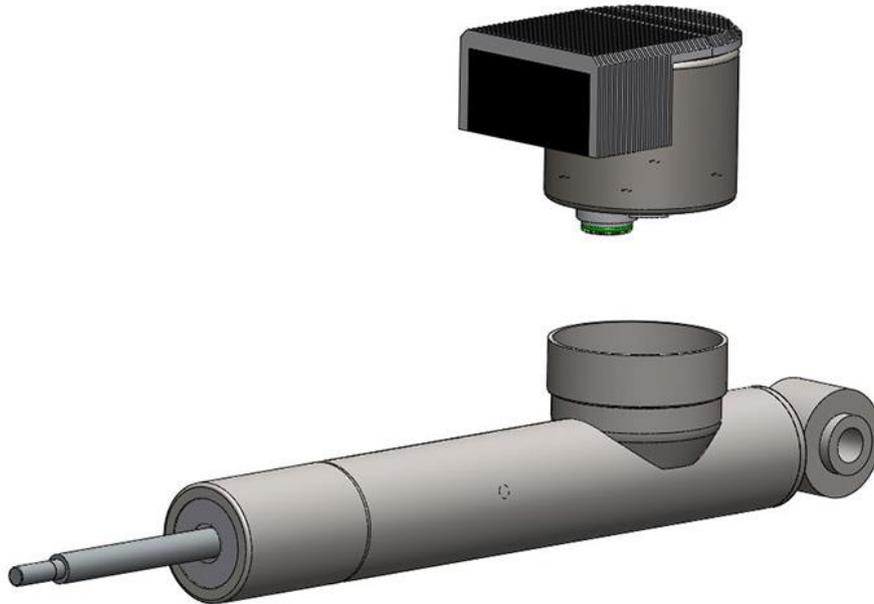


Figura 1.6. Prototipo válvula activa más amortiguador. Levant Power [6].

Fuente: <http://levantpower.com/site/integrated-valve/>

En el otro bando tenemos la patentada **“Electricity Generating Suspension System for Hybrid and Electric Automobiles”** [7] (USA Patente nº US 8,874,291 B2, 2014). Que ofrece directamente un control activo del amortiguador, adaptando un generador lineal, a diferencia del otro caso que era rotacional, y aplicando un control regulativo sobre el mismo. En este caso aseguran mejores prestaciones y rendimientos que el anterior. En las figuras 1.7 y 1.8 se pueden ver el mecanismo recuperativo.

Intertronic Gresser habla de rendimientos variables en función de la masa y la rugosidad del terreno. Por lo tanto, los valores de energía que ofrecen son muy variables. Para un vehículo de 1.600 kg estiman una energía entre [0,9 – 16,8] kWh por cada 100 km recorridos, y para un camión de 32 toneladas entre [30 – 502,5 kWh] por cada 100 km recorridos.

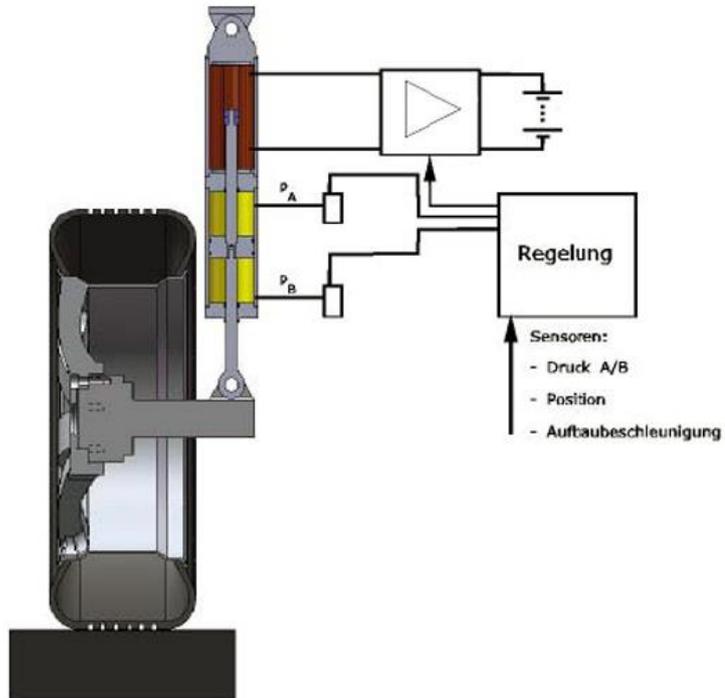


Figura 1.7. Prototipo suspensión regenerativa. Gresser GmbH 1.

Fuente: http://www.interpatent.de/images/produkte/stromgewinnung_federung.jpg

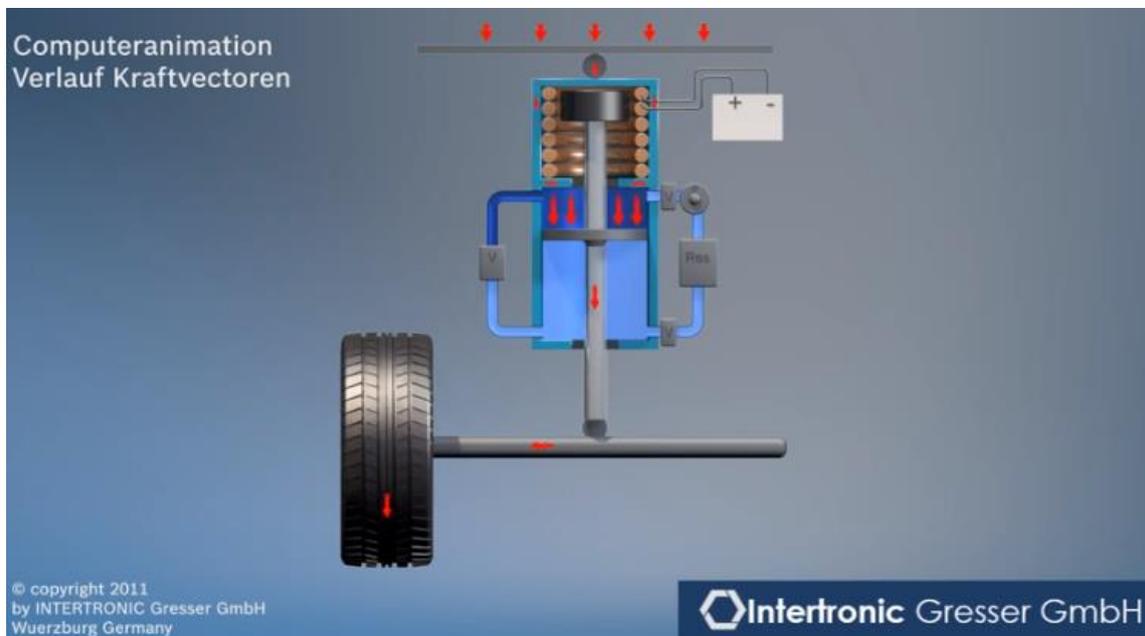


Figura 1.8. Prototipo suspensión regenerativa. Gresser GmbH 2 [7].

Fuente: http://www.interpatent.de/images/produkte/stromgewinnung_federung.jpg

1.2. Objetivos del Proyecto:

- Estudio de la dinámica del automóvil mediante el modelo de cuarto de vehículo. Analizar la respuesta de la masa suspendida frente a las perturbaciones de la entrada.

- Desarrollar un modelo de simulación que sea aplicable a distintos escenarios, dando oportunidad de estudiar la energía disipada en las suspensiones de un automóvil, y en especial de un autobús. Dentro de las variables del modelo que sean la rugosidad, la velocidad del automóvil, la masa del móvil y los parámetros que definen el sistema de amortiguación.

- Analizar las principales dependencias de la energía recuperable en un amortiguador.

- Estudiar la viabilidad de la implementación del sistema. Análisis de la energía recuperada, combustible y gasto ahorrados. En función de la energía recuperada, se enfocará el proyecto en una u otra dirección (gran escala englobando todos los autobuses o pequeña escala centrándose en uno).

- Estimar el coste que podría suponer la instalación del sistema y la inversión inicial.

1.3. Metodología de trabajo:

A lo largo de este trabajo se pretende estudiar la viabilidad de recuperar energía de las suspensiones de un autobús urbano. Para ello se analizarán distintos puntos desde la dinámica del vehículo, hasta el impacto global que podría tener sobre la economía y el medio ambiente.

Primero se ha desarrollado el modelo de cuarto de vehículo en SIMULINK, a raíz de este mismo se ha simulado el vehículo en cuatro partes idénticas con la misma masa. Se ha analizado la respuesta, y la influencia de la entrada. Se describe un estudio del espectro de frecuencias tanto de la entrada como de la respuesta, para distintas entradas y para un perfil rugoso IRI_737b, facilitado por la Universidad de Illinois en Urbana-Champaign (Allison, 2012).

Se ha dimensionado las suspensiones como un muelle y un actuador clásico, así como también se ha considerado la influencia del neumático. Se han analizado los distintos tipos de suspensiones, y en función del tipo, se han determinado los valores de estos parámetros que las definen: frecuencia natural y amortiguamiento.

En este trabajo se han realizado múltiples simulaciones sobre la energía disipada en las suspensiones de un autobús, así como se ha estimado un rendimiento para obtener la energía útil disponible.

También se han ejecutado comparativas económicas y medio ambientales a escala individual como abarcando a la flota total de la Empresa Municipal de Transporte Madrileña. Se propone una estimación del presupuesto total que supondría tanto el desarrollo como la implantación del sistema.

1.4. Recursos a emplear:

Para alcanzar los objetivos del trabajo se han utilizado los programas de Matlab, SIMULINK y Excel.

Con el fin de facilitar las simulaciones, se ha diseñado un programa en Excel donde se introducen todos los parámetros que definen al vehículo y los almacena en una matriz, para después cargarse en Matlab y ejecutarse la simulación. Después los resultados vuelven a ser cargados en el fichero Excel definido.

2 Modelado del proceso de interacción vehículo y la carretera:

Tal y como se explica anteriormente, al tratarse de un estudio de viabilidad se intenta estimar un valor de energía recuperable, y a raíz de ese valor, se desarrolla el estudio e impacto en función de si es lo suficientemente grande, o si es rentable aplicar los mecanismos para convertirlo en energía eléctrica. Pero para poder tomar una decisión válida es requisito indispensable que los resultados sean fiables. Para ello se pretende afinar al máximo el modelo para que los resultados finales obtenidos tengan auténtico significado.

Primero empezaremos analizando la entrada del modelo, ya que es nuestra variable principal a parte de los parámetros dinámicos del modelo, que son previamente definidos. Éste modelo consta de dos programas, uno que actualiza el perfil rugoso en función de la posición del móvil, y otro que simula el sistema dinámico y calcula la energía recuperable que se podría extraer en ese tramo, mediante las condiciones de conducción utilizadas (velocidad: acelerones, frenadas...). En este punto nos centraremos en la entrada, que es la principal fuente de desplazamientos verticales de la masa suspendida y también veremos la influencia directa de la velocidad del móvil sobre la misma.

La entrada del modelo dinámico es un vector rugosidad del terreno en función del tiempo, actualizado en todo instante según la posición del móvil. Para conseguir lo propuesto, se podría o bien simular a tiempo real y analizar mediante sensores el movimiento relativo de las masas suspendida y no suspendida y deducir así la rugosidad del terreno, lo que sería inútil conociendo las aceleraciones de las masas del sistema, y por tanto desplazamientos y velocidades, no calcular directamente la energía que se está disipando en el amortiguador, o la forma utilizada en éste modelo, que es conociendo un perfil rugoso de un tramo ajustarlo a la posición del móvil en todo momento.

El primer caso, aparte de requerir una inversión más alta, es únicamente válido para el vehículo el cual está siendo analizado. En cambio, el modelo que utilizaremos puede simular cualquier tipo de vehículo: turismos, camiones, motos, autobuses, etc. en cada caso se ajusta los parámetros correspondientes y no está ligado a un único vehículo. Luego el modelo utilizado ofrece un amplio abanico de soluciones, en distintos escenarios sin límites, para poder calcular la energía recuperable en el tramo con las condiciones previamente descritas.

Por tanto, la entrada se definirá por un vector velocidad, que lleva el vehículo, definido por el velocímetro en cada instante dt de tiempo y un perfil rugoso que se fundamenta de las variaciones de altura respecto a un origen fijado y medido cada dx (Cuanto más pequeño sean dt y dx más preciso será el resultado). Una vez ajustado el perfil rugoso a la posición del móvil en cada momento, se procedería a la simulación dinámica del sistema tal y como se verá en el apartado 3.

Luego las condiciones para definir la entrada del modelo dinámico son: vector velocidad en función del tiempo y vector rugosidad en función de la distancia del tramo medido. En la figura 2.1 se aprecia un esquema del proceso.

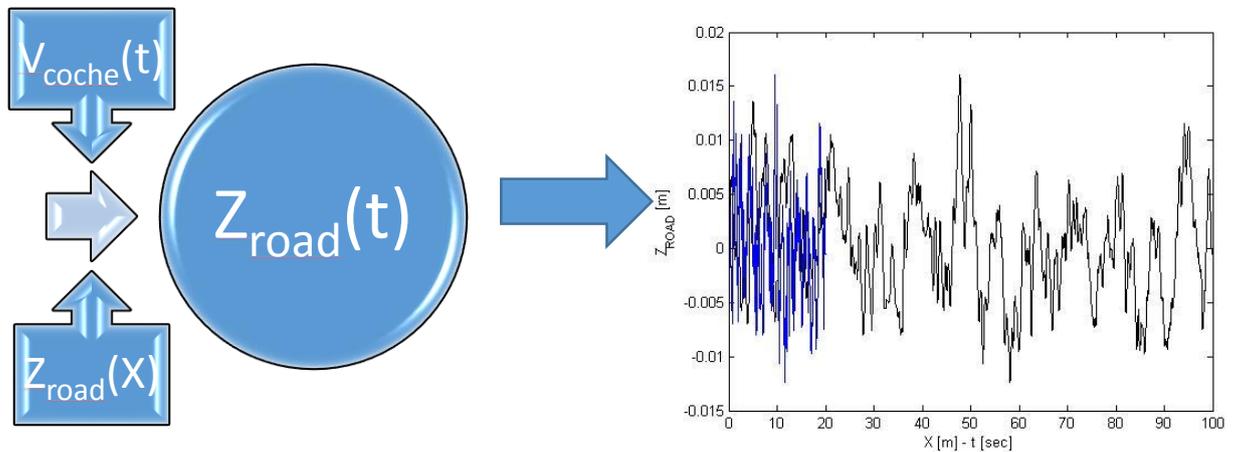


Figura 2.1. Esquema del proceso de $Z_{ROAD}(x)$ a $Z_{ROAD}(t)$.

Normalmente la rugosidad viene dada por el IRI¹, y este se mide para una velocidad constante (por convenio 80 km/h) obteniendo así mediante diferentes métodos, clasificados en función de la precisión (**anexo A**), el vector que buscamos.

El IRI es un parámetro adimensional que nos indica la calidad de la carretera, y es definido como la razón de movimiento relativo acumulado por la suspensión del vehículo tipo, dividido por la distancia recorrida por dicho vehículo. En la figura 2.2 podemos ver distintos valores del IRI asociados a la calidad del pavimento. Si el pavimento posee una calidad baja, el IRI será alto y la velocidad de circulación sin riesgo sobre ese tramo será limitada. Las autopistas nuevas y las pistas de despegue y aterrizaje de los aeropuertos encabezan la tabla como pavimentos de mayor calidad y por tanto menor IRI.

Por ello, dependiendo del valor del IRI la carretera será más o menos irregular, y con ello afecta directamente sobre la amplitud del vector de entrada, objetivo de estudio de este apartado.

Este modelo es apto para utilizar distintos perfiles rugosos, y en este caso de estudio analizaremos cómo afecta directamente sobre la energía y así tener una referencia en cuanto a distintos escenarios posibles.

¹ International Roughness Index

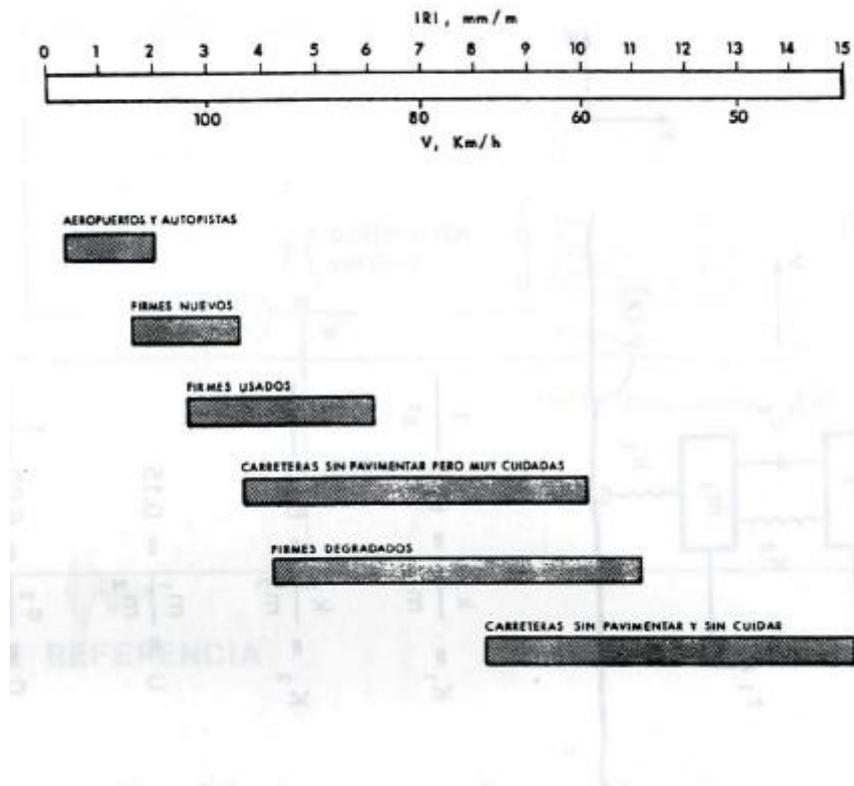


Figura 2.2. Escala de valores del IRI. [8]

Fuente: Ignacio Sánchez S, Hernán de Solminihac T. (1989, Enero-Junio). EL IRI: un indicador de la regularidad superficial. Revista de Ingeniería de Construcción N°6. Figura N°4.

2.1 Análisis del movimiento de un móvil. Influencia de la velocidad:

Dada una velocidad de un móvil que se mueve en un espacio determinado, sin ningún tipo de amortiguación, vamos a calcular las expresiones que relacionan la velocidad vertical y la velocidad horizontal.

El móvil transcurre por un perfil de carretera en función del espacio, es decir, a cada punto del eje x le corresponde una altura determinada:

$$Z_{road} = f(x) \quad (2.1)$$

Esta curva en paramétricas se expresaría:

$$\begin{cases} x = x \\ z = f(x) \end{cases} \quad (2.2)$$

Y el vector posición de la curva:

$$\vec{r} = (x \quad z(x)) \quad (2.3)$$

Entonces si S es el parámetro arco de la curva [9], se tiene:

$$\frac{d\vec{r}}{dx} = \frac{d\vec{r}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} \cdot \frac{dt}{dx} = (1 \quad \dot{z}(x)) \quad (2.4)$$

De donde obtenemos el vector unitario tangente a la curva:

$$\vec{T}_u(s) = \frac{d\vec{r}}{ds} = (1 \quad \dot{z}(x)) \frac{1}{\sqrt{1+\dot{z}(x)^2}} \quad (2.5)$$

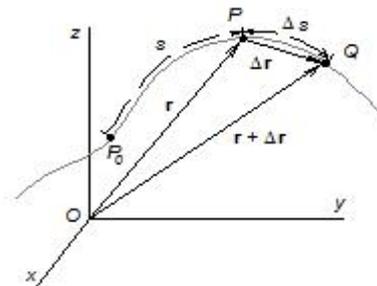


Figura 2.3. Parámetros de la curva

Fuente: *Experiencia Dinámica. Curvatura y vector normal* Noviembre, 9, 2010, <http://experienciadinmica.uv.blogspot.com.es/2010/11/tema-3-cinematica-del-punto.html>

Finalmente, igualando ambas expresiones llegamos a la ecuación que determina la velocidad horizontal en función de la derivada del parámetro arco respecto del tiempo, que no es más que la velocidad del móvil en todo instante:

$$\left(1, \dot{z}(x)\right) = \left(1, \dot{z}(x)\right) \frac{1}{\sqrt{1+\dot{z}(x)^2}} \cdot \frac{dS}{dt} \cdot \frac{dt}{dx} \quad (2.6)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\sqrt{1+\dot{z}(x)^2}} \cdot \frac{dS}{dt} \quad (2.7)$$

La anterior expresión implica que, cuanto mayor sea la pendiente a la que el móvil está sometido $\dot{z}(x)$, mayor será el valor de la velocidad vertical. En nuestro caso, al tratarse de valores muy pequeños del orden de milímetros, la velocidad del móvil será prácticamente horizontal, ya que los incrementos horizontales serán mayores que los verticales, pero cuanto mayor sea la velocidad del móvil, mayor será la velocidad vertical, luego hay que tener en cuenta el efecto de la velocidad.

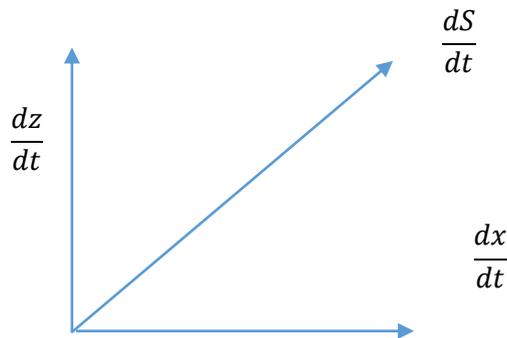


Figura 2.4. Diagrama velocidades

$$\frac{dx}{dt} \approx \frac{dS}{dt} = V_{car} \rightarrow \Delta x \approx \Delta S \quad (2.8)$$

2.2 Definición de la entrada ($Z_{ROAD}(t)$):

A parte de los parámetros del sistema de amortiguación, también es importante para conseguir unos resultados fiables obtener un perfil rugoso del suelo actualizado en cada instante del tiempo ya que, en el modelo cuarto de vehículo normalmente es considerado para velocidad constante y se desprecia el efecto de la variación de velocidad, pero como hemos visto, existe influencia de la velocidad en la respuesta del sistema. Por ello, vamos a tener en cuenta la velocidad en el cálculo del perfil de entrada.

Tal y como se enunciará en este y en los próximos apartados, cuanto mayor es la velocidad, mayor será la frecuencia a la que pulsa el perfil de entrada, y por lo tanto menos es la influencia sobre la respuesta (ya que se encuentra en frecuencias lejanas a la resonancia), pero en el caso del autobús, suele ser conducción a velocidades bajas, y muy variables, y por ello debemos tener en cuenta este factor.

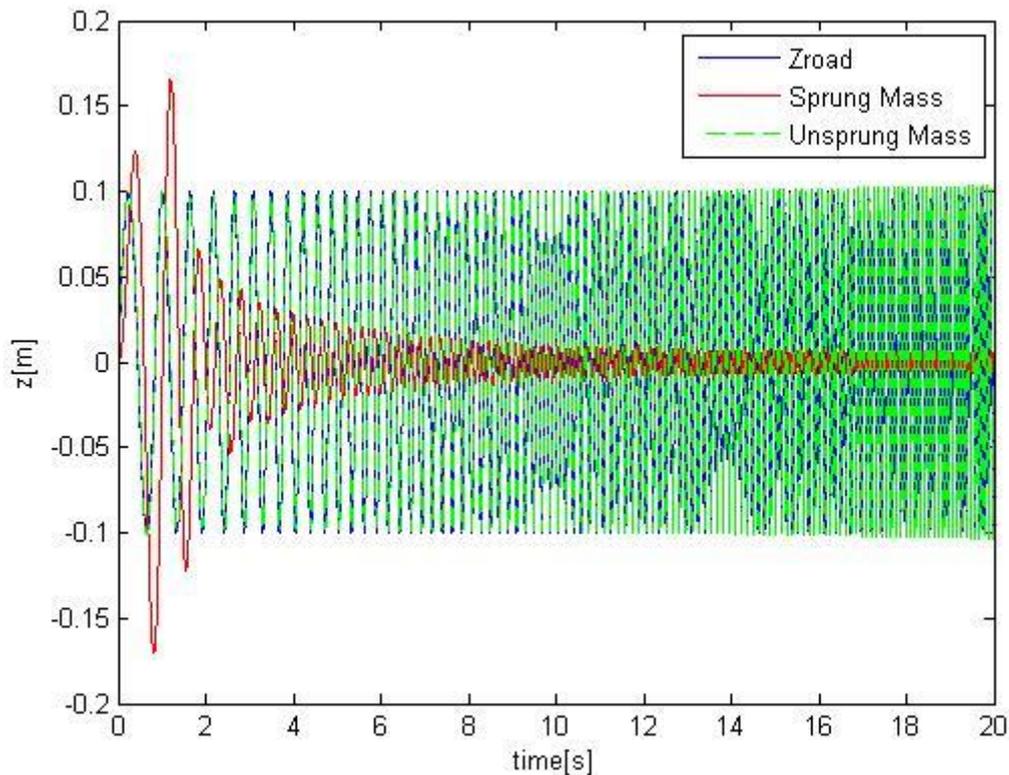


Figura 2.5. Comportamiento de las masas con frecuencias ascendentes ($f_{INI}= 1\text{Hz}$ hasta $f_{FINAL}=10\text{Hz}$) para una suspensión pasiva. (Input senoidal amplitud 10 cm, baches continuos)

Podemos observar en la Figura 2.5, para un perfil de baches continuos, según aumenta la frecuencia de la entrada el efecto sobre la masa suspendida se atenúa llegando hasta ser despreciable. Existe un intervalo de tiempo en el que se revierte el efecto esperado, esto es debido a que la entrada pulsa cerca de las frecuencias de resonancia del sistema que se explicará en el próximo capítulo.

A diferencia de la masa suspendida, la masa no suspendida reacciona fielmente a la entrada. Esto es debido a que el neumático tiene una constante de elasticidad muy grande, y por tanto, se encuentra ligeramente desfasada de la entrada pero a simple vista despreciable. Normalmente el efecto de la rueda suele ser despreciado en los modelos de cuarto de vehículo, considerándola infinitamente rígida, ya que no afecta prácticamente sobre la respuesta de la masa suspendida pero en este caso se tendrá en cuenta el efecto del neumático para asemejarse más a la realidad, y sus parámetros serán determinados en el próximo apartado.

En este apartado vamos a barajar las distintas técnicas de modelamiento de la entrada de nuestro modelo:

$$Z_{road}(t) = INPUT \quad (2.9)$$

Tal y como se dijo al inicio del apartado, conocemos un recorrido dado que para el cual se ha medido la rugosidad del suelo con una precisión constante dx . Cuanto más pequeño sea dx más preciso será la interpolación de la función rugosidad, aunque con que sea del orden de un centímetro sería más que suficiente, ya que la rueda al fin y al cabo es una superficie más grande que un solo punto, como se considera en este caso. De esta forma tenemos $Z_{road}(x)$, las desigualdades verticales de la ruta en función de la distancia a un origen fijado. Conociendo el parámetro fijo de la ruta ($Z_{road}(x)$), nos falta conocer la velocidad que lleva el móvil en cada instante y así actualizar el vector a la posición del móvil.

Que el móvil vaya más o menos rápido, ya ha sido demostrado que afecta en la velocidad vertical del vehículo. Conociendo la velocidad en cada instante dt , $v(t)$ en ese recorrido dado por el velocímetro del vehículo, podemos deducir la posición vertical de la carretera en cada instante de tiempo.

A partir de aquí, partiendo de la velocidad conocida cada dt , integrando obtenemos la posición del móvil en cada instante de tiempo:

$$x(t) = \int v(t) \cdot dt \quad (2.10)$$

Una vez conocida la posición del móvil, utilizaremos un bloque de simulink "lookup table" que recibe tres entradas: $Z_{road}(x)$ (Table data), x_{road} (Breakpoints) y $x(t)$ y nos da una salida: $Z_{road}(t)$. Este bloque actualiza nuestro vector de entrada a la posición en cada instante del autobús mediante interpolación. Siempre y cuando el autobús no exceda de la distancia medida, ya que a partir de entonces el modelo comenzaría a extrapolar o a dar valores aleatorios dependiendo de los ajustes del bloque y así perderíamos la esencia principal del perfil e imprecisiones en los resultados obtenidos.

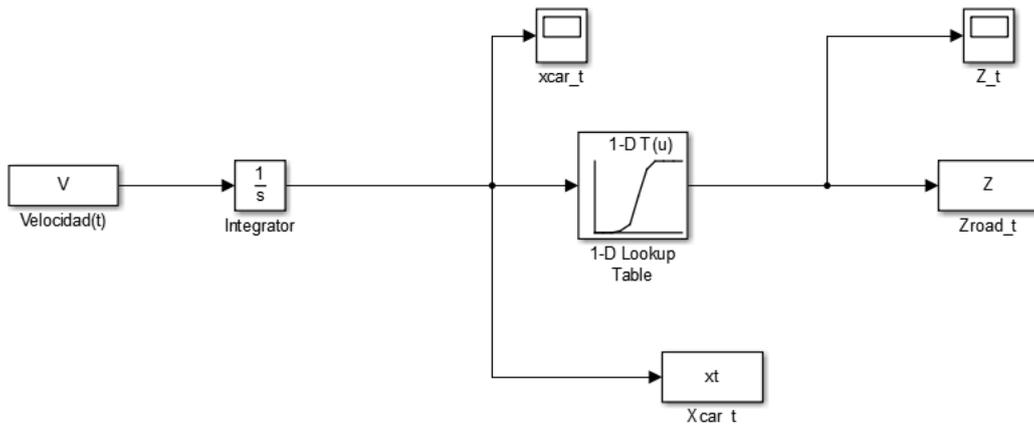


Figura 2.6. Diagrama de bloques Simulink. Obtención de la entrada del modelo.

En la figura 2.6 se muestra el diagrama de bloques utilizado para realizar el cálculo de la entrada al modelo definido.

Esta manera de obtener el perfil rugoso será más precisa cuanto más alto sea el valor de dt y dx , ya que tendremos más puntos pero ralentizará la simulación, por ello habrá que calcular los valores idóneos para la simulación. También hay que tener en cuenta la frecuencia de muestreo que se analizará en el siguiente punto.

El vector velocidad no aumenta las amplitudes de la entrada en el dominio temporal pero si la frecuencias a la que pulsan las mismas. Por ello es importante tenerlo en cuenta para tener una idea relevante sobre el comportamiento real de las masas suspendida y no suspendida y así como de sus velocidades ya que, la potencia disipada en el amortiguador es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad.

Por otra parte, al tratarse de un autobús urbano, conviene tener en cuenta los posibles badenes que existen en la ruta del mismo, ya que son pequeños picos de energía que repetitivamente aportan una cantidad energética considerable en comparación con el aportado en continuo por el perfil sin badenes.

Para definir los badenes que se puedan dar en el trayecto, será preciso definir una función senoidal que dependa exclusivamente de la longitud del badén y de la altura del mismo:

$$Z_{road} = Z_{baden}(m) \cdot \sin(\omega \cdot x) \quad (2.11)$$

Siendo $\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{2 \cdot L_{baden}}$ (L_{BADEN} corresponde a la longitud de la figura 2.7).

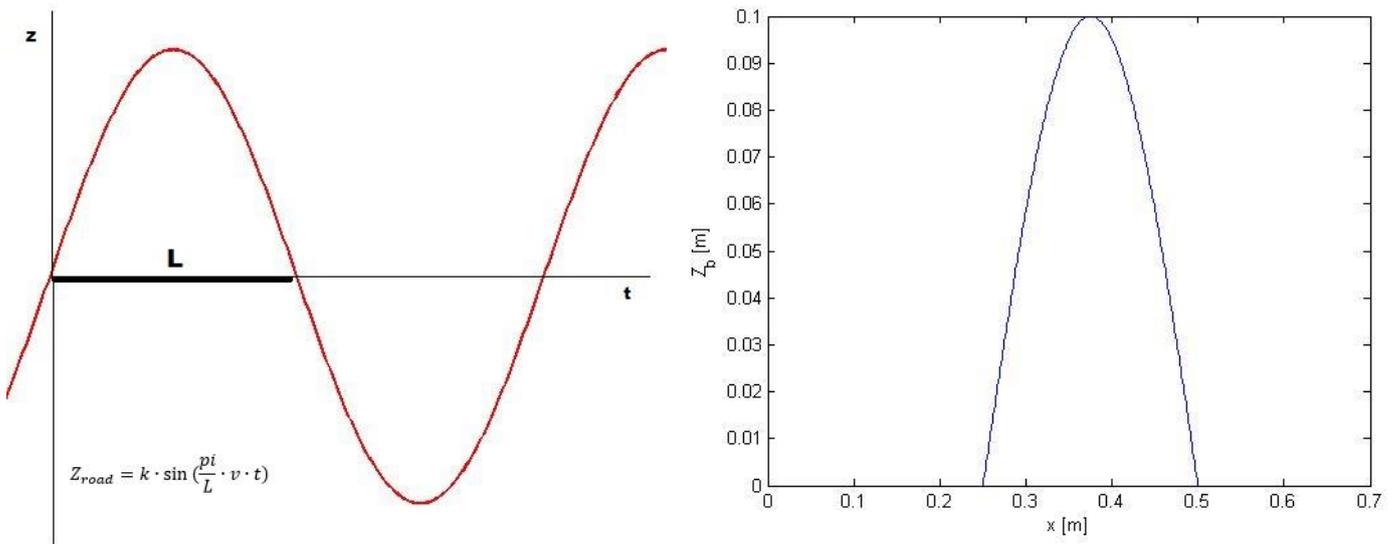


Figura 2.7. Badén definido con una $L_{BADEN}=0.25$ m y $Z_{BADEN}=0,10$ m.

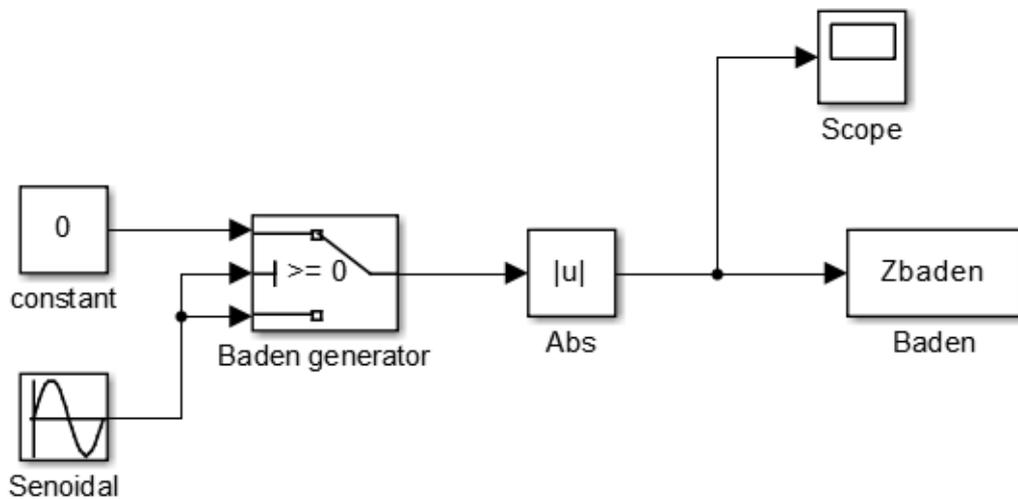


Figura 2.8. Modelo dimensionado badén.

Una vez definido el badén, con los parámetros de entrada definidos (altura y longitud del mismo) se procede a actualizar el vector en función de la posición del móvil mediante el mismo proceso anteriormente descrito, con la velocidad del mismo.

Hay que tener en cuenta que la velocidad de paso sobre el badén suele ser entorno a los 15-20 km/h, luego carecería de sentido utilizar velocidades mayores a éstas ya que estaría fuera de la realidad, aunque bien es cierto que hay excepciones pero pasar un badén a más velocidad que

la recomendada puede causar daños sobre el vehículo, desde ruptura de los bajos hasta deterioro de las suspensiones.

La normativa en España exige un máximo de altura por banda de 10 cm [10]. Se tendrá en cuenta para la simulación.

Otra alternativa que ahorraría trabajo en programación, como se definió anteriormente, sería introducir dos sensores que se encargaran de medir las variaciones de altura tanto en la masa suspendida como en la masa no suspendida en cada instante de tiempo, y así después derivar estos vectores, obtener las velocidades y aceleraciones cumpliendo el mismo fin que la simulación. Esto requiere de una inversión económica alta para conseguir unos resultados precisos.

Una vez conocido el INPUT ya estamos preparados para simular el sistema de amortiguación y así determinar la energía disipada en el amortiguador durante el trayecto.

2.3 Análisis de la entrada en el dominio de frecuencia. Frecuencia de muestreo. Efecto Aliasing:

En este apartado se realizará un análisis en frecuencia de la entrada al modelo, para ver detenidamente el efecto de la velocidad sobre la misma. También se analizará el muestreo de la función rugosidad y se buscará optimizar al máximo el parecido de la entrada al modelo con la señal original, ya que como se ha explicado anteriormente, conocemos la rugosidad en función de la posición y la queremos en función del tiempo. También parte de los conceptos tratados durante este capítulo serán de interés para posteriores apartados, ya que todo al final queda relacionado en el modelo final.

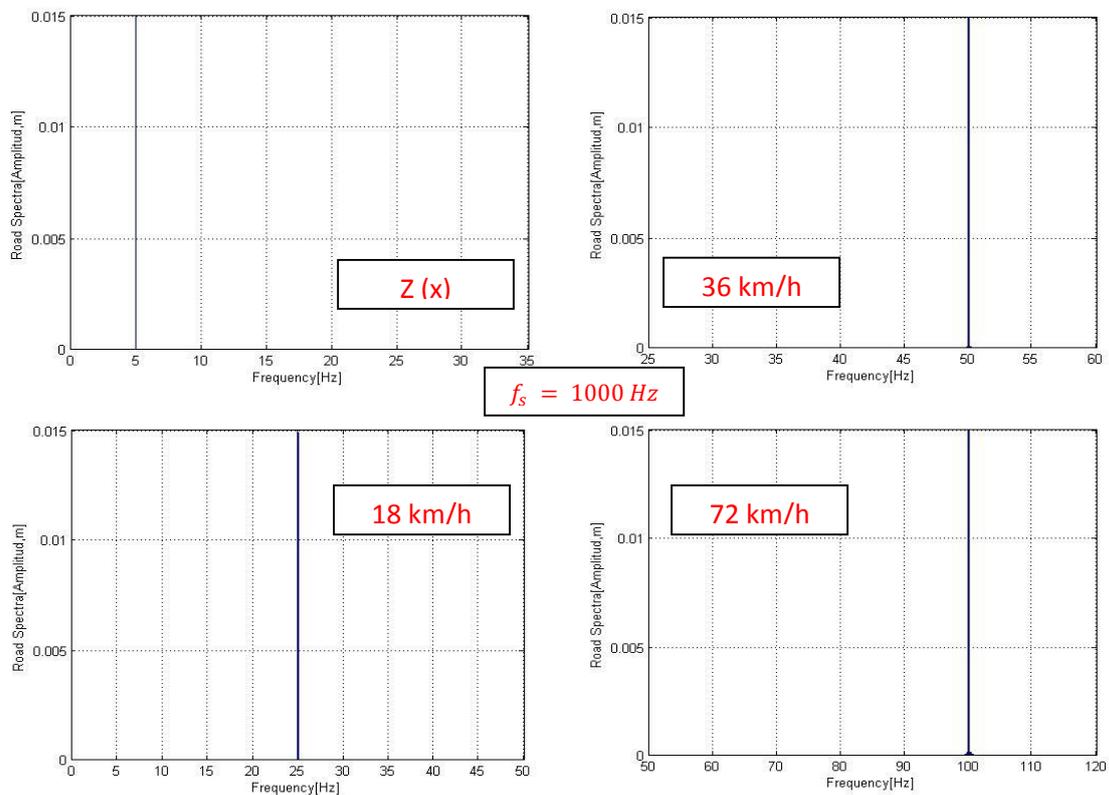


Figura 2.9. Espectro de frecuencia de un perfil senoidal para diferentes velocidades del móvil.

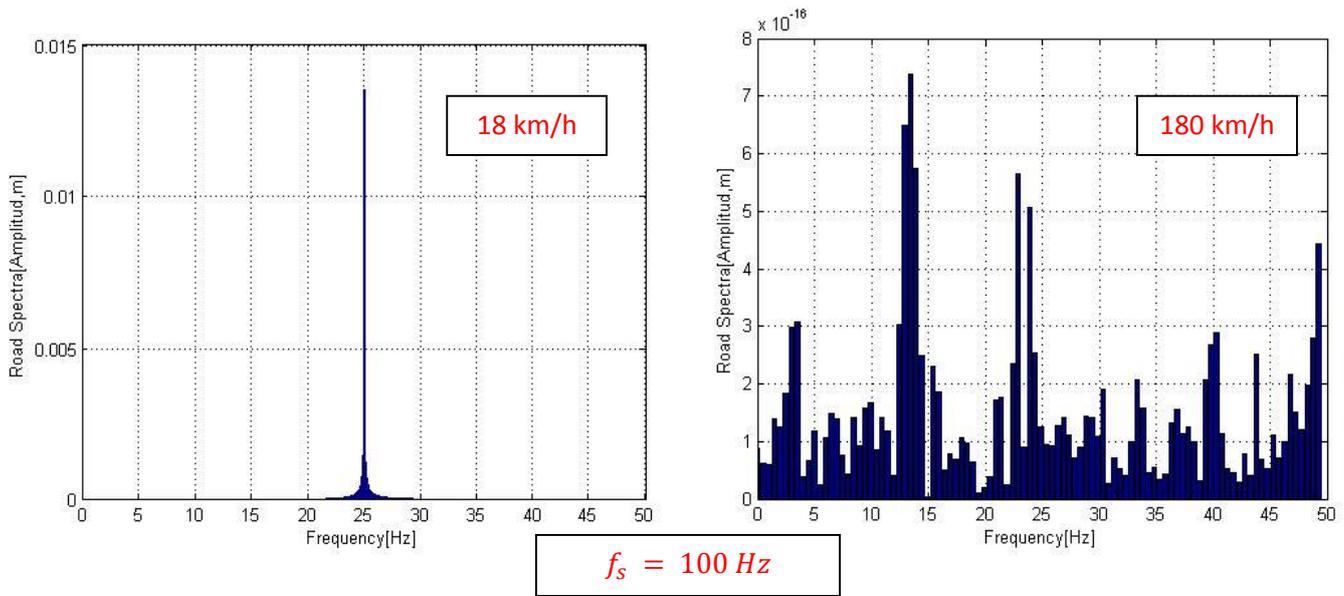


Figura 2.10. Efecto Aliasing.

Para el caso de las figuras 2.9 y 2.10, tomamos la siguiente función rugosidad:

$$Z_{road}(x) = 0.015 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot x) \quad (2.12)$$

Para un recorrido de 100 metros, y un tiempo de simulación dependiente de la velocidad del móvil (al ser el tiempo transcurrido en recorrer el tramo fijado), se realizará distintas simulaciones: perfil normal (1 m/s), 5 m/s, 10 m/s y 50 m/s. Recordamos que, si nos salimos fuera del rango de valores conocidos, Matlab extrapolará o mantendrá el valor final, en función de los ajustes, y esto afectará al resultado distorsionando la señal.

Como podemos ver en la Figura 2.9 según aumentamos la velocidad del móvil, desplazamos el armónico fundamental, y único en este caso, hacia la derecha. Esto es debido a lo explicado en los apartados anteriores, dado un perfil rugoso en función de x , para pasarlo al dominio temporal basta con:

$$x = v \cdot t \quad (2.13)$$

Y así dependiendo de la velocidad del móvil en cada instante de tiempo conocemos su posición respecto al origen de referencia:

$$x = x_0 + v \cdot \Delta t \quad (2.14)$$

Cuanto más pequeño sea ese diferencial de tiempo mayor precisión obtendremos en cuanto a la posición.

También observamos en la figura 2.10 que a mayor velocidad, menor precisión y aparece más contenido armónico. Esto es debido al conocido “**Efecto Aliasing**”, que al aumentar la velocidad del móvil incrementamos la frecuencia de la función temporal deseada y por tanto, si no modificamos la frecuencia de muestreo, perdemos puntos en la simulación y el resultado será una señal distorsionada cargada de contenido armónico indeseado.

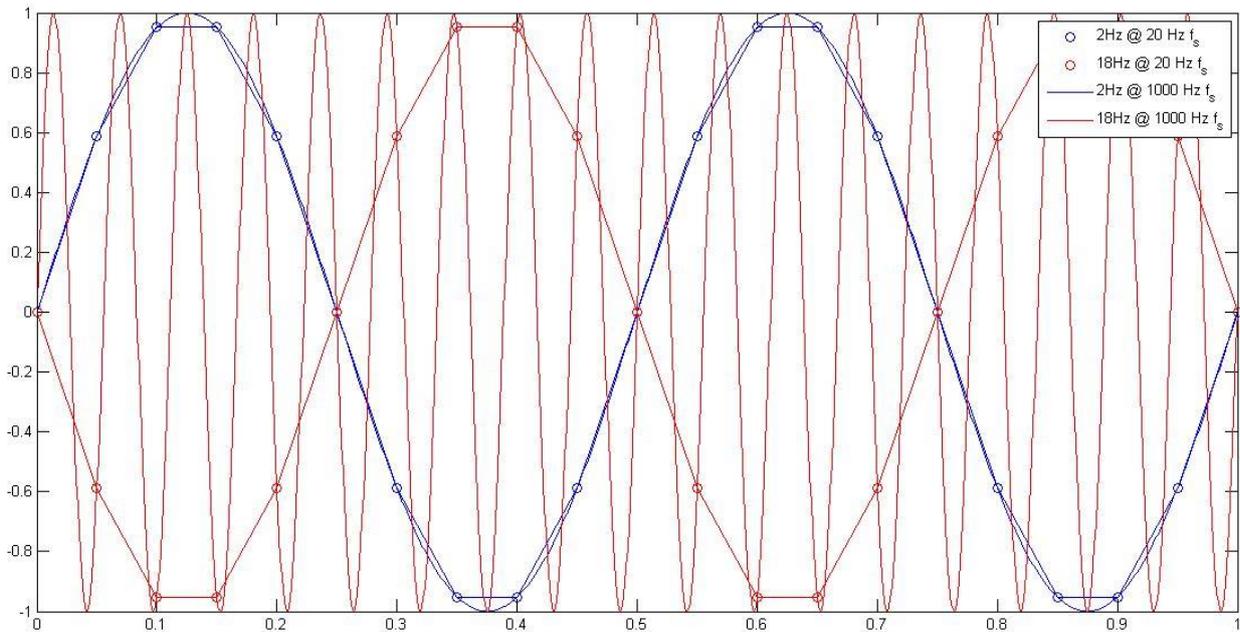


Figura 2.11. Senoidales para distintas frecuencias de muestreo, 20 Hz y 1000 Hz. Efecto Aliasing.

Azul: senoidal 2 Hz $\rightarrow \sin(2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot t)$

Rojo: senoidal 18 Hz $\rightarrow \sin(2 \cdot \pi \cdot 18 \cdot t)$

En la figura 2.11 observamos distintas senoidales calculadas para distintas frecuencias de muestreo. Se puede apreciar el efecto explicado. Los puntos dibujados corresponden para la frecuencia de muestreo de 20 Hz.

Como podemos observar, el resultado varía en función de la frecuencia de la senoidal y de la frecuencia de muestreo.

La frecuencia de muestreo define la frecuencia con la que se obtienen puntos, es decir que el tiempo de muestreo es el instante que transcurre desde que medimos un primer punto hasta el segundo. En toda simulación hay que tener en cuenta este parámetro para conseguir un resultado conforme a lo esperado. Un mal ajuste del mismo puede causar grandes diferencias en el objetivo buscado.

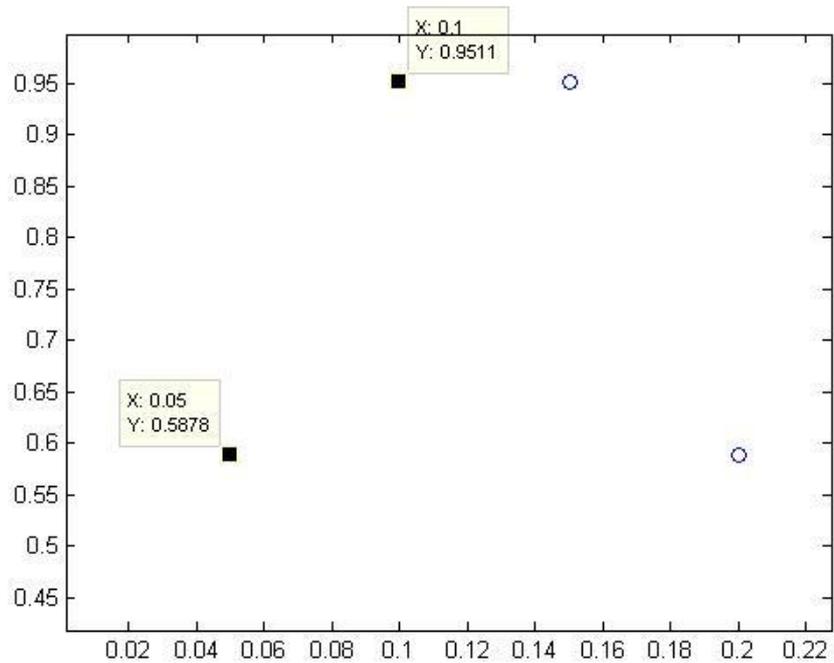


Figura 2.12. Frecuencia de muestreo de 20 Hz.

En la figura 2.12 observamos que para 20 Hz se toman muestras cada 0,05 segundos, a partir de ahí la función “plot” por defecto une los dos puntos para darnos una forma continua. Por lo tanto, cuanto más alta sea esta frecuencia, mayor cantidad de puntos obtenemos y mayor será la precisión, ya que Matlab en la unión entre puntos la realizará más suave.

En el caso de la senoidal azul, para 20 Hz de muestreo, se aproxima a la forma real pero no llega a cuajar completamente, y esto se traduce con contenido armónico. Es una forma imprecisa pero se asemeja a la real, lo cual podría ser indicativa aunque mejorable.

En el caso de la senoidal roja, observamos que para 20 Hz se obtiene una forma completamente distinta a la real, al ser de una frecuencia aproximadamente igual a la de muestreo se obtiene un punto cada periodo de la onda, lo cual es un error que repercutirá sobre los resultados al tratarse de una onda completamente distinta. Este caso se conoce como “muestreo lento” porque no se obtienen los puntos suficientes para definir la señal. Y es aquí a lo que se hacía referencia antes, si no se ajusta bien la frecuencia de muestreo podemos llegar a tener problemas relevantes, como en este caso obtenemos una señal completamente distinta.

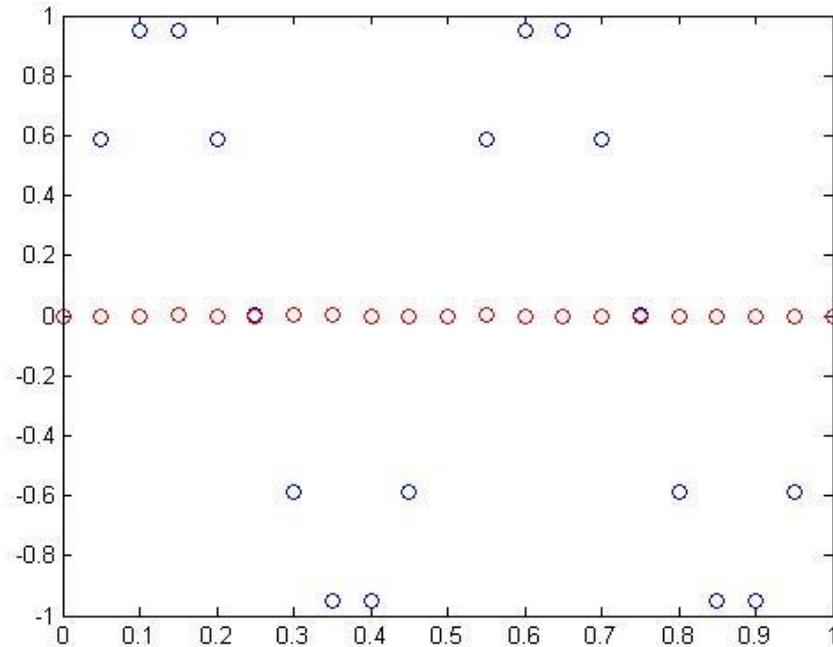


Figura 2.13. Frecuencia de muestreo igual a la de la senoidal.

