

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Modelado y control del Sistema Antibloqueo de
Frenos de un automóvil

Autor: Francisco Javier Segovia Fernández

Tutor: Carlos Bordons Alba

Dpto. Ingeniería de Sistemas y Automática
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Modelado y control del Sistema Antibloqueo de Frenos de un automóvil

Autor:

Francisco Javier Segovia Fernández

Tutor:

Carlos Bordons Alba

Catedrático

Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Modelado y control del Sistema Antibloqueo de Frenos de un automóvil

Autor: Francisco Javier Segovia Fernández

Tutor: Carlos Bordons Alba

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

*A mi familia,
a mis profesores,
y por último, pero no menos
importante,
a Irene.*

Agradecimientos

Este Trabajo es el resultado de años de estudio y dedicación en los que me he ido formando en la ETSI con la inestimable ayuda de profesores y profesoras. Y es por eso que quiero agradecerles a todos estos profesionales su contribución a la formación de todos los alumnos, y en concreto de la mía.

Por otro lado me gustaría darle las gracias a mi tutor de este Trabajo, Carlos, el cual no solo ha mostrado un innegable interés por mi tema y por mi evolución, si no que además me ha ayudado en todos los problemas que me han ido surgiendo con mucha presteza.

Por último, me gustaría darles las gracias a todas esas personas que me han apoyado y me han dado sus ánimos en esos momentos bajos tan típicos de la carrera del estudiante universitario.

Francisco Javier Segovia Fernández

Sevilla, 2019

Resumen

Desde 2003, la normativa europea dicta que todos los nuevos coches de pasajeros vendidos tienen que tener el Sistema Antibloqueo de Ruedas (del alemán AntiBlockierSystem, ABS). Este sistema es uno de los principales sistemas de seguridad activa, y consigue disminuir la distancia de frenado así como devolver el control sobre la dirección del coche al conductor en caso de una frenada brusca en el que se produce un bloqueo de las ruedas.

En este Trabajo se trata de diseñar distintos tipos de controladores para el sistema ABS de un coche. Para representar a dicho sistema, se tiene un prototipo que consiste en una estructura con dos ruedas que giran, simulando la carretera y la rueda del coche. Este sistema ha sido fabricado por la empresa INTECO.

En una primera fase, se realizará un modelo matemático y físico del prototipo del que se dispone en el laboratorio. Con este modelo, se llevarán a cabo una serie de simulaciones con Simulink para estudiar la fiabilidad de dicho modelo. Una vez que se ha desarrollado un modelo bueno, se diseñarán sobre él una serie de controladores, que, por último, se testarán en el sistema real.

Abstract

Since 2003, European regulations have dictated that all new passenger cars sold must have the Antilock Braking System (from the German AntiBlockierSystem, ABS). This system is one of the main active safety systems and manages to decrease the braking distance as well as giving back control over the direction of the car to the driver in case of a sudden brake in which there is a blockage of the wheels.

This Project discuss about designing different types of controllers for the ABS system of a car. We have a prototype to depict this system which is a structure with two wheels that rotate, simulating the road and the wheel of the car. This system has been made by INTECO company.

In a first place, a mathematical and physical model of the prototype which is available in our laboratory will be made. With this model, a series of simulations will be done with Simulink to study the reliability of this model. Once a good model has been developed, a series of controllers will be designed on it, which, finally, will be tested on the real system.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de figuras	xvii
Notación	xix
1 Introducción	1
1.1 Historia del Sistema ABS en automoción	1
1.2 Fundamentos físicos de la frenada y problemas que surgen	1
1.2.1 Condiciones para el movimiento de rodadura sin deslizamiento	1
1.2.2 Procedimiento de giro de un coche	2
1.2.3 Pérdida de control sobre la dirección cuando las ruedas están bloqueadas	2
1.2.4 Pérdida de control sobre la dirección en superficies con distintos niveles de tracción	3
1.3 Técnica de implementación del sistema ABS	3
2 Motivación y objetivos del trabajo	5
2.1 Parámetros importantes a tener en cuenta	5
2.1.1 Slip Ratio	5
2.1.2 Distancia de frenado	6
2.2 Objetivos	6
3 Prototipo y modelado	7
3.1 Prototipo de Sistema ABS de Inteco	7
3.2 Modelo físico y matemático	8
3.3 Modelos de simulación de Simulink	11
3.3.1 Modelo de Inteco	11
3.3.2 Modelo creado	13
3.3.3 Comparativa entre ambos modelos	14
4 Diseño de controladores	17
4.1 Caracterización del retraso	17
4.2 Controladores	18
4.2.1 Controlador Todo-Nada	18
4.2.2 PID lineal	23
4.2.3 PID no lineal	27
5 Conclusiones	33
Referencias	35

Índice de figuras

Figura 1.1. Diagrama de velocidades para sólido que rueda sin deslizar.	1
Figura 1.2. Diagrama de velocidades y fuerza de rozamiento que surge cuando se gira el volante.	2
Figura 1.3. Diagrama de velocidades y fuerza de rozamiento que surge cuando se gira el volante estando la rueda bloqueada.	3
Figura 1.4. Diagrama de fuerzas de rozamiento y par de fuerzas sobre las cuatro ruedas de un vehículo a diferentes niveles de tracción.	3
Figura 1.5. Coeficiente de fricción frente a deslizamiento relativo para distintas superficies.	4
Figura 3.1. Prototipo del sistema ABS de un coche.	7
Figura 3.2. Diagrama de fuerzas del prototipo del sistema ABS.	8
Figura 3.3. Gráfica para la función polinómica de $\mu(\lambda)$ (ecuación (3.11)).	9
Figura 3.4. Modelo de simulación de Simulink dado por Inteco. Controlador Todo-Nada.	11
Figura 3.5. Máscara del bloque ABS.	12
Figura 3.6. Interior del bloque ABS.	12
Figura 3.7. Ejemplo de como se modela una ecuacion diferencial en Simulink.	13
Figura 3.8. Interior del bloque ABS del modelo de simulación creado.	13
Figura 3.9. Modelo de simulación creado. Controlador Todo-Nada.	14
Figura 3.10. Comparativa entre sistema real, modelo de Inteco y todas las versiones de los modelos creados a posteriori.	15
Figura 3.11. Comparativa entre sistema real, modelo de Inteco y todas las versiones de los modelos creados a posteriori sin zona de deslizamiento baja.	15
Figura 3.12. Comparativa entre sistema real y versión 4 del modelo creado a posteriori.	16
Figura 3.13. Comparativa entre sistema real y versión 4 del modelo creado a posteriori sin zona de deslizamiento baja.	16
Figura 4.1. Curvas para distintos parámetros del sistema durante todo el experimento.	17
Figura 4.2. Caracterización del retraso cuando comienza la frenada.	18
Figura 4.3. Gráfica de controlador Todo-Nada para ejemplo expuesto anteriormente.	18
Figura 4.4. Valores de distancias de frenado para todas las simulaciones.	19
Figura 4.5. Valores de Slip Ratio para todas las simulaciones.	19
Figura 4.6. Gráficas para los distintos parámetros de la simulación. Controlador Todo-Nada.	20
Figura 4.7. Resultado de los experimentos para el controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith diseñado.	20
Figura 4.8. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith.	21
Figura 4.9. Esquema de controlador con estructura de Predictor de Smith.	21
Figura 4.10. Modelo de simulación de controlador Todo-Nada con Predictor de Smith.	22

Figura 4.11. Resultado de los experimentos para el controlador Todo-Nada con Predictor de Smith diseñado.	22
Figura 4.12. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador Todo-Nada con Predictor de Smith.	23
Figura 4.13. Esquema de control de un controlador PID lineal.	23
Figura 4.14. Elección del término proporcional y efecto sobre la respuesta del sistema.	24
Figura 4.15. Elección del término derivativo y efecto sobre la respuesta del sistema.	24
Figura 4.16. Elección del término integral y efecto sobre la respuesta del sistema.	25
Figura 4.17. Resultado de los experimentos para el controlador PID lineal sin Predictor de Smith diseñado.	25
Figura 4.18. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID lineal sin Predictor de Smith.	26
Figura 4.19. Resultado de los experimentos para el controlador PID lineal con Predictor de Smith diseñado.	26
Figura 4.20. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID lineal con Predictor de Smith.	27
Figura 4.21. Función de la ecuación (4.2) para α igual a 0.4 y δ igual a 0.1.	28
Figura 4.22. Modelo de simulación para controlador PID no lineal.	28
Figura 4.23. Bloque de la función $f(x,\alpha,\delta)$ para el modelo de simulación.	29
Figura 4.24. Seguimiento de señal de referencia constante.	29
Figura 4.25. Seguimiento de señal de referencia triangular.	30
Figura 4.26. Gráficas para los distintos parámetros de la simulación. Controlador PID no lineal.	30
Figura 4.27. Resultado de los experimentos para el controlador PID no lineal sin Predictor de Smith diseñado.	31
Figura 4.28. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID no lineal sin Predictor de Smith.	31
Figura 4.29. Resultado de los experimentos para el controlador PID no lineal con Predictor de Smith diseñado.	32
Figura 4.30. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID no lineal con Predictor de Smith.	32
Figura 5.1. Resultados de todos los experimentos para todos los controladores.	33

Notación

μ	Coefficiente de fricción entre dos superficies en contacto con movimiento relativo
N	Fuerza Normal, o fuerza de reacción vincular entre dos superficies en contacto
F_r	Fuerza de rozamiento entre dos superficies en contacto con movimiento relativo
λ	Deslizamiento unitario instantáneo
v_{trasl}	Velocidad de traslación de una rueda
v_{rot}	Velocidad de rotación de una rueda
$\lambda_{\%}$	Slip Ratio, promedio del deslizamiento durante toda la frenada sobre el máximo deslizamiento teórico durante toda la frenada
λ_{max}	Máximo deslizamiento unitario teórico, es igual a 1.
t_x	Duración de la frenada
A	Punto sobre el cual se calcula el equilibrio de momentos (ecuación (3.5))
M_g	Momento gravitatorio y amortiguador que actúa sobre el soporte de la rueda superior
L	Distancia entre el punto de contacto de las ruedas y el eje de rotación del soporte de la rueda superior
φ	Ángulo entre la normal en el punto de contacto de las ruedas y la recta L
x_1	Velocidad angular de la rueda superior
x_2	Velocidad angular de la rueda inferior
M_1	Momento del freno
r_1	Radio de la rueda superior
r_2	Radio de la rueda inferior
J_1	Momento de inercia de la rueda superior
J_2	Momento de inercia de la rueda inferior
d_1	Coefficiente de fricción viscosa de la rueda superior con su rodamiento
d_2	Coefficiente de fricción viscosa de la rueda inferior con su rodamiento
M_{10}	Momento de fricción estática de la rueda superior
M_{20}	Momento de fricción estática de la rueda inferior
u	Acción sobre el freno
S_{ON}	Valor de encendido del controlador Todo-Nada
S_{OFF}	Valor de apagado del controlador Todo-Nada

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Historia del Sistema ABS en automoción

Como se mencionó anteriormente, el sistema ABS ha comenzado a ser obligatorio en Europa desde 2003 [1]. No obstante, su desarrollo comenzó mucho tiempo antes. Ya en 1936, la empresa alemana Bosch comenzó a estudiar como se podría implementar el sistema no solo en coches, si no también en motocicletas, camiones o aviones, entre otros. Pero dichos estudios no acabaron en nada puesto que por aquella época no existía un desarrollo en la electrónica digital que permitiera hacer la cantidad y complejidad de cálculos matemáticos necesarios para su uso.