En el caso de una frecuencia de muestreo igual a la frecuencia de la senoidal se obtendría el resultado de la figura 2.13, una línea recta. Otro ejemplo más de la importancia de esta frecuencia para obtener un resultado fiel a lo deseado.

En el caso de mayor precisión, para las mismas senoidales, si aumentamos la frecuencia de muestreo a 1000 Hz observamos en la figura 2.11 que la forma obtenida es mucho más precisa que en el caso anterior. En este caso muestreamos 1 punto por cada 0,001 segundos, y por tanto obtenemos información suficiente para dar un resultado bastante cerca del real.

Como bien se ha explicado, más puntos conllevan mayor precisión y credibilidad de los resultados, y más tratándose de una señal irregular en constante cambio, pero el almacenamiento excesivo de datos supone una ralentización en la simulación y ejecución del programa. Si incrementamos excesivamente la frecuencia de muestreo podemos llegar a tener problemas con la memoria.

Por ello, es necesario definir una frecuencia de muestreo idónea para cada simulación. En este caso nos vamos a apoyar en el *principio de Nyquist* [12]. Que se define por el uso de una frecuencia de muestreo al menos de valor doble de la frecuencia a muestrear, esto es, si tenemos una señal de 10.000 Hz, la frecuencia de muestreo de Nyquist será de al menos 20.000 Hz. A partir de esta frecuencia la calidad de la señal obtenida no se mejora, es decir, que da igual que usemos 50.000 Hz o una frecuencia mayor, el resultado será el mismo.

El Aliasing se produce cuando la **frecuencia de muestreo** es inferior a la frecuencia de muestreo de Nyquist y por lo tanto insuficiente para hacer el muestreo correctamente con lo cual inventa frecuencias fantasmas que no tiene nada que ver con la original. Afecta más a las frecuencias altas, que se pierden antes, por lo tanto los tonos agudos se verán más afectados por el Aliasing. [13]

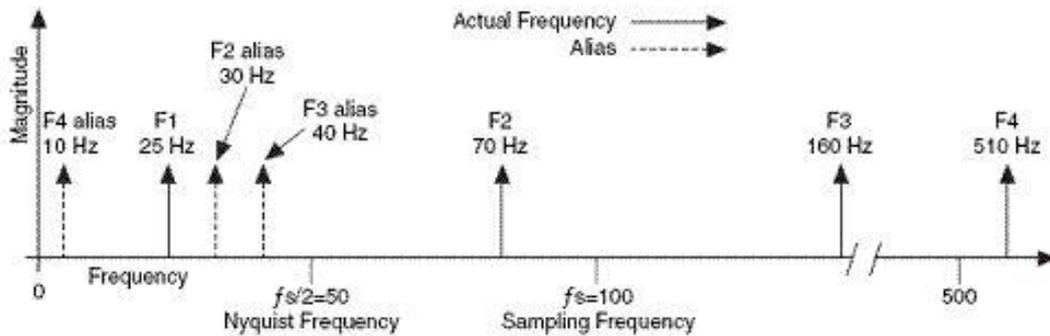


Figura 2.14. Frecuencia de Nyquist, frecuencia de muestreo y alias.²

Como podemos observar en la figura 2.14, según el teorema de Nyquist, dadas las frecuencias F1, F2, F3 y F4, y para una frecuencia de muestreo igual a 100 Hz, la frecuencia de Nyquist será:

$$f_{NYQUIST} = 100 \text{ Hz} \quad (2.15)$$

Y por tanto la frecuencia a partir de la cual aparecerían frecuencias fantasmas:

$$\frac{f_s}{2} = 50 \text{ Hz} \quad (2.16)$$

Que para este ejemplo, siendo la frecuencia de muestreo de 100 Hz, será de 50 Hz.

Tal y como enuncia el teorema de muestreo, la frecuencia F1 se muestreará correctamente pero F2, F3 y F4 tendrán un muestreo lento, al pulsar por encima de la frecuencia umbral ($\frac{f_s}{2}$), dando lugar a una señal imprecisa y con una frecuencia diferente a la del señal real.

Para calcular la frecuencia de Aliasing [13]:

$$\text{Alias freq} = |(frec. \text{ muestreo cercana a la entrada} - F_{\text{entrada}})|$$

En definitiva, es necesario asegurar un muestreo suficiente mediante la elección de la frecuencia de muestreo adecuada, dos veces la frecuencia de la señal a muestrear, teniendo en cuenta la velocidad del móvil.

² http://www.ehu.es/daq_tutorial/Doc/Castellano/Tema%203.htm

El siguiente ejemplo se da para un perfil rugoso, IRI_737b obtenido por la universidad de Illinois [14], y con él podremos analizar el espectro de frecuencias de la entrada.

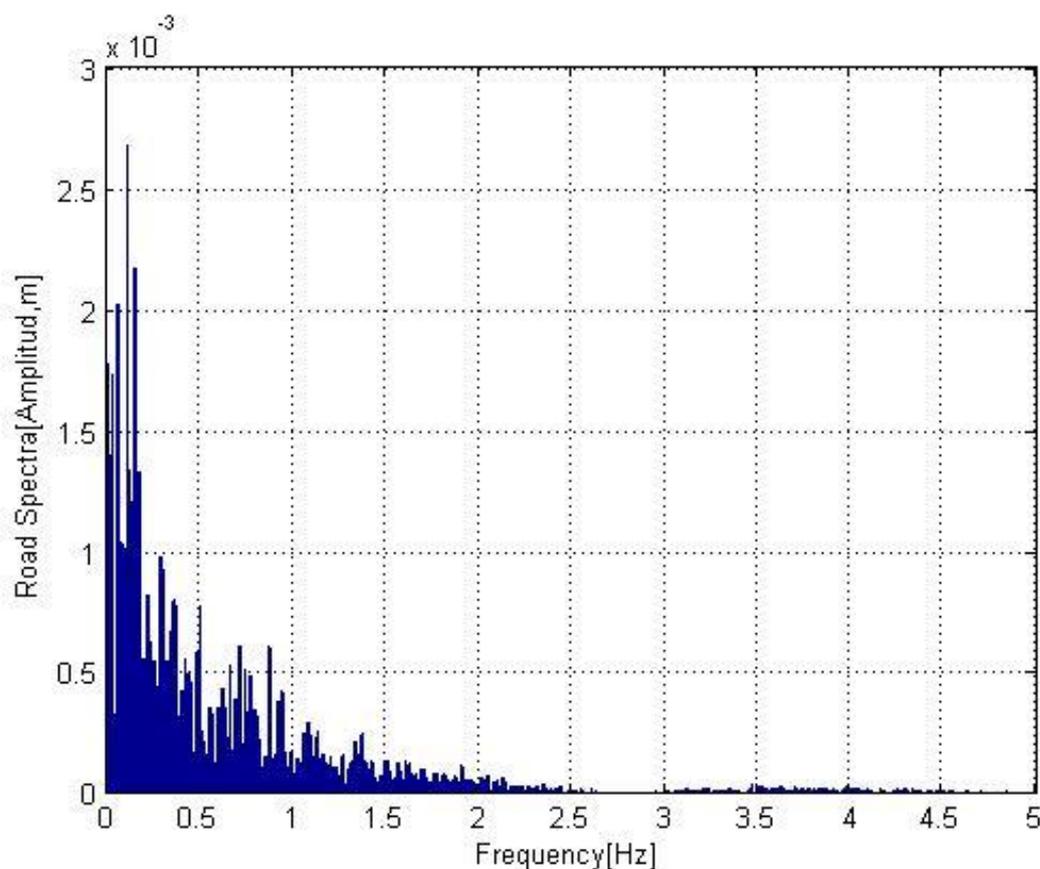


Figura 2.15. Espectro en frecuencia del perfil IRI_737b, $Z_{ROAD}(x)$ para un $\Delta x=1$ cm y una distancia de 100 m.

Primero, en la figura 2.15 analizamos la respuesta en frecuencia del perfil medido en función de la distancia. Tal y como se puede apreciar, la señal se compone por multitud de senoidales de baja frecuencia. El perfil consiste en una señal de alto contenido armónico, que es lo mismo que superponer sumatorio de senoidales para las amplitudes y frecuencias calculadas, en este caso, mediante el comando `fft3` de Matlab. Los armónicos principales de mayor amplitud, son prácticamente continuos, de frecuencias muy bajas.

Si comparamos la figura 2.15 con la figura 2.16, observamos que la señal temporal se compone de multitud variaciones de baja frecuencia, tal y como hemos definido anteriormente. Al tratarse de picos puntuales las frecuencias de las senoidales correspondientes son muy bajas para llegar a corresponderse con el espectro. Por ello, los picos de mayor amplitud, al no ser tan repetitivos, pertenece a la zona de frecuencias muy bajas, prácticamente cero pero sin llegar a ser valor medio (ya que el valor medio de la onda es prácticamente nulo).

³ Fast Fourier Transform (FFT)

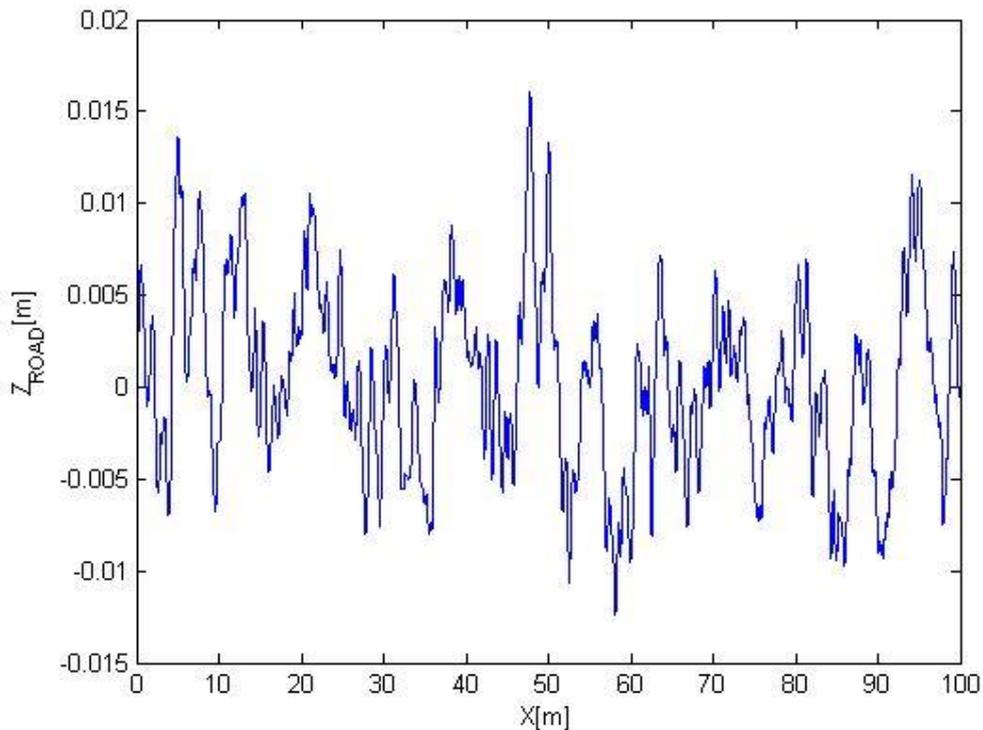


Figura 2.16. Rugosidad del terreno en función de la distancia medida (100 m).

La variación rugosa anterior, perteneciente al perfil IRI_737b, se mide para 100 m y sería el perfil de entrada de un móvil que se desplaza a una velocidad constante de 1 m/s ($x=t$).

En el siguiente supuesto de la consideración de la velocidad del móvil, al actualizar el perfil en el dominio temporal, vamos a estudiar cómo afecta en el espectro de frecuencia de la señal resultante.

En la figura 2.17 podemos observar el efecto directo de la velocidad en el perfil de entrada cumpliéndose con las expectativas hasta el momento: a mayor velocidad, más rápido pulsa la señal y así ensancha la banda de frecuencias.

El efecto de la velocidad, constante en este caso, se refleja directamente proporcional a la frecuencia de cada senoidal que compone el espectro original de la señal rugosa. Por ello, tal y como vemos en la figura 2.17, a medida que aumenta la velocidad se desplazan los armónicos en el eje horizontal, manteniendo la amplitud constante, y aumentando la banda de frecuencias. Este efecto se define como la compresión del perfil temporal, en el caso de que las velocidades sean mayores que 1 m/s, o ensanche del perfil temporal, en el caso de que las velocidades fueran menores que 1 m/s (3,6 km/h) que rara vez se dará este caso únicamente cuando el vehículo se encuentra en la fase de aceleración, partiendo de 0 km/h, o en la parte de deceleración, terminando en 0 km/h.

En el caso más cercano a la realidad, un autobús urbano difícilmente circula a velocidades constantes debido a la multitud de determinantes que influyen sobre la conducción. Por ello vamos a analizar los efectos de la velocidad variable sobre el mismo perfil, para el caso de aceleración y para el caso de desaceleración.

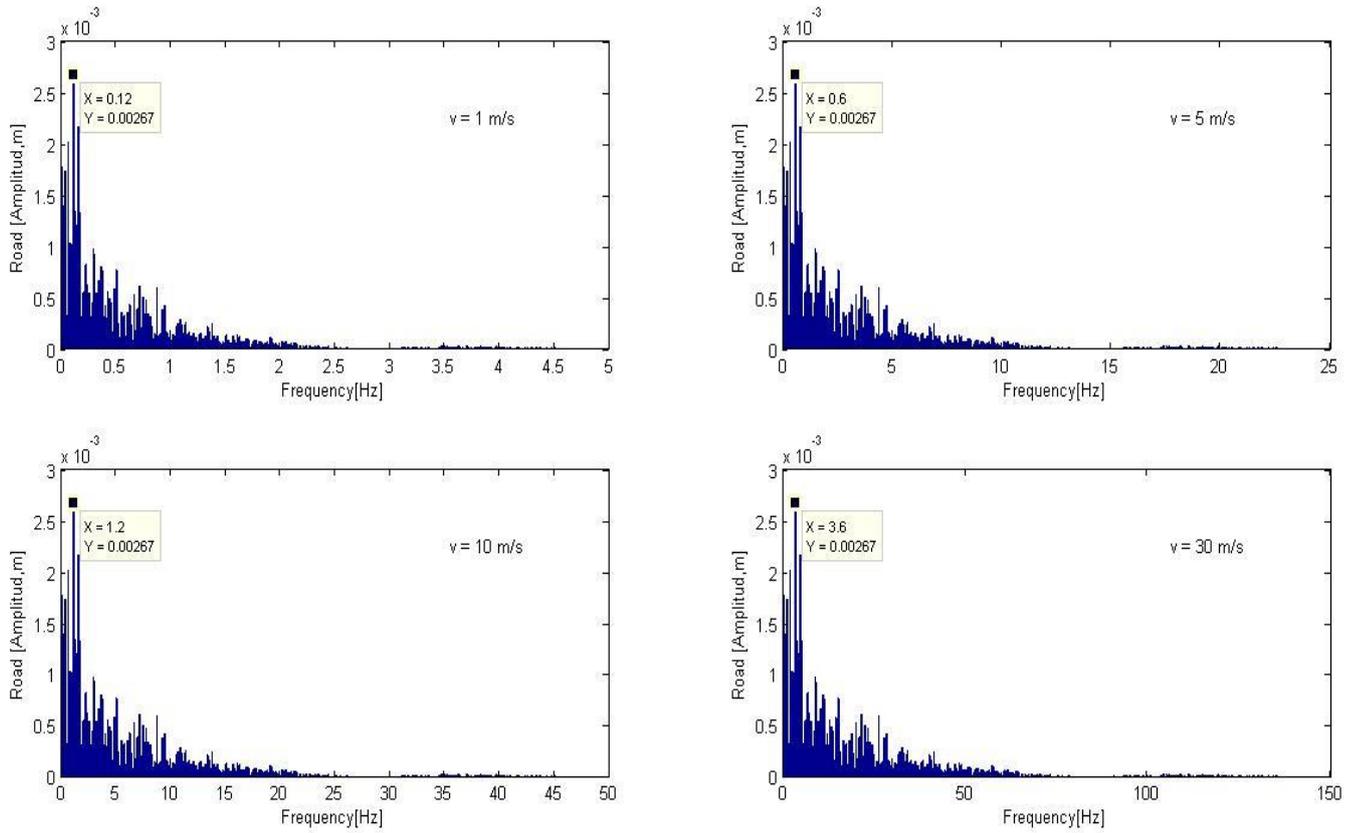


Figura 2.17. Efecto de la velocidad constante en la entrada del modelo para: 3,6 km/h, 18 km/h 36 km/h y 108 km/h.

En la figura 2.18 podemos apreciar la aceleración del móvil y el efecto que tiene sobre el perfil de entrada al modelo. Dicha aceleración parte desde una velocidad inicial de 0 km/h hasta una velocidad final de 36 km/h.

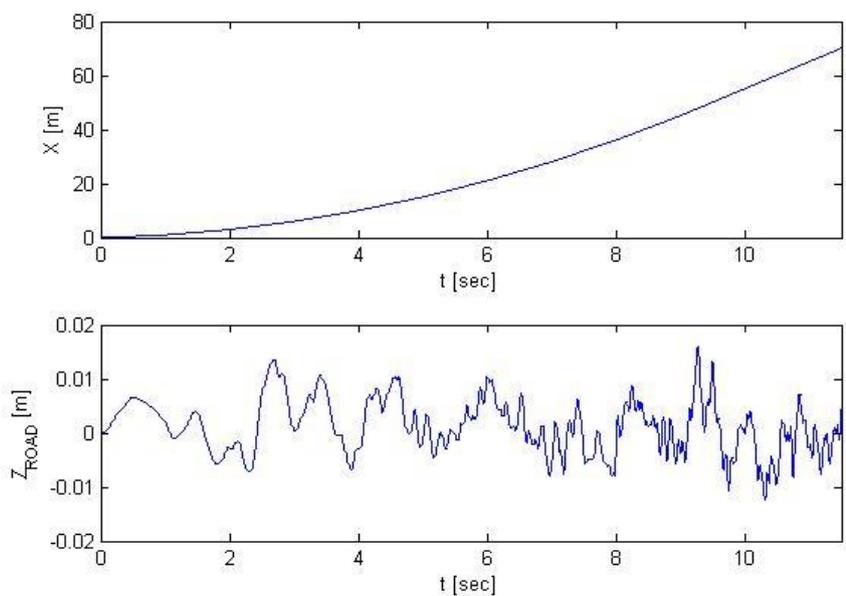


Figura 2.18. Efecto de la aceleración en la entrada del modelo de 0 km/h a 36 km/h.

Como podemos apreciar, la frecuencia de la entrada es variable, es decir, las senoidales asociadas a la señal no van a pulsar con una velocidad angular constante. Por lo tanto, tal y como se refleja en la figura 2.18, en función de la velocidad del móvil, el perfil se ensanchará o se comprimirá, e idénticamente para las frecuencias del espectro se aumentará el contenido armónico a altas frecuencias o a bajas.

En la figura 2.19 podemos apreciar el espectro de frecuencia para la señal acelerada de la figura 2.18 en comparación con el perfil base de entrada para 1 m/s.

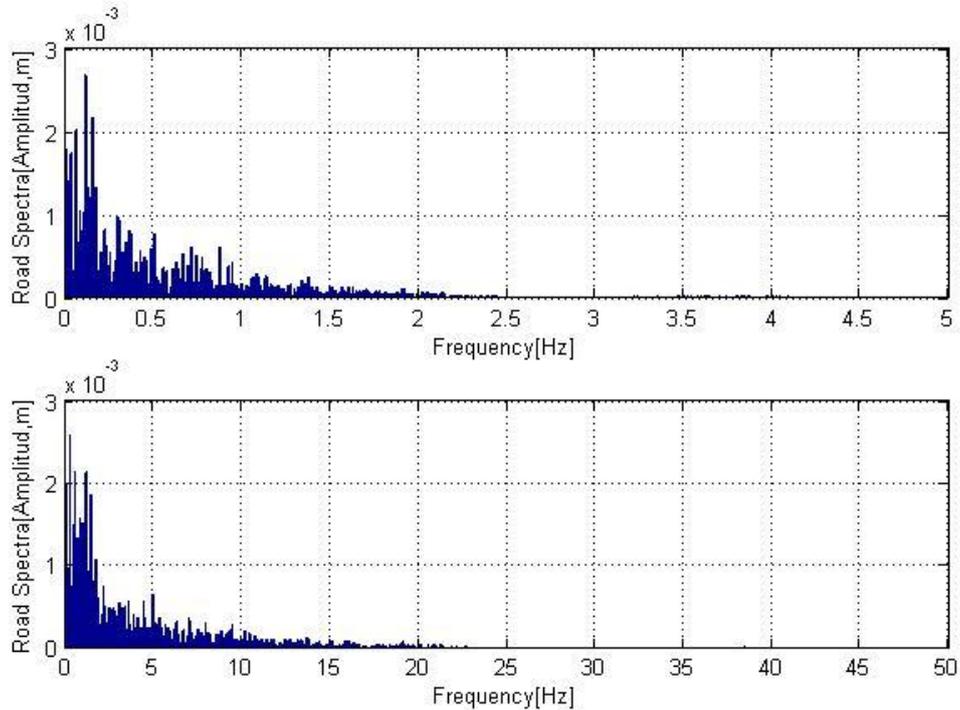


Figura 2.19. Efecto de la aceleración en la entrada del modelo de 0 km/h a 36 km/h. Espectro de frecuencia de $Z_{ROAD}(X)$ frente a $Z_{ROAD}(t)$.

Podemos ver en la figura 2.19 como el valor de las amplitudes de las senoidales difiere en comparación al espectro base del perfil para 1m/s. Esto es debido a que al ser velocidad variable, y no constante, dependiendo del tramo y la velocidad éste se comprimirá o ensanchará a diferencia del escenario constante, en el que todo el perfil se ensanchaba o se comprimía. Por ello, el espectro en frecuencia del perfil rugoso base y la entrada no deben coincidir en efectos de amplitud ni distribución armónica.

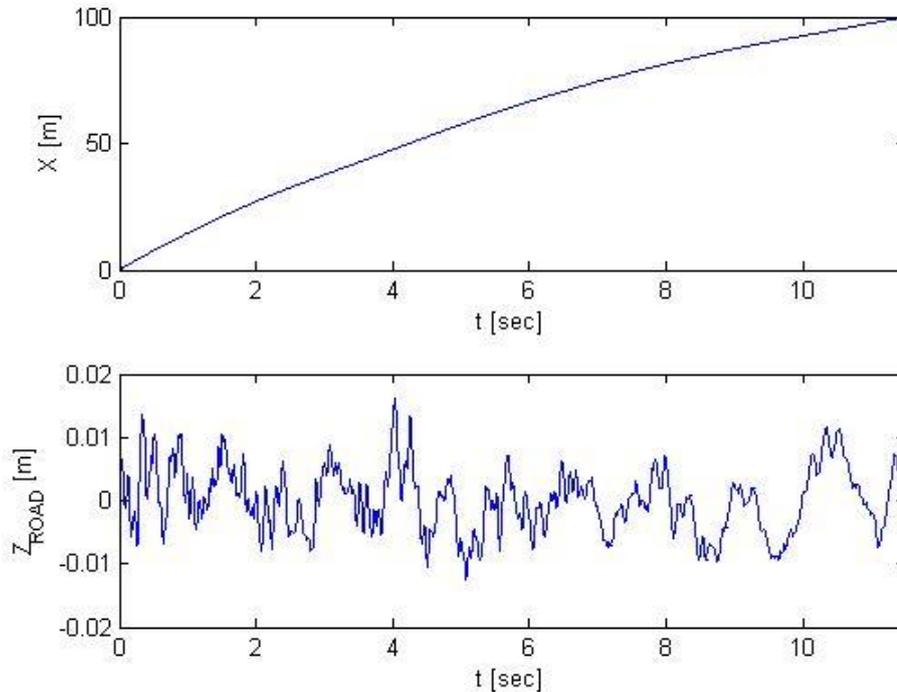


Figura 2.20. Efecto de la desaceleración en la entrada del modelo de 54 km/h a 18 km/h.
Espectro de frecuencia de $Z_{ROAD}(X)$ frente a $Z_{ROAD}(t)$.

En la figura 2.20 y figura 2.21 se da para una desaceleración de 15 m/s a 5 m/s (54 a 18 km/h). El efecto es similar al anterior pero ahora, por el contrario, las senoidales equivalentes van a estar más concentradas en la zona de bajas frecuencias. Esto es debido a lo explicado anteriormente, al reducir de una frecuencia alta (54 km/h) a frecuencias más bajas, las senoidales que pertenecen a la zona de altas frecuencias del perfil original se concentrarán en un rango de frecuencias parecido, es decir, si reducimos la velocidad se concentrarán las senoidales en la zona de bajas frecuencias y si aceleramos ocurrirá el efecto contrario, se esparcirán las senoidales hacia altas frecuencias.

Del mismo modo, en la figura 2.22 se pretende mostrar este efecto para una aceleración y desaceleración en un mismo tramo y durante un tiempo idéntico en dónde lo único que cambia es la secuencia de velocidades. Se aprecia que en la desaceleración el contenido armónico está ligeramente más concentrado a bajas frecuencias y en la aceleración más distribuida de bajas a altas frecuencias. Por lo tanto, las amplitudes a bajas frecuencias de la entrada serán mayor cuando frenamos que cuando aceleramos y esto significa, en este caso, que nuestro amortiguador disipará más potencia durante la frenada que durante la aceleración del conjunto que consta el móvil. Esto es así ya que, como veremos en el siguiente capítulo, dependiendo de las frecuencias de las senoidales de la entrada, nuestra masa suspendida se desplazará más o menos verticalmente y con ello se disipará más o menos energía en el amortiguador.

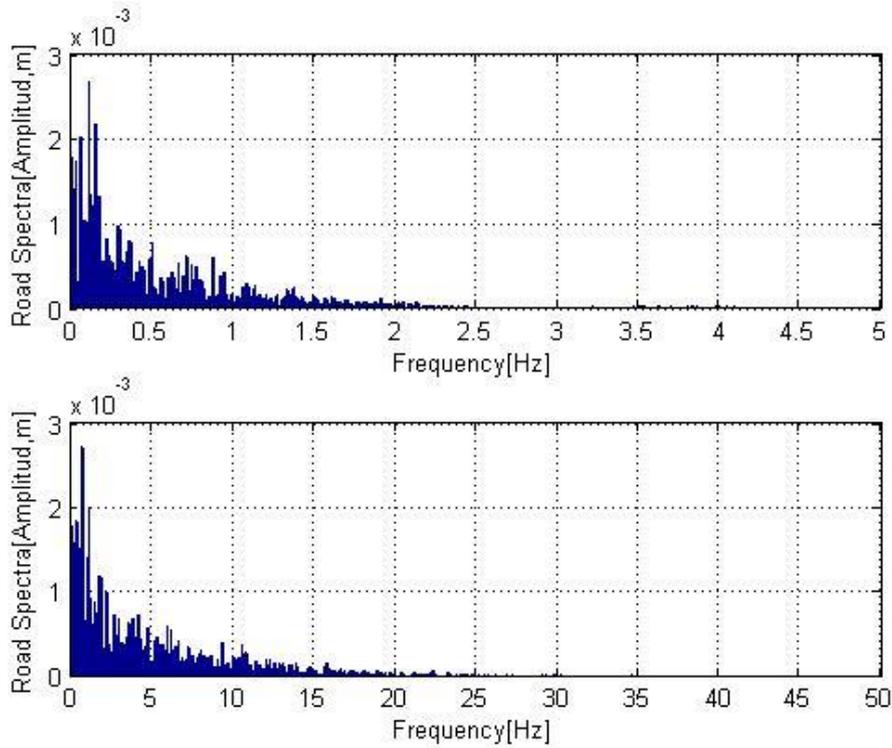


Figura 2.21. Efecto de la desaceleración en la entrada del modelo de 54 km/h a 18 km/h. Espectro de frecuencia de $Z_{ROAD}(X)$ frente a $Z_{ROAD}(t)$.

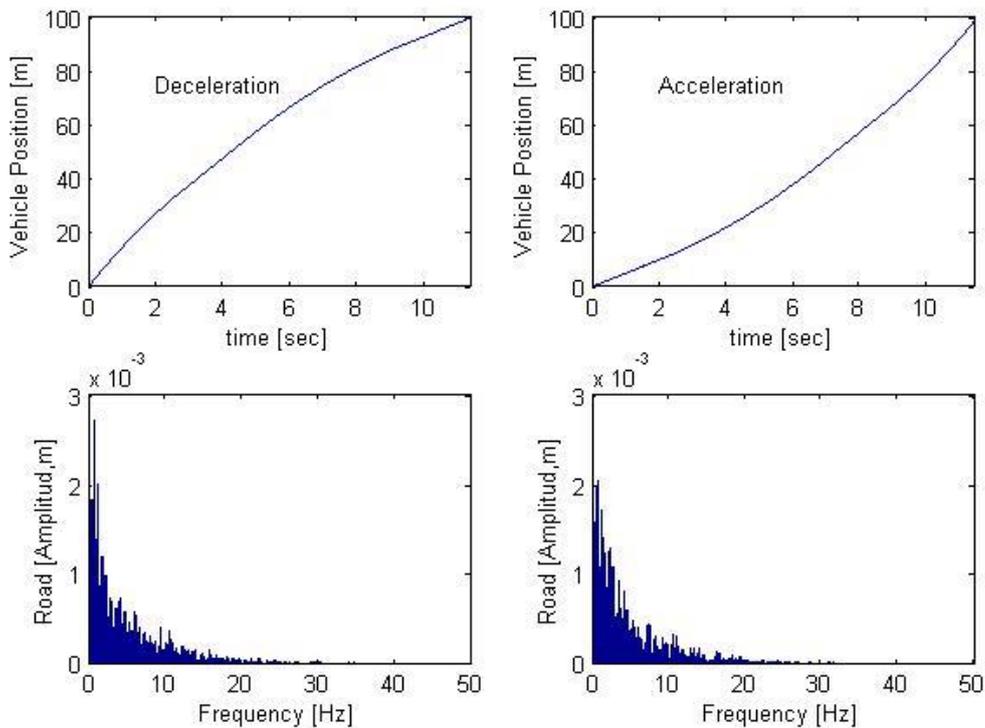


Figura 2.22. Comparación de aceleración y desaceleración de 18 a 54 km/h y de 54 km/h a 18 km/h. Comparación de los espectros de frecuencia $Z_{ROAD}(t)$.

En el **Anexo A** se encuentran más representaciones que pueden servir de ayuda para la comprensión del efecto de la velocidad en el perfil rugoso.

En resumen de los puntos definidos durante el apartado decimos que, la velocidad influye directamente en la entrada, y dependiendo de si es constante o no, afectará a la frecuencia y la amplitud del contenido armónico de la misma, y como se estudiará en los capítulos posteriores, repercutirá en la respuesta del sistema que afecta directamente a la energía disipable en el amortiguador y por tanto, a la energía recuperable. También es importante elegir una precisión en la simulación óptima para que no se distorsione la entrada, por ello debemos ajustar la frecuencia de muestreo para evitar el efecto Aliasing que repercutirá generando armónicos fantasma y distorsionando la simulación dinámica así generando un valor impreciso de la energía recuperable.

3 Dimensionado de las suspensiones:

Una vez definida la entrada, como hemos hecho en el apartado anterior, para poder estimar la energía disipada en el amortiguador es necesario conocer las velocidades a las que está sometido y por tanto, necesitamos conocer el comportamiento dinámico del sistema durante un tramo dado para una aceleración, una frenada, un bache, etc. De esta forma podremos proceder a realizar cálculos sobre la energía disipada en forma de calor en el amortiguador en una ruta realizada por el autobús.

El modelo dinámico utilizado es el de cuarto de vehículo [15], que consiste en dividir el vehículo en cuatro partes, una por cada rueda, y centralizarse en una cuarta parte para estudiar la dinámica del móvil y así después generalizarlo al vehículo completo. Por ello una de las suposiciones más importantes que hay que tener en cuenta para simplificar el modelo, es la de suponer la masa uniformemente distribuida por todo el vehículo, es decir, que cada rueda soportará la misma cuarta parte de la masa total. En el caso que no se considerase esta suposición, habría que calcular la masa soportada en cada eje y de ahí deducir la soportada en cada rueda, lo cual significaría simular cuatro veces el comportamiento dinámico de cada rueda, y su masa suspendida correspondiente, para estimar la energía total y no debería cambiar mucho los resultados en comparación con la masa uniformemente distribuida.

Otro punto importante es el del cabeceo y balanceo, que están directamente ligados a las suspensiones. En este modelo se desprecia ambos.

El balanceo [15] porque no se trata de un vehículo de competición y por tanto, este fenómeno no se producirá de manera pronunciada y si se diera sería un problema debido a las grandes dimensiones del autobús y probabilidades de volcar.

En cambio, el cabeceo es un suceso importante e interesante que en este caso por razones de simplificación se ha despreciado. El cabeceo reúne los movimientos horizontales de la masa debido a frenadas bruscas o acelerones repentinos, algo que en un autobús urbano puede darse con asiduidad. Por ello es una de las cosas que se proponen en vistas de futuras investigaciones, analizar esos movimientos horizontales debido a los cambios de ritmo.

También debemos añadir que las suspensiones trasera y delantera pueden no tener los mismos parámetros, incluso podrían constar de elementos mecánicos distintos (muelles helicoidales, muelle neumático trasero, ballestas...) pero al tratarse de un estudio general nos interesa obtener una estimación de la energía disipada en el amortiguador para un vehículo tipo que conste de: muelle + amortiguador; independientemente del sistema de amortiguador que forme el vehículo. De todas formas, todos los tipos de resorte tienen una constante K de elasticidad que es la que nosotros utilizaremos en nuestro modelo, y al mismo tiempo todo amortiguador tiene una constante C que depende del medio que disipa el movimiento de la masa (amortiguador hidráulico, fricción, electromagnético...).

En el **anexo B** se adjunta un breve indicativo del abanico de oportunidades a la hora de tratar un sistema de suspensión. En él se verá los posibles resortes o muelles disponibles y los diferentes tipos de amortiguadores utilizados.

En este apartado, encontraremos un punto que hace alusión a las suspensiones activas y los muelles neumáticos o de aire. Esto se lleva a cabo ya que hoy en día se encuentra en desarrollo y es interesante saber cómo influye en nuestro modelo, y que cambios habría que aplicar al mismo para tener en cuenta esta tecnología. Por otra parte, hoy en día prácticamente todos los autobuses cuentan con suspensiones neumáticas debido a sus grandes prestaciones para regular la constante elástica del resorte. El muelle de aire no solo nos permite regular la altura del vehículo, sino que se adapta al grado de carga. El objetivo primordial de los autobuses urbanos es buscar la máxima comodidad del usuario, por ello se pretende entender su funcionamiento y estudiar el grado de distinción con el muelle helicoidal clásico.

Luego, estamos hablando de un modelo generalizado que, aparte de considerar las suspensiones del vehículo, tiene en cuenta las condiciones de la rueda para estudiar su efecto sobre la energía final recuperable. Ya se observó en el anterior apartado que la rueda al ser considerada infinitamente rígida seguirá fielmente el trayecto fijado por la entrada, es decir, que no filtrará las vibraciones como las suspensiones si lo hacen. Pero en este apartado se estudiará los posibles valores de rigidez del neumático como los valores de amortiguamiento del mismo, ya que se demostrará que la rueda influye en la filtración de perturbaciones de la carretera.

Al igual que en el apartado anterior, utilizaremos Simulink para realizar la simulación dinámica del sistema, que como se explicará en este apartado, se rige por dos ecuaciones diferenciales de segundo orden. Por ello habrá que tener en cuenta de nuevo la frecuencia de muestreo y el solver que utilizemos en la simulación, si es de paso fijo o pasa variable y las tolerancias en caso de variable. También se incluirá un estudio de las frecuencias finales obtenidas en la frecuencia y se analizarán los resultados de las mismas.

3.1 Parametrización del modelo dinámico:

Como se venía diciendo, se va a realizar un estudio simple sobre el funcionamiento de las suspensiones pasivas típicas tradicionales de muelle más actuador mecánicos. Para poder lograr una estimación energética fiable, es necesario tener un modelo que determine las posiciones de las masas, las velocidades de las mismas y así como sus aceleraciones, para posteriormente estimar la energía recuperable en un trayecto dado.

Para la determinación de las ecuaciones fundamentales que definen el movimiento, se ha utilizado el modelo de cuarto de vehículo. Este modelo cuenta con una masa no suspendida (m_2) que engloba toda la parte que no está fijada al chasis, como son las ruedas, y la masa suspendida (m_1) que se encuentra el chasis y todo el interior del vehículo (Pasajeros, equipajes...). Este modelo es muy utilizado para simular el comportamiento dinámico de las suspensiones de un vehículo, considerando una rueda y distribución equitativa de masa del vehículo en cuatro partes.

Generalmente, para tener una idea de cómo sería la respuesta del sistema, se supone la velocidad constante, pero en nuestro caso como queremos saber la energía disipada en el amortiguador y que, por tanto se podría recuperar, hemos visto que la respuesta variará en función de si hay aceleraciones, frenadas, etc. Por ello, y como se definió anteriormente, se tendrá en cuenta la velocidad variable.

En la realidad, cada rueda seguiría un perfil de entrada distinto dependiendo de la conducción y de otros factores, pero en este caso consideraremos que las cuatro ruedas se comportarán de manera similar.

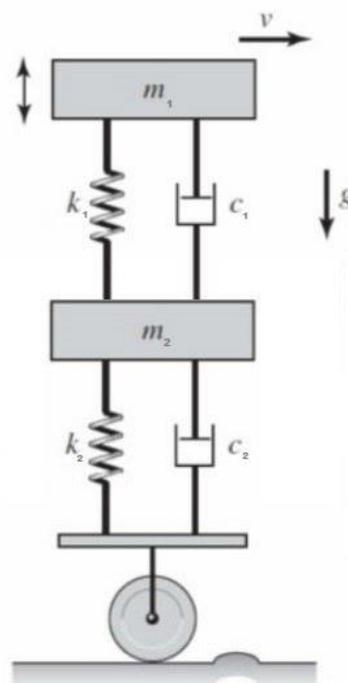


Figura 3.1. Modelo cuarto de vehículo. La masa de la rueda se encuentra implícita en m_2 .

Imagen editada por autor. Fuente: Chegg, Quarter Car Model, <http://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/quarter-car-model-heavy-vehicle-shown-vehicle-traveling-constant-speed-v-flat-road-hits-bu-q5129938>

Atendiendo a la figura 3.1, podemos deducir las ecuaciones que regirán nuestro modelo, aunque es un modelo básico, más adelante se estudiará implementar un actuador activo y muelle variable entre la masa suspendida y no suspendida para mejorar el confort y la eficiencia del sistema de amortiguamiento, ya que en un autobús, al ser masa variable, requiere especial hincapié controlar la rigidez del muelle para que la suspensión no se quede demasiado dura cuando esté vacío ni demasiado blanda cuando esté lleno.

De este modelo se deducen las siguientes ecuaciones de estado:

$$m_1 \cdot \ddot{z}_s = -k_1 \cdot (z_s - z_u) - b_1 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.1)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_u = k_1 \cdot (z_s - z_u) + b_1 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_2 \cdot (z_{road} - z_u) + b_2 \cdot (\dot{z}_{road} - \dot{z}_u) \quad (3.2)$$

Cabe resaltar que las masas suspendidas y no suspendidas de estas ecuaciones equivalen a un cuarto de las masas suspendidas y no suspendidas totales.

$$m_s = \text{sprung mass} = \frac{M_{TOT S}}{4}$$

$$m_s = \text{sprung mass} = \frac{M_{TOT U}}{4}$$

De donde:

$$\text{variables de estado} = \langle z_s | \dot{z}_s | z_u | \dot{z}_u \rangle$$

$$z_u = \text{unsprung mass}$$

$$z_s = \text{sprung mass}$$

$$b_1, C_s = \text{Cte del actuador}$$

$$k_1, k_s = \text{Cte elasticidad del muelle mecánico}$$

$$b_2, C_u = \text{Cte de absorbancia del neumático}$$

$$k_2, k_u = \text{Cte elasticidad del neumático}$$

De las cuales tenemos un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden y con dos variables fundamentales $\{z_s | z_u\}$ que son en las posiciones de la masa suspendida y no suspendida respectivamente.

El amortiguador va unido a estos dos puntos, por ello es de suma importancia conocer el comportamiento de ambas masas para así finalmente deducir las velocidades reales a las que va a estar sometido el amortiguador:

$$|\Delta v| = |(v_s - v_u)| \quad (3.3)$$

$$P_{\text{amortiguador}} = C_s \cdot \Delta v^2 \quad (3.4)$$

En la determinación de los parámetros de las suspensiones, hemos visto en la figura 2.5 que la influencia de la rueda en la respuesta dinámica es despreciable y por tanto vamos a despreciar el neumático para la parametrización del sistema de amortiguación. Hay muchos métodos pero en este caso calcularemos la función de transferencia entre el chasis y el suelo, aplicando Laplace y analizando la respuesta del sistema.

Si despejamos las ecuaciones 3.1 y 3.2, despreciando el neumático, obtenemos:

$$\ddot{z} + \frac{c_s}{m_s} \cdot \dot{z} + \frac{k_s}{m_s} \cdot z = \frac{c_s}{m_s} \cdot \dot{z}_{road} + \frac{k_s}{m_s} \cdot z_{road} \quad (3.5)$$

$$z = z_s \quad (3.6)$$

Que equivale a un sistema de segundo orden⁴:

$$\ddot{u} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{u} + \omega_n^2 \cdot u = entrada \cdot \omega_n^2 \quad (3.7)$$

De donde sacamos, combinando 3.7 y 3.5, la frecuencia natural y el amortiguamiento del sistema:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} = 2 \cdot \pi \cdot f_n \text{ (frecuencia natural)} \quad (3.8)$$

$$\zeta = \frac{c_s}{2 \cdot m_s \cdot \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}} \text{ (amortiguamiento)} \quad (3.9)$$

Ya tenemos las ecuaciones que van a determinar nuestras variables, en función de los valores de amortiguamiento y frecuencia natural obtendremos las constantes mecánicas del sistema. Estos dos parámetros, generalmente se fijan a un valor en función del tipo de suspensión deseada (cómoda, manejable, deportiva...) y a raíz de ahí ajustamos las constantes mecánicas para que tanto el amortiguamiento como la frecuencia natural del muelle permanezcan constante.

Pero antes de decidir que valores tomarán nuestros parámetros, vamos a estudiar cómo afecta las frecuencias de entrada al sistema, definidas por el anterior apartado. Aplicando la transformada de Laplace a la ecuación diferencial anterior obtenemos la función de transferencia del sistema masa-carretera, ecuación 3.10:

$$G(s) = \frac{Z(s)}{Z_{road}(s)} = \frac{c_s \cdot s + k_s}{m_s \cdot s^2 + c_s \cdot s + k_s} \quad (3.10)$$

⁴ Hay que tener en cuenta que es un sistema de segundo orden con un cero, por lo tanto el comportamiento no será el idílico. El cero entre otras cosas incrementa el sobrepaso y adelantan el tiempo de pico de la respuesta.

Suponiendo el sistema armónico, entrada y salidas senoidal, y que nuestra entrada pulsa a una frecuencia ω (figura 3.2) determinamos:

$$G(\omega \cdot j) = \frac{C_s \cdot \omega \cdot j + k_s}{-m_s \cdot \omega^2 + C_s \cdot \omega \cdot j + k_s} \quad (3.11)$$

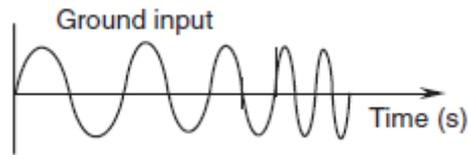


Figura 3.2. Road input

Fuente: Mike Blundell and Damian Harty (2004). "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics". [Figure 4.5] Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803: Elsevier Butterworth-Heinemann.

De este modo obtenemos la relación entre la amplitud y fase a las que pulsa el suelo y la amplitud y fase a las que pulsa la masa suspendida. Que en función de las frecuencias de la entrada obtendremos tres tipos de comportamientos en la salida del modelo:

- Si el coche va muy despacio ($\omega \approx 0$), la masa sigue fielmente el recorrido del suelo y se denomina comportamiento "**estático**", ya que el movimiento descrito por la masa no se distorsiona y la función de transferencia es igual a la unidad: $G(0) = 1$. Este modo se le asocia cuando el móvil va a velocidades muy bajas, por ejemplo si pasamos sobre un badén a velocidades muy bajas se atenuará el efecto más que si pasáramos a velocidades altas.
- Si el coche circula a cierta velocidad de tal forma que el perfil de carretera pulsa a una frecuencia $\omega = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, la parte real del denominador se iguala a cero y la función de transferencia viene dada por:

$$G(\omega) = \frac{C_s \cdot \omega \cdot j + k_s}{C_s \cdot \omega \cdot j} \quad (3.12)$$

En este comportamiento el sistema se denomina "**resonante**" ya que la amplitud de la función de transferencia es máxima (típicamente mayor que la unidad) y por lo tanto las amplitudes de la entrada son amplificadas produciendo una vibración más notable en la masa. Si la constante del actuador fuera infinitamente alta la función de transferencia equivaldría a la unidad, y el sistema carecería del efecto amortiguado ya que la masa suspendida seguiría fielmente el comportamiento de la entrada. En el caso de que el sistema únicamente tuviera un muelle, sin amortiguador, se quedaría pulsando libremente y si fuera el muelle ideal y despreciando el peso, pulsaría sin límites y estaría incumpliendo la función de confort. Por lo tanto hay que encontrar un equilibrio entre el amortiguador y el resorte para alcanzar el nivel de confort deseado.

- Por último, para frecuencias $\omega \gg \sqrt{\frac{k}{m}}$ la función de transferencia está gobernada por el término $-m\omega^2$ de tal manera que:

$$G(\omega) = \frac{1}{-m \cdot \omega^2} \quad (3.13)$$

Y por lo tanto, la amplitud de la función de transferencia queda por debajo de la unidad tal y como buscamos. En este caso conseguimos atenuar el efecto de la entrada, las amplitudes se atenúan para el dominio de frecuencias alejadas de la frecuencia natural.

En la figura 3.3 podemos observar para un caso exagerado de una senoidal de 10 cm de amplitud lo anteriormente explicado. A frecuencias muy bajas respecto a la natural del sistema, la masa sigue fielmente el perfil rugoso, pero según aumentamos progresivamente y nos vamos acercando a la frecuencia natural del sistema, entramos en resonancia y obtenemos una respuesta desfasada respecto a la inicial (cortesía del muelle) pero con amplitudes mayores que la entrada, lo cual es un efecto indeseado. Finalmente observamos como conforme nos alejamos de la frecuencia de resonancia, la masa ve atenuado el efecto de la entrada y seguirá pulsando desfasada respecto a la entrada pero con amplitud de menor valor.

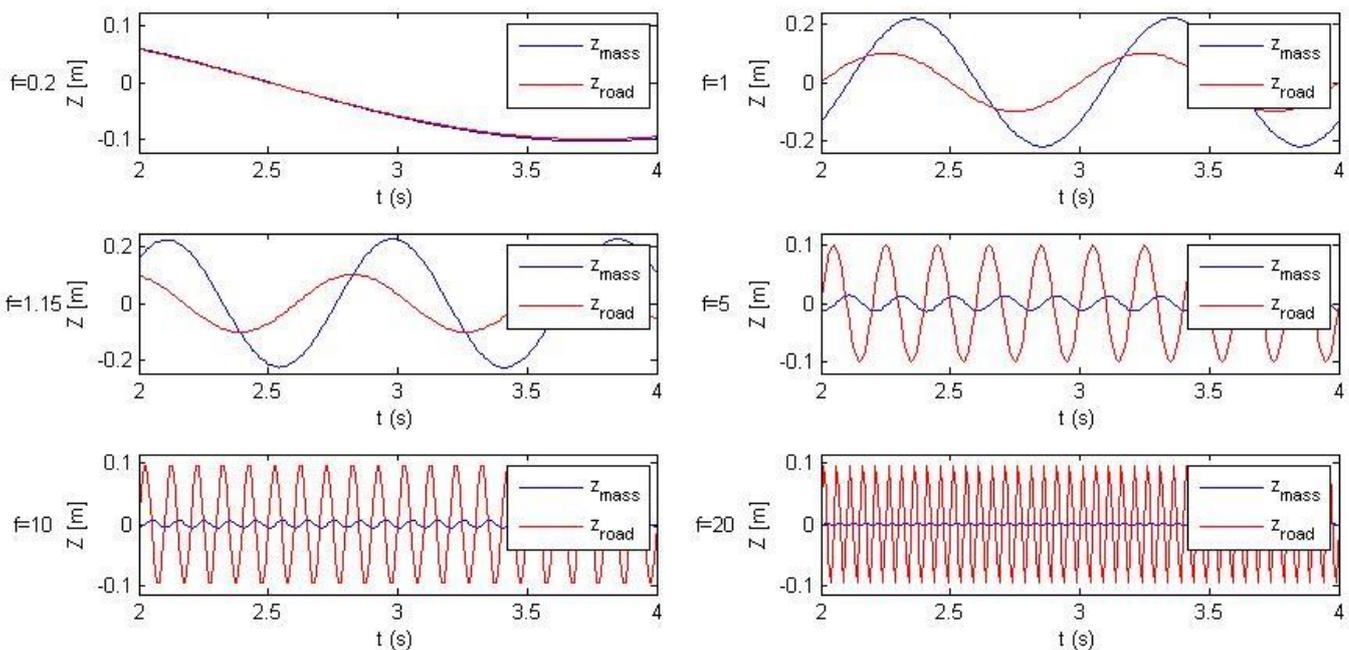


Figura 3.3. Comportamiento del sistema ante diferentes frecuencias en la entrada. Sistema de frecuencia natural de 1.15 Hz y amortiguamiento crítico del 25%.

Función utilizada como input:

$$Z_{ROAD} = 0.1 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \text{ [m]}$$

$$f = [0.2; 1; 1.15; 5; 10; 20] \text{ [Hz]}$$

Parámetros Simulación:	
<i>Ms (kg)</i>	12.000
<i>Mu (kg)</i>	0
<i>fn (Hz)</i>	1.15
<i>Amortiguamiento (%)</i>	25
<i>tsim (segundos)</i>	4

En consecuencia al resultado obtenido, el sistema de amortiguación se equipara a un filtro, cuyo objetivo es eliminar al máximo las frecuencias de entrada que provocan vibraciones incómodas sobre los sujetos que van a bordo del vehículo. Por ello existen las suspensiones activas, que mejoran considerablemente el confort pero también requieren de un control complejo y son más caras. En función de los resultados obtenidos, veremos si sería viable utilizar un tipo de suspensiones activas tal que sean autoabastecidas de la energía disponible en el amortiguador.

En definitiva, como la función de las suspensiones es aislar la masa suspendida de las perturbaciones de la carretera, buscaremos una frecuencia natural del sistema que sea tal que evite el efecto resonante. Como hemos visto en el apartado anterior para un perfil conocido, especialmente el IRI 737b de la universidad de Illinois [14], el espectro de frecuencias de la entrada es muy variable y dependiente de la velocidad, por ello lo idílico sería una frecuencia natural del sistema lo más próxima posible a cero.

Desde el punto de vista técnico hemos determinado que la frecuencia natural del sistema debe ser lo más baja posible, pero no hemos de olvidar que la sensación de confort de los pasajeros es primordial. Para el ser humano las frecuencias por debajo de aproximadamente 0,5 Hz (3 rad/s) causan náuseas y mareos y las frecuencias por encima de 5-6 Hz se traducen en sacudidas o agitaciones molestas. Por ello, teniendo en cuenta esto, fijaremos en el caso del autobús una frecuencia natural del sistema neutral igual a 1,5 Hz, que es la frecuencia natural típica de los automóviles cómodos. Pero esto no quiere decir que todos los vehículos tengan una frecuencia igual a 1.5 Hz, dependiendo del uso del vehículo se utilizan un valor alto o bajo de la frecuencia natural. En la Tabla 3.1 podemos observar ejemplos de distintas frecuencias naturales para distintos usos.

Frecuencia [Hz]	Sensación Pasajeros	Tolerancia Física
5	Muy Mala	Intolerable
2,5	Mala	Intolerable
2	Suspensión Seca (Sport)	Tolerable por poco tiempo
1,1	Cómoda	Tolerable
1	Cómoda	Tolerable
0,8	Excesivamente cómoda	Mareos

Tabla 3.1. Frecuencias naturales del sistema de amortiguación en función del objetivo buscado [16].

Cabe resaltar que en la elección del muelle hay que tener en cuenta las fuerzas estáticas sobre el mismo, es decir que el autobús en reposo deformará el muelle un determinado valor a tener

en cuenta. Por lo tanto si la frecuencia es muy baja, más blando es el muelle, y más deformará en reposo. Esta deformación viene dada por la ecuación 3.28, ya que este efecto se estudiará más adelante.

Una vez vista la frecuencia natural y su abanico de valores típicos, vamos a ver que valores de amortiguamiento crítico son válidos para caso. La función principal del amortiguamiento es acelerar el proceso de frenada vertical de la masa, es decir que si no hubiera amortiguamiento, la masa pulsaría hasta pasado un tiempo largo frenándose por efectos de rozamiento externo y por el propio peso. Pero atendiendo a la figura 3.4, en dónde vemos la respuesta del sistema descrito para distintos valores de amortiguamiento, apreciamos que idólicamente si no hubiera un efecto que frenara la masa, pulsaría sin límites con un valor igual a la amplitud del escalón aplicado sobre el muelle, es decir que si comprimimos el muelle una cierta distancia y retiramos el esfuerzo que hace que permanezca comprimido, éste nos devuelve la fuerza que le aplicamos en sentido contrario hasta alcanzar una amplitud idéntica de signo contrario a la distancia comprimida inicialmente, y en de nuevo ocurre el suceso revertido. Esto significa que el muelle es un elemento de almacenamiento de energía, visto desde el punto de vista eléctrico podría equipararse a un condensador, almacena la energía y si no hay nada que disipe es energía almacenada seguirá presente en el muelle en forma de un MAS⁵.

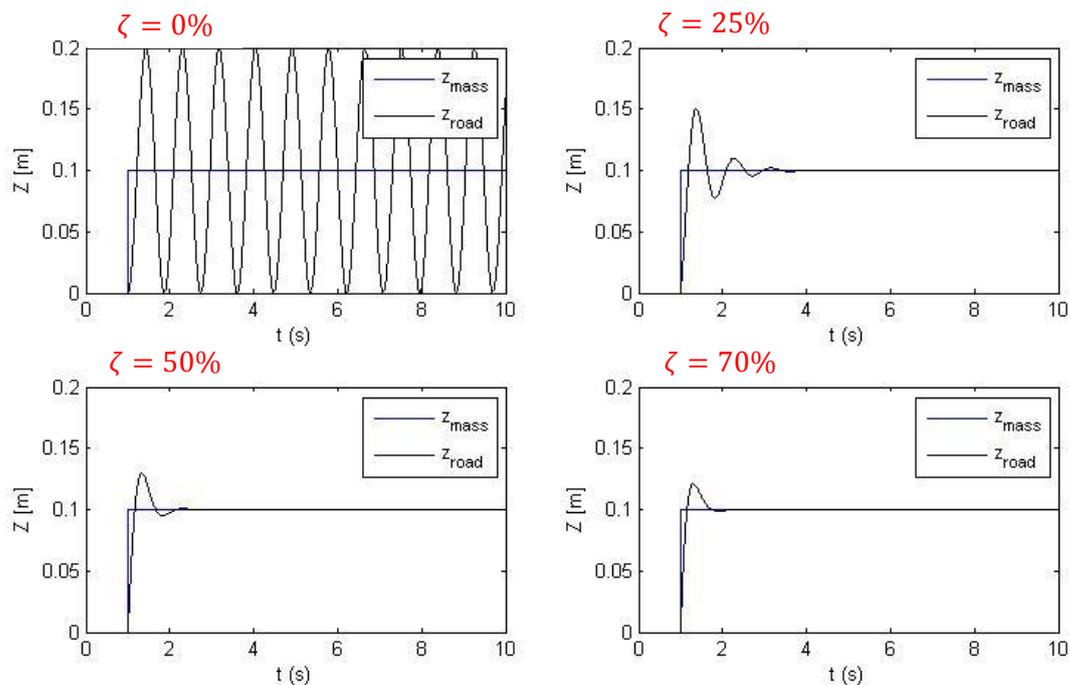


Figura 3.4. Comportamiento del sistema ante distintos valores de amortiguación.

Parámetros Simulación:	
M_s (kg)	12.000
M_u (kg)	0
f_n (Hz)	1.15
Amortiguamiento (%)	variable
t_{sim} (segundos)	10

⁵ Movimiento Armónico Simple

Tal y como observamos en la figura 3.4, según aumentamos el valor del amortiguamiento la respuesta del sistema tendrá menor sobrepaso y mayor rapidez. Por tanto el amortiguador actúa a modo de resistencia disipando la energía que se almacena en el muelle y así evitando que pulse infinitamente. El valor del amortiguamiento depende fundamentalmente del uso del vehículo, dependiendo de si buscamos manejo o confort. En la Tabla 3.2 podemos observar distintos valores del amortiguamiento en función del tipo de conducción buscada.

Tipos de Suspensión	Amortiguación crítica (%)
Cómoda	15-25
Semi-deportivo	25-30
Deportivo	30-35
Competición	35-40

Tabla 3.2. Amortiguamiento del sistema amortiguado en función del objetivo buscado [16].

A medida que nos acercamos al amortiguamiento crítico del sistema, menos confortable será el vehículo pero ganamos estabilidad. Por ello un amortiguamiento alto es muy utilizado en vehículos de competición, seguido por los coches de conducción deportiva, en donde despegarse excesivamente del suelo pueda ocasionar problemas. En cambio cuanto más alejado del amortiguamiento crítico más confort ganamos pero menos estabilidad a altas velocidades, que en nuestro caso es lo que buscamos.

En la figura 3.5 observamos el efecto que tiene el amortiguamiento sobre una masa suspendida sometida a una variación de posición unida a un muelle de rigidez K con amortiguamiento C . La línea continua corresponde a una respuesta subamortiguada, y la línea discontinua define la respuesta para un amortiguamiento crítico.

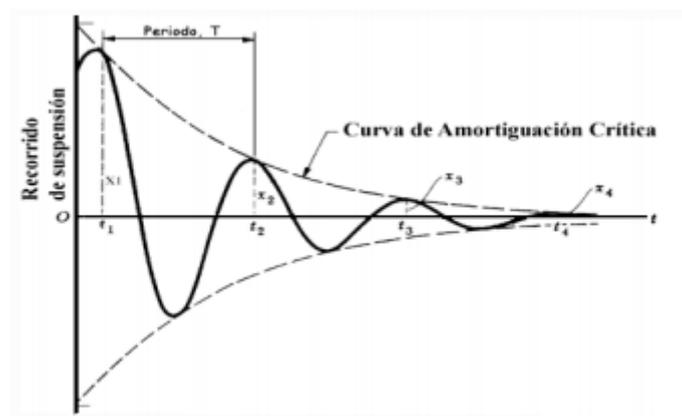


Figura 3.5. Curva características de una amortiguación crítica de un sistema de segundo orden.

Fuente: Víctor Chacón H., V.C.H (2009). "Diseño de una suspensión para un vehículo automóvil basada en amortiguadores magneto-reológicos". Carlos III Madrid, Escuela Politécnica Superior.

Una vez analizado las posibilidades existentes buscaremos, para un autobús ejemplo tipo, los parámetros resorte y amortiguador.

La masa máxima del autobús es completamente una incógnita, depende de muchos factores como la cantidad de viajeros que se encuentran en el vehículo, el equipaje que llevan con ellos, si el autobús acaba de repostar y tiene el depósito lleno, etc. Entonces, se puede estimar la masa dependiendo del nivel de carga, esto es partiendo de la MMA⁶ definir una ocupación porcentual y así tener distintas alternativas en función de si está lleno o vacío. Otra opción es calcular el número de viajeros que suben y bajan en un día en una línea en un recorrido cerrado, pero volvemos a que depende de factores que no se pueden calcular ¿qué pasa un día de fiesta? Y en vacaciones, ¿hay más o menos uso de las líneas de autobuses que durante el año lectivo? También a todo esto se le uniría la hora en el que se hace el estudio, ya que no es lo mismo a las 8 a.m. que a las 10 a.m. o las 8 p.m.

Por ello, es mejor realizar distintos estudios en función del grado de carga, saber lo máximo que se puede recuperar y lo mínimo y así tener un estudio más general y menos centralizado en un caso puntual que puede no ser fiel al día a día del autobús.

La masa de un autobús urbano puede oscilar, dependiendo del tamaño y de los elementos que compongan el vehículo (motor, chasis...), en torno 7-19 toneladas. Nosotros vamos a considerar, en este ejemplo, una masa media de 12 toneladas uniformemente distribuida en las cuatro ruedas y una masa no suspendida de 0.25 toneladas, es decir 62,5kg de peso no suspendido por rueda.

Para este caso, consideraremos una frecuencia natural del sistema igual a 1 Hz y un amortiguamiento cómodo del 25% que con ayuda de las ecuaciones 3.8 y 3.9 obtenemos 3.14 y 3.16:

$$\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f_n = 3 \cdot \pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (3.13)$$

$$k_s = 118.435,3 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (3.14)$$

$$\zeta = 0.25 \quad (3.15)$$

$$C_s = 9.544,8 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}} \quad (3.16)$$

Ya conocemos los parámetros del sistema de suspensión, nuestra constantes k_s y C_s están fijadas en este caso para una masa suspendida de 12 toneladas, también se analizarán otros escenarios.

Para poder empezar a simular necesitamos saber los valores de las constantes del neumático. Normalmente, tal y como se viene diciendo, el neumático es despreciado frente al resto del sistema debido a su comportamiento idéntico a la entrada pero en nuestro caso, al tratarse de energía, consideraremos las pérdidas que se puedan dar en la rueda.

⁶ Masa Máxima Autorizada

3.2 Cálculo de los parámetros de la rueda:

El neumático es un producto compuesto, un ensamblaje complejo de gomas, cables de acero y fibras textiles como el nailon o el poliéster [17]. Estos materiales no están pegados, sino que se unen mediante una reacción química llamada comúnmente vulcanización. Así mismo es el único punto de contacto con el suelo, y debe permitirle acelerar, girar y frenar, con independencia del estado de la carretera, la conducción adoptada y las condiciones climáticas. Además debe procurar una sensación de confort al conductor y a sus pasajeros. Las seis funciones fundamentales del neumático son: soportar variaciones de peso, rodar ante temperaturas adversas, guiar en la trayectoria del vehículo, transmitir la energía del motor al suelo, amortiguar parte de las vibraciones y durar un periodo de vida esperado.



Figura 3.6. Dependencia de la presión del neumático.

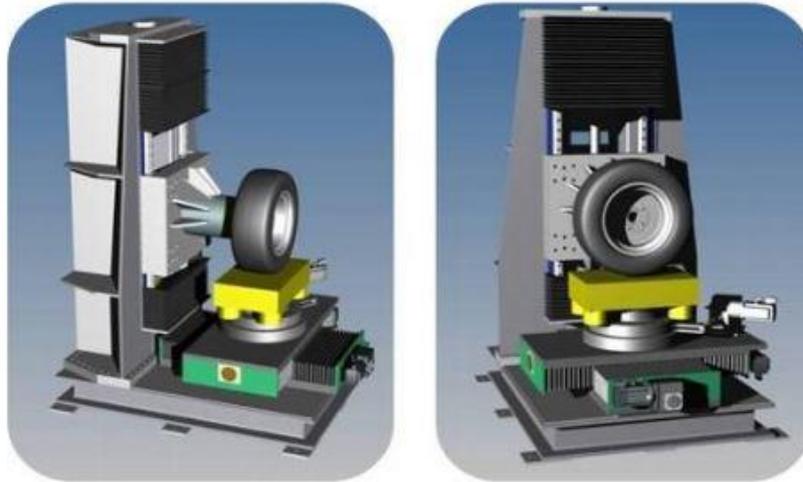
Fuente: <http://www.perryhallautorepair.com/pages/road%20force.html>

Generalmente, como se mencionó anteriormente, el neumático es un elemento elástico que muchas veces se considera infinitamente rígido en el modelo cuarto de vehículo, es decir indeformable. Esto es una aproximación incierta, ya que el neumático es un elemento importante dentro vehículo y absorbe algunas frecuencias de las irregularidades de la carretera. Por eso vamos a tener en cuenta el neumático y su efecto dentro de la simulación del modelo.

Los parámetros que definen el neumático dependen fundamentalmente de la geometría, del material compuesto y de la presión de llenado del mismo. Se puede encontrar en el **Anexo B** un estudio realizado por la NASA en dónde se valúa la constante elástica y su amortiguamiento en diferentes ensayos dinámicos [18]. En estos ensayos se realizan para distintas presiones del neumático y distintas fuerzas aplicadas sobre el mismo.

Definir el valor de elasticidad y amortiguamiento de la rueda no es tarea fácil, ya que para la determinación de las constantes del neumático sería necesario realizar varios ensayos estáticos utilizando una máquina especializada. En la figura 3.7 podemos ver la máquina utilizada para este ensayo. Con el ensayo de rigidez podríamos calcular el valor de la constante elástica en función de lo que deforma, y deformando el neumático, con distintos esfuerzos en todas las direcciones, y analizando la respuesta como un sistema de segundo orden, podríamos obtener el valor del amortiguamiento. En función de los resultados obtendríamos las constantes que lo

definen. Pero una vez más volvemos a lo mismo, depende de muchos factores: material, presión, etc.



Universal Tyre Test Machine UTTM Stiffness Tester

Figura 3.7. Máquina para pruebas de rigidez en estático, utilizada para los ensayos de rigidez del neumático.

Fuente: <http://www.venturetechnologies.net/testing-service/universal-tyre-test-machine.php>

Un método aproximado y sencillo para la determinación de la rigidez del neumático consiste en medir lo que deforma la rueda en estático por el propio peso del vehículo y, aplicando la ley de comportamiento del muelle (ecuación 3.17), obtendríamos la constante elástica [19].

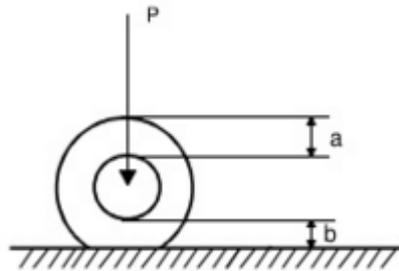


Figura 3.8. Aproximación rigidez del neumático

Fuente: Centro Politécnico Superior, Ingeniería Industrial (curso 2010-1011). "Dinámica Vertical – Suspensiones: Apuntes" p.45. <http://es.slideshare.net/juancarlosandresotal/teoria-suspensiones>

$$k_u \approx \frac{P}{(a-b)} \quad (3.17)$$

En donde:

a = espesor del neumático en la zona no deformada [m]

$b = \text{espesor del neumático en la zona deformada [m]}$

$P = \text{peso soportado por el neumático [N]}$

De esta manera estamos aproximando el neumático a un muelle lineal (k constante) que se alarga $\Delta z = (a - b)$ debido a la acción del peso del autobús P . El punto inferior, al estar en contacto con el suelo, es donde descansa todo el peso del vehículo y por tanto se deforma, en cambio el punto superior no está sometido al peso y no hay deformación debido al peso del vehículo. Suponiendo que el neumático frente al peso total del vehículo (ejemplo del anterior apartado) se deforma 4 cm, obtenemos una rigidez de:

$$\frac{P_1}{4} = 30 \text{ kN} \quad (3.18)$$

$$k_u \approx 750.000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (3.19)$$

Al comparar este resultado con los obtenidos en el ensayo de la NASA, en el **anexo B**, vemos que coinciden de forma aproximada pero para este caso en concreto. Luego este valor puede ser indicativo para esta simulación, pero no debemos olvidar que hemos considerado el neumático como un muelle lineal cuando no lo es y la deformación real del mismo seguirá siendo una incógnita.

Por otro lado, en la mayoría de los casos el valor de absorbanza C del neumático se considera nulo o se desprecia ya que en relación con la constante elástica es prácticamente despreciable y el cálculo del mismo requiere de ensayos específicos y difíciles de realizar. En este caso vamos a considerar un valor del 2% de amortiguamiento y a través de la ecuación 3.20, que es la misma que para un sistema de segundo orden, calcularemos el amortiguamiento de la rueda:

$$C_u = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{m_s \cdot k_u} \quad (3.20)$$

$$C_u \approx 1900 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}} \quad (3.21)$$

Si lo comparamos con los valores del ensayo de la NASA, del **anexo B**, vemos que el amortiguamiento de la rueda nunca superara el 10%. Luego podría ser una buena aproximación para nuestra simulación. En la figura 3.9 observamos el esquema final de modelado del neumático.

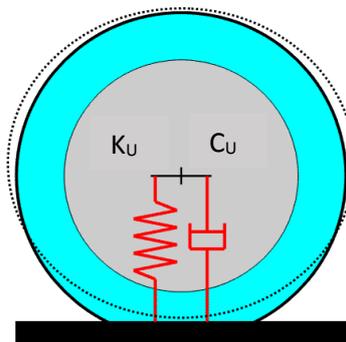


Figura 3.9. Modelo de neumático utilizado.

Fuente: <http://www.physityre.com/PHysiTyre-kz.htm>

Cabe resaltar que para el cálculo de este ejemplo no se ha tenido en cuenta la masa no suspendida, aunque comparada con la masa total del vehículo es despreciable.

En la figura 3.10 podemos observar la respuesta del sistema anteriormente descrito, para los valores de rigidez y amortiguamiento calculados tanto como para el sistema de amortiguación como para el neumático. Podemos observar cómo afecta el no considerar la rueda infinitamente rígida en comparación de la figura 2.5, representada nuevamente en 3.11, en dónde la rueda era considerada infinitamente rígida. Ahora vemos que la respuesta del neumático está más desfasada respecto de la entrada que antes y que a medida que aumentamos la frecuencia de la entrada la amplitud de la respuesta va disminuyendo, como ocurre con la respuesta de la masa, pero llegaría el momento en el que el sistema entrara en resonancia y esto ocurriría a muy altas frecuencias y el efecto sería similar al que ocurre con la masa suspendida, es decir la amplitud en esas frecuencias se ve incrementada en la salida.

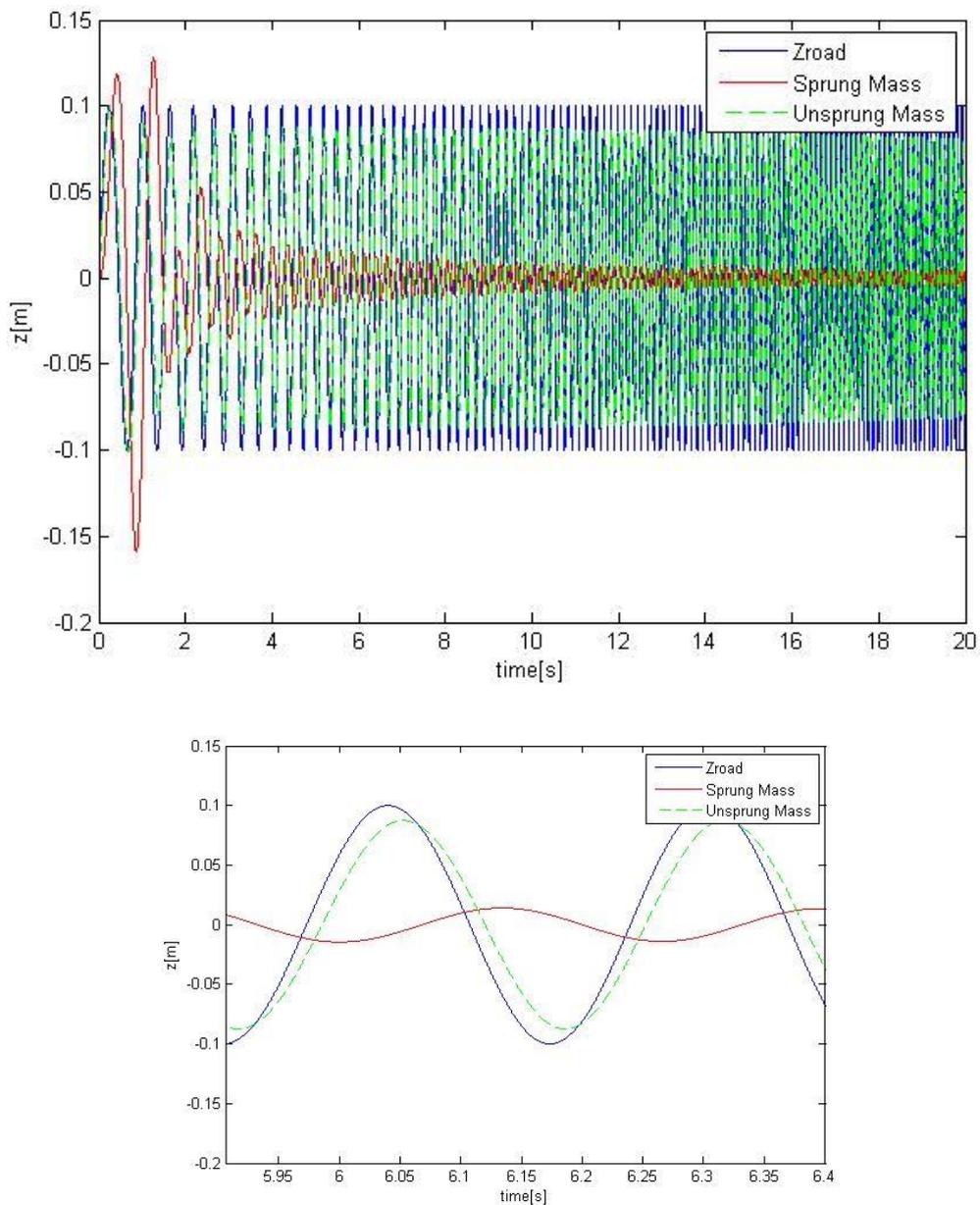


Figura 3.10. Primera simulación del sistema ejemplo propuesto.

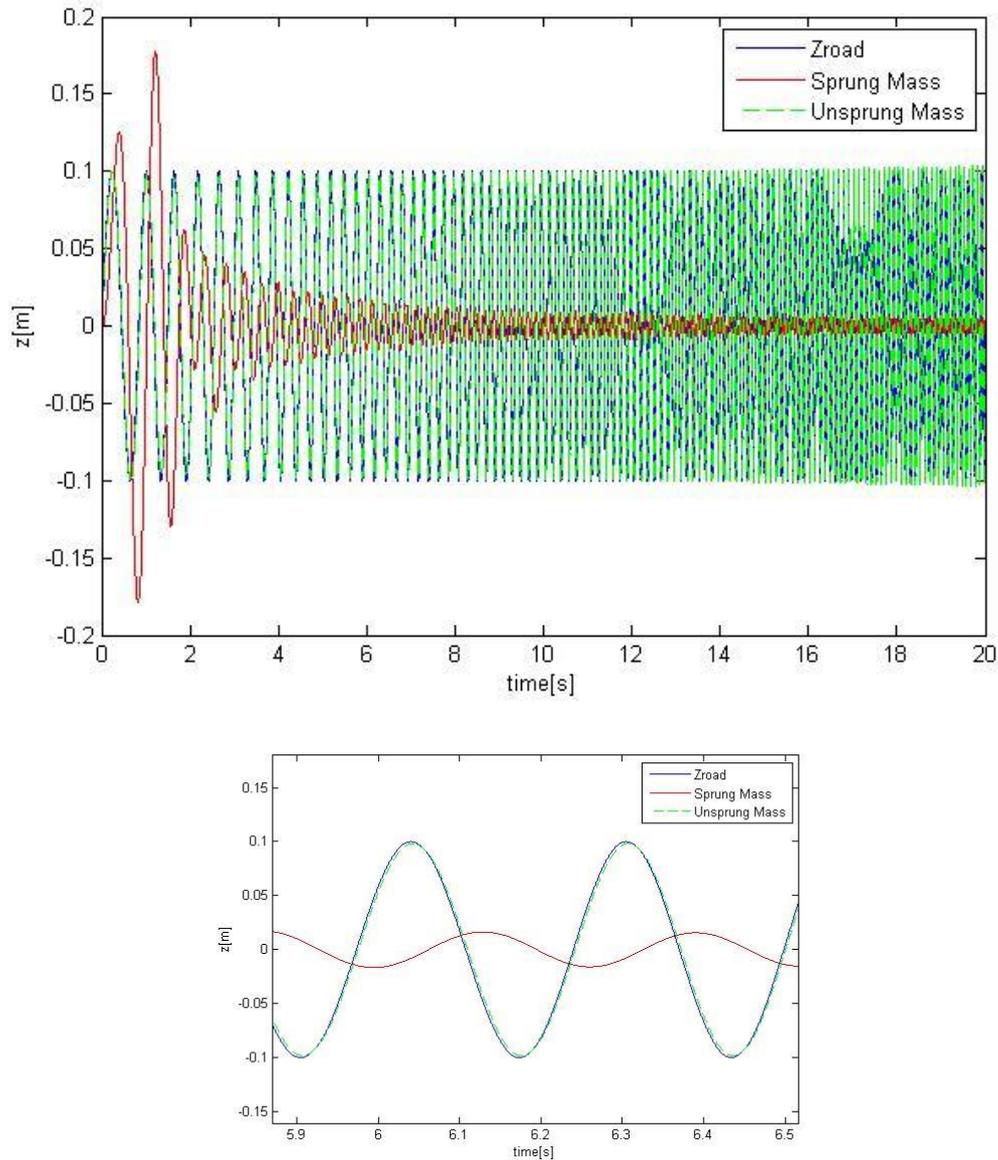


Figura 3.11. Primera simulación del sistema ejemplo propuesto para neumático infinitamente rígido.

Por otra parte podemos apreciar como el neumático ahora absorbe parte de las vibraciones, es decir, actúa a modo de filtro y hace una primera filtración que afecta positivamente en la respuesta final obteniendo amplitudes menores que en el caso de la figura 3.11. Por lo tanto, tenemos dos filtros en serie, primero filtramos a través del neumático y después con la amortiguación del sistema y así, obtenemos una respuesta más moderada. También cabe mencionar, que existen algunos modelos de cuarto de vehículo en el que introducen un resorte y un amortiguador entre la masa suspendida y el pasajero, es decir, que introducen una nueva masa separando el chasis del pasajero. Esto es cierto en algunos casos, ya que se suele aislar en los turismos también a los pasajeros del movimiento de la masa suspendida (va implícito en el asiento), pero en nuestro caso al tratarse de un autobús no existe tal amortiguación y no vamos a considerarlo. De todas formas, estaríamos asumiendo que hay un peso de un pasajero por cada cuarto de masa y eso no sería del todo cierto.

Ya tenemos todas las ecuaciones que definen los parámetros del sistema, y unos valores indicativos para modelar el neumático, ya podemos proceder a simular y estimar valores de energía recuperables. En este capítulo se proponen otros dos apartados, uno en el que se hará hincapié sobre las suspensiones de un autobús, y otro en el que se analizará el espectro de frecuencias de la salida.

3.3 Suspensiones Activas. Muelle Neumático.

Hasta el momento hemos estudiado el modelo simplificado de una suspensión aplicable a cualquier vehículo, y hemos visto que el sistema cuarto de vehículo es el que mejor se adapta a nuestros intereses. Pero los valores calculados no tienen por qué coincidir en todo momento con los del vehículo, ya que cada vez más se están introduciendo controles activos para mejorar las suspensiones pasivas. Sin ir más lejos, la masa de un autobús se sabe que es una incógnita altamente variable, puede oscilar entre toneladas si va lleno a si va vacío. Por ello, existen estos mecanismos activos que regulan las suspensiones del vehículo en función del grado de carga, porque como hemos visto, el muelle y amortiguador se dimensionan para un valor de masa y si esta masa varía se podría quedar una suspensión dura o bien blanda. Esto es debido a que, según se define en la constante de elasticidad del muelle en la ecuación 3.22, el muelle se deforma un metro (dependiendo de las unidades) siempre que le aplicamos una fuerza igual a la constante k , entonces si aumentamos esa fuerza aplicada al muelle se deformará más, y esto quiere decir, que si aumentamos el peso del vehículo estamos emblandeciendo el sistema amortiguado y por tanto estamos reduciendo la frecuencia natural del mismo, y tal como hemos estudiado anteriormente y que tenemos en la expresión 3.24, si sobrepasamos un valor mínimo entraremos en la zona de mareos a evitar [0.8 Hz].

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (3.22)$$

$$k \left[\frac{N}{m} \right] \quad (3.23)$$

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad (3.24)$$

Del modo inverso ocurre si disminuimos el peso, si reducimos la fuerza aplicada al muelle deformará menos y el sistema se endurecerá desplazando la frecuencia natural del mismo hacia valores altos y entraríamos en problemas con la resonancia, lo cual es algo que como hemos visto puede causar incomodidades a los pasajeros en forma de sacudidas o golpes a evitar.

Con el amortiguamiento ocurre igual que con la constante elástica del resorte, atendiendo a la expresión 3.25 observamos la ecuación que rige el comportamiento de un amortiguador. La fuerza que ejerce el amortiguador es directamente proporcional a la velocidad, es decir el amortiguamiento no deja de ser un rozamiento dinámico, una fuerza que se opone al movimiento frenando al mismo y que aumenta con la velocidad. Pero como vemos en la expresión 3.27 si variamos la masa, y no modificamos el valor de la constante de amortiguamiento, el amortiguamiento crítico variará y esto cambiará el tipo de suspensión tal y como hemos visto antes. Por ello si aumenta la masa disminuye el amortiguamiento crítico dirigiéndose a la zona baja de la Tabla 3.2, a la zona cómoda ya que el sistema oscilará durante más tiempo.

$$F = \Delta v \cdot C \quad (3.25)$$

$$C \left[\frac{N \cdot s}{m} \right] \quad (3.26)$$

$$\zeta = \frac{C_s}{2 \cdot \sqrt{k_s \cdot m_s}} \quad (3.27)$$

Y el efecto contrario ocurre si disminuimos la masa del sistema, el amortiguamiento crítico aumentará y de este modo el sistema se hará más deportivo limitando las oscilaciones.

$$C_s = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{k_s \cdot m_s} \quad (3.28)$$

$$k_s = \omega_n^2 \cdot m_s \quad (3.24)$$

Por ello, cada vez más se están introduciendo suspensiones inteligentes capaces de regular estos dos parámetros hasta los puntos óptimos en donde la conducción sea cómoda y manejable. Atendiendo a las ecuaciones 3.28 y 3.24 vemos las ecuaciones que definirían nuestras variables en cada instante de tiempo. Fijando el valor de la frecuencia natural del sistema deseada y fijando el porcentaje de amortiguamiento crítico buscado, podemos calcular para la masa del vehículo en cada instante el valor de las constantes elásticas y de amortiguamiento del sistema.

Como entra fuera del alcance del estudio, no se diseñará el control pero si se hará hincapié en las partes que constaría el sistema.

3.3.1 Muelle Neumático [20]:

El muelle neumático no es más que un resorte elástico que trabaja comprimiendo y expandiendo un gas que se encuentra en el interior del mismo. Este tipo de muelle permite una regulación de altura del vehículo en función del llenado y también es fácilmente ajustable al grado de carga del vehículo, por ello el autobús urbano tipo cada vez más incluyen este elemento. Al mismo tiempo ofrece una conducción estable tanto a altas como a bajas velocidades. En la figura 3.12 podemos observar un ejemplo de muelle neumático para un vehículo dado.



Figura 3.12. Muelle neumático.

Fuente: https://www.reimo.com/de/D-camping_shop/DR-reisemobil_technik_und_wohnmobil_technik/DRM-luftfedern_schraubfedern/

No solo se usa en el sector automovilístico, sino que tiene gran variedad de usos [47] a nivel industrial en distintas máquinas, en mesas especiales para procesos de fabricación sensibles, máquinas de fatiga...

Dependiendo del sistema neumático pueden existir distintos elementos, pero como mínimo se necesita un muelle de aire completamente aislado para minimizar pérdidas, un depósito de almacenamiento para el gas y un conducto que una ambos. De esta manera, para el sistema cerrado del muelle, podemos calcular la fuerza ejercida por el muelle neumático definida en la ecuación 3.25.

$$F_{muelle} = A_m \cdot P_m \quad (3.25)$$

Donde queda definido en función de la presión del gas del interior del muelle y del área efectiva del mismo.

Y como la rigidez se puede definir como la derivada de la fuerza respecto de las variaciones de posición de la parte superior del muelle y la parte inferior del mismo obtenemos 3.26.

$$k_m = -\frac{dF_{muelle}}{dz} = -\left[A_m \cdot \frac{dP_m}{dz} + P_m \cdot \frac{dA_m}{dz}\right] \quad (3.26)$$

Como podemos al diferenciar en la ecuación 3.26, la constante de elasticidad pasa a depender su valor en función de la presión y del área del muelle. A partir de aquí se podría empezar a estudiar el sistema, pero como no es objeto de análisis de este trabajo se limita a mostrar algunas respuestas para el modelo anteriormente definido, en el que podemos ver el comportamiento del muelle neumático.

El sistema en sí depende muchos factores y dependiendo del muelle descrito y de sus propiedades la respuesta tendrá unos valores de amortiguamiento u otros. Por ello es un modelo complejo y hay parámetros que requieren de un estudio con ensayos previos para determinar su comportamiento, como son el área efectiva en función de la altura del muelle y el volumen del muelle de aire en función de la altura ($A_m(z)$ y $V_m(z)$).

Dicho esto, y con fines indicativos, se muestra en la figura 3.13 [20] distintas respuestas a dos escalones en la entrada para un modelo no lineal de la suspensión neumática. Observamos distintas simulaciones variando un factor C_r que se define como coeficiente de restricción del conducto que une el muelle con el depósito definido por la ecuación 3.27 (Shames, 1982), en donde D_c define el diámetro de la sección del conducto, L_c define la longitud del conducto y μ define la viscosidad dinámica del gas.

$$C_r = \frac{\pi \cdot D_c^4}{128 \cdot \mu \cdot L_c} \quad (3.27)$$

Vemos que al disminuir el valor de C_r o bien por alargar el conducto de unión ente depósito y muelle o por disminuir el diámetro del conducto, aumentamos la rigidez del muelle y con esto la frecuencia natural del sistema. Además valores pequeños de este índice supone una respuesta menos amortiguada.

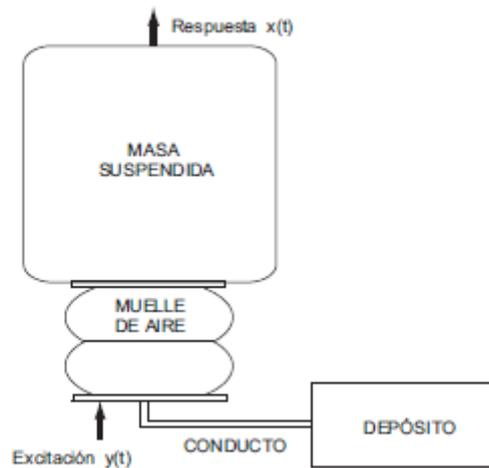
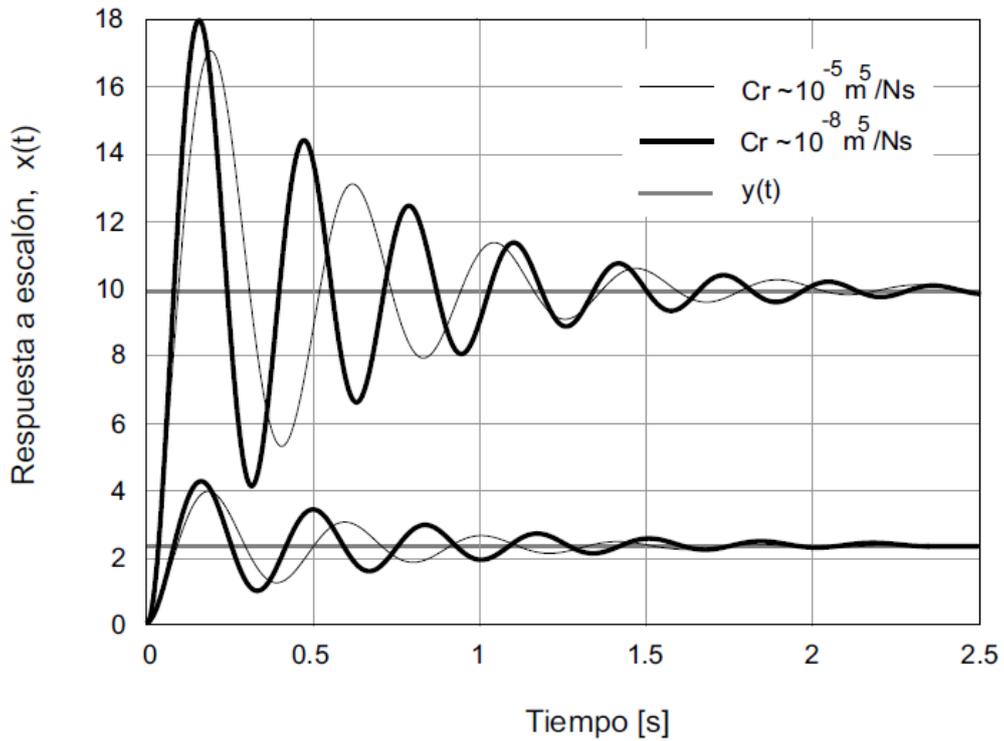


Figura 3.13. Respuestas frente a dos escalones de 2,5 mm y 10 mm de un modelo no lineal de una suspensión neumática para dos valores coeficiente de restricción.

Fuente: (Nieto Quijorna, 2010)

Observamos que la respuesta no es muy distinta a la de un muelle mecánico, pero a diferencia del mismo, el muelle neumático posee cierto amortiguamiento que se puede regular pero sigue sin ser suficiente para obtener una suspensiones cómodas, y más difícil de conseguir las manejables. Por eso se hace necesario combinar el mismo con actuadores que pueden ser de cualquier tipo aunque normalmente se combinan con actuadores neumáticos.

3.3.2 Modelo de suspensiones Activas:

Las suspensiones activas, tal y como hemos estudiado, tienen como objetivo mejorar el confort o la manejabilidad del vehículo, o incluso permitir conmutar entre varios tipos de suspensiones (Cómoda, deportiva, semi-deportiva...). Ya hemos visto como un muelle de aire es capaz de regular la altura de un vehículo, e incluso regular la rigidez del sistema para evitar que se endurezca o emblandezca. Pero en vistas a mejorar la respuesta, y disminuir las oscilaciones del sistema y así alcanzar el equilibrio más rápidamente, o controlar la suspensión en los giros y frenadas repentinas, se busca controlar el amortiguador o añadir elementos adicionales.

En la figura 3.14 podemos observar los distintos modelos de cuarto de vehículo ajustados según el tipo de sistema: suspensión pasiva, suspensión electromagnética activa e suspensión hidráulica activa. Los dos sistemas activos adjuntados han sido utilizados para algunos vehículos.

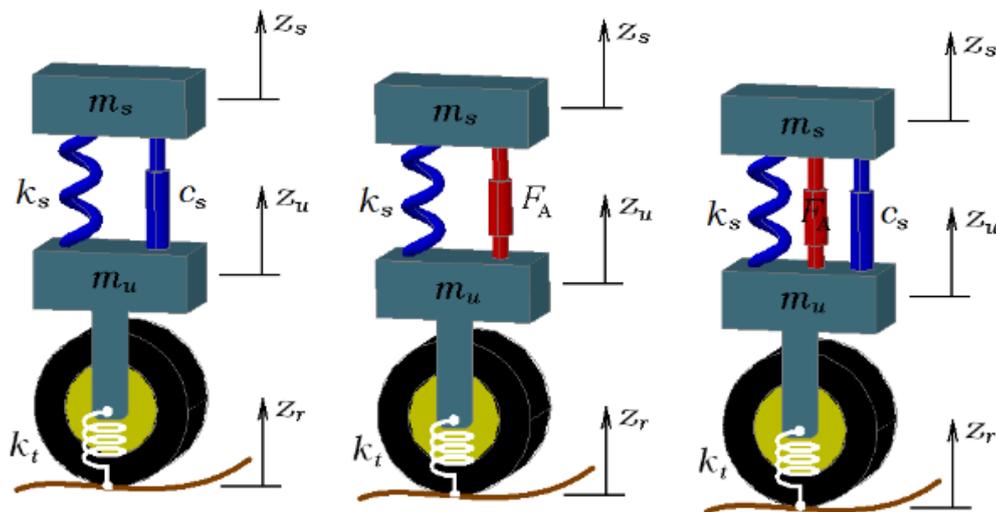


Figura 3.14. Sistemas de suspensión para el modelo cuarto de vehículo.

Fuente: <http://www.intechopen.com/books/applications-of-matlab-in-science-and-engineering/generalized-pi-control-of-active-vehicle-suspension-systems-with-matlab>

Atendiendo a los diferentes modelos posibles, las ecuaciones dinámicas serán muy parecidas a las ya estudiadas pero únicamente haría falta incorporar los elementos auxiliares que convierten en activa la suspensión (en el caso de suspensión hidráulica) y en el caso de suspensión electromagnética habría que sustituir el amortiguador hidráulico, ya fijado por la suspensión pasiva, por un actuador activo electromagnético.

Si consideramos el caso de suspensión hidráulica activa, las nuevas ecuaciones dinámicas quedarían como queda representado en las ecuaciones 3.28 y 3.29 [21].

$$m_1 \cdot \ddot{z}_s = -k_1 \cdot (z_s - z_u) - b_1 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_A \quad (3.28)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_u = k_1 \cdot (z_s - z_u) + b_1 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_2 \cdot (z_{road} - z_u) + b_2 \cdot (\dot{z}_{road} - \dot{z}_u) - F_A \quad (3.29)$$

Por lo tanto, se analizaría igual pero incluyendo una fuerza controlable que sería la encargada de ofrecer mayor confort y manejabilidad al usuario. En nuestro caso, el sistema regenerativo podría ser diseñado para cumplir esta función pero no entra dentro de este estudio, se pondrá como estudio futuro más adelante.

En la figura 3.15 podemos observar un ejemplo de un fabricante de altavoces BOSE para lo que fue su proyecto “Project Sound” [22]. Las suspensiones daban resultados bastante buenos, pero para implementarlas había que modificar la geometría del vehículo y suponía una gran inversión para los fabricantes de automóviles, así que fue descartada por el elevado coste que supondría implantar dicha suspensión.

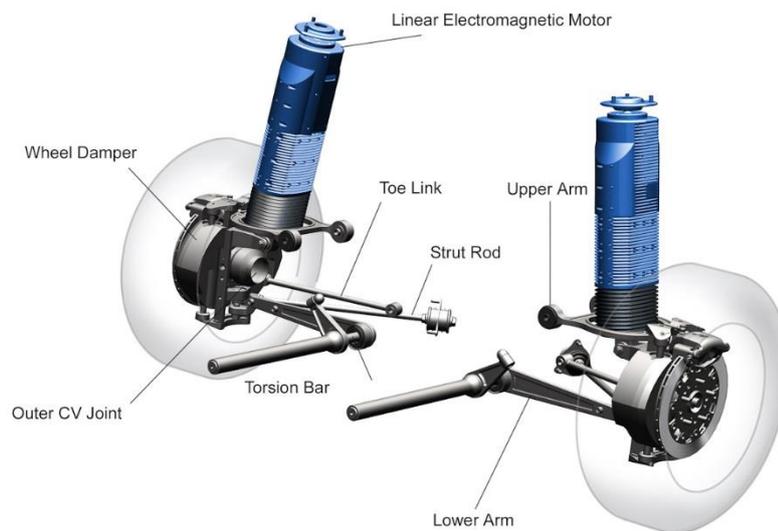


Figura 3.15. Suspensiones activas electromagnéticas diseñadas en 2005 por BOSE pero que no llegaron a comercializarse.

Fuente: (Zahumenszky, 2016)

3.4 Modelo Simulink. Simulación:

A lo largo del capítulo se han enunciado las distintas ecuaciones que rigen el sistema. El siguiente paso es la formulación de un modelo Simulink para que a través de él podamos ejecutar las distintas simulaciones. Mediante el uso de la librería que el mismo Simulink ofrece, se ha montado el modelo en el que se basará el estudio. Podemos observar en la figura 3.16 el diagrama de bloques resultado de introducir las ecuaciones que rigen el sistema de amortiguación de un cuarto de vehículo. Este es el bloque central del modelo.

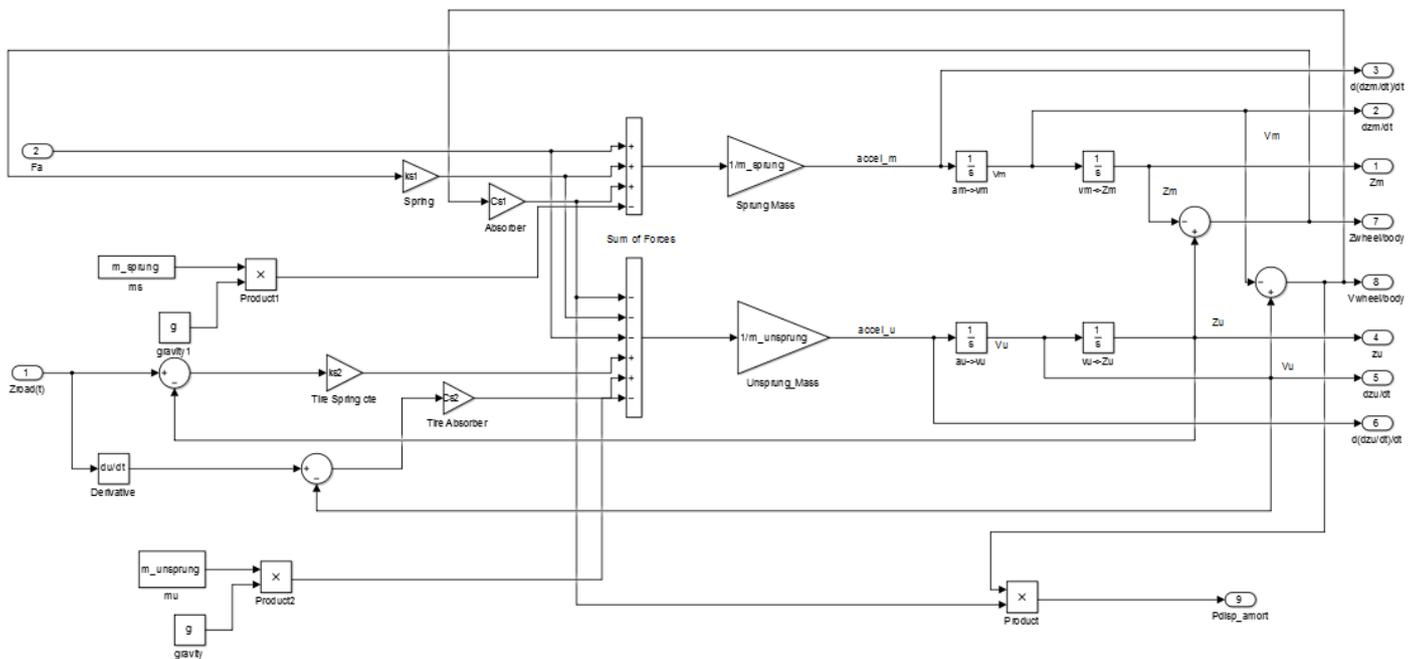


Figura 3.16. Modelo de Simulink. Ecuaciones que rigen el sistema.

Se despeja la aceleración de cada masa y a partir de ahí sacamos las velocidades y posiciones que son las variables de estado del sistema. Podemos apreciar que el bloque consta de multitud de salidas para conocer la posición, velocidad y aceleración, entre otras, de cada masa. Por otro lado se calculan las velocidades y posiciones relativas entre masas y también los picos de potencia que se dan a lo largo del trayecto. Como veremos en el apartado referente a la energía, que esta es la integral respecto del tiempo de la potencia disipada en el amortiguador, por ello es de suma importancia conocer su valor.

En la entrada tenemos dos variables una el perfil de la carretera, calculado en el capítulo 2 de la memoria, y otra la fuerza activa adicional para mejorar las suspensiones pasivas tal y como se ha explicado en el punto anterior. Esta variable ha sido fijada en cero durante todas las simulaciones, ya que nos hemos centrado exclusivamente en el supuesto de suspensiones pasivas.

También cabe resaltar la presencia de la fuerza de gravedad, que para el transcurso de los ensayos ha sido considerada nula, ya que en el régimen dinámico no influye. Si consideráramos el efecto de la gravedad el sistema quedaría fijado a una distancia Δz que vendría dada por las

ecuaciones estáticas del sistema en donde se alcanza un equilibrio entre la masa y el muelle, ya que en el estado de reposo tanto la aceleración como velocidad son nulas, y el neumático se considera infinitamente rígido. Atendiendo a la ecuación 3.30 tenemos la posición de equilibrio del sistema.

$$\Delta z_s = \frac{m_s \cdot g}{k_s} \tag{3.30}$$

Que dependiendo de los parámetros del sistema variará el valor. Si incluyéramos la gravedad en el sistema, en la simulación experimentaríamos un transitorio hasta que la masa se ajustase a su Δz correspondiente, es decir, que en la representación se ajustará a un valor por debajo de cero, que no quiere decir que sea la altura real del vehículo. Para conocer la posición de equilibrio real del vehículo, para el modelo de cuarto de vehículo, habría que tomar la longitud normal del muelle bajo ningún tipo de esfuerzo y descontar Δz y sumar el valor del radio de la rueda.

En la figura 3.17 podemos observar el efecto descrito. Observamos que transcurre un periodo de tiempo aproximadamente igual a 2 segundos hasta que se estabiliza el sistema y después la simulación se mantiene estable. Luego el efecto de la gravedad será despreciado, ya que como hemos visto, solo repercute en el valor de las condiciones iniciales y como queremos analizar la dinámica y no la estática no nos es relevante. Pero hay que tenerlo en cuenta a la hora de dimensionar las suspensiones ya que la posición de equilibrio si es importante.

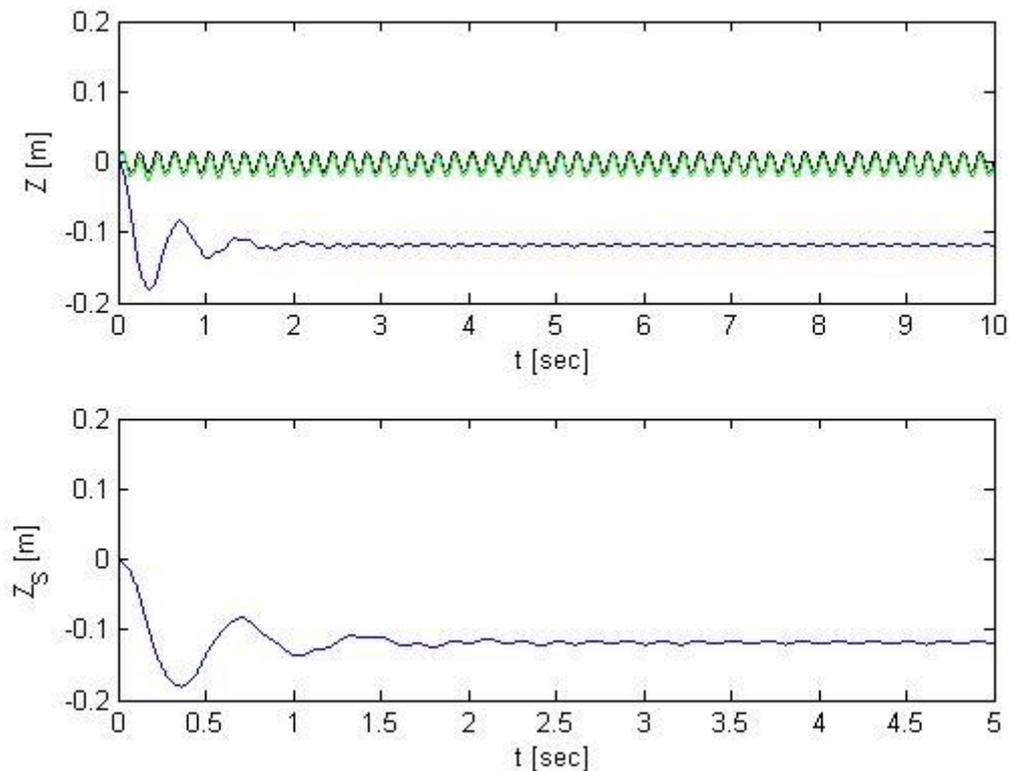


Figura 3.17. Efecto de la gravedad en la simulación.

Finalmente si juntamos la entrada con los scopes y bloques que almacenan los datos para su posterior análisis en Matlab y Excel obtenemos la figura 3.18. En dónde podemos observar que aparte de las salidas mencionadas, está disponible una pequeña biblioteca de posibles entradas

dentro de las cuales se incluyen: generador de escalones, escalón simple, Chip generador y señal from Workspace. También se ofrece el scope de las posiciones de las masas desplazadas una distancia respecto de la entrada. Luego observamos los distintos bloques de almacenamiento, y finalmente la energía que se disipa en el amortiguador durante todo el trayecto simulado.