Fue años más adelante, en 1964, cuando Bosch retomó los estudios, ya sí con capacidad tecnología para implementarlo en coches. En 1970 se desarrolló la primera generación de dispositivos de ABS eficaces que se podían integrar a gran escala en los coches, con más de 1000 componentes en total, lo cual no era muy atractivo para las marcas todavía.

En 1984 se desarrolló la segunda generación de dispositivos, disminuyendo su número de componentes hasta 140, y fue entonces cuando algunos modelos de coche de las marcas Mercedes-Benz y BMW comenzaron a integrarlo, presentándolo como un sofisticado y revolucionario sistema de seguridad.

1.2 Fundamentos físicos de la frenada y problemas que surgen

1.2.1 Condiciones para el movimiento de rodadura sin deslizamiento

Antes de abarcar el concepto de frenado y de giro de un coche, es necesario conocer cuales son las condiciones de rodadura sin deslizamiento en una rueda. En este supuesto, se pueden distinguir dos tipos de movimientos: i) rotación de la rueda, en el que la rueda gira sobre su propio eje, dando a cada punto del sólido un vector velocidad perpendicular a su vector de posición respecto del centro geométrico, ii) traslación, debido a que el coche se está moviendo, da a todos los puntos del neumático el mismo vector velocidad. En la Figura 1.1 se ilustra esta idea, mostrándose los vectores velocidad debido a la traslación en azul y los debido a la rotación de la rueda en verde.

Como se puede observar, la suma de ambos vectores en el punto de contacto entre la rueda y el asfalto es cero, es decir, la velocidad relativa entre ambos (rueda y suelo) es cero, y por tanto la fricción resultante es casi nula. He aquí la condición de rodadura sin deslizamiento, que describe el comportamiento de la rueda cuando no se ejerce el freno sobre ella.

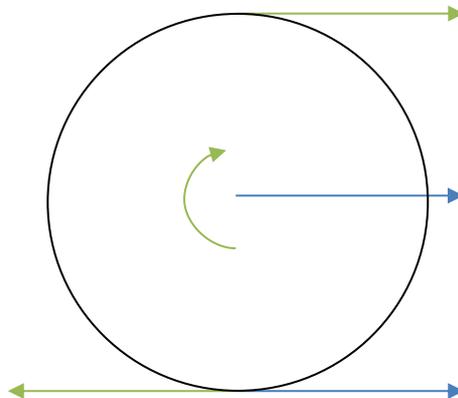


Figura 1.1. Diagrama de velocidades para sólido que rueda sin deslizar.

1.2.2 Procedimiento de giro de un coche

Una vez comprendido el concepto de rodadura sin deslizamiento, se pasa a explicar que ocurre cuando el conductor gira las ruedas del coche mientras éste se mueve hacia delante. Para ilustrar las ideas que se van a explicar, observe simultáneamente la siguiente Figura 1.2. Téngase en cuenta que en esta ocasión se esquematiza el diagrama desde la visión de la planta, no el perfil.

En el instante en que se gira la rueda, la velocidad de traslación (en azul) sigue siendo la misma que antes. No ocurre lo mismo con la velocidad de rotación (en verde), la cual gira con la rueda. Esto resulta en una velocidad relativa no nula (la suma de ambas velocidades, en rojo) entre la rueda y la carretera, lo cual ocasionará un deslizamiento. Esta velocidad relativa no nula entre ambas superficies provoca una fuerza de rozamiento (en amarillo), la cual tiene la misma dirección pero sentido contrario que la velocidad relativa. Es esta fuerza de rozamiento la que provoca la aceleración del coche en dicha dirección, es decir, que el coche gire.

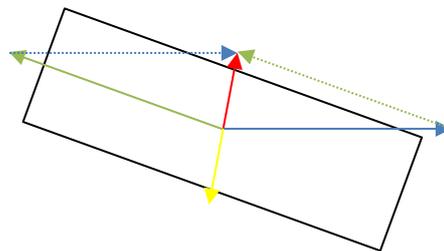


Figura 1.2. Diagrama de velocidades y fuerza de rozamiento que surge cuando se gira el volante.

En ciertas ocasiones se puede observar la ausencia de este fenómeno cuando la fuerza de rozamiento es pequeña. La ecuación (1.1) define la fuerza de rozamiento como el producto del coeficiente de fricción μ por la normal N . Para un vehículo dado, la fuerza normal (que depende únicamente del peso del vehículo y de la inclinación de la carretera) es una constante, por tanto la fuerza de rozamiento dependerá exclusivamente de μ , que a su vez depende de la superficie de fricción entre ambos sólidos. Si por ejemplo la carretera está congelada con hielo, μ se vuelve mucho más pequeño (véase Figura 1.5), y cuando se giran las ruedas, como la fuerza de rozamiento resultante es mucho más pequeña, el coche tendrá dificultad para girar adecuadamente.

$$F_r = \mu N \quad (1.1)$$

1.2.3 Pérdida de control sobre la dirección cuando las ruedas están bloqueadas

Se dice que las ruedas están bloqueadas cuando, debido a la acción del freno, éstas dejan de rotar del todo. En la Figura 1.3 se observa como la velocidad de traslación (en azul) sigue teniendo la misma dirección, pero en cambio deja de existir la velocidad de rotación de la rueda al estar ésta bloqueada.

Como resultado, la rueda desliza completamente sobre la superficie sin existir rodamiento, y por tanto la fuerza de rozamiento (en amarillo) que surge tiene la misma dirección y sentido contrario que la velocidad de traslación. Se deduce entonces que cómo esté girada la rueda no importa en absoluto, no se va a conseguir tracción en dicha dirección, y por tanto no hay nada de control sobre la dirección del coche, éste continuará en línea recta. Esto puede ser una situación peligrosa cuando se frena bruscamente y se necesita girar para evitar algún obstáculo.

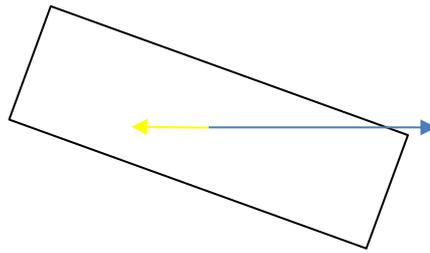


Figura 1.3. Diagrama de velocidades y fuerza de rozamiento que surge cuando se gira el volante estando la rueda bloqueada.

1.2.4 Pérdida de control sobre la dirección en superficies con distintos niveles de tracción

También puede ocurrir que debido a una diferencia de tracción en cada una de las cuatro ruedas (debido por ejemplo a que las ruedas derechas están pisando un charco de agua resultantes de la lluvia) surja un par de tracción sobre el coche que lo haga girar de forma brusca e incontrolada. Para entender la explicación, véase la Figura 1.4.

En virtud de la Figura 1.5, se tendrán distintos μ para cada rueda. Siendo N la misma para las cuatro ruedas, cada una de ellas tendrá distintas fuerzas de rozamiento (en rojo para cada rueda). Esto se traduce en un par de fuerzas, o torque, global sobre la totalidad del coche, que en el caso esquematizado, le haría girar de forma descontrolada en sentido contrario a las agujas del reloj (en naranja).

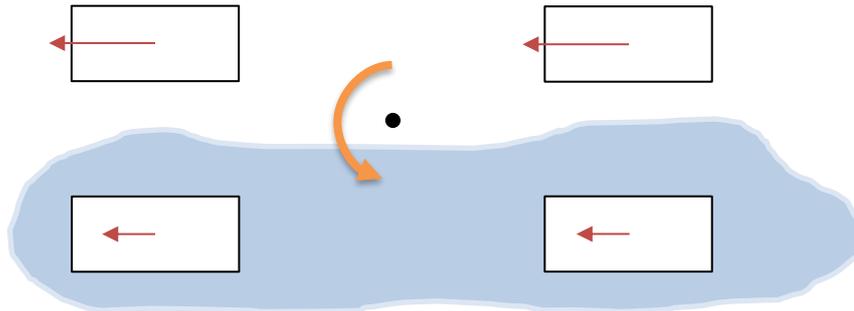


Figura 1.4. Diagrama de fuerzas de rozamiento y par de fuerzas sobre las cuatro ruedas de un vehículo a diferentes niveles de tracción.

1.3 Técnica de implementación del sistema ABS

El sistema ABS se integra en el coche junto con el sistema de frenos, permitiendo liberar el líquido de frenos a un circuito externo para que estos dejen de actuar y permitiendo también la entrada de nuevo al circuito principal para que el freno vuelva a actuar. Dispone también de sensores en las ruedas que monitorizan la velocidad de giro de cada una de ellas.

Cuando la unidad de control detecta que se está produciendo un deslizamiento excesivo o desigual sobre las ruedas (y por tanto el conductor no tiene control sobre la dirección del coche), el sistema actúa liberando y reinyectando el líquido de frenos para alcanzar el deslizamiento deseado en cada una de ellas, devolviendo al conductor el control sobre la dirección.

Otro efecto deseable que se produce es la disminución de la distancia de frenado. Esto puede parecer ilógico, que frenando menos se consiga frenar en menos tiempo y distancia. Pero esto ocurre debido a la forma que tiene la curva del coeficiente de fricción frente al deslizamiento relativo, el cual alcanza un máximo (y por tanto frena más, es decir, frena en menos distancia) entre niveles de deslizamiento relativo del 12 y 22% [2]

para el asfalto seco aproximadamente. En la siguiente figura se representa varias curvas de coeficientes de fricción frente al deslizamiento para distintas superficies.