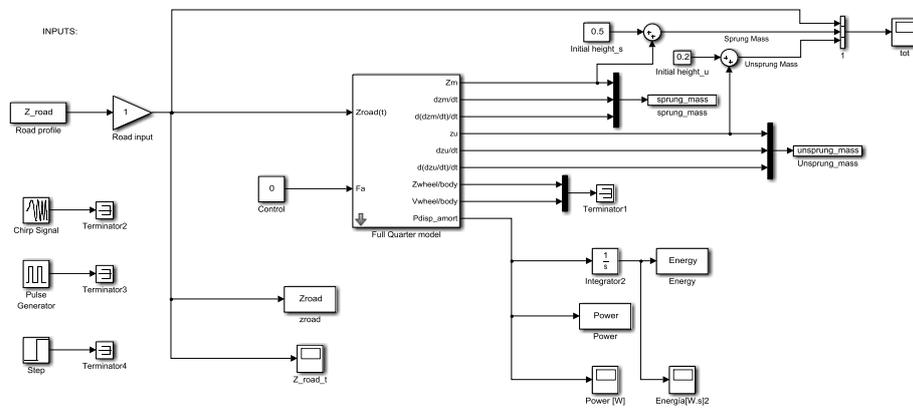


Figura 3.18. Modelo de Simulink. Modelo completo.

Para el estudio de energía recuperable se realizarán múltiples escenarios, que en función de los parámetros, obtendremos una respuesta dinámica del sistema y un valor de energía recuperable, que equivale a la energía disipada durante el trayecto en el amortiguador. Esta energía viene dada por la ecuación 3.31. Para ello, se ha programado con Excel un fichero que facilita el trabajo del estudio. En este fichero se introducen los parámetros del vehículo que se desea simular como la masa, frecuencia natural, amortiguamiento, grado de carga, consumo, etc. El mismo Excel agrupa todos los datos de los vehículos que se desean simular y los almacena en una matriz (cada vector es un vehículo) y desde Excel se exporta a Matlab que, mediante un script simula directamente cada vehículo con un escenario fijo. Todos los vehículos simulan para un mismo escenario, es decir, la entrada del modelo queda fija para todos y así nos permite comparar entre cada vehículo. Dentro del escenario hay que definir el perfil velocidad del móvil, que en otro fichero Excel se tienen distintas velocidades tanto fijas como variables.

$$P_{recuperable} = \Delta v^2 \cdot C_s \quad (3.31)$$

En la figura 3.19 podemos ver una imagen del fichero de inicialización programado con Excel. Podemos observar que también en esa misma página se agrupan consumos típicos de autobuses o vehículos actuales.

Tipo	Autobús	Sim	2
Parámetros:	Valor	uds	Tipo
Modelo:	Prueba	-	-
Capacidad pasajeros:	98	unidades	(Peso=70kg)
MMA:	12.307,7	kg	-
Índice de carga:	1,00	-	Lleno (100%)
Masa total:	12.307,7	kg	%MMA
Masa suspendida:	12.000,0	kg	97,5%
Masa no suspendida:	307,7	kg	2,5%
Amortiguamiento crítico:	25,0	%	Cómoda
Frecuencia natural del muelle:	1,00	Hz	Cómoda 3
Constante elástica de la rueda:	750.000,0	N/m	-
Amortiguamiento de la rueda:	1.090,0	Ns/m	-
Consumo:	100,0	kWh/100km	-
Longitud badén:	0,250	m	-
Altura badén:	0,10	m	-
NºBaches:	5	unidades	-
Constante del muelle:	118.435,3	N/m	-
Constante del amortiguador:	9.544,8	Ns/m	-
	Run	Clear	
		Reset	

Valores Típicos	
Ku	7.000.000
Cu	100
KuCOCHE	150.000

Consumos Autobuses	100 km	uds	Modelo
0,769230769	76,92307692	kWh/100km	Autobús eléctrico de BYD (E6)
1,3	130	kWh/100km	China BYD, modelo TMB (K9) ebus
0,75	75	kWh/100km	Volvo 7900
1	100	kWh/100km	IVECO Urbanway
0,15	15	kWh/100km	COCHE
0,129	12,9	kWh/100km	BMW i3
1	100	kWh/100km	Green Power EV350
	0	kWh/100km	

Figura 3.19. Inicialización con Excel.

Vamos a realizar una primera simulación para los valores de los parámetros calculados. En la Tabla 3.3 se resumen los parámetros del ejemplo.

Parámetros Simulación:		
Parámetro	Valor	S.I
Ms	12.000	kg
Mu	300	kg
fn	1	Hz
Amortiguamiento	25	%
tsim	10	segundos
Perfil Rugoso	Senoidal(Amp=0.015 m f=0.5 Hz) y escalón(Amp=0,1 m)	-
Velocidad	18	km/h
ks	118.435,3	N/m
Cs	9.544,8	N.s/m
ku	750.000	N/m
Cu	1900	N.s/m

Tabla 3.3. Datos del autobús ejemplo.

Una vez inicializado los parámetros del modelo vamos a proceder a obtener la respuesta del sistema para un escalón y para una senoidal para después analizar los resultados.

En la primera simulación, figura 3.20, podemos observar la respuesta del sistema a un escalón de 10 cm. La respuesta es tal como se esperaba, el sistema oscila inicialmente para que el bache no sea excesivamente incómodo, pero pasado unos segundos se absorbe esa oscilación por el amortiguador. En la rueda en cambio ocurre un efecto parecido pero muy atenuado, ya que es mucho más rígida que el muelle del sistema amortiguador.

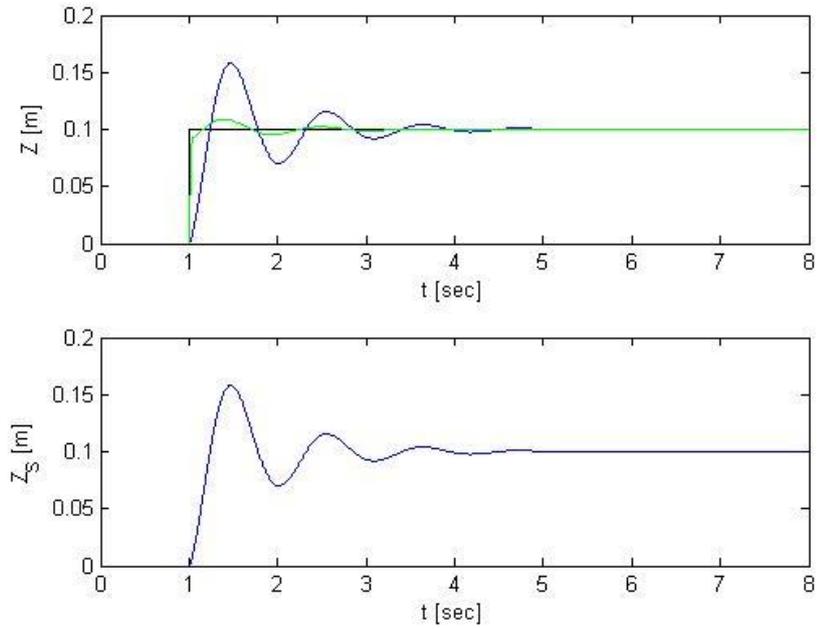


Figura 3.20. Respuesta dinámica para un escalón Parámetros del ejemplo dado.

En la figura 3.21 podemos observar la respuesta frente a una senoidal de amplitud 1.5 cm y de frecuencia 0.5 Hz (Recordamos que la velocidad del móvil modifica la frecuencia de entrada de la señal) para una velocidad de 18 km/h.

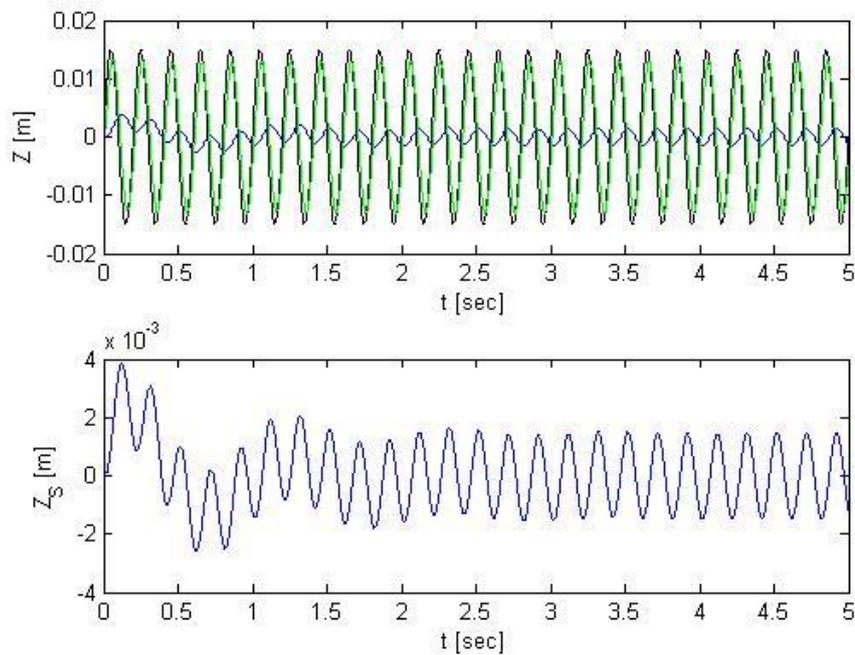


Figura 3.21. Respuesta dinámica para una senoidal. Acotada a 5 segundos para que se aprecie mejor el transitorio inicial.

Observamos que los resultados son los esperados en todos los aspectos menos en el transitorio inicial, en el que ocurre un fenómeno extraño. Hemos eliminado el efecto de la gravedad pero aun así tenemos un efecto parecido. A simple vista se podría decir que al ser un sistema dinámico sin condiciones iniciales la masa recibe un impulso vertical fuerte y cuando está bajando se encuentra otro esfuerzo que le impulsa hacia arriba, después como va desfasada con la entrada ocurre algo parecido pero de forma inversa. Si lo vemos desde el punto de vista de que la masa viene deslizando por un suelo libre de vibraciones, y por tanto no hay oscilaciones en la misma, en el instante en el que choca con el primer bache al estar aislada de la carretera tendrá una respuesta lenta y por lo tanto sufrirá un transitorio de estabilización que dura poco más de 1 segundo. A medida que aumentamos la frecuencia natural del sistema este transitorio se va atenuando, tal y como podemos ver en la figura 3.22 en el que se da exactamente las mismas condiciones pero varía la frecuencia natural del sistema a 1,5 Hz. Luego este fenómeno depende fundamentalmente del muelle.

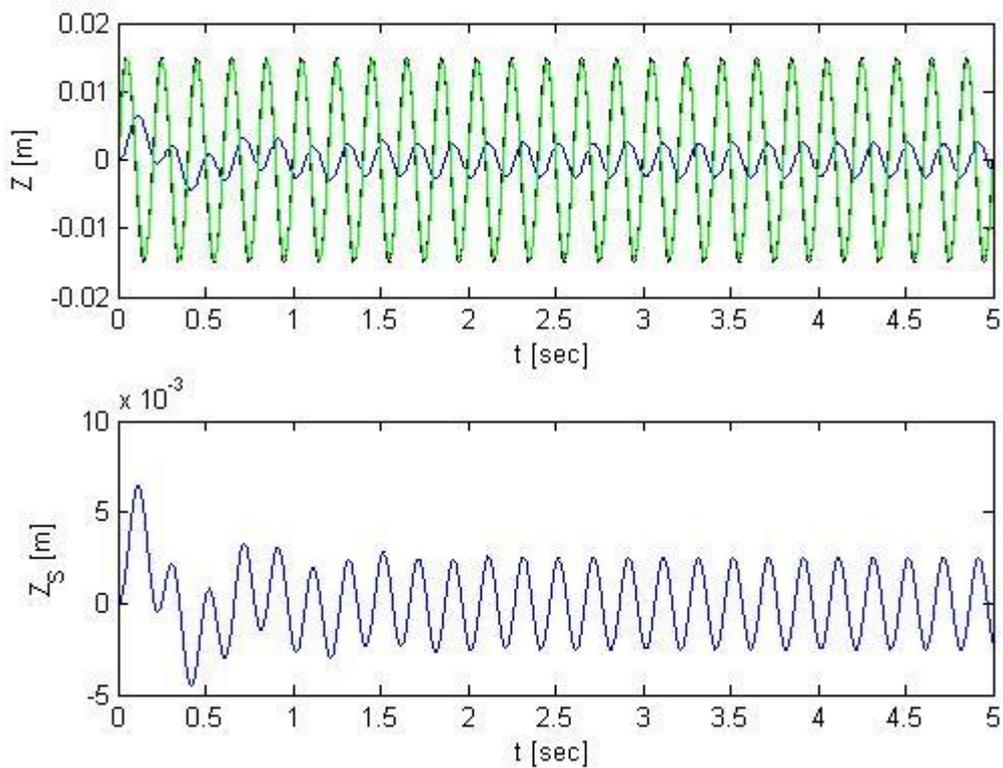


Figura 3.22. Respuesta dinámica para el ejemplo dado. Acotada a 5 segundos para que se aprecie mejor el transitorio inicial. $f_n = 1,5$ Hz.

Como la variación es apenas de dos milímetros respecto a la amplitud base, tampoco repercutirá fuertemente en los resultados, además forma parte de la dinámica del vehículo siempre que haya un cambio brusco reaccionará del mismo modo. En el caso de eliminar este transitorio, y suponer que el vehículo lleva rato circulando, habría que correr una primera simulación y con el propio Simulink guardar el estado final de la misma. Después cargar esos datos en la próxima simulación, y ya el sistema parte con condiciones iniciales suprimiendo el efecto citado. De esta forma, nos ahorraríamos los primeros segundos del transitorio y la simulación empezaría a partir de entonces. En la figura 3.23 vemos un ejemplo del caso, como la simulación empieza a partir

del segundo 2 ahorrándose el inicio. Este comando es muy utilizado en sistemas dinámicos para ahorrarse el arranque y suponer condiciones de régimen permanente (en turbinas, motores...).

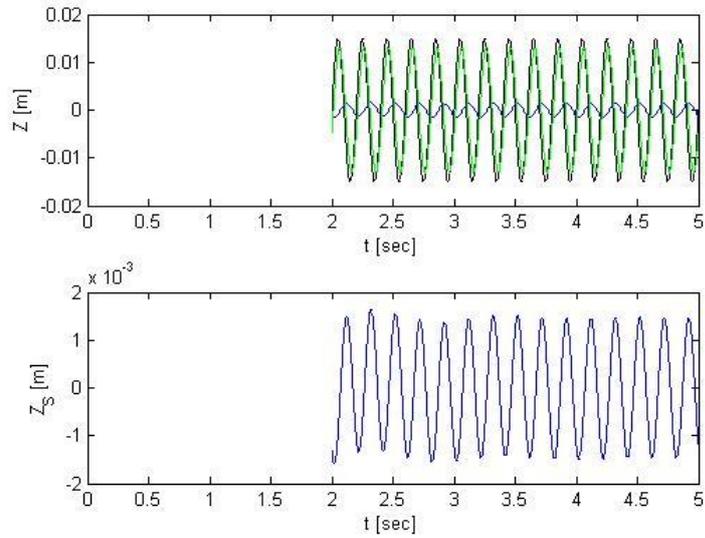


Figura 3.23. Respuesta eliminando el transitorio utilizando el comando SimState.

Ya hemos comprobado que el modelo funciona, y que los resultados son coherentes, ya podríamos generalizar el modelo para varios vehículos pero antes de empezar el estudio estimativo, vamos a analizar el espectro en frecuencia de la salida y ver como realmente el sistema amortiguador + neumático actúan en forma de filtro ante las irregularidades del terreno

3.5 Espectro en frecuencia de la respuesta:

Como ya se hizo en el primer apartado, vamos a analizar la eficiencia de las suspensiones frente a la entrada. Lo primero se ha de fijar una frecuencia de muestreo suficiente para tomar todos los puntos posibles dentro de la simulación. Para ello se puede elegir entre paso fijo y paso variable.

Si escogemos paso fijo, debemos ajustar el periodo de muestreo de tal forma que no se nos escape ningún punto, por ello y al tratarse de una simulación dinámica, necesitaríamos una frecuencia de valor fijo muy pequeño. A favor del uso de este solver, es que los vectores tendrán longitudes constantes igual al tiempo de simulación dividido entre el periodo de muestreo. En contra, puede tirarse más tiempo para simular el sistema y tener problemas de memoria.

En el caso del paso variable, nos permite fijar unas tolerancias de error y también los periodos máximos y mínimos de muestreo. De este modo, Simulink detecta cuando tiene que coger más puntos y afina el paso. A favor tiene que en casos de problemas de memoria es una buena alternativa al integrador fijo.

Generalmente utilizamos el paso variable cuando puede haber transitorios con gran cantidad de puntos, como lo es un arranque de un motor, pero como no tenemos problemas de memoria en este caso utilizaremos el integrador fijo con una frecuencia de muestreo igual a 10.000 Hz. Y de este modo nos ahorramos tener problemas con la transformada rápida de Fourier, que requiere paso fijo.

Vamos a empezar inicialmente con los parámetros utilizados en la anterior simulación, Tabla 3.2, pero variando la velocidad, para una senoidal y después ampliaremos para el perfil IRI_737b.

En la figura 3.24 observamos la respuesta en frecuencia frente a la senoidal descrita para: la original de entrada, 18 km/h, 36 km/h y 100 km/h. En vista a los resultados observamos como a medida que aumenta la frecuencia se atenúa la entrada llegando a ser prácticamente depreciable. El armónico principal se desplaza según lo explicado en el capítulo anterior, cuanto más velocidad más se acelera la señal de entrada.

Por otra parte observamos que hay ruido en la parte casi continua del espectro de la respuesta. Esto es debido a lo anteriormente explicado, el sistema inicialmente atraviesa un transitorio en donde la respuesta se desplaza hacia arriba y abajo, según las figuras 3.22 y 3.23, y eso se transforma en forma de ruido de frecuencias muy bajas, ya que se comporta a modo de valor medio desplazando la curva arriba y abajo.

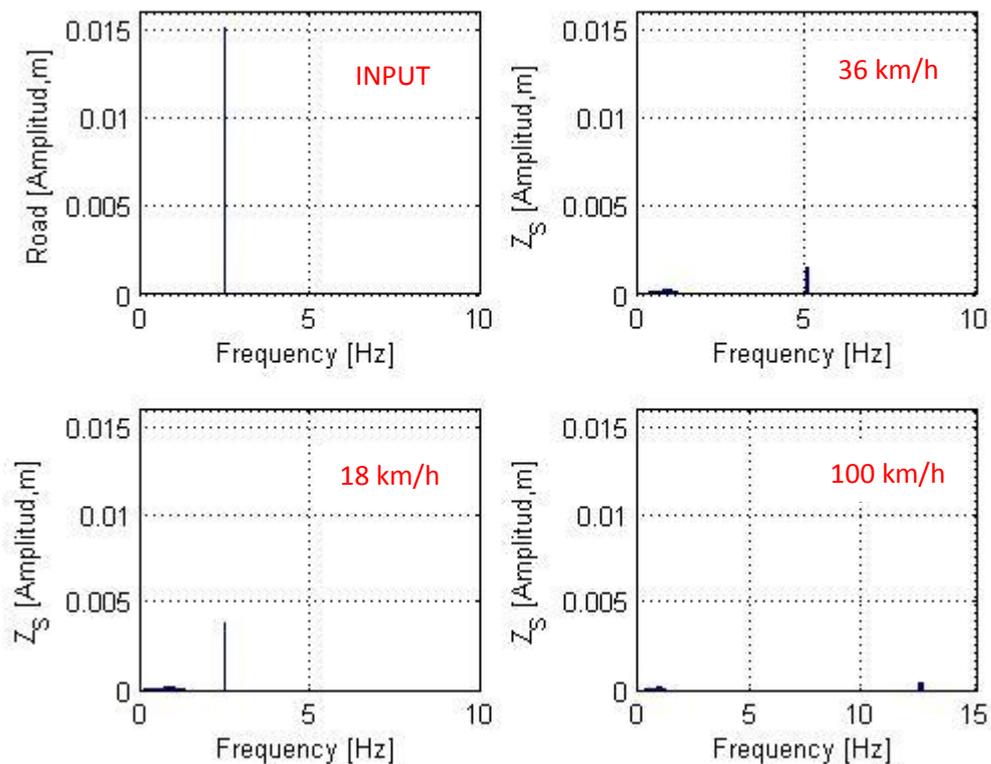


Figura 3.24. Espectro de la salida para una senoidal en la entrada de 1,5 cm y 0,5 Hz

Si nos remontamos a un caso real como es el del perfil IRI 737_b, observamos en la figura 3.25 el espectro de la salida para los mismos parámetros del ejemplo. Podemos ver como ocurre un efecto similar, el sistema amortiguador y neumático filtran las altas frecuencias y atenúan débilmente las que están por debajo de la frecuencia de resonancia, amplificando la amplitud de las cercanas a esta última. Observamos que a medida que aumentamos la velocidad del vehículo, mejor filtrada resulta la respuesta, y el efecto inverso para velocidades bajas. Tal y como veníamos viendo durante todo este capítulo. También hay que saber que en este ensayo se ha realizado para velocidad constante durante todo el tramo.

En la figura 3.26 vamos a estudiar el mismo caso que efecto tendría si consideráramos infinitamente rígido el neumático.

Observamos que para frecuencias bajas, el caso de velocidad 18 km/h, la respuesta es bastante similar a la obtenida sin despreciar el neumático. Por otro lado a medida que aumentamos la frecuencia de la entrada, para 36 km/h, la respuesta resulta peor filtrada en comparación con el supuesto de neumático definido. Finalmente, para 100 km/h la nueva respuesta tiene ligeramente mayor contenido armónico y valores de amplitudes relativamente parecidos.

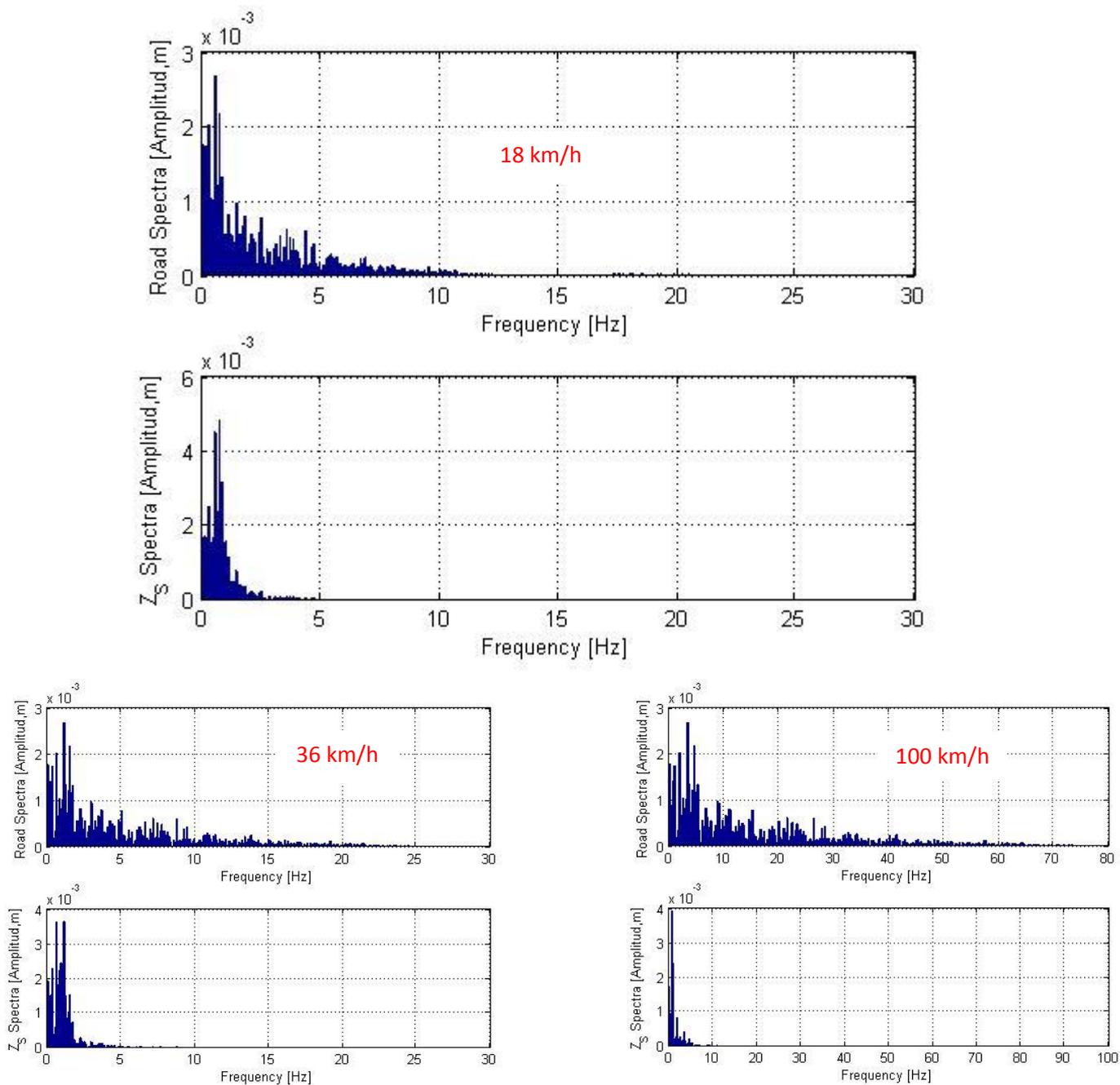


Figura 3.25. Espectro de la salida para el perfil IRI 737_b. Velocidad de 18km/h, 36 km/h y 100 km/h.

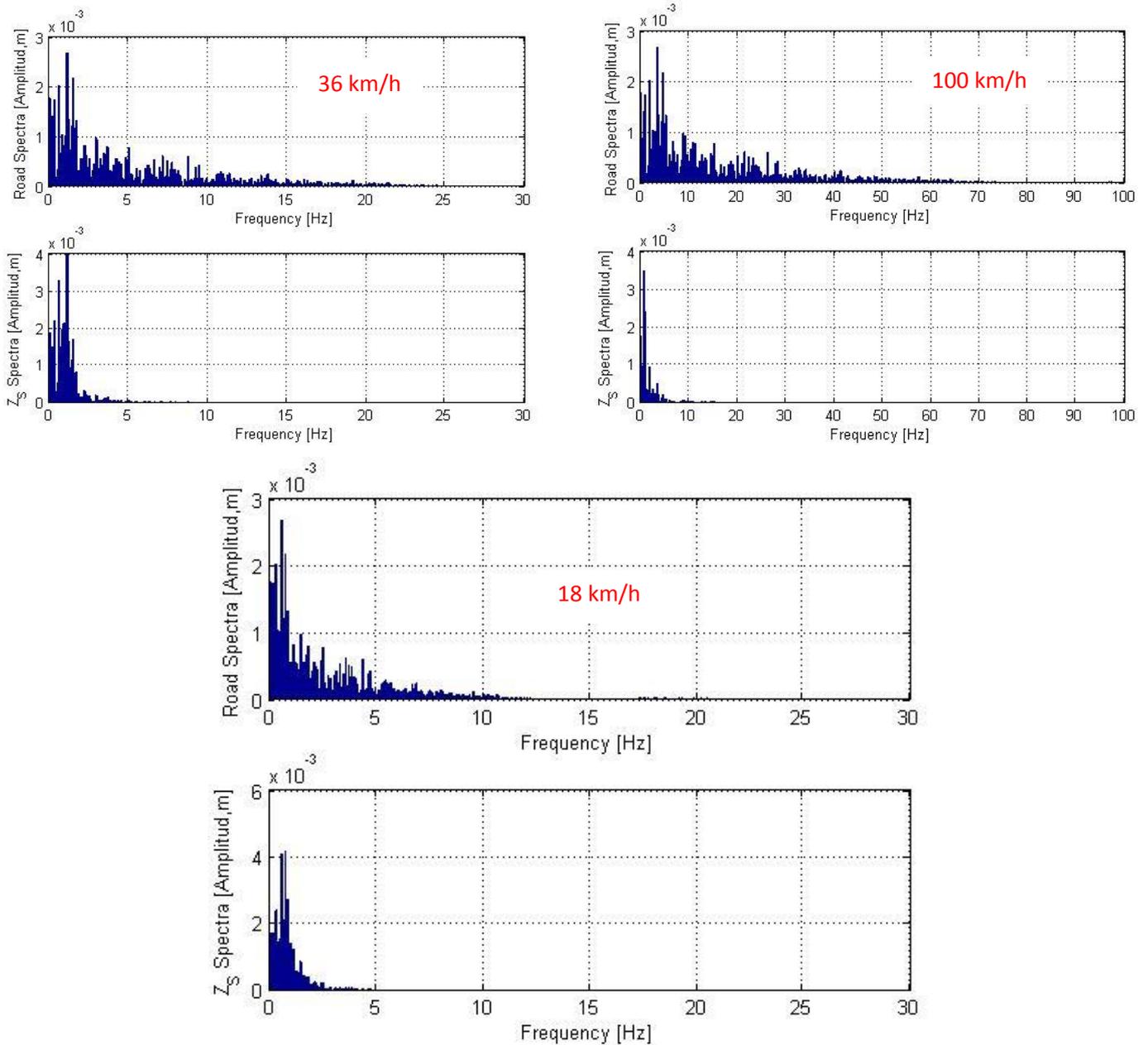


Figura 3.26. Efecto del neumático (k_U infinitamente rígido) Espectro de la salida para el perfil IRI 737_b. Velocidad de 18km/h, 36 km/h y 100 km/h.

En definitiva, la amortiguación actúa a modo de filtro absorbiendo y eliminando las altas frecuencias de la carretera, manteniendo constante las bajas y amplificando las que se encuentran próximas a la frecuencia de resonancia.

4 Estimación de la energía recuperable:

Ya hemos estudiado todas las ecuaciones dinámicas del sistema, únicamente nos queda estimar la energía que se disipa diariamente en las suspensiones de los vehículos y en especial los autobuses. Para ello vamos a analizar varios modelos de autobús en función del tamaño y el fabricante en función de la masa, grado de carga, velocidad, número de baches en la ruta y consumo del móvil. Al mismo tiempo se analizarán otros vehículos como un turismo, una furgoneta y un camión para poder realizar comparaciones entre el tamaño y capacidades del vehículo.

En el transcurso de las simulaciones se utilizarán distintos escenarios, tal y como se explicó antes, se fijará el Perfil IRI 737_b y a raíz del mismo se realizará múltiples cálculos para el arranque, aceleración, frenada, velocidad de cruce, etc. Con todo ello, y en función de las características de la ruta diaria de un autobús, se pretende realizar un estudio indicativo de lo que disipa un autobús en el amortiguador a lo largo de un día normal.

Los escenarios utilizados son para velocidades constantes desde 18 km /h hasta 144 km/h, y también para velocidades variables que se pueden asemejar a una parada del autobús, un arranque, una reducción o una aceleración.

Como la implantación de vehículos eléctricos aún no ha sido afianzada, es complicado saber con total seguridad lo que podrá llegar a consumir un autobús de media diaria. Aunque se han hecho estudios y el fabricante da un valor medio de consumo ante condiciones de conducción óptimas, esto no es del todo fiable. De todas formas, se han agrupado algunos valores, que posteriormente se mostrarán, de estas estimaciones y van generalmente en kWh por 100 km recorridos.

Para tener una idea sobre lo que puede llegar a consumir un autobús real, se han facilitado algunos datos de consumos procedentes de estudios realizados por la EMT Madrid para el año 2015. Estos datos vienen en litros consumidos por cada 100 km recorridos. En este capítulo se explicará la regla de conversión aplicada para obtener el equivalente en consumo eléctrico.

Con estos datos podremos tener una idea sobre el consumo por 100 km de un autobús, turismo, furgoneta o camión. Aunque como ya hemos dicho, comparar la energía que se disipa en el amortiguador en un tramo simulado por nosotros para velocidad constante o variable, puede no coincidir con las condiciones específicas que se utilizaron para hacer dicho estudio de consumo, pero aun así sigue siendo un buen indicativo.

Todos los parámetros del vehículo simulado se adjuntarán en el **anexo D**. El código principal para estimar la energía, utilizando los ficheros Excel oportunos para la extracción de datos, se adjunta en el **Anexo C**.

4.1 Vehículos a estudiar. Consumos:

En este apartado se proponen los distintos tipos de vehículos a estudiar durante las distintas simulaciones. Se fijará la masa, grado de carga, la frecuencia natural del sistema deseada, amortiguamiento deseado y el consumo del mismo para tramo de 100 km⁷.

Como la existencia de autobuses eléctricos en uso no es excesivamente alta⁸, aparte de considerar algunos dentro de la simulación, vamos a tener en cuenta los tradicionales de diésel y gas. Los autobuses eléctricos se encuentran aún en desarrollo, debido a sus problemas de autonomía aún no se han afianzado. Pero en cambio sí que existen multitud de modelos híbridos, y que están en uso. Por ejemplo en Madrid tenemos el Gulliver de la EMT que es completamente eléctrico, en la figura 4.1 podemos ver las prestaciones del mismo.



Figura 4.1. Especificaciones técnicas autobús Gulliver [2].

Fuente: http://www.emtmadrid.es/Ficheros/FICHAS2015_ORD.aspx

Para poder hacer comparativas de consumo eléctrico con consumo por litros de gasolina utilizaremos la ecuación 4.1.

$$\text{Consumo (kWh)} = PCI \cdot \rho \cdot m_f \cdot \eta_e \quad (4.1)$$

De donde:

$$PCI = \text{Poder Calorífico del combustible. [kWh/Kg]}$$

$$m_f = \text{Gasto de combustible cada 100 km [l/100km]}$$

$$\eta_e = \text{rendimiento del motor} = 30 \%$$

$$\rho \equiv \text{densidad del combustible [kg/l]}$$

⁷ Generalmente el consumo de un vehículo, tanto en kWh como en litros, se da para 100km.

⁸ El 1,05 % de los autobuses la EMT son eléctricos. La mayoría son de gas.[2]

La ecuación 4.1 ha sido deducida de la siguiente expresión 4.2 [24]:

$$\dot{W}_e = PCI \cdot \dot{m}_f \cdot \eta_e \quad (4.2)$$

$$[kW] = \left[\frac{kWh}{kg} \right] \cdot [kg/h] \quad (4.3)$$

En donde el consumo viene dado por el gasto másico [kg/h], pero como nos interesa el valor de la energía, se supone una velocidad media en el trayecto, que al dividir el gasto másico entre esta obtenemos directamente los kg consumidos por km. Después conociendo la densidad del combustible y multiplicando por 100 km conocemos el consumo estimativo aunque como siempre dependerá de muchos otros factores, entre ellos la conducción.

Como podemos observar el rendimiento de un motor de combustible es muy bajo debido a las múltiples pérdidas: se pierde un 20% en el agua de refrigeración, un 35% en el escape y un 15% en rozamientos mecánicos y resistencias pasivas. Entonces siempre nos queda en torno a 25 - 30% de calorías útiles utilizadas para propulsar el vehículo. (Linares Hurtado, 2013)

A pesar del mal rendimiento del motor de combustión, el consumo que nos interesa es el útil que desplaza el vehículo, ya que la energía a recuperar proviene de esta fuente, que parte se desvía al movimiento vertical del móvil y otra parte en desplazar el mismo.

Por otra parte en la Tabla 4.1 se adjunta una tabla para diferentes valores de PCI dependiendo de si se trata de GNV⁹, Gasolina o Diésel.

CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES		
Combustible	PCI [kWh/Kg]	Densidad¹⁰ [Kg/l]
Gasolina	12,1916	0,745
Diésel	11,7972	0,832
GNL	12,528	0,45
GNC	13,941	0,423

Tabla 4.1. Valores de PCI y densidades de algunos combustibles [25].

Fuente:

www.idae.es/uploads/documentos/documentos_PCI_Combustibles_Carburantes_final_valores_Update_2014_0830376a.xlsx+&cd=1&hl=es&ct=clnk&gl=es

En el caso contrario, los fabricantes de vehículos eléctricos muchas veces dan una autonomía estimada siguiendo un patrón de conducción eficiente. En este caso conociendo la capacidad de la batería y los km previstos bajo la conducción eficiente, podemos calcular los kWh/km buscados.

Una vez conocido como hacer las equivalencias, vamos a pasar a definir las características de los vehículos que van a ser simulados. En la tabla 4.2 quedan resumidas las características de cada vehículo a analizar.

⁹ Gas Natural Vehicular → puede ser GNC (Comprimido) o GNL (Licuado).

¹⁰ Densidad en fase líquida

CARACTERÍSTICAS DE LOS VEHÍCULOS SIMULADOS

<i>Fabricante</i>	<i>Tipo</i>	<i>Modelo</i>	<i>Combustible</i>	<i>MMA[kg]</i>	<i>Consumo [l/100km]</i>	<i>Consumo [kWh/100km]</i>
IVECO	Autobús	Irisbus Habit (12m)	Diésel	19.000	54,71	161
IVECO	Autobús	Irisbus City Versus (12 m)	GNC	19.000	127,66	220
VOLVO	Autobús	7900 Híbrido (12 m)	Híbrido(Diésel)	19.000	11	33*
BYD	Autobús	18M Articulated	Eléctrico	29.000	-	130
BYD	Autobús	8M Electric	Eléctrico	13.000	-	62
IVECO	Camión	EcoStralis	Diésel	7.000	28,37	88
BMW	Turismo	i3	eléctrico	1315	-	12,9
Renault	Furgoneta	TRAFIC FURGÓN	Diésel	2740	7,8	23

Tabla 4.2 Vehículos utilizados durante la simulación. La MMA del turismo, del camión y furgoneta se corresponde con el peso en vacío.

**Este autobús es híbrido, el consumo hace referencia a los litros de gasolina consumidos.*

Fuente: IVECO autobuses: EMT Media de consumos 2015; El resto: fabricante (ADJUNTOS ANEXO)

De este modo conocemos las prestaciones de cada vehículo y ya se pueden hacer estudios comparativos. Los datos correspondientes a los dos autobuses IVECO han sido adquiridos de un estudio de consumos realizado por la EMT para el 2015. Se puede observar que los autobuses propulsados por el motor de combustión gas consumen más energía que los diésel. Por otro lado contamos con dos autobuses eléctricos del fabricante BYD de 18m y 8m, un híbrido del fabricante VOLVO, un camión marca IVECO con el motor Daily (IVECO, 2016) que ha sido testado con un rendimiento excepcional en lo que respecta al consumo, el BMW i3 como turismo y una furgoneta del fabricante RENAULT.

Se aprecia que el consumo está directamente relacionado al tamaño del vehículo, más masa más energía necesitamos para desplazarla. También cabe resaltar que los consumos reales son muy distintos a los teóricos, un claro ejemplo de que el consumo está ligado al modo de conducción. Esto también dice mucho, ya que el fabricante nos da un consumo estimado para una conducción eficiente con la que se hicieron las pruebas de autonomía y que en la realidad casi nunca se cumple.

4.2 Energía disponible:

La estimación de energía se basa exclusivamente en el calor disipado en el amortiguador. Para el cálculo del mismo basta únicamente en obtener la potencia que se disipa en todo instante de tiempo e integrar respecto del tiempo. La potencia disipada en el amortiguador no es constante, es decir es completamente variable y se presenta en forma de picos. Esto es debido a que la entrada no es regular y varía, habrá tramos en dónde la fuerza de amortiguamiento será mayor y otros tramos que apenas exista esfuerzo.

En la ecuación 3.29, reescrita en 4.2, tenemos la potencia que se disipa en cada instante de tiempo en el amortiguador. Para calcular esta potencia basta con calcular la fuerza que se da directamente en el amortiguador en cada momento del tramo, dada en 4.1, y conociendo que la potencia aplicada sobre un sólido rígido viene dada por el producto de la fuerza resultante aplicada por la velocidad, obtenemos la potencia instantánea.

$$F_{\text{amortiguador}} = C \cdot \Delta v \quad (4.1)$$

$$P_{\text{amortiguador}} = C \cdot \Delta v^2 \quad (4.2)$$



Figura 4.2. Esquema típico amortiguador.

Se indica el término Δv porque hay que tener en cuenta que la velocidad real a la que está sometida el amortiguador es la diferencia entre el punto inferior, asociado a la masa no suspendida, y el punto superior, asociado a la masa suspendida, de la figura 4.2. Eso no es más que $\Delta v = v_U - v_S$.

Las fuerzas que se dan en el interior del amortiguador vienen definidas por la constante del mismo, que depende del diseño y del fluido utilizado en el interior del cilindro. Según el movimiento del pistón, este desplazará el fluido a través de los canales interconectados que son de pequeño diámetro y es entonces donde se produce la fricción disipándose la energía en forma de calor. El movimiento de fluido entre compartimentos es el fenómeno que disipa la energía que se da en el amortiguador.

Para el cálculo de la energía acumulada, vamos a centrarnos en los términos de trabajo elemental y acumulado.

El trabajo elemental de la fuerza del pistón viene dado por la expresión 4.3. Esto es, el valor infinitesimal de energía disipada cuando el pistón se desplaza una distancia dz debido a la fuerza F . En la expresión 4.4 observamos el trabajo acumulativo de la fuerza aplicada en cada instante sobre el mismo pistón, es decir, es el sumatorio de trabajos de las fuerzas existentes en el amortiguador en todo instante de tiempo que desplazan el pistón una distancia dz .

$$dW = F \cdot dz \quad (4.3)$$

$$W = \int F(t) dz \quad (4.4)$$

Lo cual es una expresión incómoda para calcular la energía en nuestro caso, ya que la fuerza es variable con el tiempo. Por ello vamos a poner la integral en función del tiempo, sabiendo que la derivada de la posición respecto del tiempo es la velocidad, en la ecuación 4.5 obtenemos la nueva expresión del trabajo.

$$W = \int F(t) \cdot v_z dt \quad (4.5)$$

Y finalmente, aplicando 4.2 y 4.5 obtenemos la expresión final de la energía disipada en nuestro amortiguador en la expresión 4.6.

$$W = \int P(t) dt \quad (4.6)$$

Entonces, para saber el valor de energía disipada en el amortiguador basta con integrar la potencia instantánea respecto del tiempo. Ya que en nuestro caso la potencia es completamente variable al tratarse de picos puntuales completamente irregulares, y para tener valores indicativos de la energía disipada en forma de calor tenemos que calcular la energía acumulada a lo largo del trayecto, es decir, tal y como se formula en 4.4.

$$E_{TOT} = \sum(P_{instantanea} \cdot \Delta t) \quad (4.4)$$

Esto es, conociendo la fuerza del amortiguador y la velocidad del pistón podemos deducir lo que se disipa en el amortiguador.

El muelle al tratarse de un elemento conservativo, y en nuestro caso ideal, no disipará energía de ningún modo. En la realidad podrían darse pérdidas debido al efecto de *histéresis mecánica* [26] que será despreciado. Este fenómeno consiste en la deformación permanente del muelle, lo cual absorbe energía para ser deformado.

Por otro lado, en la rueda se disipará calor debido a que hemos considerado amortiguamiento en la misma, y por tanto se tendrá en cuenta en el estudio que porcentaje de pérdidas permanece en el neumático.

Finalmente extendiendo esto al conjunto entero, las cuatro partes, obtenemos lo que se disiparía en el amortiguador en el trayecto fijado.

4.2.1 Simulación. Resultados obtenidos:

En este apartado se realizan distintas simulaciones para distintos escenarios. El cálculo de parámetros se realizara tal y como se ha explicado hasta el momento.

4.2.1.1 Simulación 1. Velocidad Constante.

La siguiente simulación se da para escenarios de velocidad constante y el perfil IRI 737_b de 100m. Se ha considerado una deformación en el neumático de los autobuses y camión de 4cm mientras que para el turismo y furgoneta tan solo de 2cm. Se considera un amortiguamiento del 25% y una frecuencia natural del sistema de 1.15 Hz para todos los casos, es decir, se ha supuesto una suspensión cómoda.

Simulación 1		20 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	20,0	20	0,00086	0,8609	38,43	0,642
Irisbus IVECO GNC	75	180	20,0	20	0,00086	0,8609	38,43	0,478
VOLVO 7900 Híbrido	75	33	20,0	20	0,00086	0,8609	38,43	2,609
BYD 18M	75	130	20,0	20	0,00128	1,2802	57,15	0,985
BYD 8M	75	62	20,0	20	0,00061	0,6094	27,20	0,983
EcoStralis Diésel	100	88	20,0	20	0,00046	0,4566	20,38	0,519
BMW i3	100	13	20,0	20	0,00019	0,1854	8,28	1,437
Renault Trafic Furgon	100	23	20,0	20	0,00027	0,2721	12,15	1,183

Tabla 4.3. Resultados velocidad constante 20 km/h.

Simulación 2		36 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	10,0	36	0,00133	1,3284	118,59	0,991
Irisbus IVECO GNC	75	180	10,0	36	0,00133	1,3284	118,59	0,738
VOLVO 7900 Híbrido	75	33	10,0	36	0,00133	1,3284	118,59	4,025
BYD 18M	75	130	10,0	36	0,00194	1,9356	172,80	1,489
BYD 8M	75	62	10,0	36	0,00096	0,9615	85,84	1,551
EcoStralis Diésel	100	88	10,0	36	0,00073	0,7323	65,38	0,832
BMW i3	100	13	10,0	36	0,00033	0,3322	29,66	2,575
Renault Trafic Furgon	100	23	10,0	36	0,00058	0,5773	51,54	2,510

Tabla 4.4 Resultados velocidad constante 36 km/h.

Simulación 3		70 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	5,0	70	0,00137	1,3700	244,62	1,022
Irisbus IVECO GNC	75	180	5,0	70	0,00137	1,3700	244,62	0,761
VOLVO 7900 Híbrido	75	33	5,0	70	0,00137	1,3700	244,62	4,152
BYD 18M	75	130	5,0	70	0,00201	2,0110	359,07	1,547
BYD 8M	75	62	5,0	70	0,00096	0,9617	171,72	1,551
EcoStralis Diésel	100	88	5,0	70	0,00069	0,6935	123,83	0,788
BMW i3	100	13	5,0	70	0,00026	0,2553	45,59	1,979
Renault Trafic Furgon	100	23	5,0	70	0,00055	0,5479	97,84	2,382

Tabla 4.5. Resultados velocidad constante 70 km/h.

Simulación 4		90 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	4,0	90	0,00134	1,3405	299,19	1,000
Irisbus IVECO GNC	75	180	4,0	90	0,00134	1,3405	299,19	0,745
VOLVO 7900 Híbrido	75	33	4,0	90	0,00134	1,3405	299,19	4,062
BYD 18M	75	130	4,0	90	0,00200	2,0036	447,19	1,541
BYD 8M	75	62	4,0	90	0,00092	0,9185	205,00	1,481
EcoStralis Diésel	100	88	4,0	90	0,00065	0,6491	144,88	0,738
BMW i3	100	13	4,0	90	0,00022	0,2221	49,57	1,722
Renault Trafic Furgon	100	23	4,0	90	0,00053	0,5261	117,42	2,287

Tabla 4.6. Resultados velocidad constante 90 km/h.

Simulación 5		125 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	t_{sim}	$\bar{V}_{TRAYECTO}$	$E_{TRAYECTO}$	E_{TOTAL}	P_M	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	2,9	125	0,00125	1,2469	390,60	0,931
Irisbus IVECO GNC	75	180	2,9	125	0,00125	1,2469	390,60	0,693
VOLVO 7900 Híbrido	75	33	2,9	125	0,00125	1,2469	390,60	3,779
BYD 18M	75	130	2,9	125	0,00192	1,9251	603,05	1,481
BYD 8M	75	62	2,9	125	0,00083	0,8309	260,27	1,340
EcoStralis Diésel	100	88	2,9	125	0,00058	0,5770	180,75	0,656
BMW i3	100	13	2,9	125	0,00016	0,1640	51,37	1,271
Renault Trafic Furgon	100	23	2,9	125	0,00046	0,4566	143,02	1,985

Tabla 4.7. Resultados velocidad constante 125 km/h.

De la Tabla 4.3 hasta la 4.7 se ha realizado simulaciones para un mismo tramo pero diferentes velocidades constantes: 20 km/h, 36 km/h, 70 km/h, 90 km/h y 125 km/h.

Observamos que para cada escenario se dan los tiempos de simulación, velocidades medias (en este caso constante), energía disipada durante el trayecto, energía que se disiparía a esa velocidad en 100km recorridos, potencia media y porcentaje recuperable frente al consumo estimado por 100 km.

Atendiendo a los resultados, vemos que los autobuses IVECO y el VOLVO son completamente idénticos difiriendo únicamente en el porcentaje de energía recuperable. Esto es debido a que las masas coinciden pero el consumo es distinto.

La potencia media no es un dato fiable, es meramente indicativo para conocer la media de todos los picos de potencias que se producen en el trayecto y su dependencia con la velocidad. Esto quiere decir, que ese valor no se ha tenido por que dar durante el trayecto, es decir, en el amortiguador se dan picos progresivos que dependiendo del valor de la amplitud de la entrada serán mayores o menores, no hay regularidad. Esto se verá más adelante en un caso particularizado a un vehículo pero atendiendo a los valores de potencia media, observamos que a medida que aumenta la velocidad la potencia media también lo hace.

Por otra parte, la energía disipada por cada 100 km es una estimación partiendo de la base de que el vehículo continuará a velocidad constante y que el perfil rugoso tendrá propiedades similares al IRI 737_b utilizado. Podemos observar que a mayor masa mayor cantidad de energía recuperable. Esto es interesante sobre todo de vehículos grandes, como lo es un autobús, que cuenta con una masa variable pero teniendo en cuenta las horas de trabajo puede ser una cantidad importante. Si para el autobús City Cursor se disipa 1,33 kWh a 36 km/h y en Madrid hay 93 autobuses únicamente del modelo City Cursor ya son 124 kWh que equivale aproximadamente a 6 baterías de 20 kWh cada una, y con una abasteceríamos al BMW i3 durante su autonomía prevista. Y esto es considerando velocidad constante y sin badenes.

También cabe resaltar que el porcentaje de energía recuperable es indicativo hasta cierto punto. Como ya hemos dicho, los consumos proceden o bien del fabricante o como es el caso de los IVECO de estudios de la EMT, y aunque tenemos autobuses de distintos tamaños, tenemos distintos consumos lo cual es un poco contradictorio. Llegamos a la conclusión de que esto

puede ser o bien por la eficiencia del motor o bien como ya se ha comentado por la conducción eficiente fijada por el fabricante que no cumple nadie. Luego este porcentaje es altamente variable.

Si nos fijamos en el VOLVO híbrido salta a la vista los altos porcentajes de energía recuperable. Esto es debido a que se ha despreciado el consumo eléctrico, y se parte de la base de lo que se recuperaría durante 100 km en función de la estimación de consumo del autobús en modo Diésel en ese tramo.

A continuación en la Tabla 4.8 se adjunta el porcentaje de recuperación y la energía disipada en el amortiguador de cada vehículo en función de la velocidad del tramo. Recordemos que el porcentaje sirve a modo indicativo, ya que está considerado para un consumo de modelo conducción eficiente y en este caso hablamos de velocidad constante, lo cual no debe ser un valor definitivo y los valores finales deberían apuntar a un porcentaje mayor, pero aun así se adjunta para observar el comportamiento frente a la velocidad.

Vehículo	Energía Rec.	20 km/h	36 km/h	70 km/h	90 km/h	125 km/h
Irisbus IVECO Diésel	Kwh	0,00086	0,00133	0,00137	0,00134	0,00125
	%	0,642	0,991	1,022	1,000	0,931
Irisbus IVECO GNC	Kwh	0,00086	0,00133	0,00137	0,00134	0,00125
	%	0,478	0,738	0,761	0,745	0,693
VOLVO 7900 Híbrido	Kwh	0,00086	0,00133	0,00137	0,00134	0,00125
	%	2,609	4,025	4,152	4,062	3,779
BYD 18M Articulated(electric)	Kwh	0,00128	0,00194	0,00201	0,00200	0,00192
	%	0,985	1,489	1,547	1,541	1,481
BYD 8M (electric)	Kwh	0,00061	0,00096	0,00096	0,00092	0,00083
	%	0,983	1,551	1,5512	1,481	1,340
EcoStralis Diésel	Kwh	0,00061	0,00096	0,00096	0,00092	0,00083
	%	0,519	0,832	0,788	0,738	0,656
BW i3	Kwh	0,00019	0,00033	0,00026	0,00022	0,00016
	%	1,437	2,576	1,98	1,722	1,272
Renault Trafic Furgon Diésel	Kwh	0,00027	0,00058	0,00055	0,00053	0,00046
	%	1,183	2,511	2,383	2,287	1,985

Tabla 4.8. Energía recuperable kWh y porcentaje recuperable frente al consumo estimado de cada vehículo.

Como podemos observar en la figura 4.8, a medida que incrementa la velocidad se disipa más energía en el amortiguador hasta llegado un punto, que dependiendo del vehículo, la energía disipada en el amortiguador comienza a disminuir. Éste punto máximo, como se puede apreciar, es dependiente de la masa del vehículo. Para los vehículos grandes coinciden en 70 km/h en cambio para los vehículos más pequeños coinciden en 36 km/h. Recordamos que el camión está en vacío con una masa de 7 toneladas y por tanto entra en este caso dentro del grupo de vehículos pequeños. Esta dependencia de la masa se estudiará detenidamente más adelante.

En la figura 4.3 se muestra la curva de energía recuperable en función de la velocidad. Como podemos apreciar, cuanto más masa más energía. Esto es debido a la dependencia a la masa de la fuerza del amortiguador, tal y como se vio en el tercer capítulo en la ecuación 3.9, la constante

viscosa del amortiguador depende directamente de la masa y la constante de rigidez del muelle. Por lo tanto si incrementamos la masa dejando constante la frecuencia natural aumentamos al mismo tiempo la constante de rigidez, y con ello aumentamos la constante viscosa del amortiguador. En la ecuación 4.5, complementando las ecuaciones 3.8, 3.9 y 4.1, podemos ver la dependencia directa de la fuerza ejercida por el amortiguador a la masa.

ENERGÍA - VELOCIDAD

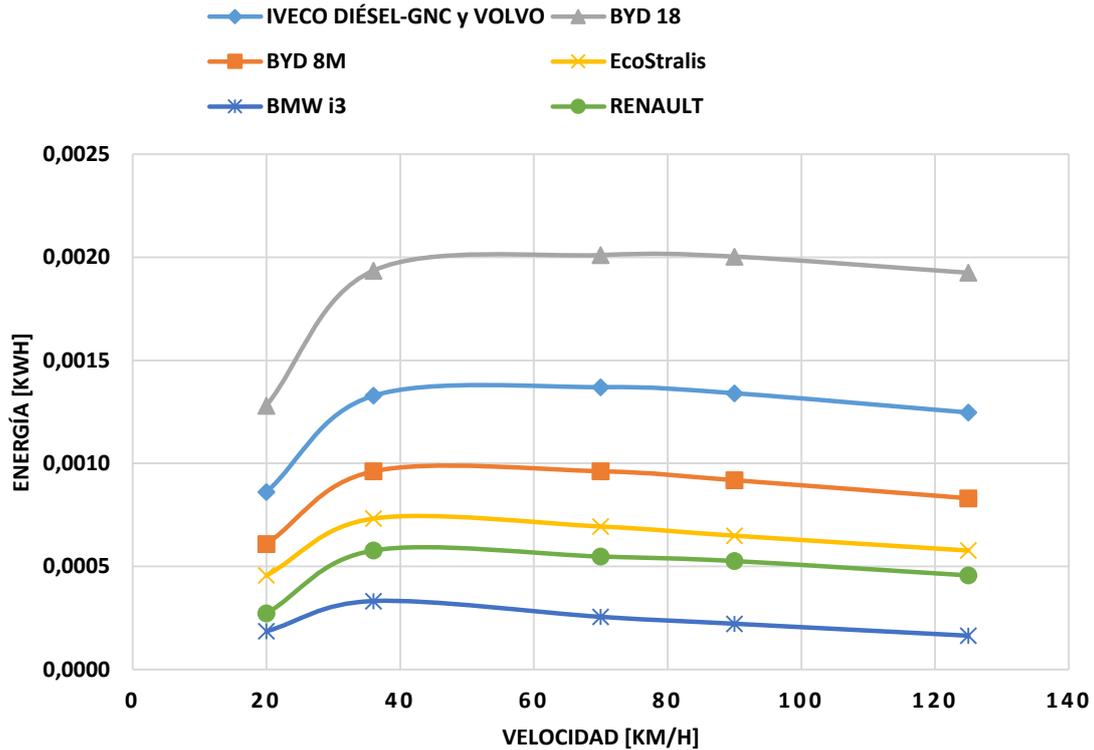


Figura 4.3. Energía recuperable kWh y porcentaje recuperable frente al consumo estimado de cada vehículo.

$$F_{\text{amortiguador}} = \Delta v \cdot 2 \cdot \zeta \cdot m_s \cdot \omega_s \quad (4.5)$$

El amortiguador, al ser el muelle un elemento conservativo, tiene que disipar toda la energía cinética de la masa, y cuanto mayor sea la masa hemos visto que mayor es la constante viscosa del amortiguador C_s . En este ejemplo las frecuencias naturales de cada sistema amortiguado coinciden, por lo tanto independientemente de las variaciones de velocidades verticales, la masa es el término dominante e implica mayores rozamientos en el amortiguador.

En esta simulación hemos podido comparar distintos escenarios de velocidad constante y hemos visto la influencia directa de la velocidad en la energía. Así mismo, cuanto mayor sea la masa, mayor será la fuerza que ejerza el amortiguador sobre la misma, y por tanto mayor será la energía disipada en el mismo. También se ha visto la existencia de una **velocidad óptima**¹¹ que

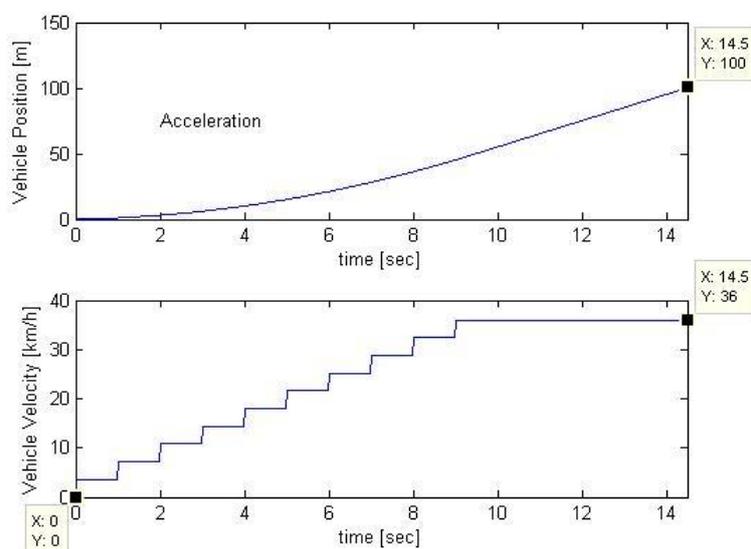
¹¹ Velocidad óptima se refiere a la velocidad de máxima disipación.

es dependiente directamente de la masa, cuanto mayor sea la masa mayor será esta velocidad, más adelante se estudiará este fenómeno en un caso comparativo.

4.2.1.2 Simulación 2. Velocidad Variable.

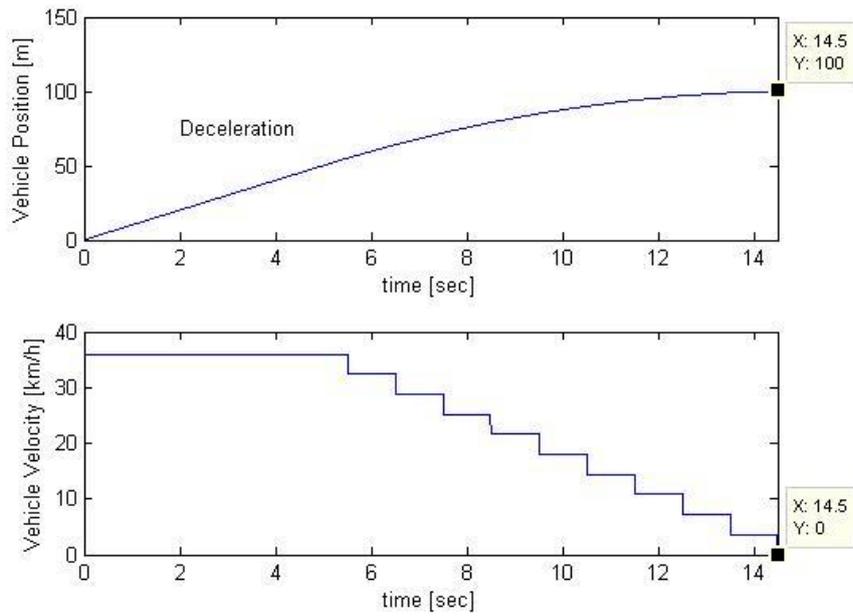
La simulación en este apartado se da para escenarios de velocidad variable: aceleraciones, frenadas, arranques y paradas. El perfil rugoso se corresponde con el IRI 737_b para una longitud de 100 m. Se ha considerado una deformación en el neumático de los autobuses y camión de 4cm mientras que para el turismo y furgoneta tan solo de 2cm. Se considera un amortiguamiento del 25% y una frecuencia natural del sistema de 1.15 Hz para todos los casos, es decir, se ha supuesto una suspensión cómoda.

En vistas a la similitud de los resultados anteriores, en esta simulación se tendrán en cuenta los autobuses el IVECO Diésel, BYD18M y BYD8M además del turismo, furgoneta y camión. También las variaciones de velocidad están fijadas en vistas al posterior estudio, por ello abarcan valores típicos que se dan en autobuses urbanos en ciudad.



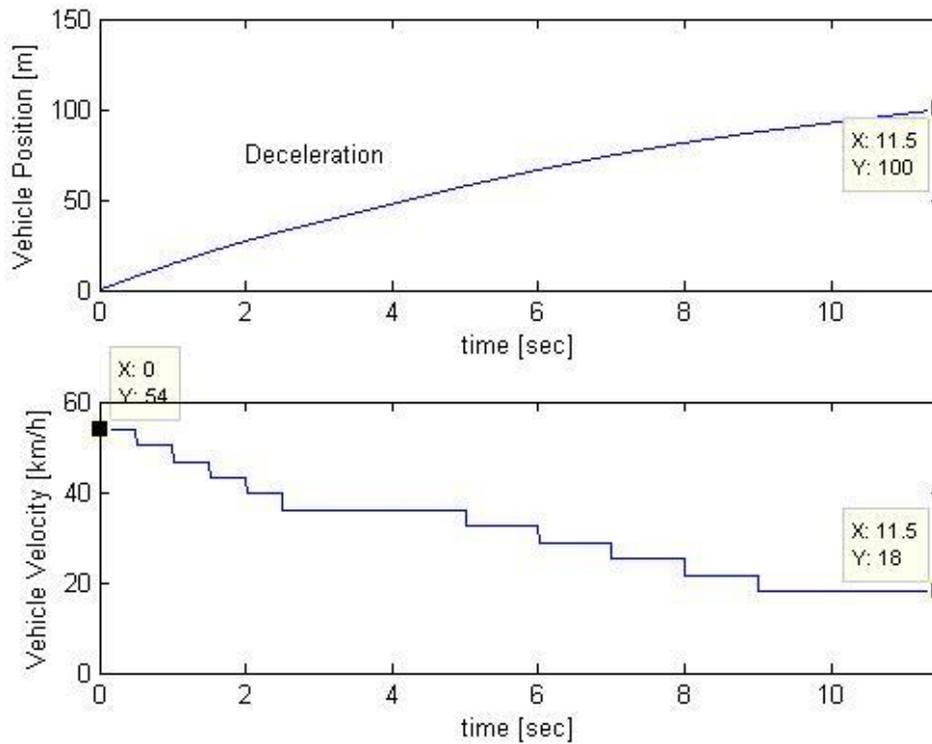
Simulación 1		0-36 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P_M	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	14,5	6,9	0,001203	1,20	74	0,897
BYD 18M	75	130	14,5	6,9	0,001764	1,76	108,6	1,35
BYD 8M	75	62	14,5	6,9	0,000864	0,86	53,2	1,39
EcoStralis Diésel	100	88	14,5	6,9	0,000654	0,65	40,2	0,74
BMW i3	100	13	14,5	6,9	0,000266	0,26	16,6	2,06
Renault Trafic Furgon	100	23	14,5	6,9	0,000483	0,48	29,7	2,1

Figura 4.4. Resultados velocidad variable. Aceleración de 0 a 36 km/h en 9 segundos.



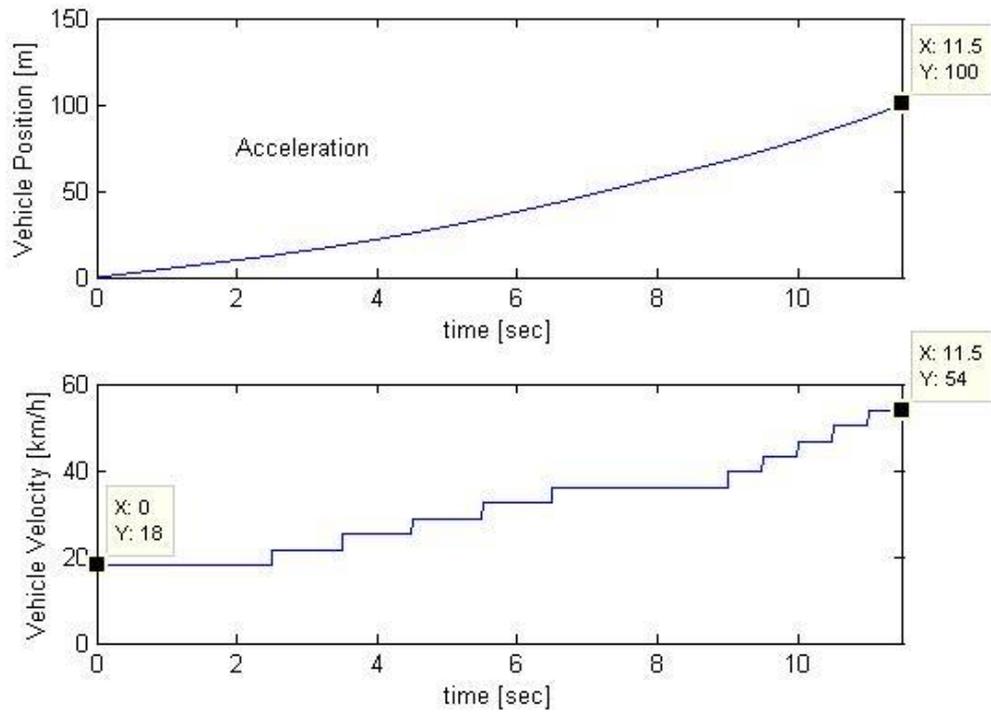
Simulación 2		36-0km/h							
Vehículo		Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P_M	E_{REC}	
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%	
Irisbus IVECO Diésel	75	134	14,5	6,9	0,001179	1,18	72,6	0,88	
BYD 18M	75	130	14,5	6,9	0,00172	1,72	105,9	1,33	
BYD 8M	75	62	14,5	6,9	0,000854	0,85	52,6	1,38	
EcoStralis Diésel	100	88	14,5	6,9	0,000652	0,65	40,2	0,74	
BMW i3	100	13	14,5	6,9	0,00029	0,29	17,8	2,24	
Renault Trafic Furgon	100	23	14,5	6,9	0,000506	0,5058	31,1	2,2	

Figura 4.5. Resultados velocidad variable. Deceleración de 36 a 0 km/h en 9 segundos.



Simulación 3		54-36-18 km/h							
Vehículo		Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P_M	E_{REC}	
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%	
Irisbus IVECO Diésel	75	134	11,5	8,7	0,001207	1,2071	93,7	0,901	
BYD 18M	75	130	11,5	8,7	0,001765	1,7649	137,0	1,358	
BYD 8M	75	62	11,5	8,7	0,000868	0,8685	67,4	1,401	
EcoStralis Diésel	100	88	11,5	8,7	0,000656	0,6559	50,9	0,745	
BMW i3	100	13	11,5	8,7	0,000267	0,2672	20,7	2,071	
Renault Trafic Furgon	100	23	11,5	8,7	0,000500	0,4997	38,8	2,173	

Figura 4.6. Resultados velocidad variable. Deceleración de 54 a 18 km/h permaneciendo 2,5 segundos en 10km/h.



Simulación 4		18-36-54 km/h						
Vehículo	Datos		Simulación					
Parámetros	Carga	Consumo	tsim	$\bar{V}_{\text{TRAYECTO}}$	E_{TRAYECTO}	E_{TOTAL}	P_M	E_{REC}
S.I	%	kWh/100km	sec	km/h	kWh	kWh/100km	W	%
Irisbus IVECO Diésel	75	134	11,5	8,7	0,001237	1,2372	96,0	0,923
BYD 18M	75	130	11,5	8,7	0,001797	1,7972	139,5	1,382
BYD 8M	75	62	11,5	8,7	0,000898	0,8985	69,8	1,449
EcoStralis Diésel	100	88	11,5	8,7	0,000687	0,6866	53,3	0,780
BMW i3	100	13	11,5	8,7	0,000287	0,2873	22,3	2,227
Renault Trafic Furgon	100	23	11,5	8,7	0,000567	0,5675	44,1	2,467

Figura 4.7. Resultados velocidad variable. Aceleración de 18 a 54 km/h permaneciendo 2,5 segundos en 10km/h.

Si observamos detenidamente los resultados obtenidos de las simulaciones podemos apreciar como los cambios de ritmo afectan directamente sobre la energía disipada. No existe un patrón que defina si va a disminuir o va a aumentar, ya que como hemos visto en el análisis de frecuencias de los primeros capítulos, las amplitudes de la entrada varían su frecuencia en función de la velocidad del vehículo. Entonces las suspensiones actúan a modo de filtro de las perturbaciones y cuanto mayor sea la frecuencia de éstas mejor se va a filtrar. Por lo tanto es posible que a bajas velocidades la masa se mueva más que a altas velocidades, partiendo de la base de que la amplitud de las perturbaciones es del mismo orden sin cambios bruscos de amplitudes (sin baches). En definitiva, que se disipe más o menos potencia dependerá de la frecuencia de las entradas entre otras cosas.

Por otro lado, observamos comportamientos distintos en los vehículos. Vemos en la figura 4.8 que cuanto mayor sea la masa más diferencia hay entre los distintos escenarios. Esto está relacionado con lo anteriormente dicho, cada vehículo en función de su masa tiene una velocidad óptima y para vehículos de menor masa es una velocidad más pequeña que para los vehículos de mayor masa. Por ello, al no ser velocidades excesivamente altas, para los vehículos poco pesados debería estar nivelado la disipación en este caso. En cambio, para los vehículos más pesados serán más sensibles a las amplitudes de la respuesta.

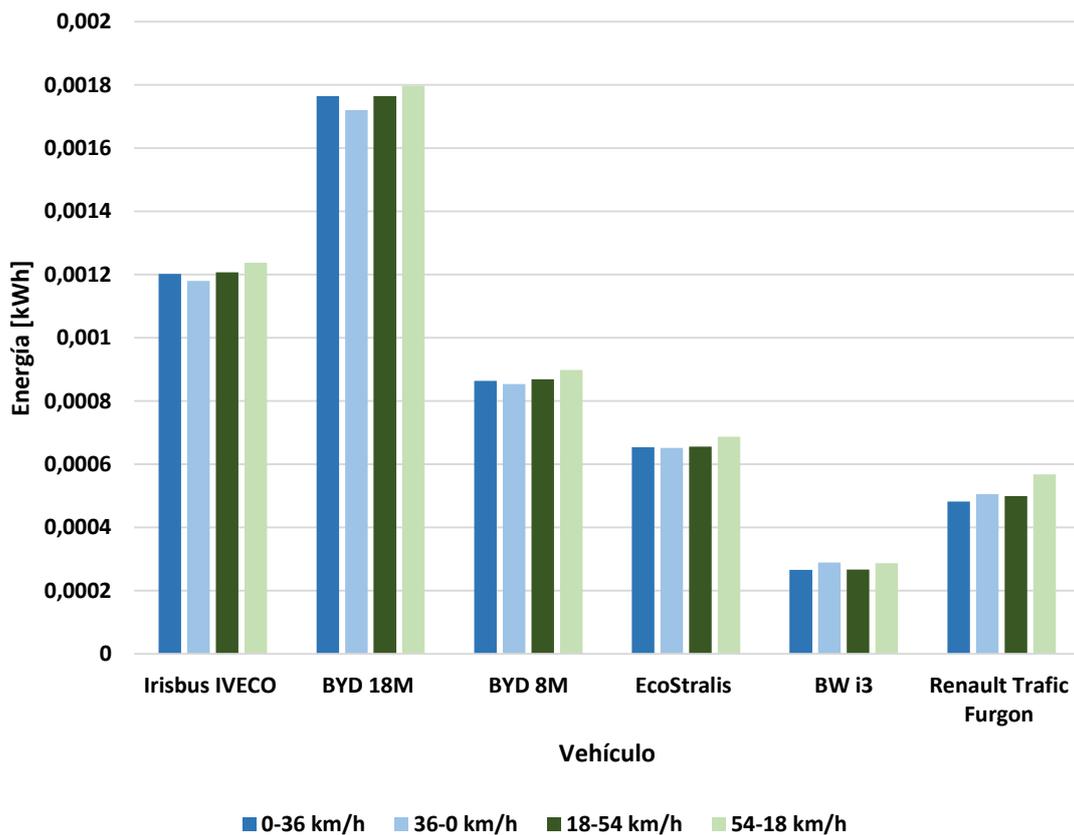


Figura 4.8. Resultados de energía para velocidad variable. Aceleraciones en color oscuro, deceleraciones en color claro.

Hemos estudiado como la energía disipada en el amortiguador está fuertemente ligada a la masa y la velocidad del móvil. Todo vehículo tiene una velocidad óptima en la cual se da disipación máxima en el amortiguador, que si miramos la ecuación del trabajo mecánico 4.4, este punto corresponde con el que los desplazamientos de la masa, para esa velocidad, y la fuerza que ejerce el amortiguador sobre la misma, hacen la energía disipada máxima. Es decir, que para esa velocidad y esos desplazamientos de la masa, el amortiguador es cuando más trabajo tiene que realizar para estabilizar el sistema. Si volvemos al estudio en frecuencia sobre las entradas al modelo del capítulo 2, podremos observar como los armónicos de baja frecuencia, es decir los picos repentinos, son los causantes de que la masa oscile más o menos sobre la posición de equilibrio y así que sea necesario aplicar una mayor fuerza para estabilizarla.

En las figuras 4.9 y 4.10 podemos ver un ejemplo para el caso de deceleración de 36 a 0 km/h y aceleración de 0 a 36 km/h, respectivamente. Se encuentra representado la velocidad de la masa, la fuerza del amortiguador, la potencia instantánea y la energía acumulada durante todo el recorrido para el caso del IVECO Diésel. Podemos apreciar en 4.10 como la masa inicialmente se desplaza suavemente y la velocidad no tiene cambios repentinos de signo, pero a medida que aumenta la velocidad se llega a un punto en el que la masa comienza a vibrar a la vez que sigue su recorrido, y es aquí donde la fuerza que el amortiguador ejerce para estabilizar la masa incrementa considerablemente y se ve reflejada tanto en la potencia como en la pendiente de la energía disipada.

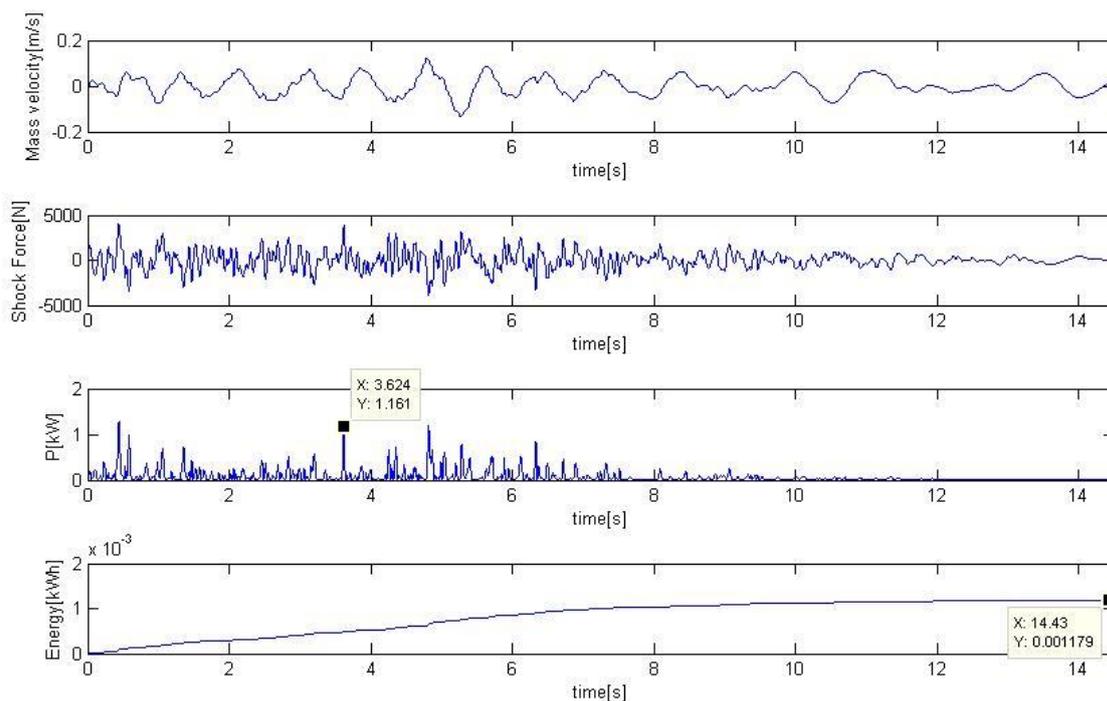


Figura 4.9. Diferencias en la energía entre aceleración y deceleración en el rango de 0-10 km/h.

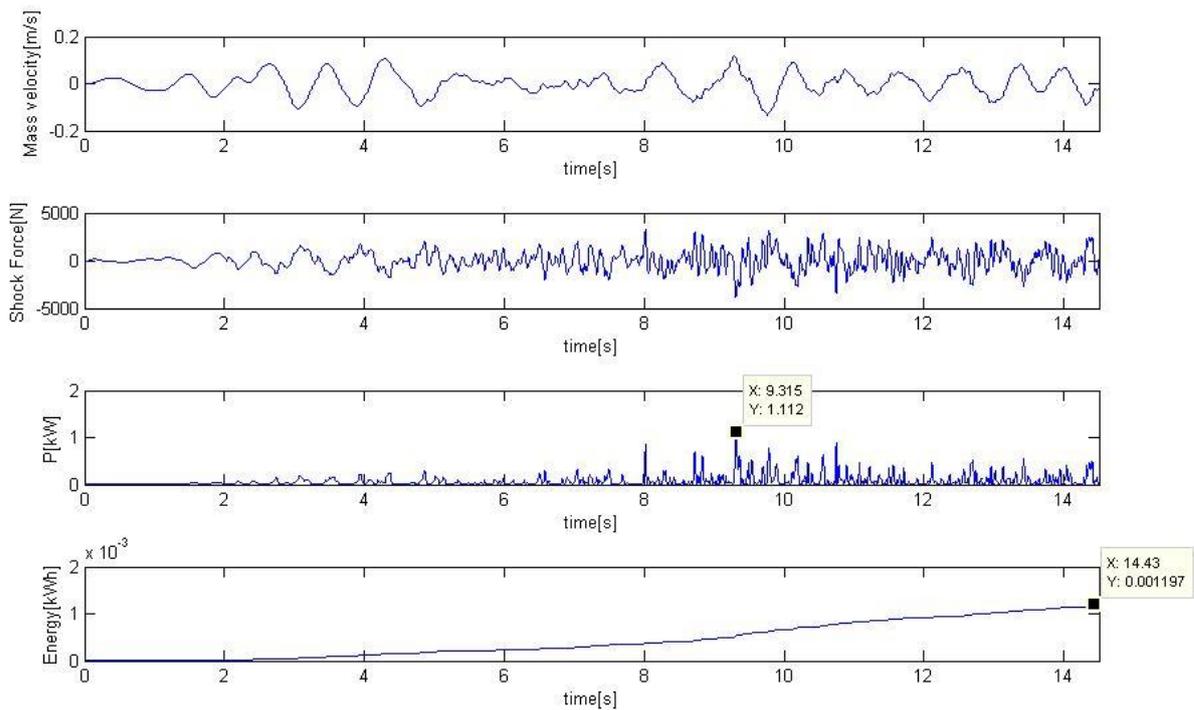


Figura 4.10. Diferencias en la energía entre aceleración y deceleración en el rango de 0-10 km/h.

Atendiendo a los máximos picos de potencia instantánea de ambas gráficas, observamos que para el caso de deceleración es mayor, pero aun así se obtiene menor cantidad de energía acumulada. Si nos fijamos en las tablas 4.4 y 4.5 veremos que la potencia media para la aceleración es mayor que para la deceleración, en este caso si se corresponde con el resultado, pero como veremos adelante, mayor potencia media no implica mayor energía disipada.

En conclusión de esta simulación, existe una velocidad óptima para la cual la disipación es máxima y depende de la masa del vehículo. También se ha visto que la energía disipada está fuertemente ligada a las amplitudes de la entrada de frecuencias bajas, y que existen diferencias entre la aceleración y deceleración pero no son excesivamente grandes.

4.2.1.3 Simulación 3. Reductores de velocidad y bandas transversales.

La simulación en este apartado se da para escenarios de velocidad y el perfil rugoso se corresponde con el IRI 737_b para una longitud de 100 m. Además se añade una simulación sobre la energía que recuperaría un vehículo debido al pasar sobre un badén a una velocidad recomendada de 20 km/h. Se ha considerado una deformación en el neumático de los autobuses y camión de 4cm mientras que para el turismo y furgoneta tan solo de 2cm. En esta simulación, al igual que en la anterior, solo se considerará el autobús IVECO Diésel.

Comparación Energía Trayecto - Energía Bache

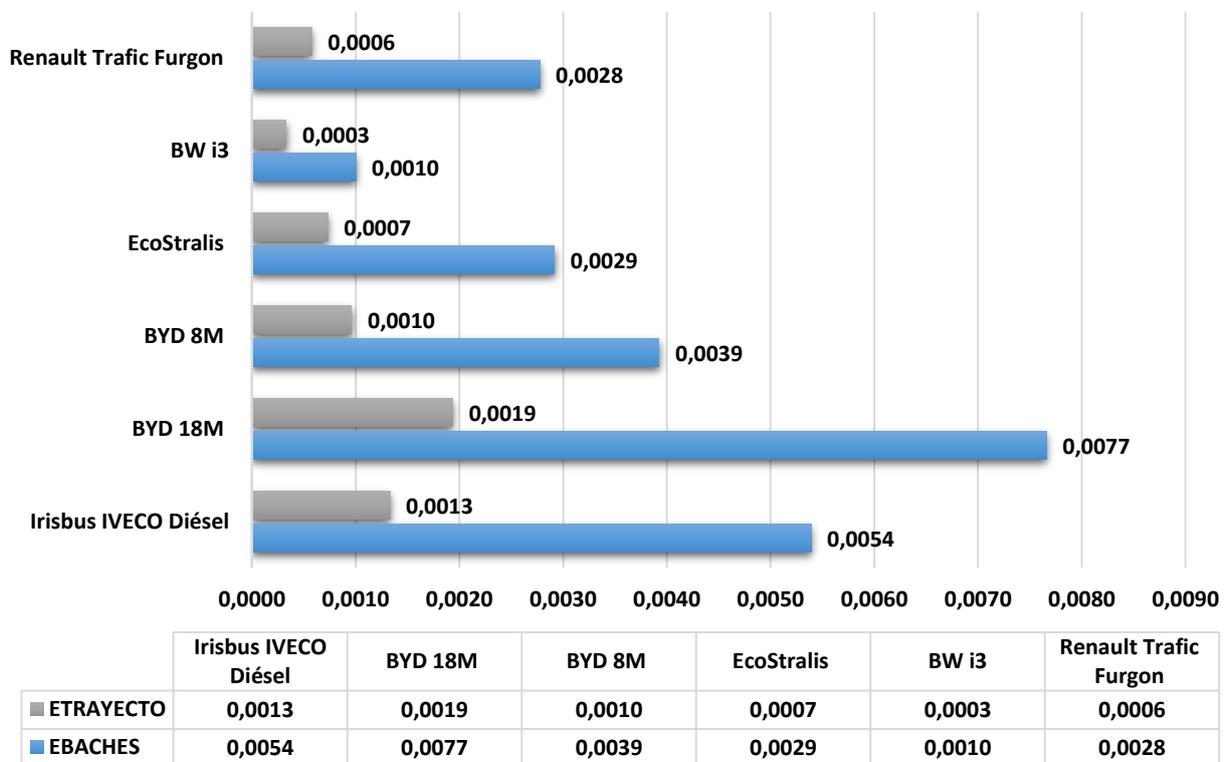


Figura 4.11. Energía durante un trayecto a 36 km/h frente a la energía disipada debido a un badén. Efecto sobre las cuatro ruedas.

Podemos ver en la figura 4.11 la gran diferencia entre la energía disipada durante un trayecto normal a 36 km/h, transcurrido sobre el perfil rugoso IRI 737_b, y la energía disipada durante el paso por un badén a 18 km/h. Esto se remonta a lo anterior, el badén tiene una mayor amplitud, y aunque sea puntual, genera inestabilidad sobre la masa que provoca mayor fuerza para amortiguar la respuesta, es decir el efecto se equipara al de un escalón.

También se ve la relación energía masa anteriormente explicada, mayor masa es equivalente a mayor energía.

En la figura 4.12 se aprecia la fuerza, potencia y energía disipada durante un bache para el caso del autobús IVECO Diésel.

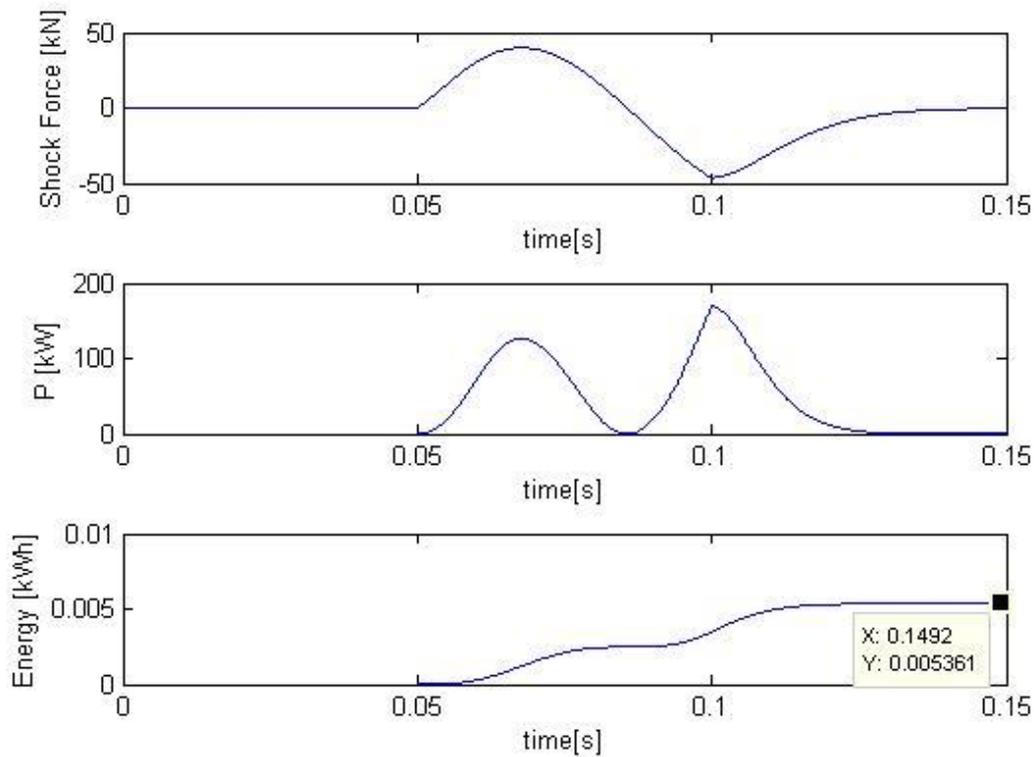


Figura 4.12. Respuesta a un badén de longitud 25 cm y altura 10 cm. Representadas la Fuerza, Potencia y Energía disipada en el amortiguador respectivamente.

Por lo tanto vemos que cuanto mayor sean la amplitud de la perturbación, mayor será la fuerza que el amortiguador tendrá que ejercer para estabilizar el sistema, y por tanto mayor será la energía que se disipe en el mismo. En este caso se ve como los badenes son determinantes para el estudio, ya que la energía puntual disipada es mucho más grande que la disipada en un tramo de 100 m.

4.2.1.4 Simulación 4. Energía disipada en la suspensión de un Autobús Urbano.

Hemos analizado distintos escenarios para distintos vehículos, y observamos que los resultados de energía varían en función de las masas y velocidades. Ahora se va a analizar en detalle la energía disipada en las suspensiones de un autobús urbano especialmente centrada al autobús IVECO Diésel, sobre el que se va a centrar el estudio. El perfil rugoso utilizada será el IRI 737_b y también se considerará la presencia de badenes lo largo del recorrido.

Para empezar, en capítulos anteriores hemos visto como el neumático participa en la filtración de altas frecuencias y como calcular sus parámetros de forma aproximada. Como la masa del autobús es completamente variable, el cálculo de la rigidez del neumático se hace más complicado, pero para empezar lo fijaremos como la constante estimada para una deformación de 4 cm (recordamos que es un cálculo aproximado). En el caso de la amortiguación del neumático, vamos a observar la influencia directa sobre la energía y que efectos tendría desprestigiar el neumático o el variar sus parámetros.

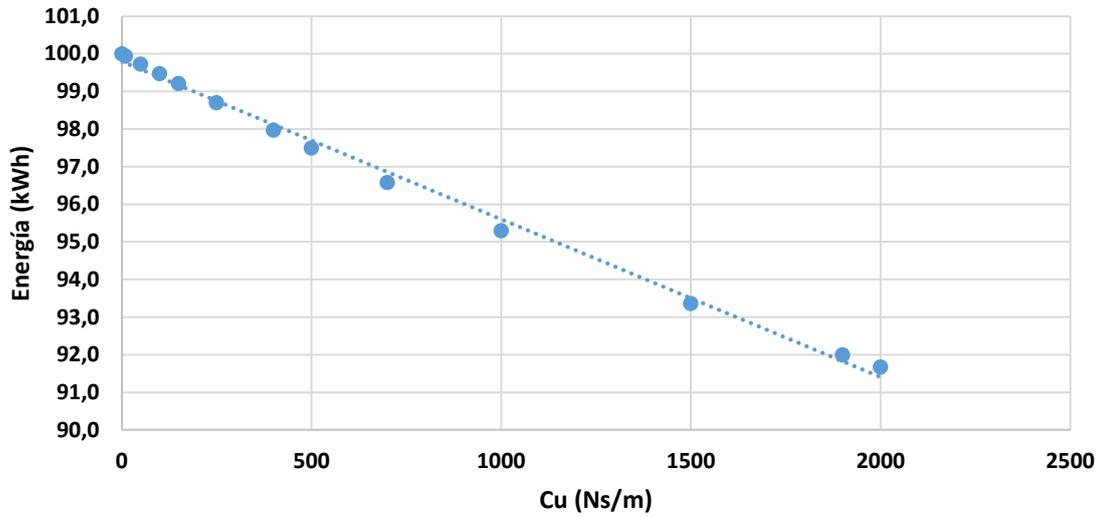
Si atendemos en la Tabla 4.9 observamos el efecto que tiene el amortiguador para velocidad constante de 36 km/h. Podemos ver que su valor varía aproximadamente entre el 0-8 % de energía disipada durante el trayecto. Esto quiere decir, que en la rueda se podrá disipar hasta un 8% de la energía disipada en el trayecto. Por lo tanto, un valor excesivamente grande de la constante amortiguadora del neumático puede alterar los resultados, y más sabiendo que su valor no es lineal y depende de muchos factores como son la temperatura, propiedades, etc.

Al mismo tiempo, podemos observar que el valor de la rigidez del neumático, y su capacidad filtradora de altas frecuencias, también repercute fuertemente sobre los resultados. Cuanta más pequeña es la rigidez, mejor filtra la entrada y menos potencia se disipa en el amortiguador. Entonces si tenemos un valor bajo de rigidez y un valor alto de amortiguamiento en el neumático, disiparemos más energía que en el estado opuesto, es decir, que a medida que aumenta la rigidez el neumático filtra menos perturbaciones. Como este valor es un cálculo aproximado y puede ser completamente distinto en la realidad al tratarse de un parámetro no lineal, se va a tomar una constante rígida suficientemente alta para que no distorsione los resultados.

Atendiendo nuevamente a la gráfica correspondiente a los valores de la Tabla 4.10, vemos que una mayor rigidez para las mismas condiciones que en la Tabla 4.9 se disipa menos energía en el neumático, variando ahora entre el 0-4%. En la Tabla 4.11 podemos ver la comparativa de potencias medias de cada ensayo dónde se ve reflejada la desviación de potencia al conmutar el valor de la rigidez del neumático.

Con ello concluimos que para el estudio energético tendremos en cuenta el neumático, pero se tomará un valor bajo de amortiguamiento y un valor alto en la constante rígida de la rueda para contabilizar pérdidas en la misma sin afectar consecuentemente en los resultados.

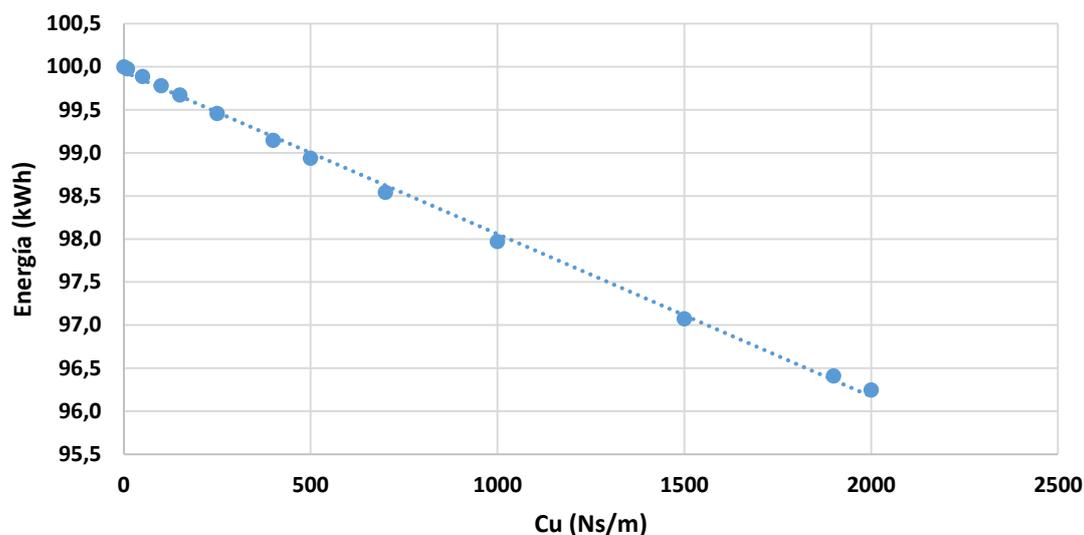
Efecto absorbedor de la rueda (75% carga) $k=900.000$ N/m



Efecto absorbente de la rueda (75% carga) $k= 900.000$ N/m			
Modelo:	IVECO		
C_u (Ns/m)	ETRAYECTO	% $C_{U=0}$	P_M
2000	0,001350	91,7	120,53
1900	0,001355	92,0	120,95
1500	0,001375	93,4	122,75
1000	0,001403	95,3	125,29
700	0,001422	96,6	126,98
500	0,001436	97,5	128,18
400	0,001443	98,0	128,81
250	0,001453	98,7	129,77
150	0,001461	99,2	130,44
100	0,001465	99,5	130,78
50	0,001469	99,7	131,13
10	0,001472	99,9	131,40
0	0,001473	100,0	131,47

Tabla 4.9. Efecto absorbente de la rueda a velocidad constante de 36 km/h. $k_U=900.000$ N/m.

Efecto absorbedor de la rueda (75% carga) $k=4.000.000$ N/m



Efecto absorbente de la rueda (75% carga) $k=4.000.000$ [N/m]			
Modelo:	IVECO		
C_u (Ns/m)	$E_{TRAYECTO}$ [kWh]	% $C_{U=0}$	P_M [W]
2000	0,002424	96,3	216,45
1900	0,002428	96,4	216,81
1500	0,002445	97,1	218,31
1000	0,002468	98,0	220,32
700	0,002482	98,5	221,61
500	0,002492	98,9	222,51
400	0,002497	99,1	222,97
250	0,002505	99,5	223,67
150	0,002510	99,7	224,15
100	0,002513	99,8	224,39
50	0,002516	99,9	224,64
10	0,002518	99,98	224,84
0	0,002519	100,0	224,89

Tabla 4.10. Efecto absorbente de la rueda a velocidad constante de 36 km/h. $k_U=4.000.000$ N/m

k [N/m]	
900.000	4.000.000
P _M [W]	P _M [W]
120,53	216,45
120,95	216,81
122,75	218,31
125,29	220,32
126,98	221,61
128,18	222,51
128,81	222,97
129,77	223,67
130,44	224,15
130,78	224,39
131,13	224,64
131,40	224,84
131,47	224,89

Tabla 4.11. Efecto de la rigidez del neumático en la potencia disipada

Hemos visto que los parámetros del neumático afectan a la obtención de resultados, por ello para considerar el efecto del neumático hemos dicho que fijaremos los valores de rigidez en unos valores en los que se esté presente las pérdidas pero que no supongan cambios importantes en el resultado, ya que el modelamiento del neumático es mera suposición y depende de muchos factores.

Por ello en la figura 4.12 observaremos, para los valores definitivos, cuanta energía se disipará en el neumático en función de la velocidad. Que si nos paramos a reflexionar, estos valores tendrán que ser ascendentes a medida que la velocidad aumenta ya que las frecuencias de la entrada también lo hacen.

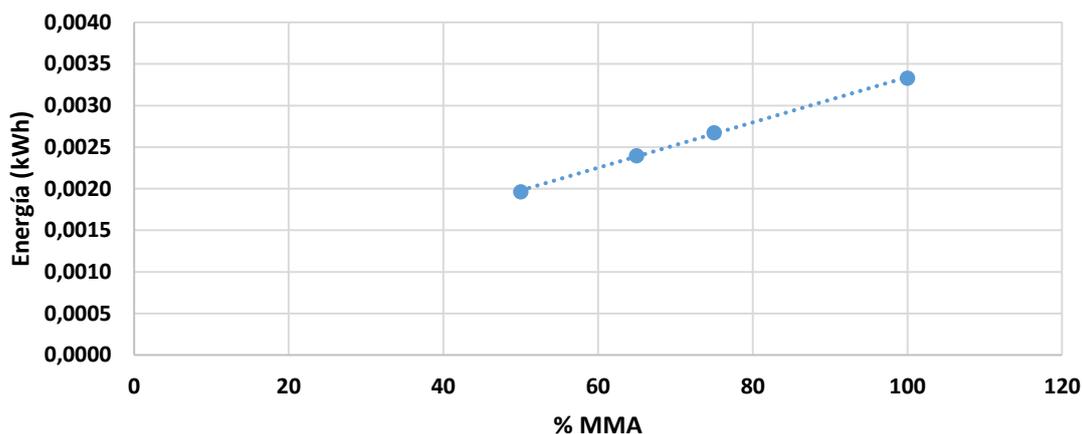
Efecto absorbente de la rueda (75% carga) k= 7.000.000 N/m			
Modelo:	IVECO		
V (m/s)	E _{TRAYECTO} [kWh]	% _{CU=0}	P _M [W]
5	0,001244	100	55,54
5	0,001244		55,55
10	0,002674	99,8	238,75
10	0,002679		239,16
15	0,003850	99,8	515,64
15	0,003858		516,80
20	0,005438	99,7	971,10
20	0,005455		974,07
25	0,007597	99,5	1.695,68
25	0,007635		1.704,31
30	0,009620	99,4	2.577,12
30	0,009680		2.593,09
35	0,011393	99,3	3.569,09
35	0,011473		3.594,32

Tabla 4.12. Efecto del neumático en función de la velocidad.

En este nuevo caso las pérdidas oscilan entre 0-1% y como cabía de esperar, a medida que sube la velocidad, aumentan las mismas. También observamos que en los valores de potencia media oscila en torno a 0 -30 W.

Por otra parte, hemos visto la influencia de la masa directamente reflejada en la energía disipada, vamos a ver la energía en función del grado de carga del autobús.

Energía en función del grado de carga



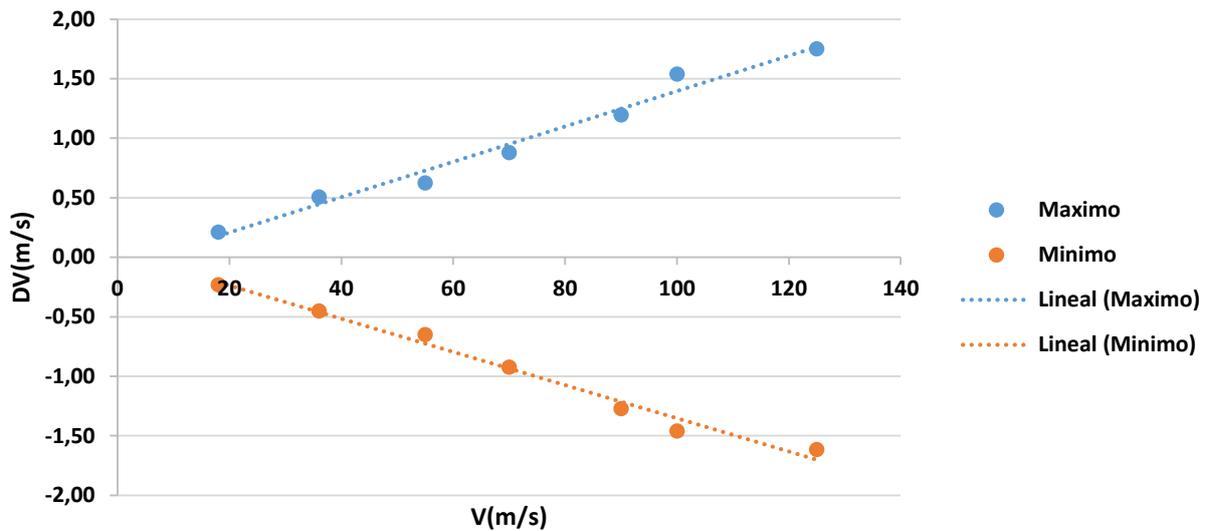
Energía en función del grado de carga 36 km/h			
Modelo:	IVECO		
Carga (%)	E_{TRAYECTO}	$P_M[\text{W}]$	%ENERGÍA
100	0,003329	297,26	-
75	0,002674	238,75	80,33
65	0,002398	214,06	72,04
50	0,001963	175,24	59

Tabla 4.13. Efecto de la masa en la energía disipada.

En la Tabla 4.13 podemos apreciar la relación directa que existe entre la masa y la energía. Observamos que es prácticamente lineal, esto quiere decir que la carga del autobús tiene un efecto directo sobre la energía habiendo una diferencia de aproximadamente del 40% entre plena carga y vacío, es decir, que cuando va lleno el autobús disipamos casi el doble que cuando va vacío.

Si nos remontamos a la expresión 4.5 en donde dicta la expresión de la fuerza del amortiguador en función de la masa vemos, que si no varía como se ha supuesto la frecuencia natural y el amortiguamiento crítico, que la fuerza depende de las velocidades en todo momento que el amortiguador experimenta. Por lo tanto vamos a estudiar si estas velocidades que existen en el amortiguador aumentan también con la velocidad o permanecen más o menos constante.