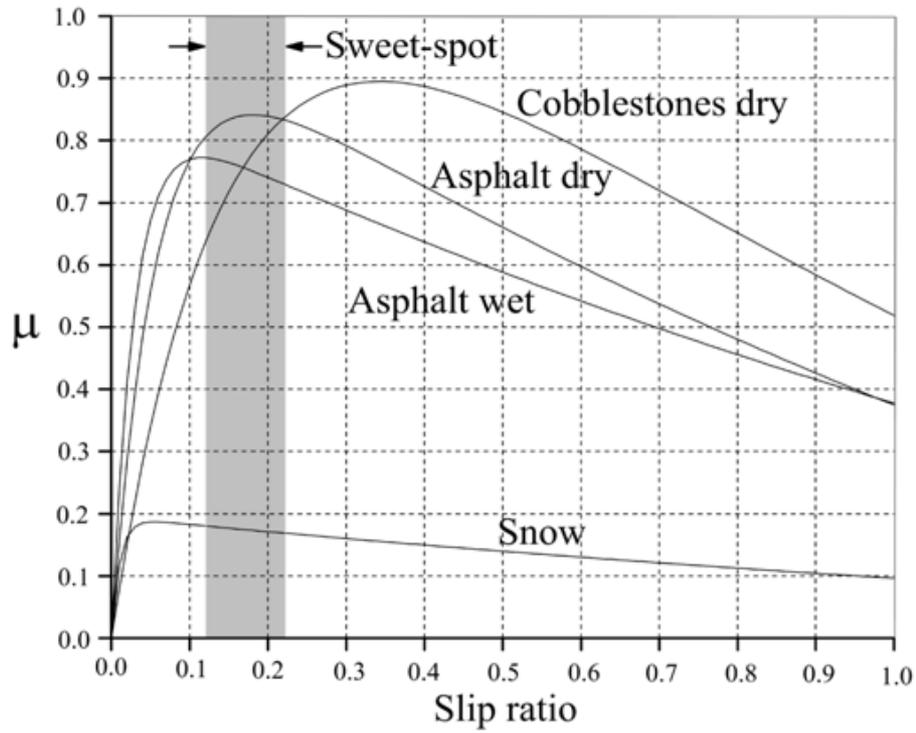


Figura 1.5. Coeficiente de fricción frente a deslizamiento relativo para distintas superficies.

2 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DEL TRABAJO

El sistema ABS constituye una medida de seguridad activa muy importante. Para tener una idea del orden de magnitud de su influencia en la seguridad, según la Administración Nacional de Carreteras de Suecia, este sistema podría reducir en un 38% los accidentes de motocicletas, y hasta un 48% los accidentes mortales [3]. Respecto a los automóviles, se podrían evitar 200 muertes al año en accidentes de tráfico si todo el parque automovilístico español tuviera instalado el sistema, según la Fundación Instituto Tecnológico para la Seguridad del Automóvil [4].

Como se ha explicado anteriormente, el sistema ABS logra devolver el control sobre la dirección del coche al conductor, al mismo tiempo que disminuye la distancia de frenado. Y esto puede ser crucial en muchas situaciones, como por ejemplo, si se entra en una curva demasiado rápido y el conductor comete el error de frenar mientras toma la curva. Si no tuviera este sistema, el coche saldría de la curva puesto que las ruedas se bloquearían. Otra situación en la que el ABS es de suma importancia es por ejemplo cuando surge un obstáculo repentino en la calzada. Con el sistema se lograría disminuir la distancia de frenado, favoreciendo que el coche frenara antes de interceptar el obstáculo. E incluso si aún así no se es capaz de frenar a tiempo, si el conductor decide girar el volante para evitarlo, tendrá control sobre la dirección y por tanto podrá sortearlo, cosa que no ocurre si no se lleva instalado el ABS.

Es por todo esto que se propone en el presente Trabajo diseñar controladores para el sistema ABS de forma que minimice los riesgos en una frenada brusca y aumente la seguridad, tanto del conductor y pasajeros, como de posibles viandantes que puedan ser un obstáculo para el coche.

2.1 Parámetros importantes a tener en cuenta

2.1.1 Slip Ratio

En el sistema a controlar, existen dos velocidades, la de rotación de la rueda y la de traslación del coche (Figura 1.1). Se define a la velocidad relativa al coche y la carretera, velocidad relativa, o simplemente deslizamiento, a la diferencia entre ambas velocidades. Cuando se habla de deslizamiento unitario, se refiere a la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{v_{trasl} - v_{rot}}{v_{trasl}} \quad (2.1)$$

y representa al deslizamiento dividido entre la velocidad del coche, de tal forma que cuando λ vale 0, el movimiento es de rodamiento sin deslizamiento (ambas velocidades son iguales), y cuando vale 1, la rueda está completamente bloqueada.

El deslizamiento unitario es una magnitud instantánea, pero puesto que la frenada es un proceso en el cual interesa tener control de la dirección el máximo tiempo posible, se utilizará un parámetro llamado slip ratio, que se define como sigue

$$\lambda_{\%} = \frac{\int_{t_x} \lambda dt}{\int_{t_x} \lambda_{max} dt} = \frac{\int_{t_x} \lambda dt}{\int_{t_x} 1 * dt} = \frac{\int_{t_x} \lambda dt}{t_x} \quad (2.2)$$

el cual representa el tanto por uno de la integral del deslizamiento unitario sobre lo máximo que podría haber valido, que es 1. Un valor de $\lambda_{\%}$ cercano a 1 indica que la rueda ha estado mayoritariamente bloqueada todo el rato, y un valor cercano a 0 quiere decir que durante todo el proceso el deslizamiento ha sido pequeño. En la ecuación (2.2) t_x representa el tiempo de frenado, y se ha tenido en cuenta que λ_{max} es 1.

Aunque finalmente el parámetro que se va a controlar es λ , el deslizamiento instantaneo, el Slip Ratio es un parámetro interesante que se estudiará en cada simulación y experimento, ya que dará una idea del control que ha tenido el conductor sobre la dirección durante todo el proceso.

2.1.2 Distancia de frenado

La distancia de frenado no es un parámetro sobre el cual se haga un control directo, pero si que se realizarán muchas simulaciones con distintas configuraciones del controlador, de forma que se vea cual es la distancia de frenado mínima, y sobre ese valor se admitirá un aumento del 5% en pos de mejorar el $\lambda\%$. Esto es así porque ambos parámetros son excluyentes, cuando uno mejora, el otro empeora. De tal forma que se tendrá que llegar a una solución de compromiso, es decir, sacrificar algo de distancia de frenado, para mejorar la manejabilidad.

Con esta solución adoptada, al aumentar la distancia de frenado, podría ocurrir que se interceptara a un posible obstáculo en la calzada, lo cual se habría solucionado internamente al haber mejorado la manejabilidad y entonces el conductor podría sortearlo.

2.2 Objetivos

Para mejorar la seguridad en la carretera, se tratará de diseñar distintos tipos de controladores para el sistema ABS de un coche. Se diseñarán controladores Todo-Nada, PID lineal y PID no lineal, y cada uno de ellos se experimentará sin y con Predictor de Smith.

En primer lugar se realizará un modelo físico y matemático del prototipo que se va a usar para experimentar. Una vez hecho y calculado las ecuaciones diferenciales del modelo dinámico, se realizarán modelos de simulación con la herramienta Simulink.

Después, se llevarán a cabo experimentos con el prototipo real y simulaciones con el modelo de simulación de Simulink, y se comparará los resultados de ambos para estudiar la exactitud y precisión del modelo de simulación. Este último se irá modificando hasta lograr un modelo que se asemeje al sistema real a controlar.

Una vez hallado un modelo bueno, que arroje unos resultados parecidos a los del sistema real, sobre dicho modelo se crearán, sintonizarán y simularán los distintos controladores, hasta dar con los distintos tipos de controladores que funcionen bien.

A continuación, con los controladores diseñados en la etapa anterior se experimentarán con el prototipo para ver su comportamiento real y su buen funcionamiento.

Por último, se compararán los resultados de los distintos controladores, se estudiará cuál es más eficaz y se analizará si los resultados obtenidos son buenos y realmente pueden contribuir a mejorar la seguridad en la carretera

3 PROTOTIPO Y MODELADO

3.1 Prototipo de Sistema ABS de Inteco

Para realizar los experimentos con los controladores diseñados, se utilizará el prototipo fabricado por la empresa Inteco que puede observarse en la Figura 3.1. Éste consta de dos ruedas en contacto y un freno de disco. Todas ellas tienen encoders que permiten conocer la posición angular así como la velocidad. La rueda inferior emula a la carretera y la superior al coche. La inferior es mucho más pesada que la superior, puesto que la carretera (ligada a Tierra) tiene una inercia mucho más grande que el coche.

La rueda inferior está acoplada a un motor de corriente continua que se capaz de acelerarla hasta la velocidad deseada y el freno está asociado a otro motor también de corriente continua.

La rueda inferior emula a la carretera, y por tanto, la velocidad lineal que tenga en el punto de contacto con la rueda superior representará la velocidad del coche. Cuando se acelera, debido a la fricción, la rueda de arriba comenzará a girar también hasta alcanzar la misma velocidad que la de abajo.

La rueda superior simula a la rueda del coche, y por tanto su velocidad de giro representará la velocidad de rotación de la rueda del coche.



Figura 3.1. Prototipo del sistema ABS de un coche.

El proceso que se lleva a cabo en la experimentación consiste en acelerar la rueda inferior hasta una velocidad dada. Una vez alcanzada dicha velocidad, se dejará de acelerar y comenzará a actuar el proceso de frenado, que dependerá del controlador que se esté testeando, y actuará sobre el motor que controla el freno, frenando la rueda superior (la rueda del coche).

Los parámetros de actuación que se tiene sobre este sistema son dos: la aceleración (de la cual no se tratará, ya que no se utiliza más que para llevar a las ruedas a la velocidad máxima deseada, y de lo cual se encargará el programa dado por Inteco) y el freno, que como se dijo anteriormente actúa sobre la rueda superior, y puede tener valores de actuación entre 0 y 1.

3.2 Modelo físico y matemático

En la Figura 3.2 se representa el diagrama de fuerzas del sistema a controlar. Todos los parámetros representados en la figura aparecen explicados en la tabla de Notación.