Efecto de la velocidad del móvil sobre el amortiguador

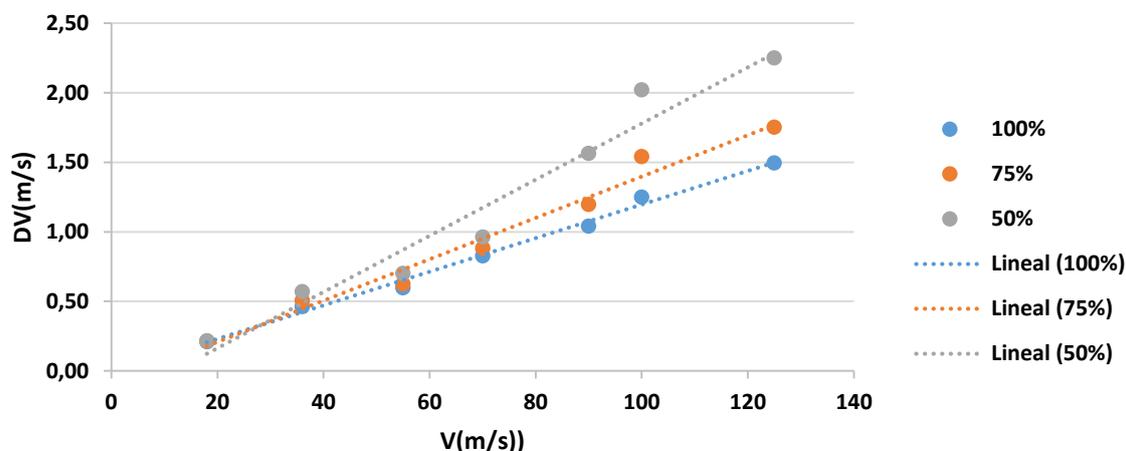


Efecto de la velocidad en el amortiguador: (75% carga)			
Modelo:	IVECO		
DV _{MAX} (m/s)	DV _{MIN} (m/s)	V (m/s)	Δv_{MAX}
0,21	-0,23	18	-
0,51	-0,45	36	2,37
0,62	-0,65	55	1,44
0,88	-0,92	70	1,42
1,20	-1,27	90	1,36
1,54	-1,46	100	1,29
1,75	-1,61	125	1,14

Tabla 4.14. Efecto de la velocidad del vehículo en la velocidad vertical experimentada en el amortiguador.

En la figura correspondiente a la Tabla 4.14 se representa las velocidades máximas (sentido vertical positivo) y mínimas (sentido vertical negativo) que experimenta el amortiguador en función de la velocidad del vehículo (esto es $v_s - v_u$). También se representa la razón de incremento Δv_{MAX} aplicada a los máximos. Podemos apreciar en la figura como esta razón a medida que aumenta la velocidad disminuye pero siempre permanece mayor a la unidad. Se ha experimentado hasta una velocidad máxima de 125 km/h y se ha visto que se mantiene el mismo efecto creciente, por lo tanto en nuestro estudio la velocidad siempre afectará positivamente sobre la energía recuperable. Cabe resaltar que esta relación de velocidades no debe aumentar directamente con la masa, si miramos a la figura correspondiente a los valores de la Tabla 4.15 podremos ver que esta afirmación es cierta.

Efecto de la velocidad del móvil sobre el amortiguador



50%		75%		100%	
DV _{MAX} (m/s)	DV _{MIN} (m/s)	DV _{MAX} (m/s)	DV _{MIN} (m/s)	DV _{MAX} (m/s)	DV _{MIN} (m/s)
0,22	-0,23	0,21	-0,23	0,21	-0,23
0,57	-0,48	0,51	-0,45	0,46	-0,43
0,70	-0,73	0,62	-0,65	0,60	-0,59
0,96	-1,05	0,88	-0,92	0,83	-0,82
1,56	-1,57	1,20	-1,27	1,04	-1,10
2,02	-1,75	1,54	-1,46	1,25	-1,26
2,25	-2,03	1,75	-1,61	1,49	-1,35

Tabla 4.15. Velocidades experimentadas en el amortiguador en función del grado de carga. Para la misma constante de elasticidad del neumático.

A medida que aumentamos la masa, las velocidades verticales en el amortiguador disminuyen levemente a velocidades bajas del vehículo siendo más pronunciado a velocidades altas del mismo. Si atendemos a la ecuación 4.5, en donde se refleja la fuerza del amortiguador en función de estos dos términos, vemos que la masa por lo tanto es dominante sobre la velocidad, ya que mientras ésta aumenta en cientos el otro término disminuye en decimales y por ello, más peso supone más energía.

Si bien consideramos la masa constante, volviendo al término de *velocidad óptima*, observamos que más velocidad horizontal siempre supone a lo que nosotros respecta más velocidad vertical, pero a medida que aumenta la velocidad del vehículo, la razón de incremento de la velocidad de los desplazamientos verticales disminuye. Por lo tanto, cuando hablábamos de este punto óptimo hablamos del punto en que para esa masa la energía que se disipa en el amortiguador durante un tramo dado a velocidad constante óptima es máxima.

Esto quiere decir, que cuanto mayor sea la masa, mayor será esa velocidad óptima. Si analizamos la figura 4.13 podemos ver la velocidad óptima en función del grado de carga de nuestro autobús.

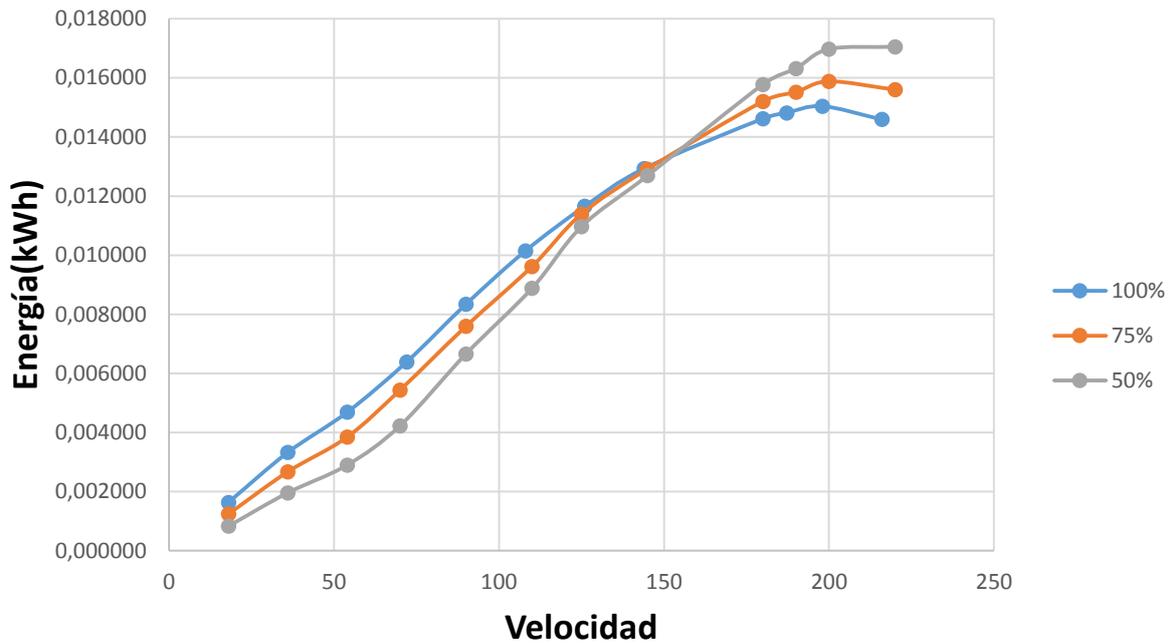


Figura 4.13. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga para distintas velocidades constantes. Para la misma constante elástica del neumático en cada caso.

Tal y como refleja la gráfica para los parámetros utilizados, la velocidad óptima aparece en torno a 200 km/h para los tres casos. En ese punto es cuando el amortiguador disipa mayor cantidad de energía durante el tramo.

Por otra parte, y en contraste con los resultados anteriores pertenecientes a la simulación 1, al fijarse características de rueda idénticas en cada caso afecta consecuentemente en el resultado. Esto quiere decir, que se están considerando constantes elástica y amortiguadora del neumático idénticas en cada supuesto y entonces no consideramos la influencia de la masa indirectamente en el neumático.

Por ello, al despreciar la influencia de la masa en el dimensionado del neumático, afecta más al caso de mayor masa (mayor valor de k_s y C_s) y al supuesto de menor masa se ve inafectado por este fenómeno (menor k_s y C_s). Esto quiere decir que el caso de menos masa ha sido simulado en ausencia del filtro que es la rueda considerándose infinitamente rígida, y de ahí que a altas frecuencias se siga disipando tanta energía, que debería en parte disipar el neumático. Entonces, vamos a tener en cuenta este efecto y para el grado de carga consideraremos distintas constantes de elasticidad del neumático.

Se observa nuevamente en la Tabla 4.16 las variaciones de velocidad del caso de distinto nivel de carga apreciándose que las diferencias, en contraste con la Tabla 4.15 anterior, no son tan grandes.

50%		75%		100%	
DV _{MAX} (m/s)	Dv _{MIN} (m/s)	DV _{MAX} (m/s)	Dv _{MIN} (m/s)	DV _{MAX} (m/s)	Dv _{MIN} (m/s)
0,23	-0,24	0,21	-0,23	0,21	-0,23
0,46	-0,44	0,48	-0,44	0,46	-0,43
0,68	-0,75	0,63	-0,64	0,60	-0,59
1,04	-1,05	0,86	-0,93	0,83	-0,82
1,27	-1,19	1,13	-1,16	1,04	-1,10
1,47	-1,44	1,35	-1,26	1,25	-1,26
1,74	-1,55	1,60	-1,48	1,49	-1,35

Tabla 4.16. Velocidades experimentadas en el amortiguador en función del grado de carga. Para constante de elasticidad proporcional a la masa.

Si atendemos a la figura 4.14, apreciamos las distintas respuestas ajustadas con la constante del neumático correspondiente a cada nivel de carga. Podemos ver como ahora si se corresponde con los resultados esperados. Observamos como existen dos simulaciones por cada grado de carga, esto es una primera simulación utilizando la fórmula aproximada propuesta en el capítulo tres y otra es ajustada porcentualmente en función del grado de carga y del valor anteriormente fijado para la constante de rigidez del neumático. Podemos apreciar las altas diferencias de energía que se dedujeron en las primeras simulaciones, por eso se elevó el valor de la constante del neumático porque no es posible saber con total exactitud su valor sin someter el neumático a ensayos específicos y afecta drásticamente sobre los resultados.

Energía en función de la velocidad para distintos grados de Carga

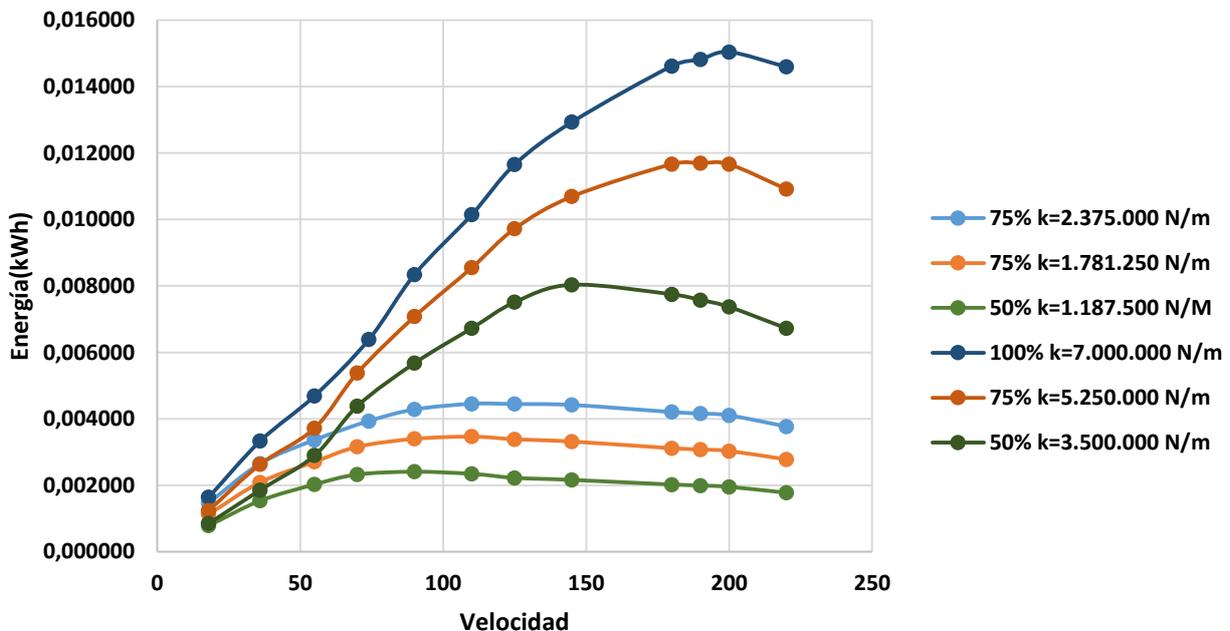


Figura 4.14. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga y la constante elástica del neumático para distintas velocidades constantes.

Volviendo a la definición de velocidad óptima, se puede apreciar en la figura 4.14 como esta existe y para cada caso es distinta dependiendo directamente de la masa. De todas formas, para todos los casos esta velocidad es superior a los 120 km/h y por tanto no habrá que tenerla en cuenta en nuestra estimación, ya que el autobús urbano no debería sobrepasar salvo excepciones los 50 km/h.

En la figura 4.15, se representa el ejemplo de velocidad límite para el caso de un turismo y observamos la dependencia clara sobre la masa. En este caso la velocidad óptima se encuentra en torno a los 50 km/h.

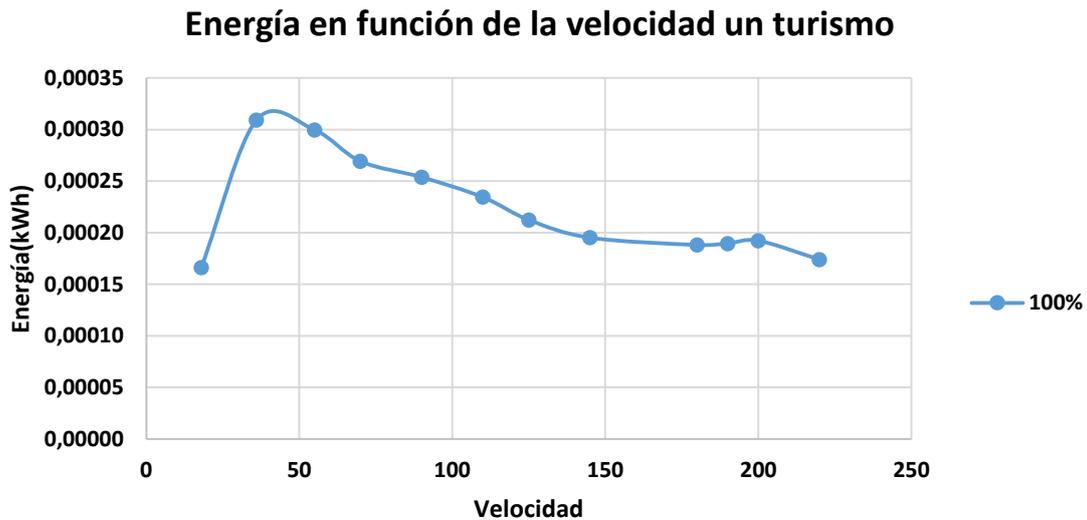


Figura 4.15. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga y la constante elástica del neumático para distintas velocidades constantes

En las siguientes Tablas se mostrarán los valores de energía en función del grado de carga definitivos que serán utilizados para el estudio de energía disipada en las suspensiones de un autobús. Se analizan para velocidad constante, para aceleraciones de 0 a 36 km/h, deceleraciones de 36 a 0 km/h y por último los baches en función de la masa del vehículo. Los parámetros quedan adjuntos en el **anexo D**.

VALORES UTILIZADOS EN LA ESTIMACIÓN DE ENERGÍA

100%		
V	E _{TRAYECTO}	P
km/h	kWh	W
18	0,001638	73,14
36	0,003329	297,26
55	0,004689	628,07
70	0,006388	1.140,74
90	0,008345	1.862,61
110	0,010146	2.717,96
125	0,011656	3.651,73
145	0,012932	4.618,42
180	0,014621	6.527,29
190	0,014820	6.880,83
200	0,015041	7.378,72
220	0,014595	8.144,44

75%		
V	E _{TRAYECTO}	P
km/h	kWh	W
18	0,001241	55,41
36	0,002630	234,81
55	0,003718	497,97
70	0,005383	961,16
90	0,007078	1.580,02
110	0,008548	2.289,91
125	0,009723	3.046,00
145	0,010691	3.818,25
180	0,011668	5.208,92
190	0,011696	5.430,53
200	0,011662	5.721,36
220	0,010914	6.090,55

50%		
V	E _{TRAYECTO}	P
km/h	kWh	W
18	0,000849	37,90
36	0,001855	165,64
55	0,002896	387,88
70	0,004385	783,10
90	0,005677	1267,23
110	0,006726	1801,87
125	0,007510	2352,84
145	0,008036	2870,15
180	0,007747	3458,49
190	0,007576	3517,71
200	0,007368	3614,77
220	0,006724	3752,45

Aceleración 0 - 36 km/h						
Carga	t _{aceleración}	V _{MAX}	V _{MIN}	\bar{V} _{TRAYECTO}	E _{TRAYECTO}	P
%	sec	km/h	km/h	km/h	kWh	W
100,0	14,5	36	0	26,91	0,0028054	172,75
75,0	14,5	36	0	26,91	0,0022059	135,83
50,0	14,5	36	0	26,91	0,0015568	95,86

Deceleración 36 - 0 km/h						
Carga	t _{deceleración}	V _{MAX}	V _{MIN}	\bar{V} _{TRAYECTO}	E _{TRAYECTO}	P
%	sec	km/h	km/h	km/h	kWh	W
100,0	14,5	36	0	26,91	0,0027687	170,49
75,0	14,5	36	0	26,91	0,0021725	133,77
50,0	14,5	36	0	26,91	0,0015381	94,71

Carga	E _{BACHES}
%	kWh
100	0,0206
75	0,0167
50	0,0125

Tabla 4.17. Estudio centralizado al autobús IVECO City Class Cursor. Aceleraciones, deceleraciones, badenes y para velocidades constantes.

*Velocidad óptima → a partir de este valor no energía empieza a disminuir con el incremento de velocidad horizontal.

4.2.1.5 Análisis de los resultados.

Como conclusiones de los ejercicios anteriores tenemos:

1. Dependencia total de la energía a las frecuencias y amplitudes de la entrada.
2. La velocidad variable puede incrementar o disminuir la energía disipada en el neumático.
3. Existe una **velocidad óptima** del vehículo para la cual se produce máxima disipación, a partir de este punto la energía disipada disminuye con la velocidad del automóvil.
4. El neumático es una variable más del modelo, el valor de sus parámetros afectan fuertemente en los resultados.
5. Las constantes del neumático son difíciles de calcular debido a que dependen de variables como son la presión de llenado, la temperatura y la masa del vehículo.
6. El grado de carga del vehículo aumenta la energía disipada pero, en cambio incrementa las velocidades verticales en función de la velocidad horizontal a un ritmo más lento.
7. La energía disipada durante un badén no debe ser despreciada ya que se ha estudiado que puede llegar a ser más de la mitad que la energía disipada en un trayecto fijo.

4.2.2 Estimación de energía recuperable en las suspensiones de un autobús.

Ya hemos analizado el modelo y comprobado su funcionamiento para distintos escenarios. También conocemos el comportamiento aproximado de la energía disipada en el amortiguador del autobús, por ello vamos a proceder a estimar valores de energía aplicables a todos los autobuses de la EMT durante una ruta o un periodo de tiempo.

En la Tabla 4.18 podemos observar los datos de una línea de autobús de la Comunidad de Madrid, en particular Madrid capital. La línea se corresponde al número 14, y aparecen los datos identificativos del año 2014.

DATOS EMT LÍNEA 14 AÑO 2014	
Longitud [m]	20,32
Ida	10
Vuelta	10,32
Promedio diario autobuses en servicio [uds]	15
Viajeros [uds]	4.304.888
Km en línea [km]	792.931
Viajero/km	5,43
Horas en línea [h]	64.505
Primera expedición [h]	5:45
Última expedición [h]	23:00
Paradas ida [uds]	35
Paradas vuelta [uds]	36
Modelo autobús	IVECO

Tabla 4.18. Datos relevantes de la línea 14 año 2014 [27].

Partiendo del perfil IRI_737b para 100 metros, se pretende construir la ruta con este mismo perfil para todo el trayecto. Se van a considerar distintos escenarios para el caso más favorecido, el menos favorecido y un caso intermedio.

Primero vamos a definir la ruta, para la ida se conoce que son 10 km con 35 paradas, por lo tanto considerando la distancia entre cada parada constante, hay una longitud promedio de 286 metros entre cada parada. En cambio para la vuelta la longitud promedio entre cada parada constará de 287 m, un metro más que la ida. En este caso, al tratarse de longitudes cercanas a 300 metros, vamos a considerar que la longitud entre paradas es de 300 metros y así podemos usar tres perfiles IRI_737b para cada trayecto de parada a parada, uno para la aceleración, otro para la frenada, y otro para la velocidad crucero de arranque.

Luego habrá 34 tramos en la ida y 35 tramos en la vuelta. En estos tramos se incluirá, si aplican badenes independientemente de la posición de los mismos, ya que su efecto es aplicable por superposición considerado a una velocidad de sobrepaso de 20 km/h. Por otro lado, los reductores de velocidad cumplen con la máxima normativa fijada por el ministerio de fomento de 0,1 metro de altura como máximo [28].

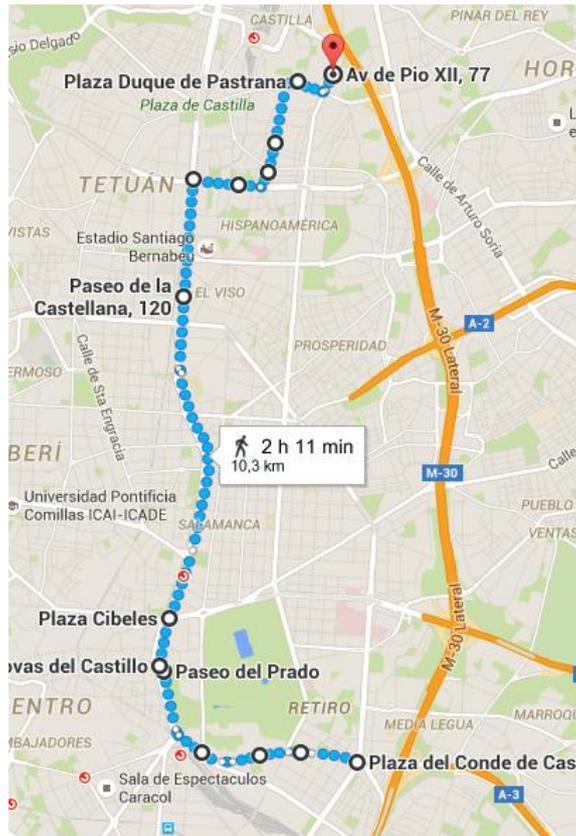


Figura 4.16. Resumen de la ruta autobús línea 14 EMT vuelta [29].

En la figura 4.16 queda resumido el trascurso de la ruta entre las calles de Madrid, dónde se corrobora la distancia aproximada de 10,3 facilitada por la EMT.

Tal y como se ha dicho, los cálculos están centralizados en una ruta específica pero aun así se utilizarán para estimar los valores de energía que se pueden dar en la comunidad de Madrid diariamente, mensualmente y anualmente. Por ello se estudian tres casos, uno el más desfavorable que será aplicado a los autobuses de menor tamaño (grado de carga 50%), un caso moderado intermedio que se aplicará a los autobuses medianos (grado de carga 75%) y un caso de máxima energía aplicable a los autobuses de mayor tamaño (grado de carga 100%). De este modo podremos tener un valor conceptual sobre la energía disipada en la flota de autobuses de la EMT.

4.2.2.1 Caso I. Más Favorable.

Para este caso se considerarán las siguientes suposiciones:

- A tener en cuenta 15 badenes en el recorrido de ida y otros 15 badenes en el recorrido de vuelta.
- Grado de carga 100%.
- Velocidades variables, se tendrá en cuenta los arranques y frenadas.
- Velocidad de crucero de 50 km/h.

Resultados obtenidos:

Tramo más favorable			
Carga	100%	NºBandas	30
Ida	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	34		0,09538
Frenada			0,09414
V = 50 km/h			0,15943
Vuelta	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	35		0,09819
Frenada			0,09690
V = 50 km/h			0,16412
E_{BANDAS}	30		0,61866
Energía Recorrido [kWh]:			1,33

Tabla 4.19. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 50 km/h.

Sabiendo que la línea está operativa aproximadamente 18 horas de diario, y que aproximadamente a una velocidad de 55 km/h tarda 2 horas y 30 minutos en realizar el circuito cerrado, considerando paradas frenadas y posibles atascos, la energía que un único autobús disipa diariamente en sus suspensiones queda reflejada en 4.20. También considerando según la fuente de la EMT que el promedio diario es de 15 autobuses en activo, se realiza el cálculo suponiendo que los 15 autobuses están en circulación desde inicio a fin del servicio.

FAVORABLE			
NºRecorridos	7,2	Carga	100%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:		
1	9,6		
15	143,3		
EMENSUAL	4.442,2		

Tabla 4.20. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.

Si ahora ampliamos la escala a nivel anual con los datos de kilometraje en línea referentes de la EMT para 2014, tenemos una energía disipada en el amortiguador y amortiguadores reflejada en la Tabla 4.21 para uno, tres y cinco años en función de todos los kilómetros realizados en esa ruta.

Energía anual [kWh]	
E_{AUTOBUS} [kWh/km]	0,0653
Km_{ANUALES} :	792.931
1 año	51.775,56
3 años	155.326,67
5 años	258.877,78

Tabla 4.21. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.

4.2.2.2 Caso II: Más desfavorable:

Para este caso se considerarán las siguientes suposiciones:

- A tener en cuenta 0 badenes en el recorrido de ida y otros 0 badenes en el recorrido de vuelta.
- Grado de carga 50% (Vacío).
- Velocidades variables, se tendrá en cuenta los arranques y frenadas.
- Velocidad de crucero de 18 km/h.

Resultados obtenidos:

Tramo menos favorable			
Carga	50%	NºBandas	0
Ida	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	34		0,05293
Frenada			0,05229
V = 18 km/h			0,02886
Vuelta	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	35		0,05449
Frenada			0,05383
V = 18 km/h			0,02971
E_{BANDAS}	0		0
Energía Recorrido [kWh]:			0,27

Tabla 4.22. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 18 km/h.

Sabiendo que la línea está operativa aproximadamente 18 horas de diario, y que aproximadamente a una velocidad de 18 km/h tarda 4 horas y 30 minutos en realizar el circuito cerrado, considerando paradas frenadas y posibles atascos, la energía que un único autobús disipa diariamente en sus suspensiones queda reflejada en 4.23. También considerando según la fuente de la EMT que el promedio diario es de 15 autobuses en activo, se realiza el cálculo suponiendo que los 15 autobuses están en circulación desde inicio a fin del servicio.

MENOS FAVORABLE			
Nº Recorridos	4	Carga	100%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:		
1	1,1		
15	16,3		
EMENSUAL	506,1		

Tabla 4.23. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.

Si ahora ampliamos la escala a nivel anual con los datos de kilometraje en línea referentes de la EMT para 2014, tenemos una energía disipada en el amortiguador y amortiguadores reflejada en la figura 4.24 para uno, tres y cinco años en función de todos los kilómetros realizados en esa ruta.

Energía anual [kWh]	
E_{AUTOBUS} [kWh/km]	0,01339
Km_{ANUALES} :	792.931
1 año	10.618,56
3 años	31.855,69
5 años	159.278,43

Tabla 4.24. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.

4.2.2.3 Caso III: Moderado:

Para este caso se considerarán las siguientes suposiciones:

- A tener en cuenta 10 badenes en el recorrido de ida y otros 10 badenes en el recorrido de vuelta.
- Grado de carga 75% (Vacío).
- Velocidades variables, se tendrá en cuenta los arranques y frenadas.
- Velocidad de crucero de 36 km/h.

Resultados obtenidos:

Tramo intermedio 75%			
Carga	75%	NºBandas	8
Ida	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	34		0,07500
Frenada			0,07386
V = 36 km/h			0,08941
Vuelta	Tramos		Energía [kWh]
Arranque	35		0,07721
Frenada			0,07604
V = 36 km/h			0,09204
EBANDAS	10		0,16656
Energía Recorrido [kWh]:			0,65

Tabla 4.25. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 36 km/h.

Sabiendo que la línea está operativa aproximadamente 18 horas de diario, y que aproximadamente a una velocidad de 36 km/h tarda 3 horas en realizar el circuito cerrado, considerando paradas frenadas y posibles atascos, la energía que un único autobús disipa diariamente en sus suspensiones queda reflejada en 4.26. También considerando según la fuente de la EMT que el promedio diario es de 15 autobuses en activo, se realiza el cálculo suponiendo que los 15 autobuses están en circulación desde inicio a fin del servicio.

MODERADO			
NºRecorridos	6	Carga	100%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:		
1	3,9		
15	58,5		
EMENSUAL	1.813,8		

Tabla 4.26. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.

Si ahora ampliamos la escala a nivel anual con los datos de kilometraje en línea referentes de la EMT para 2014, tenemos una energía disipada en el amortiguador y amortiguadores reflejada en la Tabla 4.27 para uno, tres y cinco años en función de todos los kilómetros realizados en esa ruta.

Energía	
$E_{\text{AUTOBUS}} [\text{kWh/km}]$	0,03203
$\text{km}_{\text{ANUALES}}$	792.931
1 año	25.394,30
3 años	76.182,91
5 años	228.548,73

Tabla 4.27. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.

4.2.2.4 Valores de energía disipada por tramos autobús EMT:

Estos valores están focalizados a una línea, dependiendo del grado de carga (Tamaño) disipará más o menos energía a lo largo de un trayecto cerrado o un intervalo de tiempo. En la Tabla 4.28 se resume la energía disipada por este autobús urbano en una ruta cerrada (ida y vuelta) para los escenarios de velocidad variable y velocidad constante de 18, 36 y 50 km/h sin presencia de bandas reguladoras de velocidad.

SIN BANDAS LIMITADORAS DE VELOCIDAD	
V=50 km/h	
Carga	Energía Recorrido [kWh]:
100%	0,708
75%	0,559
50%	0,413

V=36 km/h	
Carga	Energía Recorrido [kWh]:
100%	0,614
75%	0,484
50%	0,342

V=18 km/h	
Carga	Energía Recorrido [kWh]:
100%	0,499
75%	0,388
50%	0,272

Carga	E_{BACHES}
%	kWh
100	0,0206
75	0,0167
50	0,0125

Tabla 4.28. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos durante un recorrido en función del grado de carga.

4.2.2.5 Energía disipada en las suspensiones de la flota de autobuses EMT Madrid:

Hemos realizado un estudio centralizado en una ruta de autobuses de la EMT para casos extremos y un caso normal. Si ahora aumentamos la escala a toda la flota de autobuses de la EMT de Madrid, en la tabla 4.29, se adjuntan todos los autobuses en función del tamaño. El tamaño pequeño (50% carga) se corresponde con vehículos con menos de 50 viajeros de capacidad máxima, el tamaño mediano (75% carga) oscila entre 50 y 80 viajeros como máximo y el tamaño grande (100% carga) el resto de autobuses de mayor capacidad. Como se puede ver predomina el uso de autobuses de gran tamaño.

Pequeños (<50)	Medianos(50<tamaño<80)	Grandes (>80)	Nº _{TOTAL} (uds)
50	76	1798	1924

Tabla 4.29. *Autobuses en función del tamaño (capacidad viajeros) disponibles en la flota de autobuses de la EMT del año 2016 [30].*

Si abarcamos a todos los autobuses que conforman todas las líneas de la EMT en función de lo que disipa un autobús de la línea 14 al día, y en función del grado de carga aplicado al tamaño de los vehículos, obtenemos Los resultados mostrados en la Tabla 4.30. En estos cálculos se ha considerado:

- Toda la flota está disponible en servicio activo.
- Un promedio de 10 baches por cada ruta cerrada que da un autobús.
- Si cada autobús trabaja 18 horas diarias y se tarda 3 h en realizar un tramo cerrado (ida y vuelta) equivale a 6 recorridos diarios por autobús.
- Energía mensual estimada con 30 días por mes, anual con 12 meses al año.
- Una velocidad de cruceo media de 50 km/h, incluidas aceleraciones y paradas.

	E _{DIARIA} [kWh]	E _{MESESAL} [kWh]	E _{ANUAL} [kWh]	E _{3AÑOS} [kWh]	E _{5AÑOS} [kWh]
Autobuses Pequeños:	161,60	4.848,14	58.177,64	174.532,93	290.888,22
Autobuses Medianos:	330,69	9.920,65	119.047,77	357.143,32	595.238,87
Autobuses Grandes:	9.864,37	295.931,14	3.551.173,73	10.653.521,20	17.755.868,67
E_{TOTAL} [kWh]:	10.356,66	310.699,93	3.728.399,15	11.185.197,46	18.641.995,76

Tabla 4.30. *Energía disipada en las suspensiones de la flota de autobuses de la EMT.*

4.3 Energía útil:

En los anteriores apartados se ha explicado como calcular la energía recuperable en el amortiguador, después se ha analizado sus dependencias y finalmente se ha estimado la energía que se disipa en el amortiguador de un autobús en un día cualquiera. Pero en estos cálculos no se ha tenido en cuenta ningún tipo de rendimiento que no sea el del neumático, que está implícito en los cálculos de energía.

Buscamos recuperar la energía que diariamente se disipa en los amortiguadores, para ello requerimos de los elementos eléctricos y electrónicos que hacen esto posible. Generalmente el rendimiento de estos aparatos suelen ser muy buenos, pero su calidad está en la mayoría de los casos ligada al precio. En este apartado se va a proponer los elementos que posiblemente sean necesarios para realizar esa transformación de energía mecánica a energía eléctrica.

Primero dependiendo del elemento donde se vaya a almacenar la energía, existen dos posibilidades:

- *Mecánico [31]*: almacenamiento en un volante de inercia, disco de gran diámetro que gira a gran velocidad. Estos elementos almacenan energía durante largo periodo mediante la minoración de rozamientos. Necesitaríamos un elemento mecánico capaz de transformar el movimiento traslaciones del pistón en rotacional, o centrarse en el fluido del amortiguador, depende del diseño del mismo.
- *Eléctrico [32]*: Almacenamiento en baterías químicas (litio-ion) o condensadores. En este caso necesitamos un generador eléctrico rotacional o lineal y después aplicar la electrónica de potencia pertinente para el almacenamiento de la energía.

Como el primer caso es aplicado para masas de gran tamaño, y en nuestro caso carecemos de espacio, va a ser descartado. En cambio, en el segundo caso la energía debe ser extraída con un generador rotacional o lineal, como se ha dicho, transformando energía cinética en energía eléctrica gracias a un imán permanente o a un electroimán. Al tratarse de elementos eléctricos el rendimiento debería ser muy eficiente pero en el caso del generador rotacional se hace necesario el uso de un elemento mecánico que transforme movimiento lineal en movimiento rotacional. Por otra parte el generador lineal, se amolda directamente en el diseño del amortiguador dándose de manera similar al caso complejo de las suspensiones activas electromagnéticas visto en el capítulo 3.

De este modo, se abre el interrogante de cómo se debe hacer este cambio de energía mecánica a eléctrica. De los dos desarrolladores de suspensiones regenerativas, uno utiliza generador rotacional [6], y otro utiliza generador lineal [7]. Como los generadores lineales son muy complejos, como ya se explicará más adelante, se va a proponer y estudiar para el caso de generador rotacional ya que los valores de flujo magnético y campo son conocidos y lo único que necesitamos es un elemento mecánico, como hemos dicho, que cambie de movimiento rotacional a lineal, y existen multitud de posibilidades.

De entre todas las posibilidades tenemos algunos engranajes candidatos:

- Piñón cremallera [33]: Es un mecanismo que convierte el movimiento rotacional de un piñón en uno lineal continuo por parte de la cremallera, que no es más que una barra rígida dentada. Este mecanismo es reversible, es decir, el movimiento rectilíneo de la cremallera se puede convertir en un movimiento rotacional por parte del piñón. En la figura 4.17 vemos un ejemplo detallado del sistema.

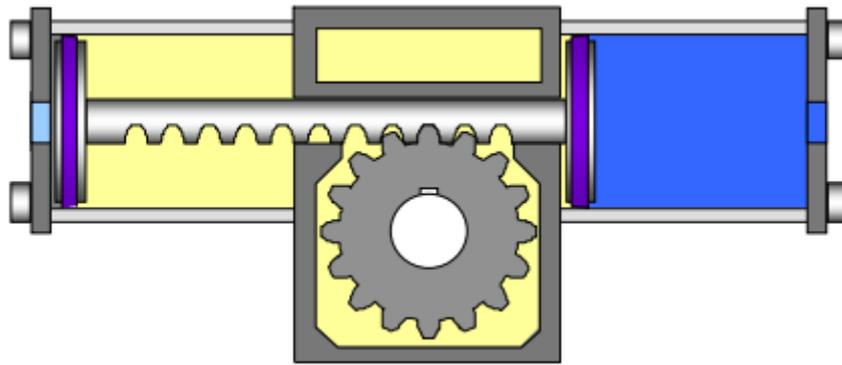


Figura 4.17. Mecanismo Piñón cremallera.

Fuente:<http://personales.unican.es/renedoc/Trasperecias%20WEB/Trasp%20Neu/T12%20CILINDROS%20OK.pdf>

En este caso, el rendimiento dependerá de lo sofisticado que sea el sistema y las pérdidas generalmente se darán en forma de calor. Por ello definir el rendimiento a escala gruesa podría estar alrededor del 90%. Aunque este mecanismo se podría afinar y mejorar hasta conseguir mejores rendimientos incluso del 96%, mediante minimizando las fuerzas de rozamiento entre ambos mecanismos.

En definitiva, el rendimiento oscilará entre el 90% y 96% dependiendo fuertemente del diseño.

- Bombas de aceite [34]: El uso de las bombas de engranajes es muy común ya que es un producto **compacto, potente, robusto y económico**. En este caso las bombas oleohidráulicas de engranajes son capaces de transformar energía cinética de un motor eléctrico rotacional en energía hidráulica a través de un caudal generado y el mismo proceso revertido.

Por lo tanto, en nuestro caso utilizaríamos estas bombas para que con el movimiento del aceite del amortiguador de compartimento en compartimento se transforme en

energía cinética. Luego en este caso es la interacción del fluido interno con los dientes del engranaje lo que incitan el movimiento rotacional.

El funcionamiento es sencillo, en función del sentido del movimiento del flujo el engranaje rotará en una dirección u otra siempre pasando el fluido alrededor de los engranajes y no por el centro, debida al área de contacto con los dientes de cada engranaje. El sentido de giro de cada engranaje queda representado, para el sentido de flujo definido, en la figura 4.18.

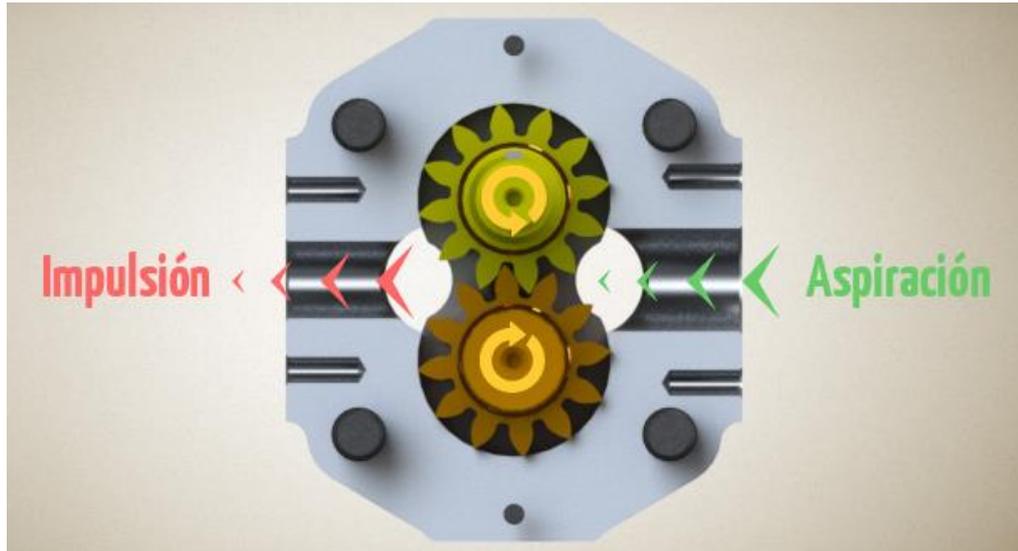


Figura 4.18. Mecanismo Piñón cremallera.

Fuente: <http://www.hidraoil.es/articulo/funcionamiento-de-las-bombas-de-engranajes-externos/>

Por lo tanto, teniendo en cuenta esto, el dimensionamiento de la bomba dependerá de los caudales a los que van a estar sometida y al fluido de contacto. En este trabajo no se pretende diseñar el sistema de generación, por lo tanto se va a proponer rendimientos típicos de estos elementos en función de casos prácticos reunidos de fabricantes. En la Tabla 4.31 podemos ver algunos rendimientos facilitados por algunos fabricantes de bombas oleohidráulicas.

Fabricante	Rendimiento
Rexroth (Bosch Group)	95%
Bucher Hydraulics	94%

Tabla 4.31. Rendimientos bombas en función del fabricante.

Fuente: Fabricante.

Por lo tanto nos quedaremos con el valor indicativo de rendimiento del 95% para bombas oleohidráulicas de engranajes externos.

Ya hemos visto dos posibles maneras de conseguir cambiar de movimiento lineal a rotacional y un rendimiento que oscila en torno al intervalo [90-96] %. Independientemente del elemento utilizado para el diseño del generador, vamos a considerar un rendimiento del **95%** en la caja mecánica transmisora.

Una vez definida la solución para el cambio de movimiento lineal a rotacional, falta definir un rendimiento típico para una máquina rotacional capaz de transformar energía cinética en energía eléctrica. Esta debería ser diseñada para las condiciones de tamaño limitas y dependerá del diseño de la amortiguación regenerativa. También hay que considerar **los picos de potencia y no la potencia media** que se darán durante el trayecto, ya que como hemos visto, la potencia se da en forma de picos a lo largo de todo el trayecto. En la figura 4.19 podemos ver el comportamiento de la potencia disipada en las suspensiones para el caso de mayor grado de carga y para una velocidad de 110 km/h.

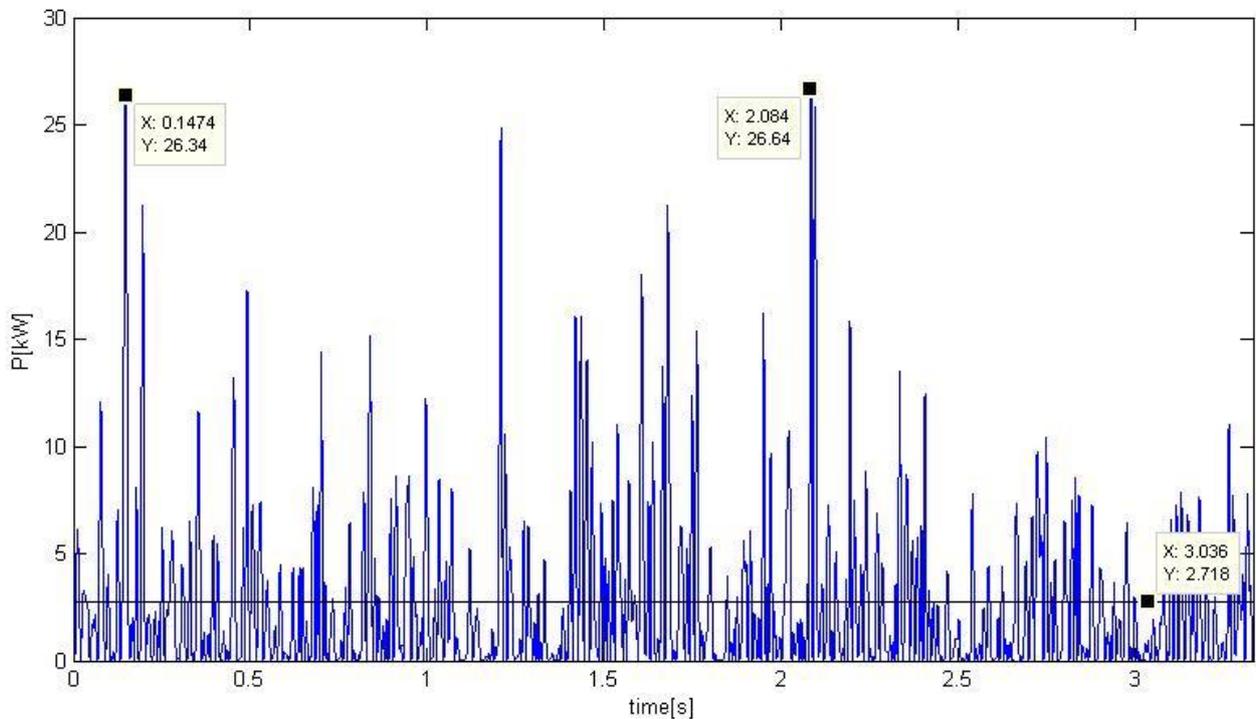


Figura 4.19. Forma de la potencia para un grado de carga del 100% y una velocidad de 110 km/h.

Un autobús urbano no debería sobrepasar los 50 km/h y rara vez supera en excepciones los 100 km/h, por ello se aplica para una velocidad de 110 km/h para dar un margen en el dimensionado del motor.

Como vemos en 4.19, la potencia máxima en un caso extremo estará en torno a 27 kW y por tanto este valor debemos tenerlo en cuenta para dimensionar nuestro generador y no los 2,7 kW de potencia media. Si dimensionáramos para la potencia media, los aislamientos de la máquina acabarían fundiéndose así como sus circuitos internos y podría causar daños irreparables a la batería donde estuviera conectado.

En 4.20 podemos ver valores de potencia para 50 km/h y observamos que los picos de potencia son aproximadamente hasta 5 veces más pequeños que el caso de 100 km/h, particularmente alrededor de 6 kW. Este si es un valor real que se puede dar en el motor constantemente, por lo tanto este valor podría considerarse el nominal y el de 27 kW tenerlo en cuenta para casos puntuales.

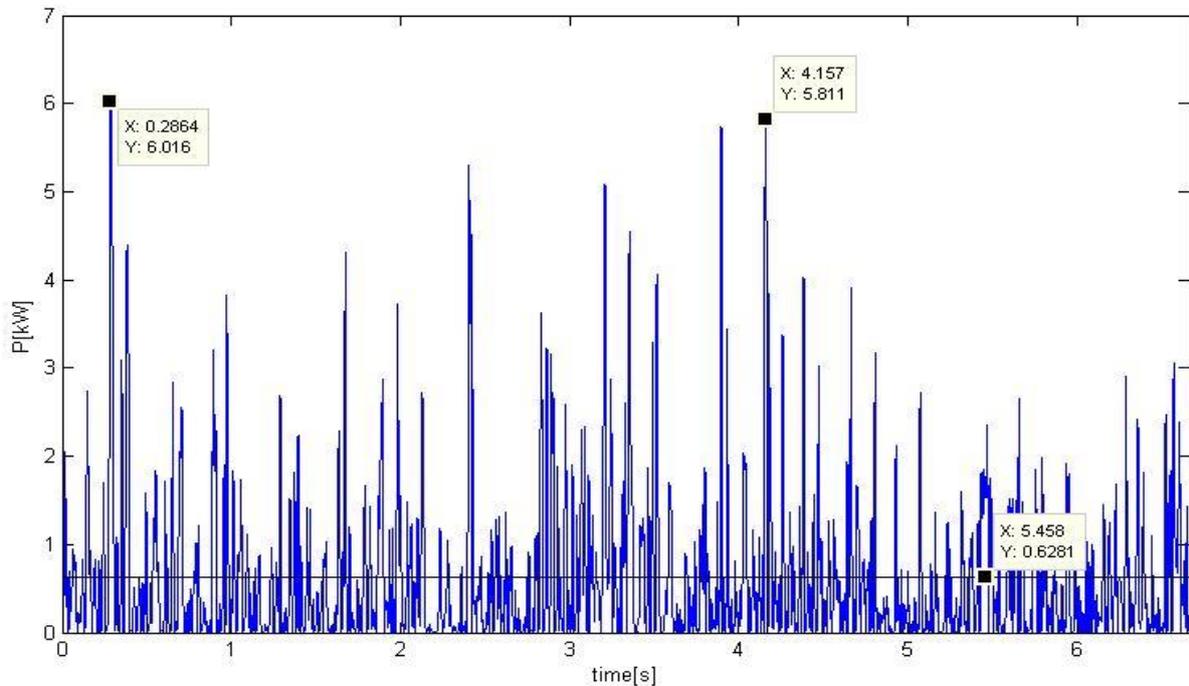


Figura 4.20. Forma de la potencia para un grado de carga del 100% y una velocidad de 50 km/h.

Esto convierte el problema en un caso particular, al estar las potencias tan expandidas y ser tan irregulares, necesitaremos de la instrumentaría de control necesaria para optimizar el comportamiento de nuestro generador. Por lo tanto, no podemos definir un generador/motor estándar del mercado porque necesitaríamos uno hecho a medida y que se ajuste con el espacio y tamaños disponibles y sea capaz de funcionar a las prestaciones específicas.

Como no entra dentro de este trabajo diseñar el generador, nos limitares a buscar un valor de rendimiento eléctrico para una máquina rotativa típica. Generalmente estos rendimientos rondan entre el [70 - 80] % en máquinas de inducción pequeñas [35], o entre [90-95%] en generadores de imanes permanentes [36].

Por lo tanto vamos a utilizar un rendimiento del 94% que refleje las pérdidas en la transformación de energía cinética en energía eléctrica. Aunque este pueda ser mayor o menor dependiendo del diseño final.

Por otro lado faltaría un rendimiento donde se vieran reflejadas las pérdidas en el control del generador y de la electrónica de potencia utilizada para procesar el voltaje y así almacenar la energía en baterías. Para este caso tomaremos un valor del 90%.

Véase resumido en la Tabla 4.32 todos los rendimientos utilizados y el rendimiento total final estimado.

$\eta_{\text{ENGRANAJE}}$	$\eta_{\text{GENERADOR}}$	$\eta_{\text{ELECTRÓNICA}}$	η_{TOTAL}
94%	94%	90%	79,5%

Tabla 4.32. Rendimiento aplicable al resultado final.

Si aplicamos este rendimiento sobre la energía disipada en el amortiguador de un autobús, obtendríamos la energía útil recuperable de los desplazamientos verticales del vehículo. En la Tabla 4.33 podemos ver los resultados finales de energía recuperable para el apartado anterior en el caso exclusivo de la línea 14 y en la Tabla 4.34 para la estimación de la flota entera de la EMT.

FAVORABLE			
Nº Recorridos	7,2	Carga	100%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:		
1	7,6		
15	113,9		
EMENSUAL LÍNEA	3.531,6		
Energía			
E_{AUTOBUS} [kWh/km]	0,05191		
km anuales:	792.931		
1 año	41.161,57		
3 años	123.484,70		
5 años	205.807,83		

MODERADO			
Nº Recorridos	6	Carga	75%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:		
1	3,1		
15	46,5		
EMENSUAL LÍNEA	1.442,0		
Energía anual [kWh]			
E_{AUTOBUS} [kWh/km]	0,02546		
km anuales:	792.931		
1 año	20.188,47		
3 años	60.565,41		
5 años	181.696,24		

MENOS FAVORABLE	
Nº Recorridos	4
Carga	50%
Nº autobuses/día	Energía Diaria [kWh]:
1	0,9
15	13,0
E _{MENSUAL LÍNEA}	402,4
Energía anual [kWh]	
E _{AUTOBUS} [kWh/km]	0,01065
km anuales:	792.931
1 año	8.441,76
3 años	25.325,27
5 años	126.626,35

Figura 4.33. Estimación de energía recuperable en las suspensiones del autobús IVECO de la línea 14 EMT Madrid.

	E _{DÍARIA} [kWh]	E _{MENSUAL} [kWh]	E _{ANUAL} [kWh]	E _{3AÑOS} [kWh]	E _{5AÑOS} [kWh]
Autobuses Pequeños:	128,48	3.854,27	46.251,23	138.753,68	231.256,14
Autobuses Medianos:	262,90	7.886,91	94.642,98	283.928,94	473.214,90
Autobuses Grandes:	7.842,18	235.265,26	2.823.183,12	8.469.549,36	14.115.915,59
E _{TOTAL} [kWh]:	8.233,55	247.006,44	2.964.077,33	8.892.231,98	14.820.386,63

Figura 4.34. Estimación de energía recuperable en suspensiones en la flota de autobuses de la EMT Madrid.

5 Impacto económico:

En los apartados anteriores hemos analizado la dinámica del vehículo, la energía disipada en el amortiguador y la energía recuperable del mismo. Conocemos las cantidades de energía aprovechable tanto a escala global como unitaria, pero a día de hoy lo que es determinante es el ahorro económico y la rentabilidad que supondría el uso de las suspensiones regenerativas. Por ello, se van a analizar distintos casos, desde el consumo de autonomía unitario hasta el ahorro de combustible que supondría su implementación a escala global.