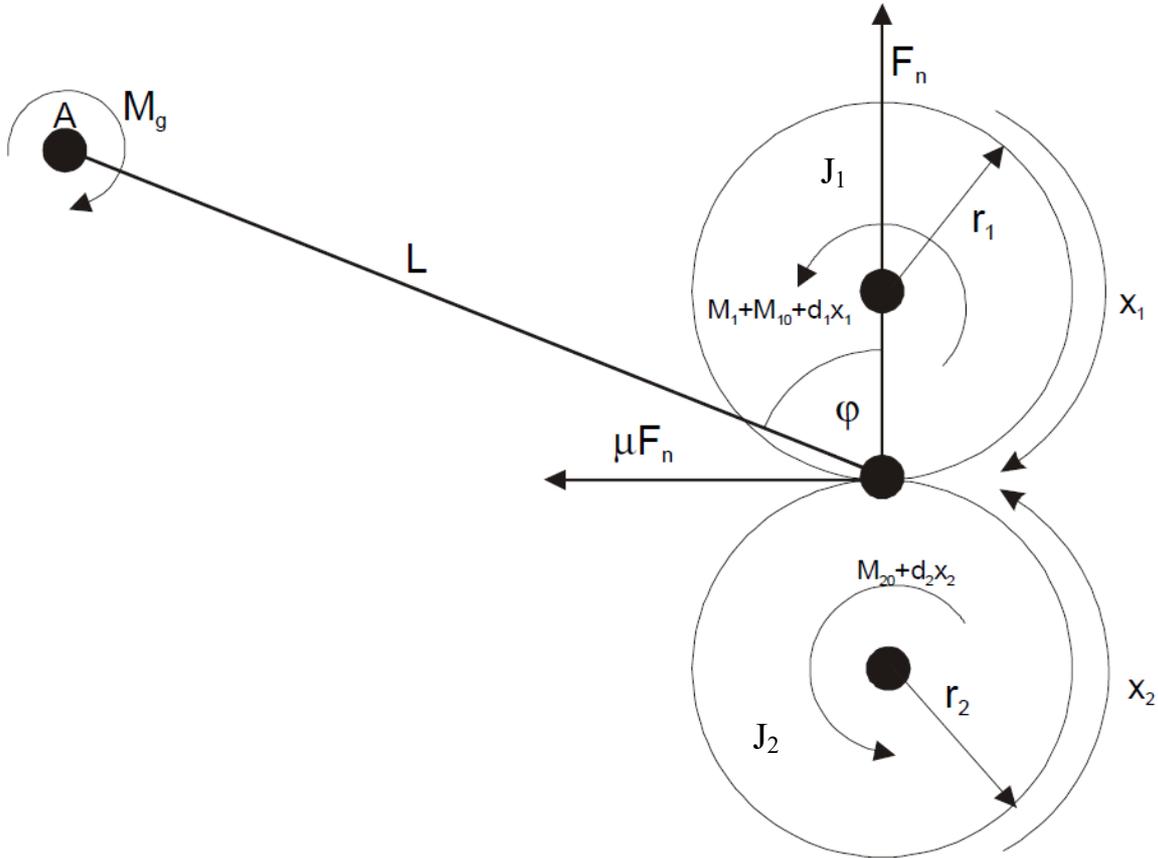


Figura 3.2. Diagrama de fuerzas del prototipo del sistema ABS.

Anteriormente se ha definido al parámetro deslizamiento unitario instantáneo, λ , en la ecuación (2.1), pero ahora se redefinirá usando las variables que aparecen en la Figura 3.2:

$$\lambda = \frac{r_2 x_2 - r_1 x_1}{r_2 x_2} \quad (3.1)$$

A continuación, se aplica la 2ª Ley de Newton para cuerpos que rotan:

$$\alpha J = \sum_{ext} M \quad (3.2)$$

a la rueda superior:

$$\dot{x}_1 J_1 = r_1 \mu(\lambda) F_n - M_1 - M_{10} - d_1 x_1 \quad (3.3)$$

y a la rueda inferior:

$$\dot{x}_2 J_2 = -r_2 \mu(\lambda) F_n - M_{20} - d_2 x_2 \quad (3.4)$$

Después hace falta calcular la fuerza de reacción vincular entre ambas ruedas para la rueda superior, F_n . Para

ello, se calculará el sumatorio de momentos de fuerza en el punto A y puesto que dicho punto está en equilibrio, dicho sumatorio debe valer 0.

$$\sum_A M = M_g + M_1 + M_{10} + d_1 x_1 - L F_n \sin \varphi + L \mu(\lambda) F_n \cos \varphi = 0 \quad (3.5)$$

$$F_n L (\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi) = M_g + M_1 + M_{10} + d_1 x_1 \quad (3.6)$$

$$F_n = \frac{M_g + M_1 + M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (3.7)$$

A continuación se sustituirá el valor de F_n calculado en las ecuaciones (3.3) y (3.4):

$$\dot{x}_1 J_1 = r_1 \mu(\lambda) \frac{M_g + M_1 + M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} - M_1 - M_{10} - d_1 x_1 \quad (3.8)$$

$$\dot{x}_2 J_2 = -r_2 \mu(\lambda) \frac{M_g + M_1 + M_{10} + d_1 x_1}{L (\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} - M_{20} - d_2 x_2 \quad (3.9)$$

Como se observa, en ambas ecuaciones se tiene el factor común

$$S(\lambda) = \frac{\mu(\lambda)}{L (\sin \varphi - \mu(\lambda) \cos \varphi)} \quad (3.10)$$

de donde $\mu(\lambda)$ se puede aproximar con la siguiente función polinómica dada en el manual del prototipo proporcionado por Inteco [5]:

$$\mu(\lambda) = \frac{w_4 \lambda^p}{a + \lambda^p} + w_3 \lambda^3 + w_2 \lambda^2 + w_1 \lambda \quad (3.11)$$

donde w_1, w_2, w_3, w_4, a y p son constantes dadas por el fabricante en su manual [5]. En la Figura 3.3 se observa la representación de dicha función polinómica.

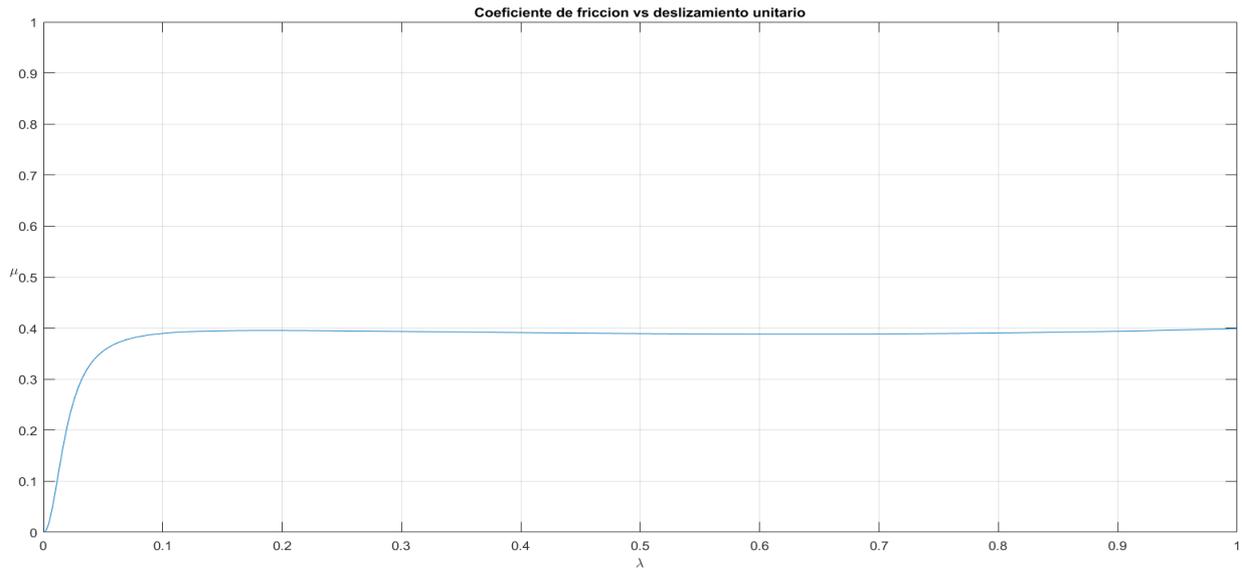


Figura 3.3. Gráfica para la función polinómica de $\mu(\lambda)$ (ecuación (3.11))¹.

¹ Esta función tiene dos diferencias fundamentales con la curva representada en la Figura 1.5 para el asfalto seco. La primera es el orden de magnitud, mientras que en la Figura 1.5 el valor máximo estaba sobre el valor 0.8, en ésta está sobre 0.4. La segunda diferencia es que esta

Después se reordenan las ecuaciones (3.8) y (3.9) para dejarlo todo en función de constantes:

$$\dot{x}_1 = S(\lambda) \left[\frac{r_1 d_1}{J_1} x_1 + \frac{r_1 (M_g + M_{10})}{J_1} \right] - \frac{d_1}{J_1} x_1 - \frac{M_{10}}{J_1} + \left(\frac{r_1}{J_1} S(\lambda) - \frac{1}{J_1} \right) M_1 \quad (3.12)$$

$$\dot{x}_2 = S(\lambda) \left[-\frac{r_2 d_1}{J_2} x_1 - \frac{r_2 (M_g + M_{10})}{J_2} \right] - \frac{d_2}{J_2} x_2 - \frac{M_{20}}{J_2} - \frac{r_2}{J_2} S(\lambda) M_1 \quad (3.13)$$

Se definen los siguientes coeficientes:

$$c_{11} = \frac{r_1 d_1}{J_1} \quad c_{12} = \frac{r_1 (M_g + M_{10})}{J_1} \quad c_{13} = -\frac{d_1}{J_1} \quad c_{14} = -\frac{M_{10}}{J_1} \quad c_{15} = \frac{r_1}{J_1} \quad c_{16} = -\frac{1}{J_1}$$

$$c_{21} = -\frac{r_2 d_1}{J_2} \quad c_{22} = -\frac{r_2 (M_g + M_{10})}{J_2} \quad c_{23} = -\frac{d_2}{J_2} \quad c_{24} = -\frac{M_{20}}{J_2} \quad c_{25} = -\frac{r_2}{J_2}$$

y usando estos coeficientes en las ecuaciones (3.12) y (3.13) quedan

$$\dot{x}_1 = S(\lambda)(c_{11}x_1 + c_{12}) + c_{13}x_1 + c_{14} + (c_{15}S(\lambda) + c_{16})M_1 \quad (3.14)$$

$$\dot{x}_2 = S(\lambda)(c_{21}x_1 + c_{22}) + c_{23}x_2 + c_{24} + c_{25}S(\lambda)M_1 \quad (3.15)$$

Por último, la caracterización del freno es dada por el manual también [5] y queda de la siguiente forma:

$$\dot{M}_1 = c_{31}(b(u) - M_1) \quad (3.16)$$

$$b(u) = \begin{cases} b_1 u + b_2, & u \geq u_0 \\ 0, & u < u_0 \end{cases} \quad (3.17)$$

donde c_{31} , b_1 , b_2 y u_0 son constantes dadas por el fabricante en su manual [5].

A continuación se reflejan los valores de todas las constantes utilizadas en el modelo físico:

$$\begin{aligned} c_{11} &= 0.00158605757097, & c_{12} &= 259.3351896228796, \\ c_{13} &= 0.01594027709515, & c_{14} &= 0.39850692737875, \\ c_{15} &= 13.21714642472868, & c_{16} &= 132.8356424595848, \\ c_{21} &= 0.000464008124048, & c_{22} &= 75.86965129086435, \\ c_{23} &= 0.00878803265242, & c_{24} &= 3.63238682966840, \\ c_{25} &= 3.86673436706636, & c_{31} &= 20.37, \\ w_1 &= -0.04240011450454, & w_2 &= 0.00000000029375, \\ w_3 &= 0.03508217905067, & w_4 &= 0.40662691102315, \\ a &= 0.00025724985785, & p &= 2.09945271667129. \end{aligned}$$

función no tiene un máximo en la zona que interesa, si no que alrededor de $\lambda = 0.6$ se vuelve creciente hasta alcanzar su máximo en $\lambda = 1$. Aún así esto no es relevante, ya que el objeto de este Trabajo no es buscar la fricción máxima para el prototipo dado, si no que dado un deslizamiento deseado, se logre controlar a dicho valor.

3.3 Modelos de simulación de Simulink

Una vez desarrollado el modelo físico y matemático para el prototipo, pasa a desarrollarse un modelo de simulación usando las herramientas informáticas Matlab y Simulink. Pero no basta únicamente con crear un modelo de Simulink y ya directamente trabajar con él. Hay que comprobar su veracidad y que realmente da una respuesta igual o al menos lo más parecida posible que el sistema real.

Para ello, se utilizarán distintos modelos (uno dado por el propio fabricante, otros creados a propósito), se realizarán simulaciones y se comparará con la respuesta dada por el sistema real en experimentos llevados en igualdad de condiciones.

Se establecerá un valor del deslizamiento deseado, y se controlará con un controlador Todo-Nada. Dicho controlador, si el deslizamiento real está por debajo del deseado, actuará con una salida de 1 (accionar el freno al máximo, para así incrementar el deslizamiento). Por el contrario, si el valor del deslizamiento real está por encima del deseado, el controlador dará un valor 0 de actuación, dejando de frenar del todo, y por tanto la velocidad de la rueda (que antes estaba bloqueada) comenzará a crecer hasta ser la misma que la de la rueda inferior, es decir, se alcanza la velocidad de traslación y por tanto disminuirá el deslizamiento.

A continuación, se realizan las simulaciones para todos los modelos creados y se experimentan en el prototipo real con los mismos parámetros. De todas las simulaciones y experimentos, se obtendrá el valor de la distancia de frenado, y se verá que modelo de simulación se aproxima más al que resulta de los experimentos del prototipo. Una vez escogido el modelo más adecuado, se diseñará sobre él los distintos controladores en el siguiente capítulo, y después se testarán en el sistema real.

3.3.1 Modelo de Inteco

Este modelo de simulación está incluido en el toolbox ABS de Inteco y está representado en la Figura 3.4. Incluye el bloque ABS, el cual contiene el modelo físico del sistema. Acepta como único parámetro de entrada el freno (no hace falta la aceleración, puesto que como es una simulación, se puede comenzar directamente en la velocidad inicial deseada) y como parámetros de salida tiene las posiciones y velocidades de ambas ruedas, así como el deslizamiento y el coeficiente de fricción y la fuerza de fricción entre otras.

Como lo que se quiere controlar es el deslizamiento, se realimenta la entrada al sistema ABS con la salida del controlador, que en este caso es simplemente un relé. Si el deslizamiento está por debajo de la referencia, el controlador accionará el freno (un 1 en Brake) y en caso contrario no lo hará (pondrá un 0 en dicha señal).

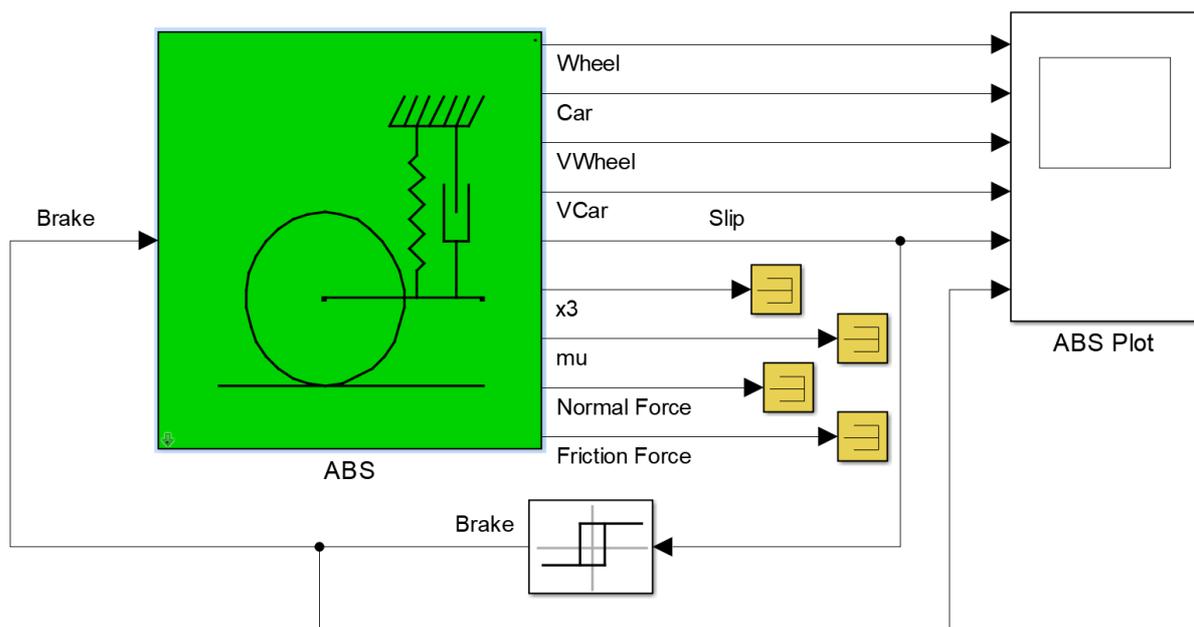


Figura 3.4. Modelo de simulación de Simulink dado por Inteco. Controlador Todo-Nada.

El modelo del sistema (incluido en el bloque ABS) requiere como entrada todos los coeficientes del sistema real (los visto anteriormente), así como algunos parámetros geométricos como el radio de las ruedas, sus momentos de inercia, etc, o las condiciones iniciales de la velocidad. Todo ello se introduce en una máscara incluida en el bloque ABS que luego recibe como variables dentro del modelo. En la Figura 3.5 se incluye una muestra de la máscara.

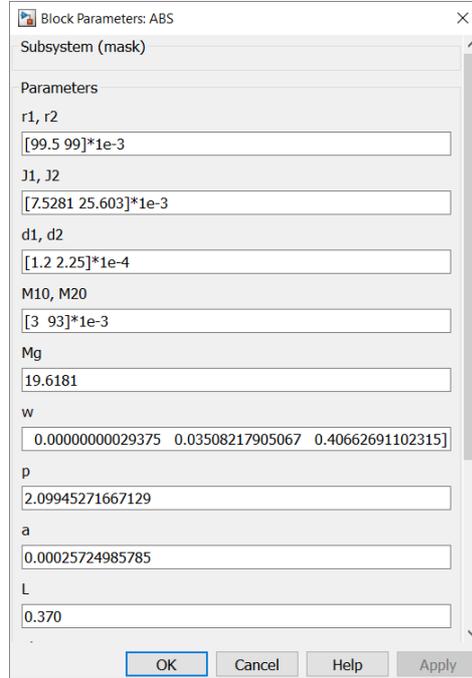


Figura 3.5. Máscara del bloque ABS.

Todos estos parámetros del sistema real, así como la acción de control, son recibidos por el modelo del sistema dentro del bloque ABS. Se utiliza una función de Matlab a través del bloque `sfun_abs` que recibe todos los parámetros citados anteriormente y devuelve la salida del sistema. Este bloque ejecuta una subrutina que para cada ciclo de simulación recibe el valor de la acción de control y calcula cual es la nueva salida del estado del sistema. En la Figura 3.6 se puede observar el interior del bloque ABS.

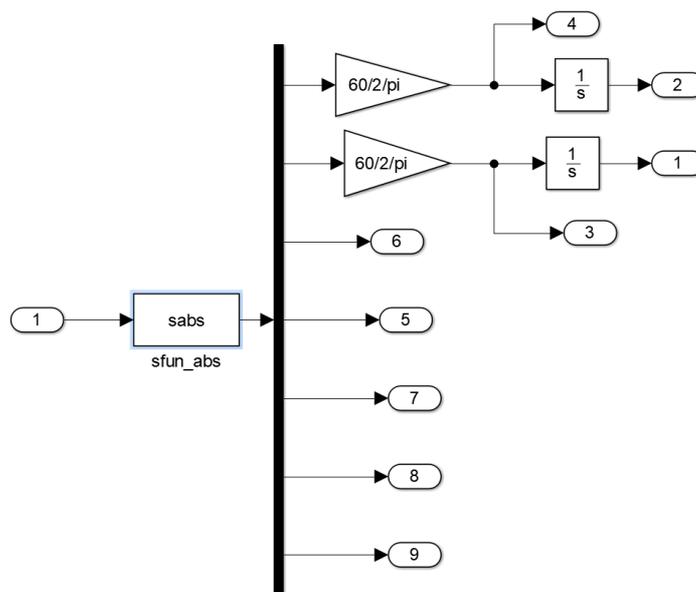


Figura 3.6. Interior del bloque ABS.

3.3.2 Modelo creado

Debido a que el modelo proporcionado por Inteco puede no ser correcto y diferir mucho del comportamiento del sistema real, se ha decidido crear un modelo alternativo desde cero, para luego poder comparar ambos modelos y escoger el más adecuado.

La idea sobre la que se fundamenta este modelo alternativo es partir de las ecuaciones (3.14) a (3.17) y representar dichas ecuaciones con bloques de Simulink, utilizando bloques integradores para obtener las variables de estado a partir de sus respectivas derivadas, y a dichas variables de estado hacerle las operaciones oportunas hasta llegar de nuevo al valor de su derivada. Para entender esta idea véase la ecuación (3.18) y la Figura 3.7 a modo de ejemplo.

$$\dot{x} = ax + b \quad (3.18)$$

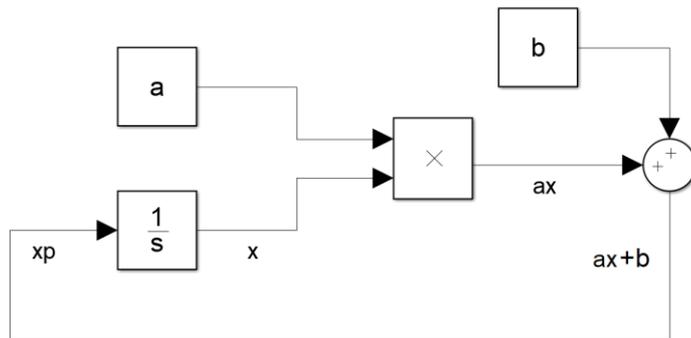


Figura 3.7. Ejemplo de como se modela una ecuacion diferencial en Simulink.