La situación de los combustibles fósiles está cambiando cada vez más rápido. En los últimos años se ha incrementado la fabricación de automóviles propulsados por energías limpias, o menos dañinas al medio ambiente, y que generen menos dependencia de estos combustibles no renovables. En el caso de los autobuses es igual, la EMT ha incrementado la flota de autobuses propulsados a gas hasta el nivel de que el 41,55% de sus autobuses son accionados por gas natural GNC y tan solo el 29,25 son accionados por diésel EURO V (EMT, 2016). Los eléctricos se remontan tan solo al 1,05%. El Gas natural es un recurso fósil más abundante, más económico y menos contaminante que la gasolina o diésel. Por esto cada vez más incrementa el número de vehículos propulsados por gas en España. (GAS NATURAL, s.f.).

A continuación se realizarán distintas comparaciones en relación con la energía recuperable.

5.1 Autonomía:

Tal y como hemos calculado antes en el punto 4, la equivalencia aplicada al consumo de la flota de autobuses de la EMT medio era de 161 kWh y 220 kWh por cada 100 km recorridos (aprox.55 Litros diésel/100km y 128 Litros GNC/ 100km). En la Tabla 5.1 tenemos la energía recuperable útil para el caso de plena carga y 75% carga en comparación con el consumo medio, facilitado por el estudio realizado por la EMT para el año 2015, y un consumo facilitado por el fabricante de autobuses BYD de 130 kWh/100km. Ahora solo consideramos el caso de plena carga y 75% de carga, ya que como vimos durante las simulaciones, la energía recuperable depende fuertemente de la masa y para valores de consumo medios se supone que el autobús no ha estado vacío, por lo tanto supondremos estos dos casos más realistas.

	E_{100KM}	5,19	100%	
	Consumo [kWh/100km]	% E_{Recuperada}	Consumo [Litros / 100 km]	Litros de combustible ahorrados
GNC	220	2,36	127,66	3,01
Diésel	161	3,22	54,71	1,76
Teórico (Diésel)	130	3,99	44,15	1,76

	E_{100KM}	2,55	75%	
	Consumo [kWh/100km]	% $E_{Recuperada}$	Consumo [Litros / 100 km]	Litros de combustible ahorrados
GNC	220	1,16	127,66	1,48
Diésel	161	1,58	54,71	0,87
Teórico (Diésel)	130	1,96	44,15	0,86

Tabla 5.1. Porcentaje de energía recuperada en función de las posibles autonomías del autobús: GNC y Diésel. Equiparada a litros de combustible ahorrados.

Podemos apreciar que la energía recuperable no sería suficientemente alta para suponer una mejora en la autonomía del vehículo. Ahora bien, hasta un 5% del consumo no es algo que se deba despreciar ya que a simple vista esta energía podría usarse a modo complementario en el uso del vehículo desde fuente alimentadora para el circuito del aire acondicionado hasta cualquier actividad de a bordo que requiera o consuma energía de este orden.

El consumo de aire acondicionado de un vehículo oscila entre un 5 y un 10 % del consumo del motor [37]. Por lo tanto, si comparamos la energía recuperable con el consumo de los circuitos de refrigeración del coche, esta energía ya no es tan despreciable y podría llegar a ahorrar entorno a unos 3 litros en el caso de GNC y 1,7 en el caso de diésel en un tramo de 100 km tal y como se refleja en la Tabla 5.1.

	E_{100KM}	5,19	100%
	Consumo Circuito refrigeración[kWh]	% Recuperado	
GNC	11	47,19	
Diésel	8,05	64,49	
Teórico (Diésel)	6,5	79,86	

	E_{100KM}	2,55	75%
	Consumo Circuito refrigeración[kWh]	% Recuperado	
GNC	11	23,15	
Diésel	8,05	31,63	
Teórico (Diésel)	6,5	39,17	

Tabla 5.2. Porcentaje de energía suministrada al sistema de refrigeración y litros de combustible ahorrados.

Entonces vemos que el porcentaje en cuanto a la autonomía no es lo suficientemente grande para suponer una mejora notable pero en cambio, si lo comparamos con consumos de actividades como el aire acondicionado puede suponer hasta un 80% del consumo del mismo.

Dentro de estas actividades podría constar el abastecer el control de las suspensiones activas que se propone como futuros estudios.

Abordando el coste de estos litros ahorrados, vamos a estimar el ahorro que supondría sobre un autobús partiendo de los precios actualizados para el día 14/06/2016 del diésel y GNC [38].

Precio Diésel [€]	Precio GNC [€]
1,025	0,870

Tabla 5.3. Precios de combustible actualizados a día 14/06/2016 [38].

Ahorro unitario			
Consumo [kWh/100km]	Ahorro/100km [€]	Ahorro/km [€]	Ahorro Combustible/km [L]
220 _{GNC}	2,62	0,0262	0,0301
161 _{Diésel}	1,81	0,0181	0,0176
130 _{Diésel}	1,81	0,0181	0,0176

Tabla 5.4. Impacto económico sobre un autobús por cada 100km y km.

En la Tabla 5.4 podemos ver el coste ahorrado por km y por cada 100 km así como el combustible que ahorraría un autobús cada kilómetro. Si esto lo ampliamos al periodo de 1 día, 1 mes, 1 año, 3 años y 5 años, y tomando como referencia la longitud de 20,32 km de la línea 14 de la EMT Madrid y realización diaria de 6 rutas cerradas (120 km), obtendríamos la Tabla 5.5.

Ahorro Unitario						
Consumo [kWh/100km]	Ahorro _{DIARIO}	Ahorro _{MENSUAL}	Ahorro _{ANUAL}	Ahorro _{3 AÑOS}	Ahorro _{5 AÑOS}	Ahorro Combustible _{DIARIO} [L]
220 _{GNC}	3,20	95,85	1.150,23	3.450,70	5.751,16	3,67
161 _{Diésel}	2,20	66,13	793,59	2.380,78	3.967,97	2,15
130 _{Diésel}	2,20	66,09	793,11	2.379,33	3.965,56	2,14

Tabla 5.5. Ahorro económico y de combustible que supondría sobre un autobús.

Como vemos en un periodo de 5 años podríamos llegar a ahorrar hasta una cantidad de 5.751 euros si utilizáramos la energía recuperable de las suspensiones. Si ahora abarcamos esta estimación en función de la flota de autobuses de la EMT, tomando como referencia 220 kWh/100 km para los autobuses más grandes (Propulsados por Gas), 161 kWh/100km para los autobuses medianos (Diésel) y 130 kWh/100km para los autobuses pequeños (Diésel), obtenemos los resultados de la Tabla 5.6.

	Coste Total Ahorrado [€]				
	Ahorro _{DIARIO}	Ahorro _{MENSUAL}	Ahorro _{ANUAL}	Ahorro _{3 AÑOS}	Ahorro _{5 AÑOS}
Autobuses Pequeños:	110,15	3.304,63	39.655,58	118.966,74	198.277,90
Autobuses Medianos:	167,54	5.026,10	60.313,18	180.939,55	301.565,91
Autobuses Grandes:	5.744,77	172.343,06	2.068.116,74	6.204.350,23	10.340.583,72
Ahorro_{TOTAL} [€]:	6.022,46	180.673,79	2.168.085,51	6.504.256,52	10.840.427,53

Tabla 5.6. Impacto económico sobre la flota de la EMT Madrid.

Por lo tanto, al día la implantación de las suspensiones regenerativas podría suponer un ahorro diario de 6.022,46 € en combustible. Que si lo comparamos con el precio de llenado de un depósito completo de autobús, suponiendo de una capacidad de 1200 litros¹², para los mismos precios fijados anteriormente, obtenemos un total de aproximadamente **5 depósitos** de combustible **diésel** o **6 depósitos** de combustible **GNC**. Que si lo comparamos con el depósito de un **turismo** de 50 litros de capacidad equivalen a **118 depósitos** de combustible diésel diarios, es decir que podríamos conducir hasta agotar el depósito de un coche 118 veces al día, y en el caso del autobús unas 5 o 6 veces dependiendo del combustible utilizado. En la Tabla 5.7 podemos ver resumido el ahorro de combustible en el tiempo para el supuesto caso anterior, pero considerando que todos los autobuses consumen 160 kWh en el supuesto diésel (para no mezclar litros de GNC y Diésel)

	Litros de Combustible Diésel Ahorrados				
	Ahorro _{DIARIO}	Ahorro _{MENSUAL}	Ahorro _{ANUAL}	Ahorro _{3 AÑOS}	Ahorro _{5 AÑOS}
Autobuses Pequeños:	107,53	3.225,99	38.711,93	116.135,78	193.559,64
Autobuses Medianos:	163,45	4.903,51	58.842,13	176.526,39	294.210,65
Autobuses Grandes:	3.866,89	116.006,74	1.392.080,91	4.176.242,73	6.960.404,55
Ahorro_{TOTAL} [Litros]:	4.137,87	124.136,25	1.489.634,97	4.468.904,90	7.448.174,83

Tabla 5.7. Ahorro de combustible que supondría en la flota de la EMT Madrid.

Finalmente para concluir con este apartado, observamos en la Tabla 5.8 el ahorro que supone cada kWh.

€/kWh	L/kWh
0,73	0,83

Tabla 5.8. Ahorro que supone cada kWh recuperado.

¹² Autobus GNC SCANIA: http://www.scania.es/Images/GNC_tcm64-526554.pdf

5.2 Comparación con el Consumo de una Vivienda en España:

Hemos analizado la rentabilidad a efectos prácticos del vehículo, ahora vamos a comparar esta energía y el ahorro que podría tener en contraste con el consumo de una vivienda anual en España.

El consumo medio anual de electricidad¹³ para una vivienda en España es equivalente a 3.250 kWh para un promedio de 2,71 personas por vivienda. Si comparamos este consumo de energía anual con la energía recuperable al año en las suspensiones de un autobús urbano, obtenemos que podrían mantenerse hasta **912** viviendas de estas características durante el año, lo que supondría un ahorro de **437,338.2 € anuales** en energía eléctrica para la tarifa fijada por IBERDROLA [39].

Compañía eléctrica	Tarifa de electricidad	Precio kWh
	Tarifa PVPC	0.12061 €/kWh
	Fórmula Luz	0.14521 €/kWh
	One Luz	0.13907 €/kWh
	Óptima Luz	0.12906 €/kWh
	Conecta Luz	0.14755 €/kWh
	Centinela	0.13466 €/kWh

Figura 5.1. Tarifas coste del kWh España [39].

Fuente: <http://comparadorluz.com/faq/precio-kwh-electricidad>

Un ejemplo más de que a pequeña escala la energía no sirve para doblar la autonomía, pero ampliando a toda la flota puede llegar a ser determinante y suponer un importante ahorro.

¹³ Realizado a través de: <http://www.comparatarifasenergia.es/comparar-precios-de-energia/consumo-medio>

6 Impacto Ambiental:

En este apartado se intenta hacer un análisis sobre el posible impacto ambiental que podría generar la implantación de suspensiones activas en la flota de autobuses de la EMT. Hemos visto que a nivel global, la energía que se podría recuperar puede alcanzar una cantidad importante pudiendo abastecer a 912 viviendas durante un año. Ahora vamos a ver el impacto que puede suscitar sobre las emisiones de contaminantes al medio ambiente.

Actualmente está vigente la normativa EURO VI¹⁴ que regula las máximas emisiones de CO, HC, NO_x y P.M (partículas) permisibles. En la Tabla 6.1 vemos resumida dichas limitaciones y aplicadas a los gramos que emite un autobús de la línea 14 durante un día, bajo el mismo supuesto anterior de 6 rutas cerradas de 20,32 km tanto para combustible GNC como diésel.

	CO	HC	NO _x	P.M	CO ₂ [Kg]
EURO VI [g/kWh]	1,50	0,13	0,40	0,01	-
E_{GNC} [g/día]	402,34	34,87	107,29	2,68	252,14
E_{GNC} [g/año]	144.840,96	12.552,88	38.624,26	965,61	90.771,04
E_{Diésel} [g/día]	294,44	25,52	78,52	1,96	176,76
E_{Diésel} [g/año]	105.997,25	9.186,43	28.265,93	706,65	63.634,12

Tabla 6.1. Emisiones máximas permitidas [g/kWh] y emisión máxima que podría emitir un autobús de la línea 14 realizando 6 rutas cerradas durante la actividad de un día y durante un año (GNC y Diésel). Emisiones de CO₂ en Kg [40].

Fuente: http://europa.eu/rapid/press-release_IP-07-155_en.htm?locale=en

En la Tabla 6.1 también se adjuntan las emisiones de CO₂ generadas por el consumo medio de los autobuses de la EMT para el año 2015. Partiendo de los datos de la Tabla 6.2, en donde se reúnen los kg de CO₂ emitidos por cada litro de combustible consumido, y de los datos de consumo medios proporcionados anteriormente: 54,71 Litros diésel/100 km y 127,66 Litros de GNC/ 100km.

El CO₂ es el gas del efecto invernadero y por ello es importante tenerlo en cuenta en nuestro estudio, y analizar cuantas emisiones podríamos ahorrarnos con la recuperación de energía.

¹⁴ A los vehículos de gran tamaño se aplica límites por g/kWh, para turismos en g/km

	Litros	Kg CO ₂
Gasolina	1	2,37
Diésel	1	2,65
GNC	1	1,62

Tabla 6.2. Emisiones de CO₂ por cada litro de combustible consumido (GNC y Diésel) [41].

Fuente: <http://motorfull.com/2007/03/relacion-entre-consumo-y-emisiones-de-co2>

Las emisiones dependen principalmente de la eficiencia del motor, y por tanto necesitaríamos valores porcentuales de lo que se emite de cada contaminante por litro de combustible consumido. Esto quiere decir que los gramos/kWh emitidos por este supuesto autobús son para el peor de los casos, si el autobús en cuestión cumple con la normativa vigente. Entonces, partiendo de la base del caso más negativo en cuanto a emisiones vamos a analizar los gramos que emiten diariamente, mensualmente y anualmente la flota de autobuses de la EMT, bajo la misma condición de los anteriores apartados de que todos los vehículos se encuentran en activo y abarcando un consumo medio de 180 kWh/100km a medio camino entre los consumos medios de GNC y diésel conocidos. Para el caso de CO₂, basándonos en la Tabla 6.1, se va a considerar unas emisiones a medio camino entre GNC y diésel aproximadamente de 220 kg/día.

TOTAL AUTOBUSES EMT	1924				
Consumo [kWh/100km]	180	Consumo DIÉSEL [kWh/día]		219,45	
CO [g/día]	HC [g/día]	NO _x [g/día]	P.M [g/día]	CO ₂ [kg/día]	
329,18	28,53	87,78	2,19	220	
EMISIONES [Kg]					
	E _{DIARIAS}	E _{MENSUALES}	E _{ANUALES}	E _{3 AÑOS}	E _{5 AÑOS}
CO	633,35	19.000,50	228.006,01	684.018,02	1.140.030,03
HC	54,89	1.646,71	19.760,52	59.281,56	98.802,60
NO _x	168,89	5.066,80	60.801,60	182.404,80	304.008,01
PM	4,22	126,67	1.520,04	4.560,12	7.600,20
CO ₂	423.280,00	12.698.400,00	152.380.800,00	457.142.400,00	761.904.000,00

Tabla 6.3. Emisiones de contaminantes de CO, HC, NO_x y P.M máximas que podría emitir la flota de autobuses de la EMT y las emisiones de CO₂ estimadas.

Ya tenemos las toneladas emitidas por la flota de autobuses de la EMT, nos falta calcular cuantas de estas toneladas no se emitirían si los autobuses contaran con suspensiones regenerativas. Como estos cálculos están realizados en función del consumo, y conocemos la proporción de energía recuperable del autobús, vamos a descontar porcentualmente el efecto del sistema regenerativo.

Por lo tanto sabiendo que un autobús podría regenerar entre [2,55-5,19] kWh por cada 100 km recorridos, vamos a suponer que se recupera en este caso una media de 3,5 kWh por 100 km

recorridos. Ahora comparando este dato con el consumo del vehículo por cada 100 km, obtenemos el valor porcentual de energía recuperable que es del 1,95% (para un consumo medio de 180 kWh/100 km). Aplicando este porcentaje a las emisiones totales, obtenemos los valores que no se emitirían gracias al uso de las suspensiones regenerativas.

	EMISIONES EVITABLES [Kg]				
	E _{DIARIAS}	E _{MENSUALES}	E _{ANUALES}	E _{3 AÑOS}	E _{5 AÑOS}
CO	12,32	369,45	4.433,45	13.300,35	22.167,25
HC	1,07	32,02	384,23	1.152,70	1.921,16
NO _x	3,28	98,52	1.182,25	3.546,76	5.911,27
PM	0,08	2,46	29,56	88,67	147,78
CO ₂	8.230,44	246.913,33	2.962.960,00	8.888.880,00	14.814.800,00

Tabla 6.4. Emisiones no emitidas gracias a las suspensiones regenerativas.

En la Tabla 6.4 que el ahorro emisivo está ligado a la cantidad de energía recuperable y reutilizada para abastecer al vehículo, por lo tanto las emisiones estarán ligadas al porcentaje recuperativo del sistema. Por otra parte, en este ejemplo práctico vemos que a cada año le corresponderían 7 días libres de emisiones por parte de la flota de autobuses y que a cada cinco años le equivalen a unos 35 días.

Si este sistema fuera ampliado a todos los vehículos de una ciudad, hablaríamos de aproximadamente un 2 % de las emisiones reducidas en un día. Que si en España hoy en día se ronda una cifra de 22,11 millones de turismos [42], suponiendo 5 litros consumidos de diésel por cada 100 km, nos ahorraríamos una cifra aproximada de 5.859.150 Kg de CO₂ emitidos por cada 100 km recorridos. Si ahora suponemos una media de 20 km, obtendríamos una cantidad de 1.171.830 kg de CO₂ ahorrados al día. Sabiendo que el transporte supone el 51,4% de las emisiones de contaminantes totales a la atmósfera, si lo ampliamos a toda la flota de vehículos mundial el impacto sería brutal consiguiendo reducir en un 2% estas emisiones globales.

Para concluir con este apartado, vemos que el sistema a efectos de medio ambiente es positivo y que a medida que ampliamos la escala puede llegar a alcanzar unos valores bastante atractivos en lo que a emisiones respecta. Lo cual contribuye en el tiempo eficientemente hacia una ciudad más sostenible, respetando el medio ambiente y la salud de sus habitantes.

7 Estudios Futuros

Como se ha podido ver a lo largo de la memoria, este proyecto deja numerosos caminos en cuanto a mejora y optimización del modelo. En esta parte se van a introducir y resumir posibles trabajos de extensión futuros en base al trabajo realizado, tanto como mejora del modelo o desarrollo del mismo.

Primero, se propone una inversión para mejorar e incrementar la fiabilidad de los resultados. Esta inversión consistiría en adquirir la maquinaria requerida para poder realizar los ensayos necesarios y conocer perfiles rugosos coincidentes con las rutas que seguirán los autobuses, es decir, contar con alguno de los aparatos descritos en el **anexo A**. De este modo, podríamos conocer de manera más cercana a la realidad la energía recuperable en las suspensiones de un autobús.

Por otro parte está el diseño del sistema regenerativo, que depende exclusivamente del uso final de la energía recuperable. En este caso, se ha propuesto convertir las suspensiones pasivas en unas suspensiones activas inteligentes que no solo sean capaces de generar sino, que también sean capaces de controlar y mejorar la eficiencia de unas suspensiones tradicionales. Como ya se ha explicado anteriormente, se podría investigar en torno a las suspensiones neumáticas de tal modo que con el flujo de gas pudiera ejercer efectos parecidos a lo que se ha propuesto con el equivalente actuador hidráulico. Este es un caso interesante, ya que un autobús como bien se sabe, se caracteriza por la gran variedad de carga durante sus horas de trabajo y consecuentemente, el muelle neumático se ha convertido indispensable. Por lo tanto, se propone estudiar la compatibilidad del sistema amortiguador regenerativo + muelle de aire.

En este trabajo entre otras, se han analizado dos posibilidades en cuanto al amortiguador hidráulico. Como hemos dicho, es necesario estudiar un generador que se adapte perfectamente a las especificaciones de tamaño y que en sí no genere muchas pérdidas. Por lo tanto, se propone para el futuro dos posibles estudios que afectarían positivamente en el desarrollo de las suspensiones regenerativas.

En el primer caso consiste en la utilización de un generador lineal acoplado dentro del propio amortiguador, de tal forma que el estator quedaría fijado a la rueda y el traslador fijado a la masa (o viceversa). Este tipo de generadores son estudiados en el campo de generación mareomotriz, energía renovable de las olas, y como se explicó al principio, la empresa Alemana Gresser GmbH utiliza un generador lineal en su prototipo. Como punto positivo tiene que no sería necesario buscar un elemento mecánico para transformar movimiento lineal en movimiento rotatorio. En este trabajo se ha estudiado el comportamiento aproximado de un generador lineal aplicado al amortiguador regenerativo, su investigación detallada y diseño se propone como estudio futuro.

La otra alternativa, y que ha sido seleccionada para la estimación de los cálculos, consiste en implementar un sistema de engranajes capaz de cambiar del movimiento lineal al rotacional, que posteriormente iría a parar al generador eléctrico rotativo que se encuentra externo al amortiguador, a diferencia del generador lineal. Las ventajas que tiene este caso, es que partiendo de los conocimientos de accionamientos eléctricos, podríamos diseñar un control en ejes dq de la máquina y así utilizarla a modo de generador y motor indistintamente. Así

conseguiríamos el objetivo principal de las suspensiones activas inteligentes que, aparte de ofrecer comodidad y manejabilidad al conductor mediante adaptándose a sus requisiciones, nos permite recuperar y almacenar energía disponible en el amortiguador.

A continuación se expone el pequeño estudio realizado sobre un generador lineal, para el cual se propone estudiar a fondo como futuro proyecto, y también se adjunta una breve introducción del segundo trabajo propuesto en cuanto generador activo. Estos requieren de mucho más tiempo y recursos de los que se han dispuesto, por ello se proponen como futuros trabajos.

7.1 Generador Lineal:

La idea principal de este punto es la de conocer el comportamiento de un generador lineal, que no es más que un electroimán (traslador) y una bobina (estator). En este caso consideraremos la bobina fija a la masa suspendida del autobús, y el imán fijo a la rueda (masa no suspendida). De este modo, los parámetros serán los movimientos relativos entre imán y bobina:

$$z_{\text{imán}/\text{bobina}} = z_u - z_m \quad (7.1)$$

$$\dot{z}_{\text{imán}/\text{bobina}} = \dot{z}_u - \dot{z}_m \quad (7.2)$$

En la parte electromagnética, al pasar un imán con velocidad constante vertical a través de una bobina obtenemos la siguiente gráfica:

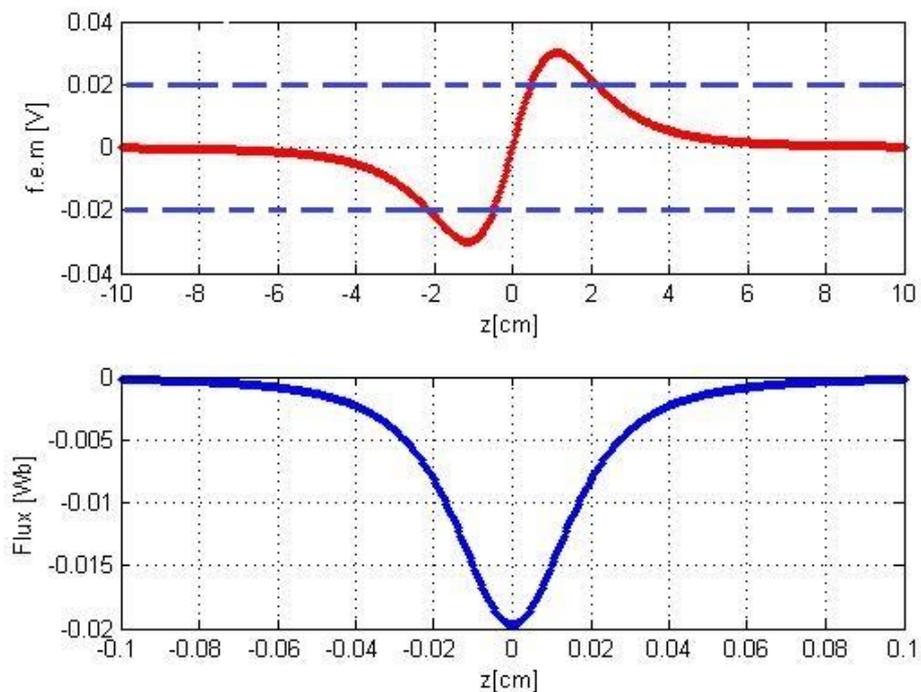


Figura 7.1. Imán a través de una bobina de 300 espiras V cte.

En la figura 5.1, el polo norte del imán está orientado hacia abajo, lo que significa que el campo atraviesa verticalmente dirección entrante a la bobina en el sentido de la fuerza gravitacional. Por lo tanto, teniendo en cuenta el sistema de signos internacional, el flujo variará negativamente. Cuanto más cerca esté el imán de la bobina mayor es el flujo que atraviesa la misma llegando a ser máximo con el imán en el origen de la bobina.

Por otro lado, observamos que los picos máximos de voltaje se encuentran en los extremos de la gráfica, para valores en los que el imán está aproximándose en el centro de la bobina pero sin llegar a este punto donde el voltaje se anula (el incremento de flujo que ve la bobina es cero, se equilibran las fuerzas). Por ello, buscaremos una posición de equilibrio donde el imán se encuentre próximo a la bobina pero no en su interior, así dependiendo del valor de las oscilaciones el voltaje podría ser máximo.

Uno de los puntos más complicados de este generador, es conocer en todo momento el valor del campo magnético en el entrehierro, a diferencia de las máquinas rotatorias que es conocido. El campo magnético generado por el imán en el espacio, para distancias muy lejanas al mismo, viene dado por la siguiente expresión en coordenadas cartesianas para un dipolo ($z \gg r$) [43]:

$$B_y = \frac{\mu_0 \cdot m}{4 \cdot \pi \cdot r^3} \cdot \left(\frac{3 \cdot y \cdot z}{r^2} \right) \quad (7.3)$$

$$B_z = \frac{\mu_0 \cdot m}{4 \cdot \pi \cdot r^3} \cdot \left(\frac{3 \cdot z^2}{r^2} - 1 \right) \quad (7.4)$$

En donde la aportación de B_y al flujo es nula ya que consideramos el imán fijo al eje vertical de la bobina, y este es el eje z. Donde calculamos el flujo de la siguiente expresión:

$$\Phi = \oiint \vec{B} \cdot d\vec{a} \quad (7.5)$$

$$\Phi(z) = \frac{-\mu_0 \cdot m \cdot R^2}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{(z^2 + R^2)^3}} \quad (7.6)$$

Seguido a esto, aplicamos la *ley de Faraday*:

$$\varepsilon = -N \frac{d\Phi}{dt} = -N \cdot \frac{d\Phi}{dz} \cdot \frac{dz}{dt} = \frac{3 \cdot \mu_0 \cdot m \cdot N \cdot R^2}{2} \cdot \frac{z}{\sqrt{(z^2 + R^2)^5}} \cdot \frac{dz}{dt} \quad (7.7)$$

En este caso estamos suponiendo N espiras superpuestas en un punto, considerando la distancia entre cada una despreciable.

Para calcular la posición del imán donde el voltaje alcanza el máximo derivamos la expresión anterior:

$$\frac{d\varepsilon}{dz} = \frac{3 \cdot \mu_0 \cdot m \cdot N \cdot R^2}{2} \cdot \frac{(R^2 - 4z^2)}{\sqrt{(z^2 + R^2)^7}} \cdot \frac{dz}{dt} = 0 \quad (7.8)$$

$$z = \pm \frac{R}{2} \quad (7.9)$$

Luego los máximos se encuentran a $\frac{R}{2}$ por encima y por debajo del origen de la bobina.

A similitud de las máquinas eléctricas rotativas, la potencia extraíble viene dada por la velocidad multiplicado por la fuerza lineal a la que el imán está sometido, dicho de otro modo, al transformar energía mecánica a energía eléctrica aparece una fuerza lineal que se apone a la del movimiento.

$$P = F \cdot v \quad (7.10)$$

El principal problema es que este estudio y desarrollo está en base de un campo magnético que es solo aplicable para distancias muy lejanas al imán. Por lo tanto, podemos conocer el comportamiento y la forma que puede tener la interacción del imán a través de una bobina, pero no es definitivo, y requiere de un estudio en detalle del mismo con las herramientas idóneas de cálculo. Con ello, se propone buscar el comportamiento real de un generador lineal analizando las ventajas y desventajas que podrían suponer frente a un generador rotacional y especialmente en el caso aplicable a las suspensiones regenerativas.

7.2 Suspensión Activa Regenerativa:

En este futuro trabajo se pretende diseñar una suspensión activa regenerativa, que conste de un generador rotacional controlado de tal forma que permita una conducción cómoda y al mismo tiempo regenerar energía disipada en el amortiguador.

Esta alternativa cambiaría la forma del amortiguador convencional. Primero habría que incrementar el área por donde circula el óleo, para el caso de los amortiguadores hidráulicos convencionales, que es donde se dan las pérdidas en forma de calor. Al incrementar suficientemente el área, dicho fluido circularía ente los distintos compartimentos sin ningún tipo de rozamiento y así sin frenarse no se disiparía energía. Si añadimos la bomba hidráulica de engranajes externos especial para aceite, y la conectamos a la máquina eléctrica, se generaría un par resistente que tendería a frenar el caudal (velocidad por el área del amortiguador) que circula por la bomba de aceite y acciona el eje de la máquina.

Existe la posibilidad de no utilizar una bomba hidráulica de engranajes externos, y estudiar la utilización de un mecanismo piñón-cremallera que ejerza la misma función. De este modo, podría coexistir con el amortiguador convencional, y la interacción con el motor sería idéntica a la descrita.

Por lo tanto, se propone estudiar a fondo el diseño de este amortiguador regenerativo y analizar, teniendo en cuenta que la potencia que se da en un amortiguador son picos de valores muy variables, que tipo de generador rotacional sería el más idóneo para el uso.

8 Conclusiones:

8.1 Viabilidad del sistema

A la vista de los resultados obtenidos del estudio, se presentan porcentajes de energía no válidos para mejorar considerablemente la autonomía del vehículo, pero si lo suficientemente buenos para reducir las emisiones y el consumo a escala global. Una reducción del 5% de las emisiones y consumo del vehículo es positivo, pero podría no ser suficiente para invertir en la implantación del mismo.

En defensa de las suspensiones regenerativas, hay que decir que el modelo utilizado únicamente tiene en cuenta las vibraciones de la carretera que ocasionan movimientos verticales sobre la masa, sin considerar los movimientos horizontales debidos al cabeceo y balanceo. A efectos prácticos, frenar una masa acelerada, de las magnitudes de un autobús, puede suponer un incremento importante en este porcentaje final calculado.

Por otra parte, a escala unitaria puede que los resultados no sean excesivamente abrumadores, pero se ha demostrado que 1927 autobuses, que conforman la red de transporte de la EMT, al día podrían llegar a recuperar aproximadamente 8.233,55 kWh/día, lo cual equivale a cerca de 437 veces la capacidad de la batería perteneciente al vehículo eléctrico BMW i3 (18,8kWh). Teniendo en cuenta que un turismo consume cerca de 15 kWh por cada 100 km recorridos, esta energía para turismos utilizados en la propia ciudad de Madrid podría llegar a ser muy útil. Si aumentamos la escala a cinco años, la energía recuperable sería del orden de 14.820.386,63 kWh, lo que equivaldría abastecer una flota de 185 autobuses durante un año (10% de la flota de autobuses de la EMT). Por lo tanto el almacenamiento de esta energía podría suponer ahorros sustanciales en el tiempo.

Hay que resaltar que se ha considerado un rendimiento del 79% en el proceso de obtención de la energía. Este rendimiento siempre podría llegar a ser mejorable pudiendo incrementar el porcentaje recuperable, que sin pérdidas se encontraría alrededor del 7%. Con ello, si acumulamos esta energía, podría ser utilizada para autoabastecer entera o parcialmente, dependiendo de la demanda, el sistema de aire acondicionado del vehículo. Esto no solo reduce el gasto y las emisiones, sino que da un paso hacia el frente en cuanto al desarrollo de los vehículos autosuficientes, mejorando su rendimiento al focalizar la energía disponible en las baterías para accionar el vehículo. Esta energía aparte de poder ser utilizada para el sistema de refrigeración de aire acondicionado, también podría utilizarse para cualquier actividad de a bordo que requiriese consumo de energía de esta magnitud, como el ordenador interno, los circuitos electrónicos y eléctricos que conforman el autobús, indicadores de parada, iluminación etc. que en un día esta energía podría no suponer un impacto apreciable, pero si incrementamos el abanico de tiempo podríamos ver resultados bastante satisfactorios.

Hemos visto la dependencia directa de la velocidad y la masa en la energía recuperable, lo que significa que los autobuses de viajeros de largas distancias, que pueden circular a velocidades mucho mayores que los autobuses urbanos, podrían llegar a recuperar 0,06726 kWh/km y si suponemos un trayecto desde Madrid hasta Cádiz de 650 km aproximadamente, sería en torno a 44 kWh lo equivalente a 2 baterías del vehículo BMW i3. Si existen 74 camiones en un país en un día determinado que recorran 650 km, podría recuperarse alrededor de 3.250 kWh que es el consumo anual medio de una vivienda en España. Luego que los vehículos grandes como un

camión de carga o autobuses de pasajeros de largas distancias, podrían generar bastante energía al día que si fuera almacenada, pudiera ser utilizada en otras actividades.

Volviendo a la recuperación en autobuses urbanos, el uso de un sistema regenerativo podría llegar a suponer un ahorro diario de 6.022,46 € y en el periodo de 5 años, alrededor de 10.840.427,53 €. Lo que supondría un ahorro importante que se podría invertir en mejorar las instalaciones y servicios ofrecidos al cliente.

Dentro de este ahorro hay que incluir los 6.874,1 Litros de combustible ahorrados durante el periodo de un día, y rondando los 12.373.380,92 Litros para un periodo de cinco años. Tal y como está la situación con el cambio climático, y las altas exigencias de la unión europea en cuanto a emisiones, se convierte en una necesidad el evolucionar hacia una sociedad más sostenible. Ahorrando 6.874,1 Litros no solo conseguimos ahorro económico, sino que participamos en mejorar la atmósfera que compartimos. Esta cantidad diaria de litros ahorrados se corresponde con el consumo medio de 127 autobuses circulando durante 100 km, lo que equivale a 41.806,37 g CO₂ evitables al día.

Por tanto, más allá de la cuestión económica está el medio ambiente y la situación crítica en cuanto a contaminación de Madrid y las grandes capitales del mundo. A finales del 2015 y comienzos de 2016 en Madrid, se empezaron a tomar medidas regulatorias debido a los altos índices contaminantes en los que se encontraba la capital. Por lo tanto, es una obviedad que la contaminación está provocando efectos negativos sobre la población, ya sean enfermedades cardiovasculares o respiratorias, y consecuentemente reducir en 22.167,25 toneladas las emisiones de CO₂, entre otros, en cinco años es un buen comienzo para evolucionar al concepto de ciudad limpia.

El indicador más restrictivo sin duda es el coste total que supondría la implantación de este sistema en la flota de autobuses Madrileña. A efectos económicos, y basándonos en la estimación del posible coste que supondría el desarrollo e instalación del sistema, vemos que lo más caro sería la inversión inicial rondando los 223.844 €, mientras que implantar este sistema en las cuatro ruedas de un autobús podría costar en torno a 20.084 €. Este coste multiplicado por toda la flota de autobuses de la EMT se amplía a 38.640.846,40 € lo que supone una inversión inicial muy elevada que, en función de la energía recuperable, tardaríamos 13 años en recuperar la inversión y sin considerar costes de mantenimiento. Por otra parte amortizándola durante 5 años saldría a 2,07 €/kWh (frente a 0,14 €/kWh del mercado (Comparador Luz, s.f.)).

En cambio, si este coste lo comparamos con el precio inicial de un autobús, alrededor de 243.178 € (Ecomovilidad, 2009), supone tan solo el 8,26% del coste total del vehículo. Por lo tanto, sería mejor idea empezar a implantarlo progresivamente en el tiempo y así no sentir el duro trasfondo que supondría la inversión.

En conclusión del trabajo, la viabilidad de la recuperación energética en las suspensiones de los autobuses supone altas cantidades de energía reutilizable, ahorro económico y la reducción considerable de los contaminantes a la atmósfera, pero la implantación del sistema debería ser incluida por el fabricante para las futuras generaciones de autobuses urbanos, ya que implantarlas en la actualidad supondría un coste muy elevado.

8.2 Conclusiones técnicas del proyecto:

Tras el desarrollo de este trabajo, se han visto las grandes dependencias del sistema y las multitudes variables que se han dado. Por ello, es recomendable reproducir el modelo de manera más fiable mediante realizando los ensayos oportunos sobre autobuses, obteniendo perfiles de rugosidad más adaptados a las rutas que siguen los autobuses, etc. También sería bueno la realización de un prototipo de amortiguador regenerativo, y así analizar el rendimiento que podría tener el mismo. A continuación se describen los elementos y puntos que han tenido gran repercusión sobre el estudio.

Primero se ha podido analizar el perfil de la entrada del modelo, se ha visto que dependiendo de las frecuencias que entran, la respuesta del sistema varía considerablemente. Hemos visto como la velocidad cambia esta frecuencia también y como puede aumentar la amplitud de la entrada si se trata de una velocidad variable. Hemos analizado el espectro de frecuencias de la entrada y la respuesta, y hemos visto como las suspensiones filtran estas frecuencias, pero también como el neumático afecta notablemente sobre la respuesta. Cuanto más baja la constante de elasticidad del neumático más influencia tendrá sobre los resultados, filtrando las frecuencias más altas. Así mismo, una constante amortiguadora del mismo podría suponer pérdidas razonables hasta del 10%.

Por otra parte, en la estimación de energía se ha visto que picos de amplitud elevada en la entrada se transforman en grandes picos de potencia instantánea disipada, y supone una cantidad considerable de energía recuperable. Las bandas limitadoras de velocidad por tanto, entran dentro de este grupo y podrían llegar a ser más de la mitad de la energía disipada en un tramo.

La influencia de la masa afecta directamente sobre el resultado de energía recuperada pero no sobre el porcentaje de energía recuperable, es decir, un turismo recupera un 4% de la energía que consume y un autobús puede recuperar el 64% de la energía que consume un turismo, pero recupera un 4% de la energía que consume él mismo.

Generalmente, la velocidad afecta positivamente a la recuperación en vehículos grandes, pero como se ha analizado, existe una *velocidad óptima o límite* del vehículo que a partir de esta el móvil reduce la energía recuperada a medida que la velocidad aumenta. Siendo más alta para vehículos pesados que para ligeros. En nuestro caso no ha entrado entre el intervalo de velocidades posibles.

El neumático afecta directamente sobre los resultados de energía recuperable, llegando a disminuir drásticamente ésta. Además las constantes del mismo son altamente variables y muy complicadas de calcular, por ello generalmente se desprecia en los modelos de cuarto de vehículo. En nuestro caso hemos tenido en cuenta el neumático proporcionalmente a la masa del vehículo.

Técnicamente es un modelo factible que nos permite tener una idea generalizada sobre la energía que se disipa en las suspensiones de un autobús.

9 Estimación de Presupuesto Proyecto Suspensiones Regenerativas

Tras obtener la estimación de energía recuperable en las suspensiones de un autobús, hemos visto que la cantidad disponible es muy pequeña en comparación a la autonomía del vehículo, pero ampliando la escala a la flota total de autobuses vemos que se podría recuperar una cantidad considerable de energía útil. Por lo tanto, para poder estudiar el grado de viabilidad del sistema se convierte en requisito estimar el coste que supondría la implantación y desarrollo del prototipo en el autobús.

En este apartado se pretende aplicar conocimientos de costes, calculando una estimación del impacto económico total que supondría la implantación de esta tecnología en las suspensiones de un autobús.

9.1 Presupuesto del proyecto realizado:

El presente proyecto ha consumido horas de ingeniero y los recursos fijos y variables asociados a su trabajo.

A modo de resumen se han empleado 350 horas para realizar el proyecto y estimando una tasa de 50 €/h resulta un coste de 17.500 €, diecisiete mil quinientos euros.

9.2 Estimación de Costes de futuros desarrollos:

9.2.1 Valoración del Proceso de Investigación y desarrollo del Sistema:

a. Horas de dedicación al desarrollo del sistema:

Estimando un total de 1.760 horas (1 año), 2 Ingenieros y un coste hora por persona de 25€/h, llegaríamos a un total de 88.000 € por la fase preliminar de investigación del sistema regenerativo.

Este epígrafe contiene los capítulos de análisis, dimensionado y diseño del sistema regenerativo.

b. Coste de instalación y pruebas:

Coste estimado del coste que supondría la instalación del sistema. Del convenio de automoción [44] se estima un salario de 9,38 €/h para los instaladores del sistema en el vehículo.

Suponiendo tres instaladores en 5 jornadas laborales de 8 h deducimos un total aproximado de 375,2€.

Coste estimado de las pruebas de funcionamiento en torno a 400 €.

c. Mano de obra directa (MOD):

Es la estimación proporcional al personal que participa en el proceso de fabricación del sistema estimado en 500 €.

d. Mano de obra indirecta (MOI):

Es la estimación del coste de terceros que participan en el proceso de fabricación. Se estima en torno al 30% de la MOD.

e. Gastos Generales:

En este apartado se incluyen los gastos generales para el uso de herramientas, luz, agua, limpieza, etc. Se estima en un 50% de los gastos de mano de obra directa.

f. Cargas sociales:

La empresa debe hacerse cargo de los distintos gastos que suponen los empleados inscribirse en la seguridad social.

Esta cotización se encuentra alrededor del 32% del salario del trabajador.

9.2.2 Coste de los componentes del sistema regenerativo:

a. Coste de Material. Piezas.

En este apartado se incluyen piezas y materiales complementarios que pudieran hacer falta el ensamblaje del prototipo.

b. Coste del generador:

En este apartado se incluye el generador diseñado a medida para el sistema regenerativo. Se estima su coste en función de distintos fabricantes.

Se estima un precio en torno a 2.500 €/unidad.

c. Coste de la electrónica de potencia:

Dependiendo del accionamiento finalmente utilizado se necesitará unos elementos u otros. En cualquier caso se necesitará un inversor para controlar la tensión y frecuencia del generador de AC.

Se estima un precio de 1.500 €/unidad.

d. Coste de los engranajes:

En este apartado se incluyen los sistemas mecánicos para transformar el movimiento lineal en movimiento rotacional definidos en los anteriores apartados.

Se estima un coste por diversos fabricantes de 100 €/unidad.

Todos estos costes estimados se reúnen en la Tabla 9.1 a continuación.

Elemento	Unidades	Coste unitario €	Coste €
Material. Piezas	4	100	400
Generador	4	2.500	10.000
Electrónica de Potencia	4	1.500	6.000
Engranajes	4	100	400
TOTAL (€)			16.800

Figura 9.1 Estimación del coste de materiales y elementos integradores del sistema.

A continuación en la Tabla 9.2 se propone una estimación del coste total que supondría suplantar el sistema en un vehículo aplicado a las cuatro ruedas.

Coste Inicial Primera Suspensión		
Concepto	Imputación	Coste [€]
Materiales	-	16.800,00
Desarrollo	-	88.000,00
Instalación	-	1.125,60
Mano de obra directa (MOD)	-	500,00
Mano de obra indirecta (MOI)	30% MOD	150,00
Costes Sociales (CS)	32% MOD + MOI + I+D+I	117.018,00
Gastos Generales (GG)	50% MOD	250,00
Coste Final (Cf)	-	223.843,60

Tabla 9.2 Estimación del coste del desarrollo e implementación del primer prototipo.

Por lo tanto la inversión inicial del desarrollo e implementación del primer prototipo suspensiones regenerativas en un autobús urbano girará en torno a 259.346,00 €, doscientos cincuenta y nueve mil trescientos cuarenta y seis euros, donde se estima el coste total de la operación.

Implantación		
Concepto	Imputación	Coste [€]
Materiales	-	16.800,00
Instalación	-	1.125,60
Pruebas	-	400,00
Mano de obra directa (MOD)	-	500,00
Mano de obra indirecta (MOI)	30% MOD	150,00
Costes Sociales (CS)	32% MOD + MOI	858,00
Gastos Generales (GG)	50% MOD	250,00
Coste Final (Cf)	-	20.083,60

Tabla 9.3 Estimación del coste del desarrollo e implementación del primer prototipo.

Por lo tanto la implantación del sistema regenerativo en un autobús urbano girará en torno a 20.084 €, veinte mil ochenta y cuatro euros, donde se estima el coste total de la implantación del sistema en las 4 ruedas.

10 Anexos

10.1 ANEXO A:

10.1.1 Métodos de medida del IRI [8]:

Clase 1. Perfiles de precisión.

Esta clase representa el más alto grado de exactitud en la medición y cálculo del IRI. Para que un método pertenezca a esta clase requiere una medida de precisión del perfil longitudinal y que sea definido por medio de una serie de elevaciones en puntos separados una pequeña distancia.

Clase 2. Otros métodos perfilométricos.

Este grupo incluye otros métodos que basan el cálculo del IRI en la medida del perfil longitudinal, pero que no tienen la exactitud requerida como para ser considerados como de Clase 1. Esta clase comprende medidas con perfilómetros de alta velocidad y con métodos estáticos que no satisfacen los criterios de precisión y exactitud necesarios para los métodos de la Clase 1.

En la actualidad sólo los perfilómetros del tipo APL tienen convalidada su eficacia en toda la gama de regularidades y longitudes de onda requeridos por el IRI para un sistema de Clase 2. El antiguo perfilómetro inercial GMR ha sido convalidado como de Clase 2, para carreteras con valores del coeficiente IRI inferiores a 3 m/km. Los modernos SDP debieran ser convalidados como Clase 2 para toda la gama de valores.

Los perfilómetros dinámicos incluidos en esta clase son capaces de obtener medidas de gran calidad y a alta velocidad, sin requerir esfuerzos considerables de calibración y mantenimiento de los aparatos.

Clase 3. Estimaciones del IRI mediante correlaciones.

La mayoría de las medidas de la regularidad superficial que se ejecutan en la actualidad, en el mundo, se obtienen con sistemas de tipo respuesta (RTRRMS). Las medidas obtenidas con los aparatos de este tipo dependen fuertemente de las características dinámicas de cada vehículo. Por tanto es necesario transformar las medidas recogidas por estos sistemas para poder obtener coeficientes comparables con el IRI. Así, los valores originales de la pendiente media rectificadora obtenida por los RTRRMS deben ser corregidos y convertidos a la escala IRI, mediante ecuaciones de correlación que se consiguen calibrando experimentalmente cada uno de los aparatos con alguno de los sistemas de las clases 1 ó 2. Además, como las características mecánicas de los vehículos varían muy fácilmente, es necesario mantener controles muy rigurosos tanto en el uso del vehículo como en su mantenimiento. Cuando se observen cambios importantes, todo el sistema compuesto por el road meter y el vehículo deberá ser vuelto a calibrar.

Clase 4. Valores subjetivos y medidas sin calibrar.

Hay ocasiones en las que, por condicionamientos económicos o de otro tipo, sólo se necesita conocer aproximadamente el estado de la uniformidad superficial de una carretera. A pesar de

ello es deseable relacionar la medida de la regularidad superficial a la escala IRI. En estos casos se puede utilizar un aparato tipo respuesta sin calibrar se puede estimar el estado de la carretera o bien se puede valorar este mediante las sensaciones de confort y seguridad que experimenta una persona experta en la materia al circular por la carretera.

La conversión de estas observaciones a la escala IRI, se limita a una equivalencia aproximada que se asocia a unas descripciones estándar del estado de la carretera en función del valor de IRI. Estas medidas u observaciones se consideran de Clase 4.

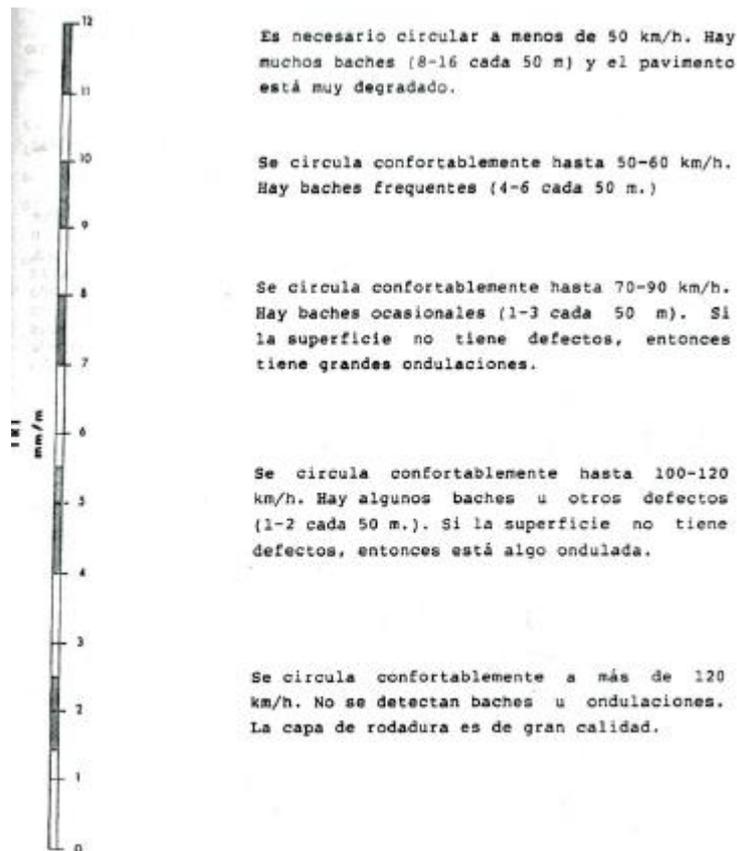


Figura A.1. Confort frente al IRI [8].

Fuente: Ignacio Sánchez S, Hernán de Solminihaç T. (1989, Enero – Junio). EL IRI: un indicador de la regularidad superficial. Revista de Ingeniería de Construcción Nº6. Figura Nº5.

10.1.2 Gráficas complementarias:

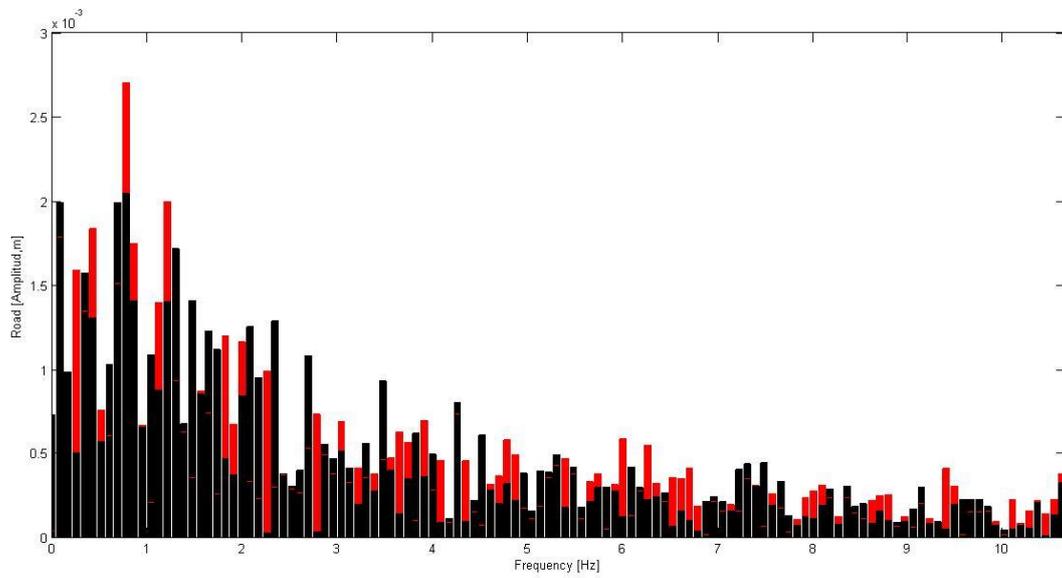


Figura A.2. Efecto de la velocidad durante: Aceleración (**Negro**) vs deceleración (**Rojo**).

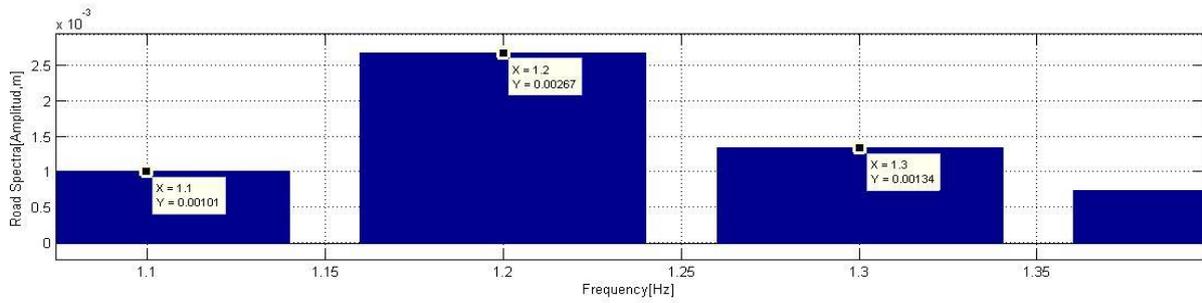
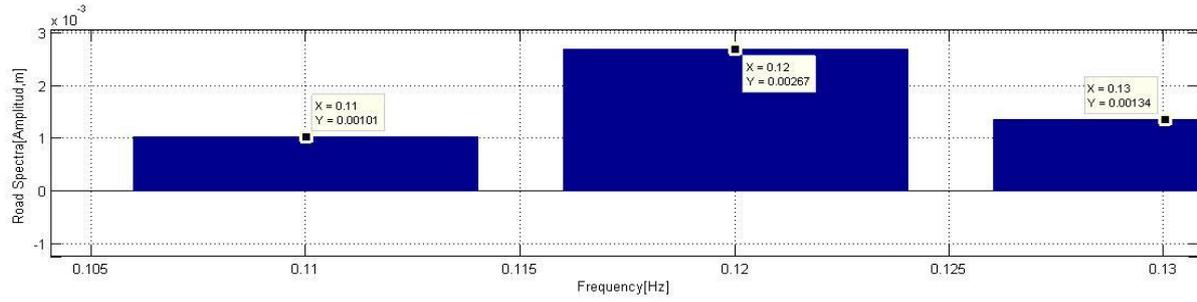


Figura A.3. Efecto de la velocidad constante. Se mantiene la amplitud constante de cada armónico pero aumenta su frecuencia.

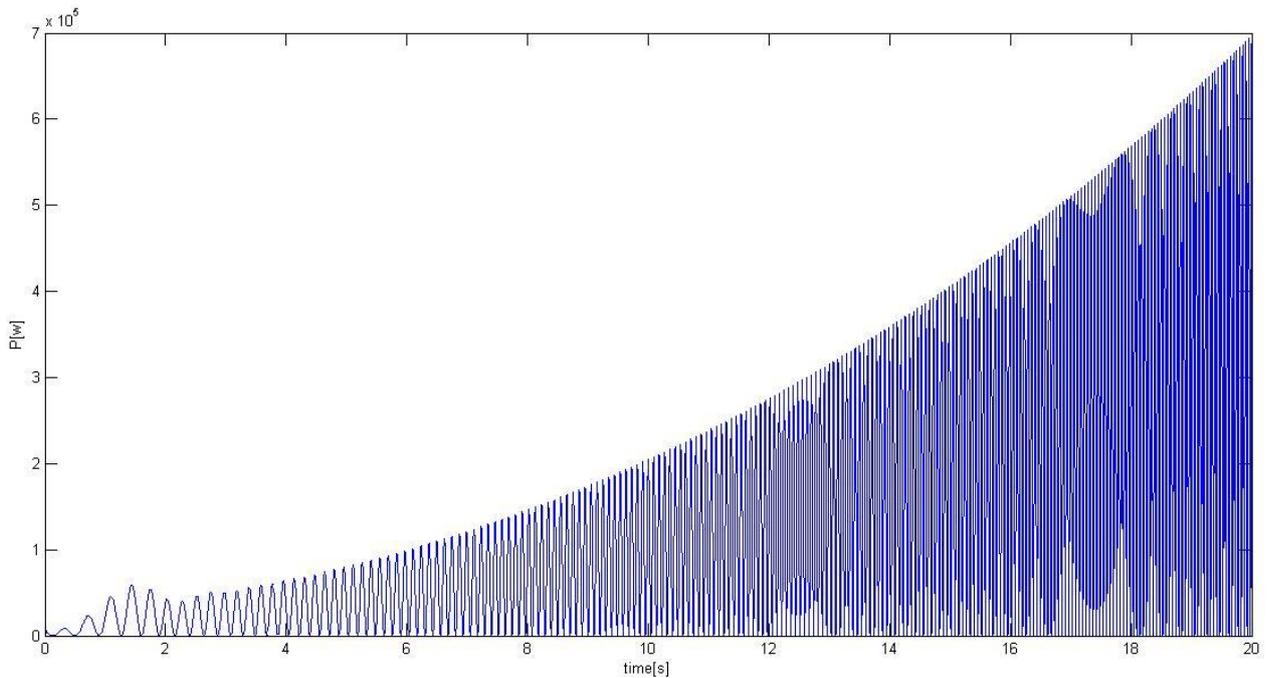


Figura A.6. Potencia disipada en el amortiguador para el caso de la figura 2.5. Dependencia total sobre la velocidad del móvil. Se observa la zona en donde entra en resonancia el sistema.

10.2 ANEXO B:

10.2.1 Resortes y amortiguadores [45]:

En este apartado se proponen distintos tipos de resortes y amortiguadores utilizados de cara al diseño de una suspensión.

Las suspensiones se componen principalmente de tres componentes:

- **Soportes:** encargados de enlazar la llanta con el chasis. Su diseño es bastante complejo y requiere de máxima precisión ya que deben garantizar los grados de libertad de las llantas y al mismo tiempo mantener su posición correcta respecto del suelo.
- **Elementos elásticos:** absorben las perturbaciones procedentes de la carretera pueden ser resortes helicoidales, ballestas y muelles de aire. Dentro de este grupo también se incluyen las barras a torsión.
 - ✓ Resortes helicoidales: presentan un comportamiento lineal, son los utilizados en este modelo. Se pueden utilizar tanto como para suspensiones delanteras como traseras y están fabricados en acero. Figura B.1.



Figura B.1. Resorte helicoidal. Suspensión McPherson¹⁵.

<http://jeroitim.blogspot.com.es/2012/06/suspensiones-vehiculos-parte-iii.html>

¹⁵ Ingeniero de FORD quien desarrollo ese modelo de suspensiones.

- ✓ Ballestas o muelles de hoja: es un conjunto elástico realizado de acero de la misma composición que el empleado para los muelles helicoidales en otros sistemas de suspensión, es decir, aleado con silicio y manganeso. Esta composición y su especial forjado y temple permiten doblarse bajo la acción de una fuerza retornando a la posición inicial al cese de la misma. Fundamentalmente utilizada en vehículos de gran peso. Figura B.2.

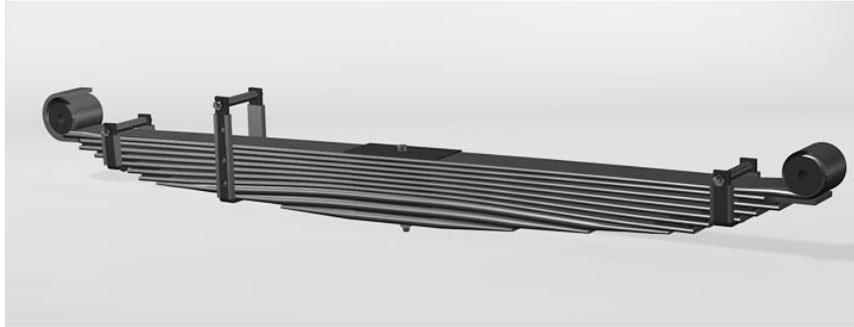


Figura B.2. Ballesta o muelle de hoja.

Fuente: <http://www.rassini-nhk.com.br/produtos/nhk>

- ✓ Muelles de aire: Están fabricados de goma con fibras textiles, similar a una llanta, y en su interior aire presurizado. Permite regular el valor de la rigidez, a diferencia del resorte helicoidal, y por tanto es muy utilizado en los vehículos de carga y pasajeros en donde el grado de carga varíe considerablemente. Permite regular la suspensión para que no se quede ni dura ni blanda. Figura B.3.



Figura B.3. Muelle de aire.

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/firestone-industrial/product-7273-45466.html>

- ✓ **Barras de torsión:** Las barras de torsión cumplen la función de evitar que el vehículo se incline cuando sufre cargas debidas a irregularidades del camino como baches o socavones. La barra de torsión se coloca longitudinalmente en el eje delantero, su punto pivote está conectado en el brazo inferior de la suspensión, y el extremo de la barra está anclada en el chasis. La barra está fabricada de acero para resistir esfuerzos a torsión. Figura B.4.

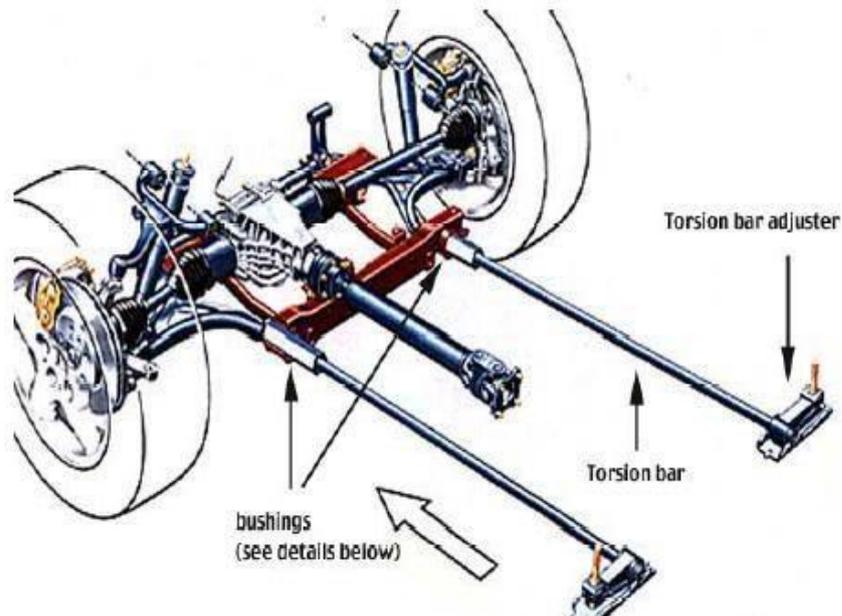


Figura B.4. Barra de Torsión

Fuente: <http://www.conducechile.cl/sitio/foro/ruedas/que-pasa-con-el-multilink/>

- **Amortiguadores:** Los amortiguadores son los encargados de disipar la energía que se almacena en los resortes por las irregularidades de la carretera. El amortiguador permite el comportamiento amortiguado de la respuesta, evitando así oscilaciones prolongadas. Existen dos tipos básicos de amortiguador: el monotubo y el bitubo y pueden ser presurizados (gas y aceite) o no presurizados (solo aceite). La diferencia de que exista o no gas afecta directamente en el confort, la existencia de gas permite una respuesta más sensible.
- ✓ **Bitubo:** Al comprimirse, el pistón empuja el aceite y este sale por las válvulas hacia la cámara reserva. La fuerza de amortiguamiento está relacionado con la resistencia del paso del aceite a través de estas válvulas. Figura B.5.

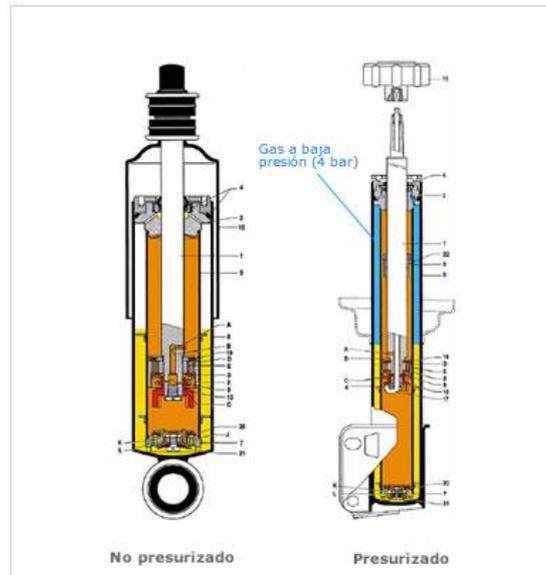


Figura B.4. Amortiguador Bitubo.

Fuente: <http://www.bbsport.com/es/content/26-Amortiguador-monotubo-bitubo>

- ✓ **Monotubo:** De construcción más sencilla, son los más utilizados en vehículos de competición (Urbieto, 2003), consta de dos cámaras principales separadas por el pistón flotante. En una hay gas presurizado y en la otra aceite. Esto permite una mejor refrigeración, aunque son más costosos debido a que requieren de válvulas complejas.

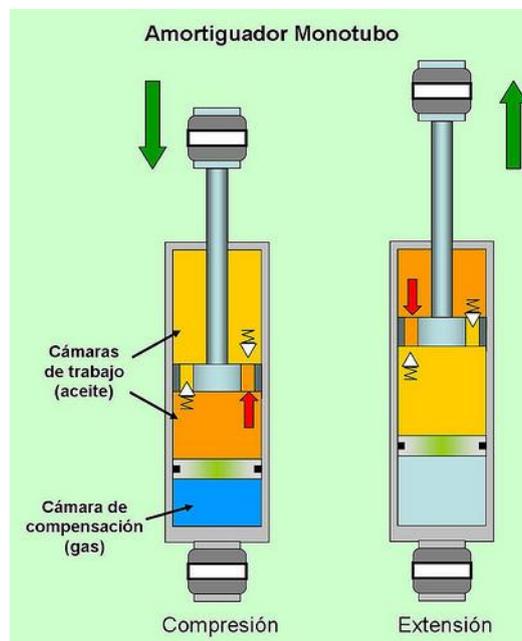


Figura B.4. Amortiguador Monotubo.

Fuente: <http://amortigua.blogspot.com.es/2015/10/los-amortiguadores.html>

10.2.2 Experimento de la NASA [18]:

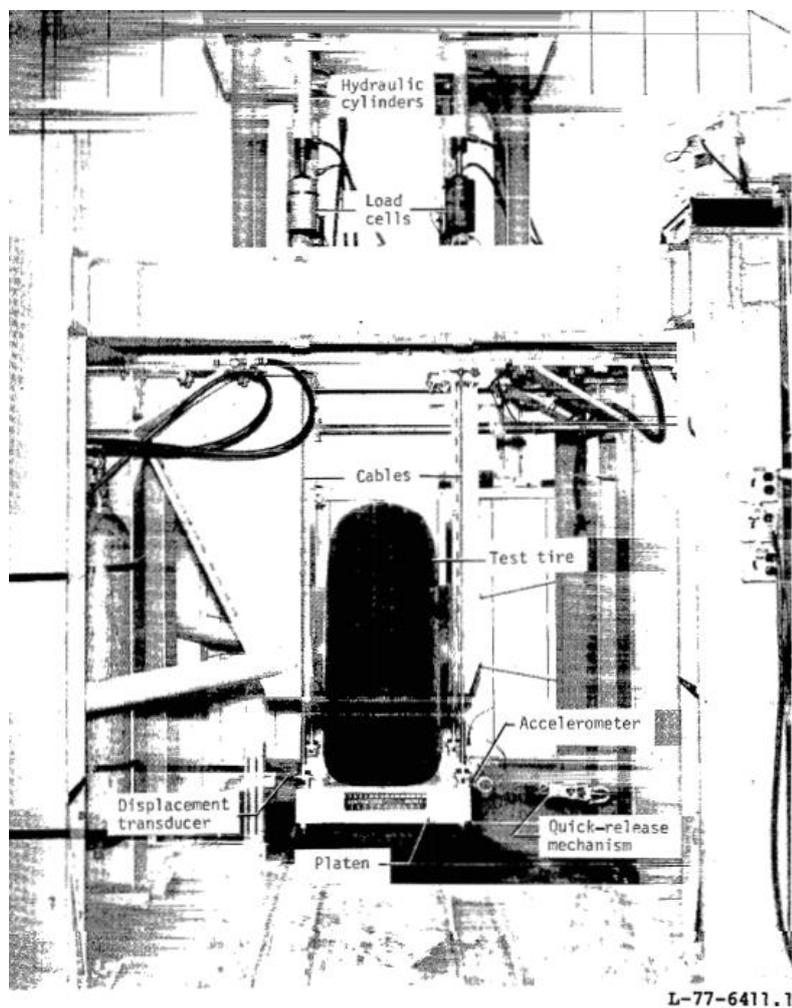


Figura B.2. Actuador hidráulico utilizado para cálculo de los parámetros del neumático.

Tire pressure		Vertical load		Vertical tire deflection	
kPa	psi	kN	lbf	cm	in.
689	100	22.2	5 000	2.39	0.94
		44.5	10 000	4.24	1.67
		66.7	15 000	5.84	2.30
		89.0	20 000	7.24	2.85
		111.2	25 000	8.56	3.37
		133.4	30 000	9.90	3.90
		155.7	35 000	11.30	4.45
		177.9	40 000	12.65	4.98
965	140	22.2	5 000	1.90	.75
		44.5	10 000	3.35	1.32
		66.7	15 000	4.67	1.84
		89.0	20 000	5.84	2.30
		111.2	25 000	6.91	2.72
		133.4	30 000	7.92	3.12
		155.7	35 000	8.89	3.50
		177.9	40 000	9.83	3.87
1241	180	22.2	5 000	1.75	.69
		44.5	10 000	3.17	1.25
		66.7	15 000	4.37	1.72
		89.0	20 000	5.41	2.13
		111.2	25 000	6.30	2.48
		133.4	30 000	7.14	2.81
		155.7	35 000	7.95	3.13
		177.9	40 000	8.74	3.44

Test	Tire pressure		Nominal vertical load		Spring constant		Damping factor
	kPa	psi	kN	lbf	kN/m	lbf/in.	
Lateral							
1	689	100	22.2	5 000	831	4 748	0.035
2			44.5	10 000	930	5 309	.033
3			89.0	20 000	919	5 248	.032
4			177.9	40 000	826	4 717	.031
5	965	140	22.2	5 000	895	5 113	.041
6			44.5	10 000	1055	6 025	.038
7			89.0	20 000	1127	6 436	.033
8			177.9	40 000	966	5 517	.036
9	1241	180	22.2	5 000	914	5 217	.032
10			44.5	10 000	1086	6 200	.033
11			89.0	20 000	1265	7 226	.030
12			177.9	40 000	1210	6 911	.029
Fore and aft							
13	689	100	22.2	5 000	1632	9 321	0.050
14			44.5	10 000	2042	11 663	.039
15			89.0	20 000	2289	13 074	.039
16			177.9	40 000	2598	14 834	.041
17	965	140	22.2	5 000	1460	8 335	.051
18			44.5	10 000	1949	11 129	.041
19			89.0	20 000	2413	13 780	.039
20			177.9	40 000	2636	15 052	.039
21	1241	180	22.2	5 000	1442	8 234	.048
22			44.5	10 000	1951	11 139	.047
23			89.0	20 000	2583	14 748	.037
24			177.9	40 000	2913	16 632	.039

Figura B.2. Resultados del ensayo realizado. Valores de amortiguamiento y rigidez vertical del neumático.

El experimento estático consistía en fijar una presión en el neumático, una fuerza en el actuador y realizar los test. Durante los test se calculaba la deformación que sufría el neumático y el amortiguamiento del mismo. De esta manera se podía estimar la rigidez vertical y radial del neumático.

10.3 Anexo C: Matlab

Para más información contactar con el autor: ignaciobasallote@gmail.com

10.4 Anexo D: Parámetros utilizados en la simulación

Simulación 1	V Fija								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	890.625,00	2.253,12	0,25	0,10	0
Irisbus IVECO GNC	13.950	300	182.083,10	12.599,75	890.625,00	2.253,12	0,25	0,10	0
VOLVO 7900 Híbrido	13.950	300	182.083,10	12.599,75	890.625,00	2.253,12	0,25	0,10	0
BYD 18M Articulated(electric)	21.450	300	279.977,24	19.373,81	1.359.375,00	3.438,98	0,25	0,10	0
BYD 8M (electric)	9.450	300	123.346,61	8.535,31	609.375,00	1.541,61	0,25	0,10	0
EcoStralis Diésel	6.700	300	87.452,10	6.051,49	437.500,00	1.106,80	0,25	0,10	0
BW i3	1.015	300	13.248,34	916,76	164.375,00	294,04	0,25	0,10	0
Renault Trafic Furgon Diésel	2.440	300	31.848,23	2.203,83	342.500,00	612,68	0,25	0,10	0

Tabla D.1. Parámetros utilizados en la simulación 1.

Simulación 2	V variable								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	890.625,00	2.253,12	0,25	0,10	0
BYD 18M Articulated(electric)	21.450	300	279.977,24	19.373,81	1.359.375,00	3.438,98	0,25	0,10	0
BYD 8M (electric)	9.450	300	123.346,61	8.535,31	609.375,00	1.541,61	0,25	0,10	0
EcoStralis Diésel	6.700	300	87.452,10	6.051,49	437.500,00	1.106,80	0,25	0,10	0
BW i3	1.015	300	13.248,34	916,76	164.375,00	294,04	0,25	0,10	0
Renault Trafic Furgon Diésel	2.440	300	31.848,23	2.203,83	342.500,00	612,68	0,25	0,10	0

Tabla D.2. Parámetros utilizados en la simulación 2.

Simulación 3	Badenes								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	890.625,00	2.253,12	0,25	0,10	1
BYD 18M Articulated(electric)	21.450	300	279.977,24	19.373,81	1.359.375,00	3.438,98	0,25	0,10	1
BYD 8M (electric)	9.450	300	123.346,61	8.535,31	609.375,00	1.541,61	0,25	0,10	1
EcoStralis Diésel	6.700	300	87.452,10	6.051,49	437.500,00	1.106,80	0,25	0,10	1
BW i3	1.015	300	13.248,34	916,76	164.375,00	294,04	0,25	0,10	1
Renault Trafic Furgon Diésel	2.440	300	31.848,23	2.203,83	342.500,00	612,68	0,25	0,10	1

Tabla D.3. Parámetros utilizados en la simulación 3.

Simulación 4	Fig 4.20								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	900.000	variable	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.21								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	4.000.000	variable	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.23								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	7.000.000	0-100	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.24								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	variable	300	182.083,10	12.599,75	7.000.000	100	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.25								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	13.950	300	182.083,10	12.599,75	7.000.000	100	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.26 y 27								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	variable	300	182.083,10	12.599,75	7.000.000	100	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.28-4.29								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Irisbus IVECO Diésel	variable	300	182.083,10	12.599,75	variable	100	0,25	0,10	0

Simulación 4	Fig 4.30-Turismo								
Vehículo	Ms	Mu	ks	Cs	ku	Cu	Lbache	hbache	nºbaches
S.I	kg	kg	N/m	Ns/m	N/m	Ns/m	m	m	uds
Turismo	1600	400	21.000	1.500	150.000	100	0,25	0,10	0

Tabla D.4. *Parámetros utilizados en la simulación 4.*

10.5 Anexo E:

10.5.1 Datos para la estimación de costes:

Enlaces consultados para la estimación del presupuesto.

- [1] Precio de autobús: *Ecomovilidad*. (19 de Octubre de 2009). Obtenido de <https://ecomovilidad.net/granada/cuanto-cuesta-un-autobus/>
- [2] Precios bomba de engranajes externos: <https://spanish.alibaba.com/g/price-of-gear-pumps.html>
- [3] Precios inversores: <https://spanish.alibaba.com/trade/search?SearchText=inversor+20+kW+control+motor&selectedTab=products>
- [4] Precio generador: <https://spanish.alibaba.com/product-gs/10kw-permanent-magnet-generator-60157478171.html?s=p>

10.5.2 Especificaciones autobuses:

- [1] BYD 18M: http://www.bydeurope.com/downloads/eubs_specification/BYD_18_Meters_Electric_bus.pdf
- [2] BYD 8M: http://www.bydeurope.com/downloads/eubs_specification/BYD_8_Meters_Electric_bus.pdf
- [3] VOLVO 7900 HÍBRIDO: <http://electrichybrid.volvobuses.com/es>
- [4] BMW i3: <http://www.km77.com/precios/bmw/i3/2014/i3>
- [5] RENAULT TRAFIC FURGON : <http://www.renault.es/gama-renault/renault-vehiculos-comerciales/gama-traffic/renault-traffic-furgon/precios-y-especificaciones.jsp>
- [6] IVECO: http://www.emtmadrid.es/Ficheros/FICHAS2015_ORD.aspx
- [7] Record Consumo IVECO: *IVECO*. (2016). Obtenido de IVECO: http://www.iveco.com/spain/empresa/pages/record_consumo.aspx

11 Figuras y Tablas:

11.1 Índice de Figuras:

11.1.1 Capítulo 1:

- [1] *Figura 1.1. Primer modelo del trolebús (actualmente en funcionamiento en algunas regiones del mundo)*
- [2] *Figura 1.2. Funcionamiento autobús híbrido VOLVO 7900*
- [3] *Figura 1.3. Suspensiones regenerativas GenShock. Modelo para un camión.*
- [4] *Figura 1.4. Suspensiones regenerativas GenShock. Modelo para un turismo.*
- [5] *Figura 1.5. Potencia disipada frente a potencia recuperada.*
- [6] *Figura 1.6. Prototipo válvula activa más amortiguador. Levant Power [6].*
- [7] *Figura 1.7. Prototipo suspensión regenerativa. Gresser GmbH 1*
- [8] *Figura 1.8. Prototipo suspensión regenerativa. Gresser GmbH 2[7].*

11.1.2 Capítulo 2:

- [1] *Figura 2.1. Esquema del proceso de Z ROAD (x) a Z ROAD (t).*
- [2] *Figura 2.2. Escala de valores del IRI. [8]*
- [3] *Figura 2.3. Parámetros de la curva.*
- [4] *Figura 2.4. Diagrama velocidades.*
- [5] *Figura 2.5. Comportamiento de las masas con frecuencias ascendentes ($f_{INI}= 1\text{Hz}$ hasta $f_{FINAL}=10\text{Hz}$) para una suspensión pasiva. (Input senoidal amplitud 10 cm, baches continuos).*
- [6] *Figura 2.6. Diagrama de bloques Simulink. Obtención de la entrada del modelo.*
- [7] *Figura 2.7. Badén definido con una L BADEN=0.25 m y Z BADEN=0,10 m.*
- [8] *Figura 2.8. Modelo dimensionado badén.*
- [9] *Figura 2.9. Espectro de frecuencia de un perfil senoidal para diferentes velocidades del móvil.*
- [10] *Figura 2.10. Efecto Aliasing.*
- [11] *Figura 2.11. Senoidales para distintas frecuencias de muestreo, 20 Hz y 1000 Hz. Efecto Aliasing.*
- [12] *Figura 2.12. Frecuencia de muestreo de 20 Hz.*
- [13] *Figura 2.13. Frecuencia de muestreo igual a la de la senoidal.*
- [14] *Figura 2.14. Frecuencia de Nyquist, frecuencia de muestreo y alias.16*
- [15] *Figura 2.15. Espectro en frecuencia del perfil IRI_737b, ZROAD(x) para un $\Delta x=1$ cm y una distancia de 100 m.*
- [16] *Figura 2.16. Rugosidad del terreno en función de la distancia medida (100 m).*
- [17] *Figura 2.17. Efecto de la velocidad constante en la entrada del modelo para: 3,6 km/h, 18 km/h 36 km/h y 108 km/h.*
- [18] *Figura 2.18. Efecto de la aceleración en la entrada del modelo de 0 km/h a 36 km/h.*
- [19] *Figura 2.19. Efecto de la aceleración en la entrada del modelo de 0 km/h a 36 km/h. Espectro de frecuencia de ZROAD(X) frente a ZROAD (t).*
- [20] *Figura 2.20. Efecto de la desaceleración en la entrada del modelo de 54 km/h a 18 km/h. Espectro de frecuencia de ZROAD(X) frente a ZROAD (t).*
- [21] *Figura 2.21. Efecto de la desaceleración en la entrada del modelo de 54 km/h a 18 km/h. Espectro de frecuencia de ZROAD(X) frente a ZROAD (t).*

¹⁶ http://www.ehu.es/daq_tutorial/Doc/Castellano/Tema%203.htm

[22]Figura 2.22. Comparación de aceleración y desaceleración de 18 a 54 km/h y de 54 km/h a 18 km/h. Comparación de los espectros de frecuencia ZROAD (t)

11.1.3 Capítulo 3:

- [1] Figura 3.1. Modelo cuarto de vehículo. La masa de la rueda se encuentra implícita en m_2
- [2] Figura 3.2. Road input.
- [3] Figura 3.3. Comportamiento del sistema ante diferentes frecuencias en la entrada. Sistema de frecuencia natural de 1.15 Hz y amortiguamiento crítico del 25%
- [4] Figura 3.4. Comportamiento del sistema ante distintos valores de amortiguación.
- [5] Figura 3.5. Curva características de una amortiguación crítica de un sistema de segundo orden.
- [6] Figura 3.6. Dependencia de la presión del neumático.
- [7] Figura 3.7. Máquina para pruebas de rigidez en estático, utilizada para los ensayos de rigidez del neumático.
- [8] Figura 3.8. Aproximación rigidez del neumático
- [9] Figura 3.9. Modelo de neumático utilizado.
- [10]Figura 3.10. Primera simulación del sistema ejemplo propuesto.
- [11]Figura 3.11. Primera simulación del sistema ejemplo propuesto para neumático infinitamente rígido.
- [12]Figura 3.12. Muelle neumático.
- [13]Figura 3.13. Respuestas frente a dos escalones de 2,5 mm y 10 mm de un modelo no lineal de una suspensión neumática para dos valores coeficiente de restricción.
- [14]Figura 3.14. Sistemas de suspensión para el modelo cuarto de vehículo.
- [15]Figura 3.15. Suspensiones activas electromagnéticas diseñadas en 2005 por BOSE pero que no llegaron a comercializarse.
- [16]Figura 3.16. Modelo de Simulink. Ecuaciones que rigen el sistema
- [17]Figura 3.17. Efecto de la gravedad en la simulación.
- [18]Figura 3.18. Modelo de Simulink. Modelo completo.
- [19]Figura 3.19. Inicialización con Excel.
- [20]Figura 3.20. Respuesta dinámica para un escalón Parámetros del ejemplo dado.
- [21]Figura 3.21. Respuesta dinámica para una senoidal. Acotada a 5 segundos para que se aprecie mejor el transitorio inicial.
- [22]Figura 3.22. Respuesta dinámica para el ejemplo dado. Acotada a 5 segundos para que se aprecie mejor el transitorio inicial. $f_n = 1,5$ Hz.
- [23]Figura 3.23. Respuesta eliminando el transitorio utilizando el comando SimState.
- [24]Figura 3.24. Espectro de la salida para una senoidal en la entrada de 1,5 cm y 0,5 Hz.
- [25]Figura 3.25. Espectro de la salida para el perfil IRI 737_b. Velocidad de 18km/h, 36 km/h y 100 km/h
- [26]Figura 3.26. Efecto del neumático (kU infinitamente rígido) Espectro de la salida para el perfil IRI 737_b. Velocidad de 18km/h, 36 km/h y 100 km/h.

11.1.4 Capítulo 4:

- [1] Figura 4.1. Especificaciones técnicas autobús Gulliver [2].
- [2] Figura 4.2. Esquema típico amortiguador.
- [3] Figura 4.3. Energía recuperable kWh y porcentaje recuperable frente al consumo estimado de cada vehículo.
- [4] Figura 4.4. Resultados velocidad variable. Aceleración de 0 a 36 km/h en 9 segundos.
- [5] Figura 4.5. Resultados velocidad variable. Deceleración de 36 a 0 km/h en 9 segundos.
- [6] Figura 4.6. Resultados velocidad variable. Deceleración de 54 a 18 km/h permaneciendo 2,5 segundos en 10km/h.

- [7] *Figura 4.7. Resultados velocidad variable. Aceleración de 18 a 54 km/h permaneciendo 2,5 segundos en 10km/h.*
- [8] *Figura 4.8. Resultados de energía para velocidad variable. Aceleraciones en color oscuro, deceleraciones en color claro.*
- [9] *Figura 4.9. Diferencias en la energía entre aceleración y deceleración en el rango de 0-10 km/h.*
- [10] *Figura 4.10. Diferencias en la energía entre aceleración y deceleración en el rango de 0-10 km/h.*
- [11] *Figura 4.11. Energía durante un trayecto a 36 km/h frente a la energía disipada debido a un badén. Efecto sobre las cuatro ruedas*
- [12] *Figura 4.12. Respuesta a un badén de longitud 25 cm y altura 10 cm. Representadas la Fuerza, Potencia y Energía disipada en el amortiguador respectivamente.*
- [13] *Figura 4.13. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga para distintas velocidades constantes. Para la misma constante elástica del neumático en cada caso.*
- [14] *Figura 4.14. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga y la constante elástica del neumático para distintas velocidades constantes*
- [15] *Figura 4.15. Energía disipada en el amortiguador en función del grado de carga y la constante elástica del neumático para distintas velocidades constantes*
- [16] *Figura 4.16. Resumen de la ruta autobús línea 14 EMT vuelta [29].*
- [17] *Figura 4.17. Mecanismo Piñón cremallera.*
- [18] *Figura 4.18. Mecanismo Piñón cremallera.*
- [19] *Figura 4.19. Forma de la potencia para un grado de carga del 100% y una velocidad de 110 km/h*
- [20] *Figura 4.20. Forma de la potencia para un grado de carga del 100% y una velocidad de 50 km/h*

11.1.5 Capítulo 5:

- [1] *Figura 5.1. Tarifas coste del kWh España [39].*

11.1.6 Capítulo 6:

-

11.1.7 Capítulo 7:

- [1] *Figura 7.1. Imán a través de una bobina de 300 espiras V cte.*

11.1.8 Capítulo 8:

-

11.1.9 Capítulo 9:

-

11.1.10ANEXOS:

- [1] *Figura A.1. Confort frente al IRI [8].*
- [2] *Fuente: Ignacio Sánchez S, Hernán de Solminihac T. (1989, Enero – Junio). EL IRI: un indicador de la regularidad superficial. Revista de Ingeniería de Construcción N°6. Figura*
- [3] *Figura A.2. Efecto de la velocidad durante: Aceleración (Negro) vs deceleración (Rojo).*
- [4] *Figura A.3. Efecto de la velocidad constante. Se mantiene la amplitud constante de cada armónico pero aumenta su frecuencia*
- [5] *Figura A.6. Potencia disipada en el amortiguador para el caso de la figura 2.5. Dependencia total sobre la velocidad del móvil. Se observa la zona en donde entra en resonancia el sistema.*
- [6] *Figura B.1. Resorte helicoidal. Suspensión McPherson¹⁷.*
- [7] *Figura B.2. Ballesta o muelle de hoja.*
- [8] *Figura B.3. Muelle de aire*
- [9] *Figura B.4. Barra de Torsión*
- [10] *Figura B.4. Amortiguador Bitubo*
- [11] *Figura B.4. Amortiguador Monotubo.*
- [12] *Figura B.2. Actuador hidráulico utilizado para cálculo de los parámetros del neumático.*
- [13] *Figura B.2. Resultados del ensayo realizado. Valores de amortiguamiento y rigidez vertical del neumático*
- [14] *Tabla D.1. Parámetros utilizados en la simulación 1.*
- [15] *Tabla D.2. Parámetros utilizados en la simulación 2.*
- [16] *Tabla D.3. Parámetros utilizados en la simulación 3.*
- [17] *Tabla D.4. Parámetros utilizados en la simulación 4.*

11.2 Índice de tablas:

11.2.1 Capítulo 1:

- [1] *Tabla 1.1. Regulaciones de emisiones por el Reglamento UE No 133/2014*

11.2.2 Capítulo 2:

-

11.2.3 Capítulo 3:

- [1] *Tabla 3.1. Frecuencias naturales del sistema de amortiguación en función del objetivo buscado [16].*
- [2] *Tabla 3.2. Amortiguamiento del sistema amortiguado en función del objetivo buscado [16].*
- [3] *Tabla 3.3. Datos del autobús ejemplo.*

11.2.4 Capítulo 4:

- [1] *Tabla 4.1. Valores de PCI y densidades de algunos combustibles [25].*
- [2] *Tabla 4.2 Vehículos utilizados durante la simulación. La MMA del turismo, del camión y furgoneta se corresponde con el peso en vacío.*

¹⁷ Ingeniero de FORD quien desarrollo ese modelo de suspensiones.

- [3] *Tabla 4.3. Resultados velocidad constante 20 km/h.*
- [4] *Tabla 4.4 Resultados velocidad constante 36 km/h.*
- [5] *Tabla 4.5. Resultados velocidad constante 70 km/h.*
- [6] *Tabla 4.6. Resultados velocidad constante 90 km/h.*
- [7] *Tabla 4.7. Resultados velocidad constante 125 km/h.*
- [8] *Tabla 4.8. Energía recuperable kWh y porcentaje recuperable frente al consumo estimado de cada vehículo.*
- [9]
- [10] *Tabla 4.9. Efecto absorbente de la rueda a velocidad constante de 36 km/h.
kU=900.000 N/m.*
- [11]
- [12] *Tabla 4.11. Efecto de la rigidez del neumático en la potencia disipada*
- [13] *Tabla 4.12. Efecto del neumático en función de la velocidad.*
- [14] *Tabla 4.13. Efecto de la masa en la energía disipada.*
- [15] *Tabla 4.14. Efecto de la velocidad del vehículo en la velocidad vertical experimentada en el amortiguador.*
- [16] *Figura 4.15. Velocidades experimentadas en el amortiguador en función del grado de carga. Para la misma constante de elasticidad del neumático.*
- [17] *Tabla 4.16. Velocidades experimentadas en el amortiguador en función del grado de carga. Para constante de elasticidad proporcional a la masa.*
- [18] *Tabla 4.17. Estudio centralizado al autobús IVECO City Class Cursor. Aceleraciones, deceleraciones, badenes y para velocidades constantes.*
- [19]
- [20] *Tabla 4.18. Datos relevantes de la línea 14 año 2014 [27].*
- [21] *Tabla 4.19. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 50 km/h.*
- [22] *Tabla 4.20. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.*
- [23] *Tabla 4.21. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.*
- [24] *Tabla 4.22. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 18 km/h.*
- [25] *Tabla 4.23. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.*
- [26] *Tabla 4.24. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.*
- [27] *Tabla 4.25. Energía disipada en el amortiguador en un recorrido cerrado. Considerando aceleraciones, deceleraciones y velocidad en el tramo constante de 36 km/h.*
- [28] *Tabla 4.26. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: días.*
- [29] *Tabla 4.27. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos. Escala: años.*
- [30] *Tabla 4.28. Energía disipada en las suspensiones de autobuses urbanos durante un recorrido en función del grado de carga.*
- [31] *Tabla 4.29. Autobuses en función del tamaño (capacidad viajeros) disponibles en la flota de autobuses de la EMT del año 2016 [30].*
- [32] *Tabla 4.30. Energía disipada en las suspensiones de la flota de autobuses de la EMT.*
- [33] *Tabla 4.31. Rendimientos bombas en función del fabricante.*
- [34] *Tabla 4.32. Rendimiento aplicable al resultado final.*
- [35] *Tabla 4.33. Estimación de energía recuperable en las suspensiones del autobús IVECO de la línea 14 EMT Madrid.*
- [36] *Figura 4.34. Estimación de energía recuperable en suspensiones en la flota de autobuses de la EMT Madrid.*

11.2.5 Capítulo 5:

- [1] *Tabla 5.1. Porcentaje de energía recuperada en función de las posibles autonomías del autobús: GNC y Diésel. Equiparada a litros de combustible ahorrados.*
- [2] *Tabla 5.2. Porcentaje de energía suministrada al sistema de refrigeración y litros de combustible ahorrados.*
- [3] *Tabla 5.3. Precios de combustible actualizados a día 14/06/2016 [38].*
- [4] *Tabla 5.4. Impacto económico sobre un autobús por cada 100km y km.*
- [5] *Tabla 5.5. Ahorro económico y de combustible que supondría sobre un autobús.*
- [6] *Tabla 5.6. Impacto económico sobre la flota de la EMT Madrid.*
- [7] *Tabla 5.7. Ahorro de combustible que supondría en la flota de la EMT Madrid.*
- [8] *Tabla 5.8. Ahorro que supone cada kWh recuperado.*

11.2.6 Capítulo 6:

- [1] *Tabla 6.1. Emisiones máximas permitidas [g/kWh] y emisión máxima que podría emitir un autobús de la línea 14 realizando 6 rutas cerradas durante la actividad de un día y durante un año (GNC y Diésel). Emisiones de CO2 en Kg [40].*
- [2]
- [3] *Tabla 6.2. Emisiones de CO2 por cada litro de combustible consumido (GNC y Diésel) [41].*
- [4] *Tabla 6.3. Emisiones de contaminantes de CO, HC, NOX y P.M máximas que podría emitir la flota de autobuses de la EMT y las emisiones de CO2 estimadas.*
- [5] *Tabla 6.4. Emisiones no emitidas gracias a las suspensiones regenerativas.*

11.2.7 Capítulo 7:

-

11.2.8 Capítulo 8:

-

11.2.9 Capítulo 9:

- [1] *Tabla 9.1 Estimación del coste de materiales y elementos integradores del sistema.*
- [2] *Tabla 9.2 Estimación del coste del desarrollo e implementación del primer prototipo.*
- [3] *Tabla 9.3 Estimación del coste del desarrollo e implementación del primer prototipo*

12 Referencias:

12.1 Bibliografía:

- [1] Parlamento Europeo. (2014). *REGLAMENTO (UE) No 133/2014 DE LA COMISIÓN*. Disponible en: <http://eurlex.europa.eu/legalcontent/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009R443&from=ES>
- [2] EMT. (2016). *NUUESTRA FLOTA*. Madrid. Disponible en: <http://www.emtmadrid.es/Empresa/Somos/NuestraFlota>
- [3] WIKIPEDIA. (s.f.). Obtenido de Trolebús: <https://es.wikipedia.org/wiki/Troleb%C3%BAs>
- [4] EMT- "Probamos el autobús eléctrico Erabus 2.0". Disponible en: <http://blog.emtmadrid.es/2015/07/14/probamos-el-autobus-electrico-erabus-2-0/>
- [5] VOLVO 7900. Disponible en <http://electricohybrid.volvobuses.com/es>
- [6] Regenerative Shocks. LEVANT POWER. (n.d.). *Genshock*. Obtenido de: <http://levantpower.com/site/automotive/>
- [7] Electricity from Suspensions. Intertronic Gresser GmbH. (2014). *USA Patente nº US 8,874,291 B2*. Disponible en: http://www.interpatent.de/unsere_innovationen_strom_aus_der_federung.html
- [8] Ignacio Sánchez S, Hernán de Solminiá T. (1989, Enero – Junio). EL IRI: un indicador de la regularidad superficial. *Revista de Ingeniería de Construcción* N°6.
- [9] Parámetro Arco. Wikipedia. Obtenido de: https://es.wikipedia.org/wiki/Geometr%C3%ADa_diferencial_de_curvas
- [10] Normativa para la instalación de las Bandas limitadoras de velocidad <http://www.fomento.gob.es/nr/rdonlyres/180e9859-01cd-45a2-92cb-b5b4d1137624/81033/1160101.pdf>
- [11] Efecto Aliasing. Wikipedia. Obtenido de: <https://es.wikipedia.org/wiki/Aliasing>
- [12] H. Nyquist, "Certain topics in telegraph transmission theory," *Trans. AIEE*, volumen 47, páginas 617-644, abril de 1928.
- [13] Cálculo de las frecuencias fantasma. Efecto Aliasing. Universidad del País Vasco. Obtenido de: http://www.ehu.es/daq_tutorial/Doc/Castellano/Tema%203.htm
- [14] James T. Allison, Assistant Professor, University of Illinois at Urbana-Champaign Date: 3/4/12. <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/35478-simulation-and-animation-of-a-quarter-car-automotive-suspension-model>
- [15] Reza N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer, NY 10471. 2008.
- [16] Víctor Chacón H., V.C.H (2009). "Diseño de una suspensión para un vehículo automóvil basada en amortiguadores magneto-reológicos". Carlos III Madrid, Escuela Politécnica Superior.
- [17] ¿Cómo está hecho un neumático?. *Rezulteo*. Obtenido de: <http://www.rezulteo-neumaticos.es/guia-neumaticos/tecnologia-neumaticos/como-esta-hecho-un-neumatico-673>
- [18] Dreher, R. K. (Julio 1980). *Tire Stiffness and Damping Determined From Static and Free- Vibration Tests*. Hampton, Virginia: NASA. Obtenido de: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19800018802.pdf>
- [19] Centro Politécnico Superior, Ingeniería Industrial (curso 2010-1011). "Dinámica Vertical – Suspensiones: Apuntes" p.45. <http://es.slideshare.net/juancarlosandresotal/teoria-suspensiones>

- [20] Nieto Quijorna, A. J. (2010). *Catacterización y Control Activo de una suspensión Neumática*. Cuenca: I.S.B.N Ediciones de la UCLM.
- [21] Esteban Chávez Conde, F. B. (s.f.). *Generalized PI Control of Active Vehicle Suspensions Systems with MATLAB*. México. Obtenido de: <http://www.intechopen.com/books/applications-of-matlab-in-science-and-engineering/generalized-pi-control-of-active-vehicle-suspension-systems-with-matlab>
- [22] Zahumenszky, C. (2016). El día que la compañía de audio Bose diseñó la suspensión de automóvil perfecta. *GIZMODO*.
- [23] Kulikowski K, Szpica D. Determination of directional stiffnesses of vehicles' tires under a static load operation. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2014; 16 (1): 66–72.
- [24] Linares Hurtado, J. I. (8 de Enero de 2013). *Termodinámica y máquinas térmicas*. Madrid: ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA. UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS. Obtenido de: http://www.tecnocoche.com/mecanica/mecanica_basica/rendimiento_motor.html
- [25] Características de los combustibles. IDADE. Obtenido de: www.idae.es/uploads/documentos/documentos_PCI_Combustibles_Carburantes_final_valores_Update_2014_0830376a.xlsx+&cd=1&hl=es&ct=clnk&gl=es
- [26] Peinado, F. V. (2014). *Fenómeno de Histéresis elástica en un resorte*. Lima, Perú: Departamento de Física. Ingeniería Civil, Universidad Nacional de Ingeniería.
- [27] EMT LÍNEA 13. WIKIPEDIA. Obtenido de: *WIKIPEDIA*. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/L%C3%ADnea_14_\(EMT_Madrid\)](https://es.wikipedia.org/wiki/L%C3%ADnea_14_(EMT_Madrid))
- [28] FOMENTO, M. D. (2008). *Agencia Estatal Boletín Oficial del Estado*. Obtenido de ORDEN FOM/3053/2008: https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2008-17255
- [29] Google Maps. Obtenido de: https://www.google.es/maps?q=maps&rlz=1C1TEUA_esES565ES565&um=1&ie=UTF-8&sa=X&ved=0ahUKEwjQ59jv9qzNAhUB2BoKHdq8A4EQ_AUICcgB
- [30] EMT. FICHAS 2015. Obtenido de: http://www.emtmadrid.es/Ficheros/FICHAS2015_ORD.aspx
- [31] Batería Inercial. *WIKIPEDIA*. (s.f.). Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Bater%C3%ADa_inercial
- [32] Almacenamiento de energía. *WIKIPEDIA*. Obtenido de: https://es.wikipedia.org/wiki/Almacenamiento_de_energ%C3%ADa
- [33] Carlos J. Renedo. Actuadores Neumáticos. Ingeniería Eléctrica y Energética. ETSN 236 / ETSIT S-3 28 <http://personales.unican.es/reneDOC/index.htm>. Obtenido de: <http://personales.unican.es/reneDOC/Trasperecias%20WEB/Trasp%20Neu/T12%20CLINDROS%20OK.pdf>
- [34] HIDRAOIL. (24 de 06 de 2012). *Funcionamiento de las bombas de engranajes externos*. Obtenido de <http://www.hidraoil.es/>
- [35] Frías, P., & Fernández, F. (2012-2013). Tema 3: La máquina de inducción. Universidad Pontificia de Comillas.
- [36] SINCRO. (s.f.). *DC Generator*. Obtenido de <http://www.sincro.com.au/shop/generators/dc-generator>
- [37] *MOTOR PASIÓN*. (30 de Junio de 2014). Obtenido de <http://www.motorpasion.com/tecnologia/cuanto-gasta-el-aire-acondicionado-de-tu-coche>
- [38] *KOMPARING*. (s.f.). Obtenido de <https://www.komparing.com/es/gasolineras/Madrid-Espa%C3%B1a/gas-natural-comprimido>

- [39] Precio Electricidad. Comparador Luz. Obtenido de:
<http://comparadorluz.com/faq/precio-kwh-electricidad>
- [40] CO₂ LEGISLATIVE FRAMEWORK.EUROPEAN COMMISSION.Press Release Database. Obtenido de: http://europa.eu/rapid/press-release_IP-07-155_en.htm?locale=en
- [41] Relación entre consumo y emisiones de CO₂. Motor Full. Obtenido de:
<http://motorfull.com/2007/03/relacion-entre-consumo-y-emisiones-de-co2>
- [42] “¿Cuántos coches hay en España?El parque creció en 2014 después de dos años”(22/07/2015).Ecomotor.es. Obtenido de:
<http://www.economista.es/ecomotor/motor/noticias/6887322/07/15/Cuantos-coches-hay-en-Espana-El-parque-crecio-en-2014-por-primera-vez-desde-2012.html>
- [43] José L. Rodríguez Marrero. Apuntes de Campos Electromagnéticos (2016). Universidad Pontificia Comillas. Lección 15, diapositiva 3-4. Obtenido de:
http://sp.upcomillas.es/grupos-de-trabajo/marrero/Documents/public_html/campos/apuntes/Lec15b.pdf
- [44] F.E.D.A.M.A. (2013-2014). *Convenio De Automoción 2013-2014*. Obtenido de
http://www.fedama.es/index.php?option=com_content&view=article&id=87&Itemid=108
- [45] Díaz, E. I. (2013). *Análisis y modelado del sistema de suspensión de un autobús de tres ejes mediante paquetería de elemento finito*. México: C.D Universitaria.
- [46] MECAPEDIA. (14 de 02 de 2013). *Catálogo engranajes*. Obtenido de
<http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>
- [47] Hundal, M. (1978). \Analysis of performance of pneumatic impact absorbers. *Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design*.100, 236-241.
- [48] Díaz, E. I. (2013). *Análisis y modelado del sistema de suspensión de un autobús de tres ejes mediante paquetería de elemento finito*. México: C.D Universitaria.

12.2 Bibliografía complementaria:

- [1] Suspensiones. Aficionados a la Mecánica:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
- [2] Horarios EMT: <http://www.crtm.es/tu-transporte-publico/autobuses-emt/horarios.aspx>
- [3] Tecnobus, Gulliver: <http://www.tecnobus.it/home/es/prodotti.html>
- [4] Autobús Eléctrico, WIKIPEDIA, obtenido de:
https://es.wikipedia.org/wiki/Autob%C3%BAs_el%C3%A9ctrico
- [5] Suspensiones Regenerativas, Diario Motor. Obtenido de:
<http://www.diariomotor.com/tecmovia/2013/08/28/suspension-regenerativa-para-automoviles-mucho-mas-cerca-gracias-a-zf/>
- [6] Película Michelin: “Las funciones del neumático”.
https://www.youtube.com/watch?v=GJ_o8Pu8fZ0
- [7] Kulikowski K, Szpica D. Determination of directional stiffnesses of vehicles’ tires under a static load operation. *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16 (1): 66–72.
- [8] Victor Chacón H., V.C.H (2009). “Diseño de una suspensión para un vehículo automóvil basada en amortiguadores magneto-reológicos”. Carlos III Madrid, Escuela Politécnica Superior.
- [9] Shames, I. H. (1982). *Mechanics of Fluids, Second edition*. McGraw-Hill.

- [10] Urbieta, J. A. (2003). *Amortiguadores y suspensión*. Navarra: Escuela Superior de Ingenieros Universidad de Navarra.
- [11] Parlamento Europeo. (2014). *REGLAMENTO (UE) No 133/2014 DE LA COMISIÓN*.
Obtenido de: <https://www.boe.es/doue/2014/047/L00001-00057.pdf>
- [12] Transporte vehículos pesados . Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente. Obtenido de: file:///C:/Users/Usuario/Downloads/http---www.magrama.gob.es-es-calidad-y-evaluacion-ambiental-temas-atmosfera-y-calidad-del-aire-emisiones-act-emis-transportes_pesados.aspx.pdf