En la Figura 3.8 se puede observar como se modela las ecuaciones diferenciales de estado del prototipo del sistema real de Inteco en Simulink. Conviene observar la complejidad del modelo debido a la cantidad de operaciones que hay en las ecuaciones de estado. Se ha tratado de compactar al máximo los bloques y se han usado bloques “subsystem” y etiquetas de señales para la mayor claridad posible.

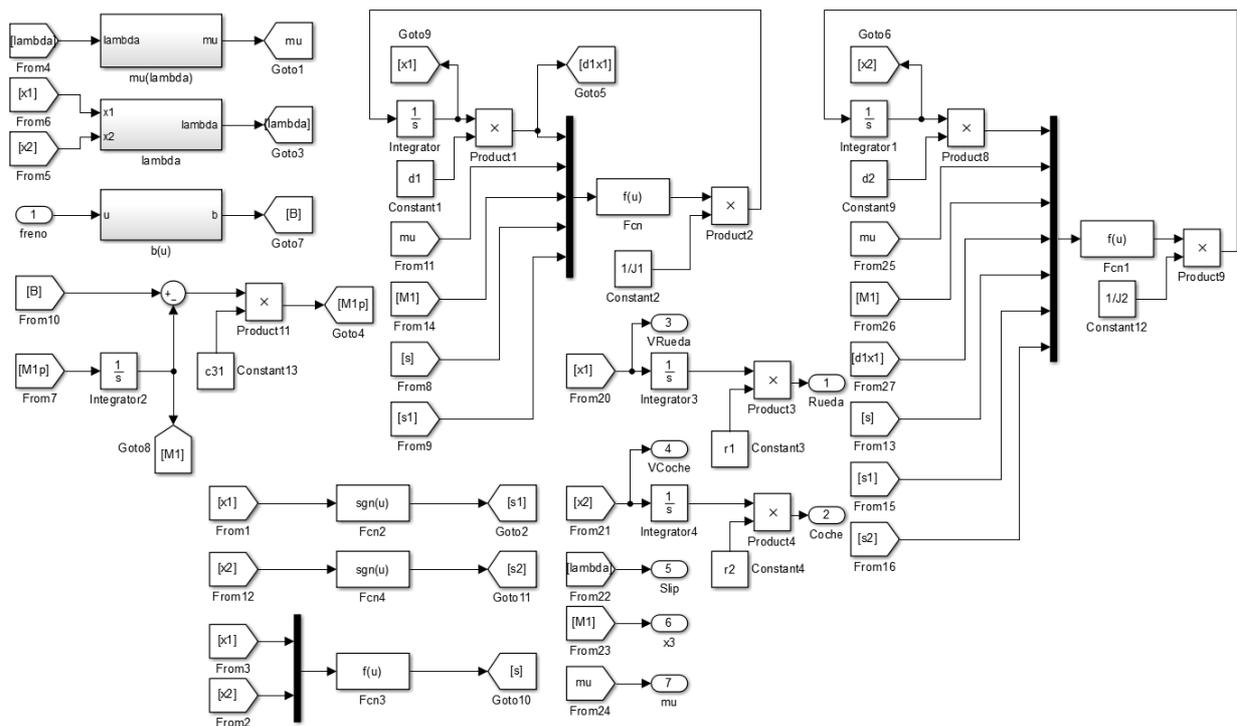


Figura 3.8. Interior del bloque ABS del modelo de simulación creado.

En la Figura 3.9 se observa el esquema global del modelo. Todos los bloques de la Figura 3.8 están englobados dentro del bloque ABS y al igual que en el modelo proporcionado por Inteco, se hace uso de una máscara para poder cambiar los valores de los coeficientes de las ecuaciones de estado sin tener que modificar el bloque interno.

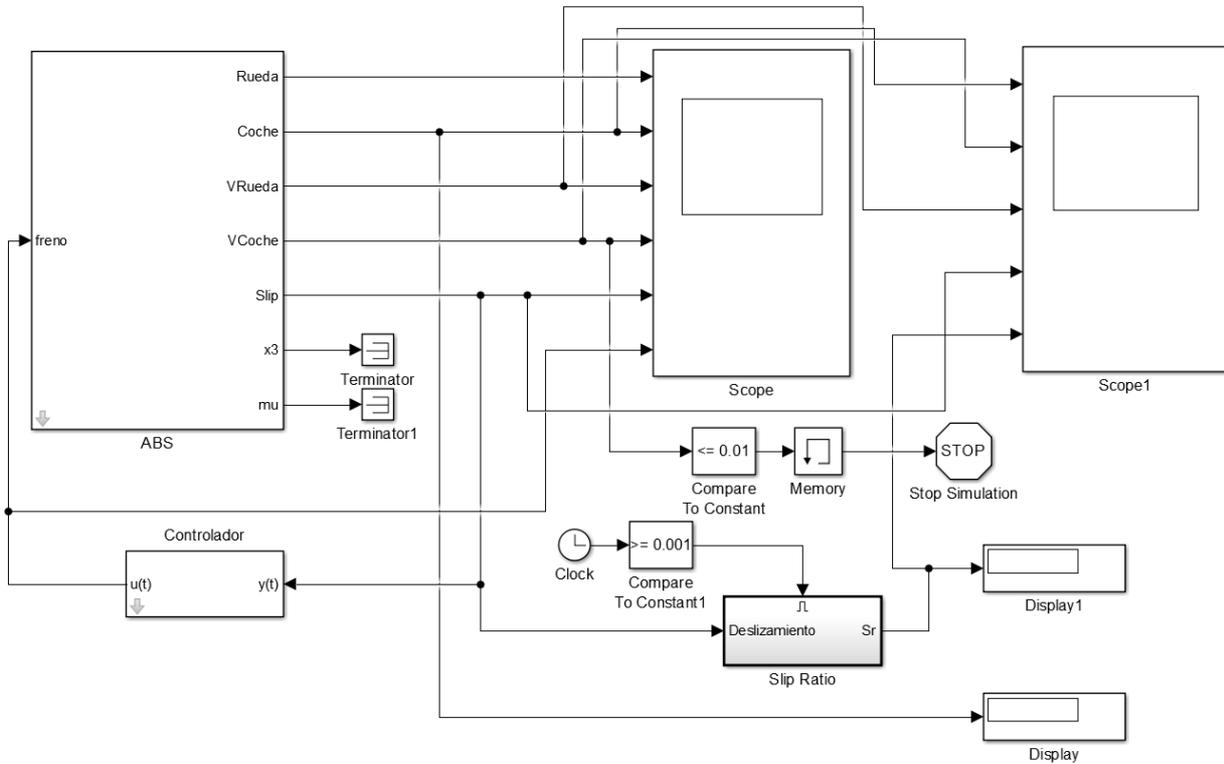


Figura 3.9. Modelo de simulación creado. Controlador Todo-Nada.

Además del bloque ABS, se observa también el bloque del controlador, que en el caso reflejado es un controlador Todo-Nada, y otros bloques usados para medidas y observación, como el bloque Slip Ratio (que calcula el parámetro homónimo) o los bloques Display.

3.3.3 Comparativa entre ambos modelos

Como se ha explicado anteriormente, se harán simulaciones y experimentos para distintas referencias de deslizamiento unitario con un controlador Todo-Nada y se compararán las distancias de frenado de cada modelo con el sistema real para escoger el más fiable.

Sobre el modelo creado, además, se han ido haciendo modificaciones progresivamente para mejorar la similitud con el sistema real, y se ha llegado a pasar hasta por cuatro versiones distintas.

Los valores de referencia de deslizamiento a comparar irán desde 0 (nunca frena, pararía el sistema solo por las fricciones internas) hasta 1 (frena durante todo el experimento) con paso de 0.1. Como entre los valores 0 y 0.1 se observa un salto cuantitativo muy grande, para representar esta zona con mayor resolución se realizan también los experimentos para los valores de referencia de 0.0125, 0.025 y 0.05.

En la Figura 3.10 se observa como hay una gran diferencia entre el modelo de Inteco y el sistema real, sobretodo para valores bajos del deslizamiento. Por ejemplo, para una referencia de 0, el experimento arroja una distancia de frenado de 281.6 metros, mientras que el modelo de Inteco da cerca de 37 kilómetros, algo completamente absurdo e irreal.

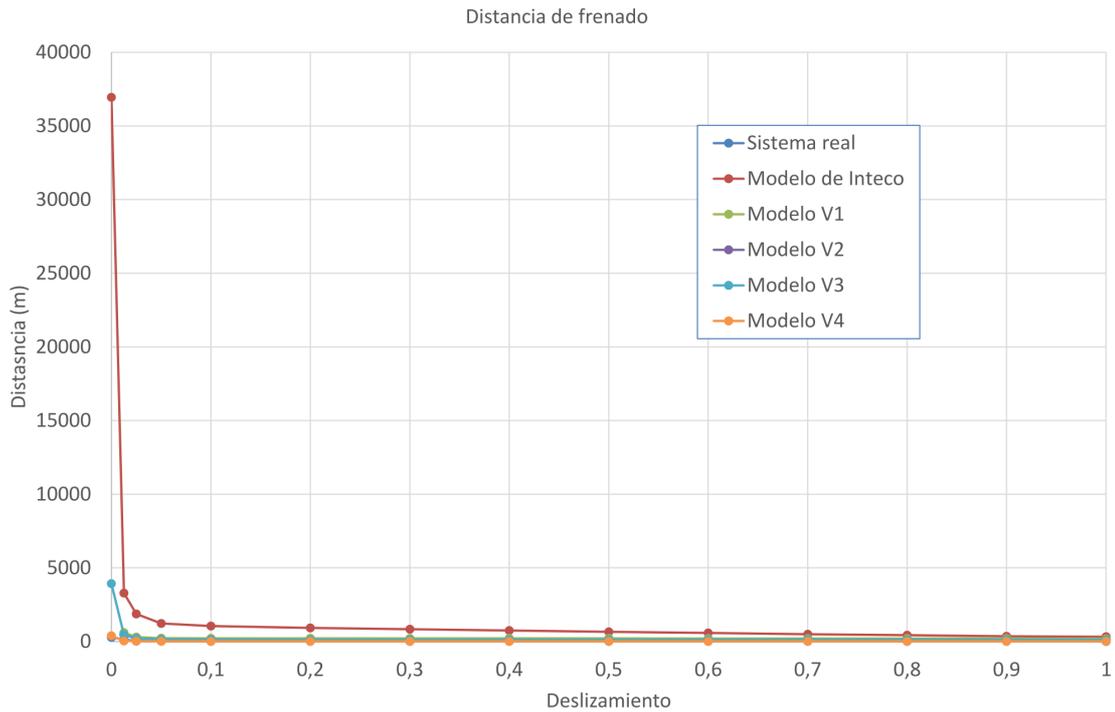


Figura 3.10. Comparativa entre sistema real, modelo de Inteco y todas las versiones de los modelos creados a posteriori.

Esto hace que todas las demás curvas se solapen, aún existiendo grandes diferencias entre ellas y el sistema real. Para poder ver un poco mejor los errores se decide obviar el primer tramo para valores de deslizamiento entre 0 y 0.1 y se representa en la Figura 3.11.

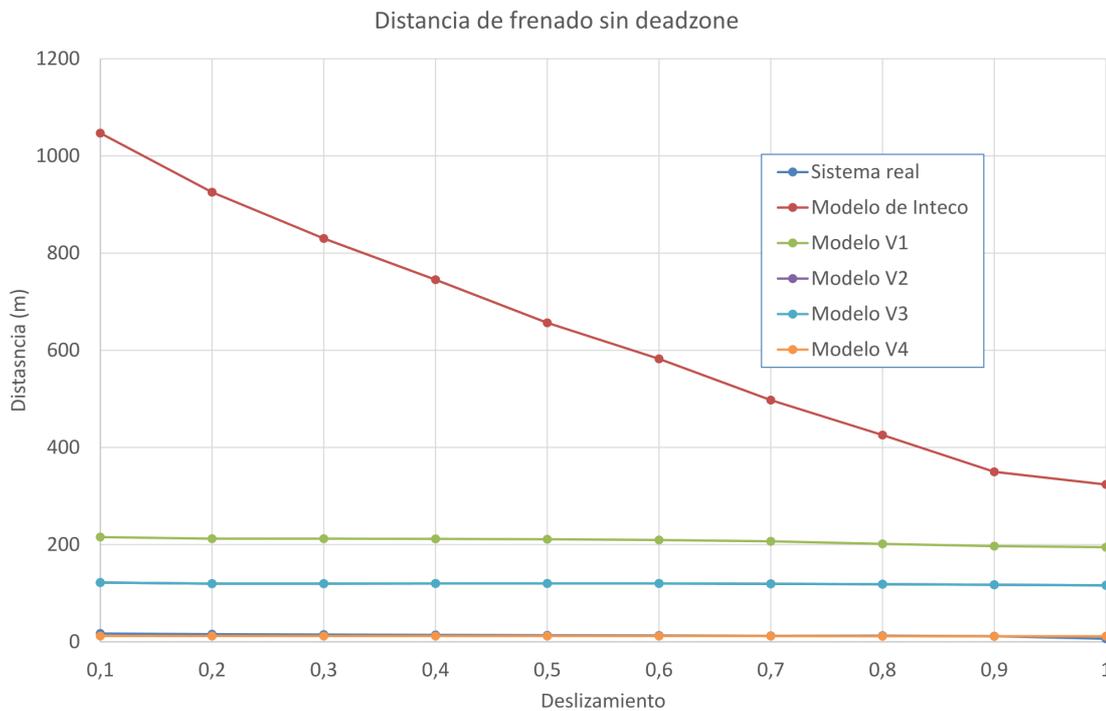


Figura 3.11. Comparativa entre sistema real, modelo de Inteco y todas las versiones de los modelos creados a posteriori sin zona de deslizamiento baja.

Incluso en estas zonas de deslizamientos altos, la diferencia sigue siendo todavía muy grande. Tal como se observa en la Figura 3.11, los modelos creados son mejores que el dado por Inteco para representar al sistema real. De todas sus versiones, la 1 es la peor de todas. Después, las versiones 2 y 3 se asemejan bastante entre sí, tanto que en la gráfica se solapan. Pero la última versión, la 4, es la mejor de todas, ya que se parece tanto que en dicha gráfica se solapa con el sistema real.

Para comprobar su veracidad, a continuación se reflejan las gráficas comparando únicamente la versión 4 y el sistema real, primero para todo el rango de deslizamientos (Figura 3.12) y después para deslizamientos a partir de 0.1 (Figura 3.13).

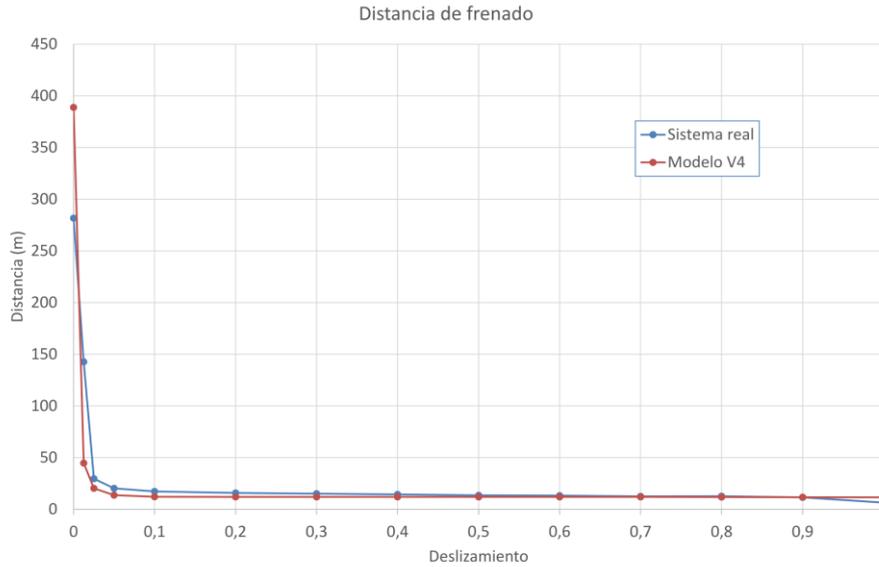


Figura 3.12. Comparativa entre sistema real y versión 4 del modelo creado a posteriori.

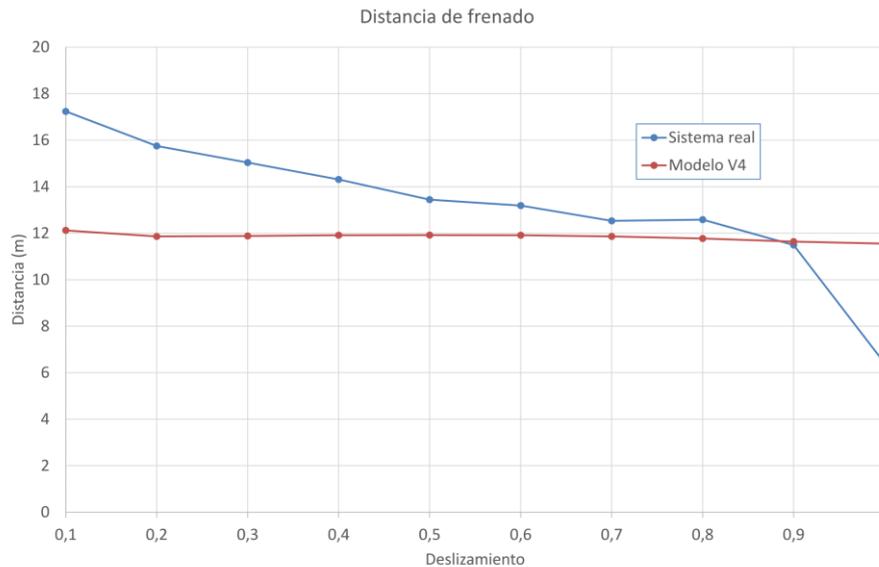


Figura 3.13. Comparativa entre sistema real y versión 4 del modelo creado a posteriori sin zona de deslizamiento baja.

4 DISEÑO DE CONTROLADORES

En el trabajo previo, los esfuerzos se han concentrado en encontrar un modelo de simulación cuyo comportamiento se asemeje al del sistema real. En el capítulo anterior se ha decidido escoger el modelo creado a posteriori, en concreto su cuarta versión.

Una vez escogido el modelo de simulación, sobre él se simularán distintos tipos de controladores para después probarlos en el sistema real. Se comenzará por un controlador Todo-Nada, también llamado controlador por Relé, que es el usado anteriormente para comparar los distintos modelos de simulación con el sistema real. A continuación pasará a diseñarse controladores PID lineales, ampliamente estudiados en la carrera, siendo un tipo de controlador industrial muy usado. Por último, se utilizará también PID no lineales, una evolución del anterior adecuado para cuando se pretende controlar un sistema que no es lineal.

Después de haber diseñado cada uno de los anteriores controladores, se comprobará en el sistema real y se hará las modificaciones necesarias para controlar al sistema adecuadamente.

A todo esto hay que añadir el hecho de que existe cierto retraso entre el momento en que se actúa sobre el freno y el momento en el que esto se traduce en un cambio efectivo sobre la variable a controlar, el deslizamiento. Por ello, para cada uno de los controladores mencionados anteriormente, se añadirá una versión en la que se incluya un Predictor de Smith, que es una de las soluciones más comunes a dicho retraso que se implementa en la industria. Pero para eso, será necesario un trabajo previo en el que se caracterice dicho retraso.

4.1 Caracterización del retraso

Para caracterizar el retraso que se produce, se ha llevado a cabo un experimento completo, es decir, incluyendo el proceso de aceleración y de frenado. En la Figura 4.1 se observa como durante el proceso de aceleración, el deslizamiento oscila levemente, entre valores de 0.012 y 0.042, lo cual resulta en una media aritmética de 0.027.

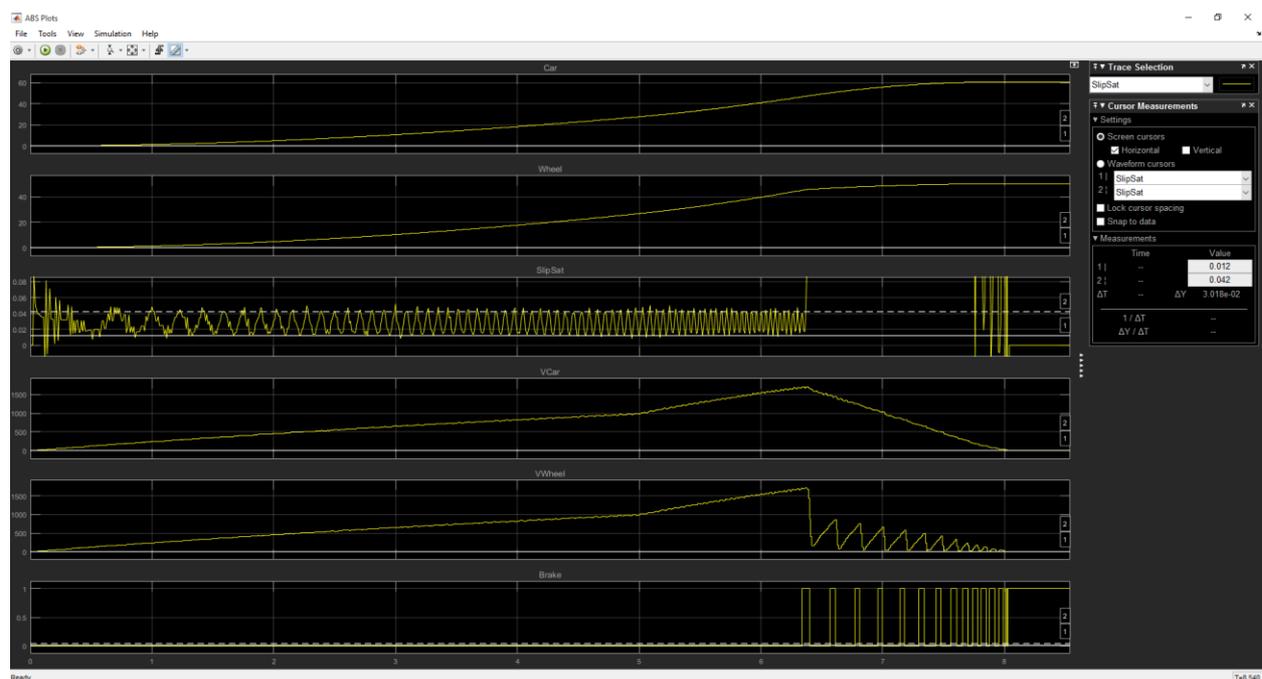


Figura 4.1. Curvas para distintos parámetros del sistema durante todo el experimento.

Para caracterizar el retraso, se ha observado el intervalo de tiempo desde que se acciona el freno por primera

vez hasta que supera dicho valor medio, de forma que se podría entender que ha salido de esa oscilación que se observaba anteriormente. En la Figura 4.2 se estudia dicha medición. El cursor 1 mide el instante de tiempo a partir del cual se acciona el freno por primera vez y el curso 2 mide la primera vez que el deslizamiento alcanza dicho valor medio desde que se ha empezado a accionar el freno, y el intervalo de tiempo (el retraso en el que resulta) es de 24.558 milisegundos, lo cual es bastante aproximado al valor dado en el manual de Inteco [5].

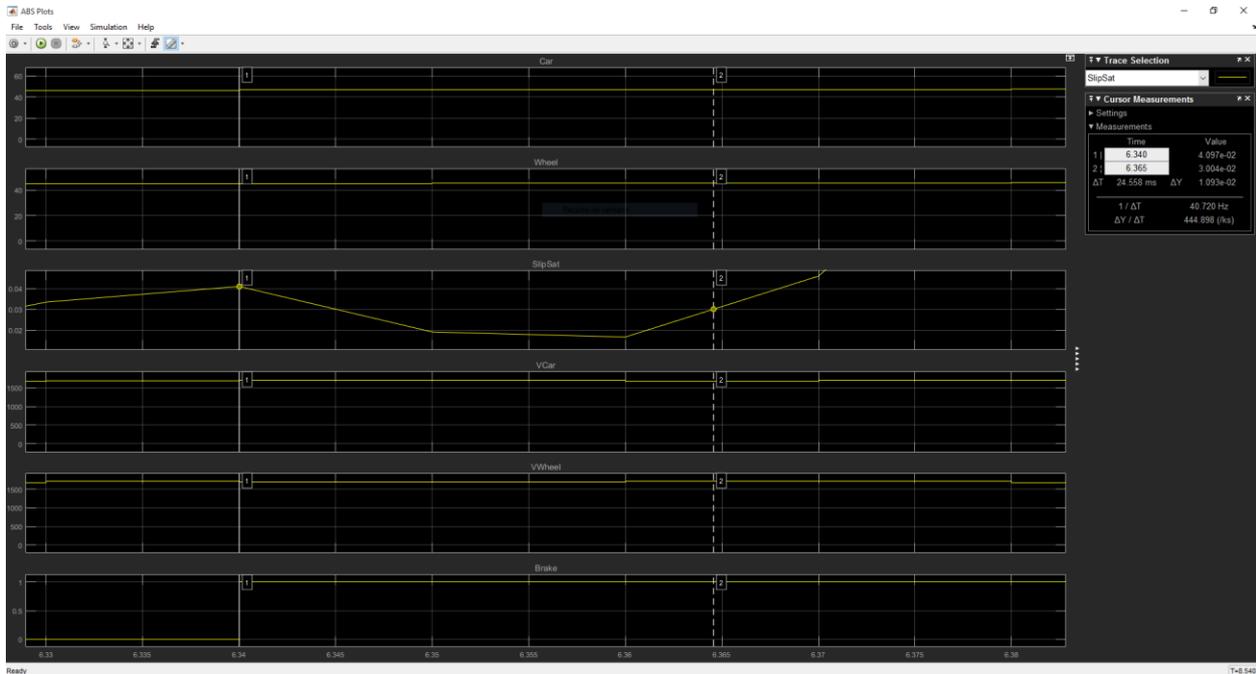


Figura 4.2. Caracterización del retraso cuando comienza la frenada.

4.2 Controladores

4.2.1 Controlador Todo-Nada

Este controlador es el explicado anteriormente y el usado a la hora de buscar el modelo de simulación que más se aproxima al sistema real. Dicho controlador, también llamado controlador por Relé, consta de dos valores para los cuales se enciende y se apaga, Switch ON y Switch OFF, y cada uno de esos estados tiene asociado un valor de salida. Si por ejemplo Switch ON vale 0.5, Switch OFF vale 0.3, y el valor de ON es 0 y el valor de OFF es 1, esto quiere decir que si el parámetro a controlar (en este caso el deslizamiento) está por debajo de 0.3, el freno se presionará al máximo, si está por encima de 0.5, el freno se liberará y si está entre ambos valores, el valor de actuación será el del estado anterior. En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se representa como sería la gráfica de dicho controlador.

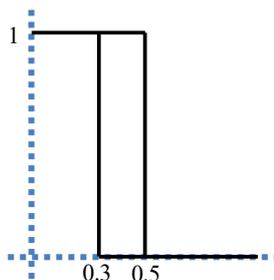


Figura 4.3. Gráfica de controlador Todo-Nada para ejemplo expuesto anteriormente.

4.2.1.1 Modelo de simulación

Para diseñar este controlador, se ha realizado simulaciones para todas las posibles parejas de valores de Switch ON y Switch OFF, para los valores de 0 hasta 1 con paso 0.1, además de 0.0125, 0.025 y 0.5. Se ha obtenido el valor de la distancia de frenado y de Slip Ratio para cada simulación.

De la Figura 4.4 se obtiene los valores del controlador para el cual la distancia de frenado es mínima, pero como se observa en la Figura 4.5, para este controlador el Slip Ratio es el mayor, siendo de un 83%, lo cual implicado que el conductor no tiene nada de control sobre la dirección del vehículo durante del proceso de frenado.

Es por esto por lo que hay que adoptar una solución de compromiso, es decir, permitir aumentar un poco la distancia de frenado en pos de mejorar el control sobre la dirección. Se ha decidido de una forma arbitraria permitir un aumento en la distancia de frenada de un 5%. En la Figura 4.4 se observan todos los valores del controlador que cumplen con esta restricción en amarillo, y de la Figura 4.5, de todos los controladores que cumplen con dicha restricción, se selecciona el que tenga menor Slip Ratio.

S_{ON}														
S_{OFF}	0	0,0125	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0	388,8	370,6	359,6	338	309,4	271,1	241,5	217,4	195,9	176,9	160,1	144,1	130,4	125,9
0,0125		44,69	25,69	18,48	14,92	13,35	12,91	12,67	12,54	12,43	12,32	12,22	12,13	12,09
0,025			20,28	15,18	13,51	12,85	12,63	12,5	12,41	12,32	12,24	12,15	12,06	12,03
0,05				13,63	12,77	12,51	12,39	12,32	12,27	12,21	12,14	12,01	11,95	11,96
0,1					12,1	12,05	12,05	12,05	12,03	12,01	11,97	11,91	11,85	11,83
0,2						11,86	11,88	11,9	11,9	11,89	11,86	11,81	11,76	11,75
0,3							11,87	11,89	11,89	11,88	11,84	11,79	11,74	11,73
0,4								11,9	11,9	11,88	11,84	11,79	11,73	11,72
0,5									11,91	11,88	11,84	11,79	11,72	11,71
0,6										11,89	11,84	11,78	11,71	11,69
0,7											11,84	11,76	11,68	11,67
0,8												11,75	11,65	11,63
0,9													11,63	11,58
1														11,54

Figura 4.4. Valores de distancias de frenado para todas las simulaciones.

S_{ON}														
S_{OFF}	0	0,0125	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0	0,0035	0,0029	0,0024	0,0038	0,0029	0,0034	0,0049	0,0057	0,0067	0,0079	0,0106	0,0127	0,0158	0,0166
0,0125		0,0136	0,0209	0,032	0,0626	0,1298	0,2009	0,262	0,3253	0,375	0,4314	0,4774	0,5073	0,5221
0,025			0,0287	0,0413	0,0749	0,143	0,2048	0,2664	0,3354	0,3836	0,436	0,4799	0,5112	0,5314
0,05				0,0497	0,0828	0,1486	0,2191	0,2805	0,3375	0,3913	0,4398	0,4735	0,512	0,5351
0,1					0,0973	0,1593	0,2225	0,284	0,3294	0,4038	0,4425	0,4799	0,514	0,5323
0,2						0,1902	0,2481	0,3107	0,3729	0,4192	0,4775	0,5109	0,537	0,5494
0,3							0,2817	0,3429	0,3944	0,4541	0,5014	0,5509	0,5745	0,5861
0,4								0,3691	0,4359	0,4817	0,5387	0,5805	0,6182	0,6289
0,5									0,4552	0,5237	0,5692	0,6191	0,6424	0,6727
0,6										0,5381	0,6057	0,65	0,6896	0,6958
0,7											0,6198	0,686	0,7221	0,7331
0,8												0,6997	0,7589	0,7702
0,9													0,7775	0,8053
1														0,8263

Figura 4.5. Valores de Slip Ratio para todas las simulaciones.

Con todo esto, se llega a un controlador Todo-Nada con valores de Switch ON 0.1 y Switch OFF 0.1, con el cual se consigue una distancia de frenado de 12.1 metros y un Slip Ratio igual a 0.0973. En la Figura 4.6 se pueden observar como varían todos los parámetros del sistema durante la simulación de la frenada.

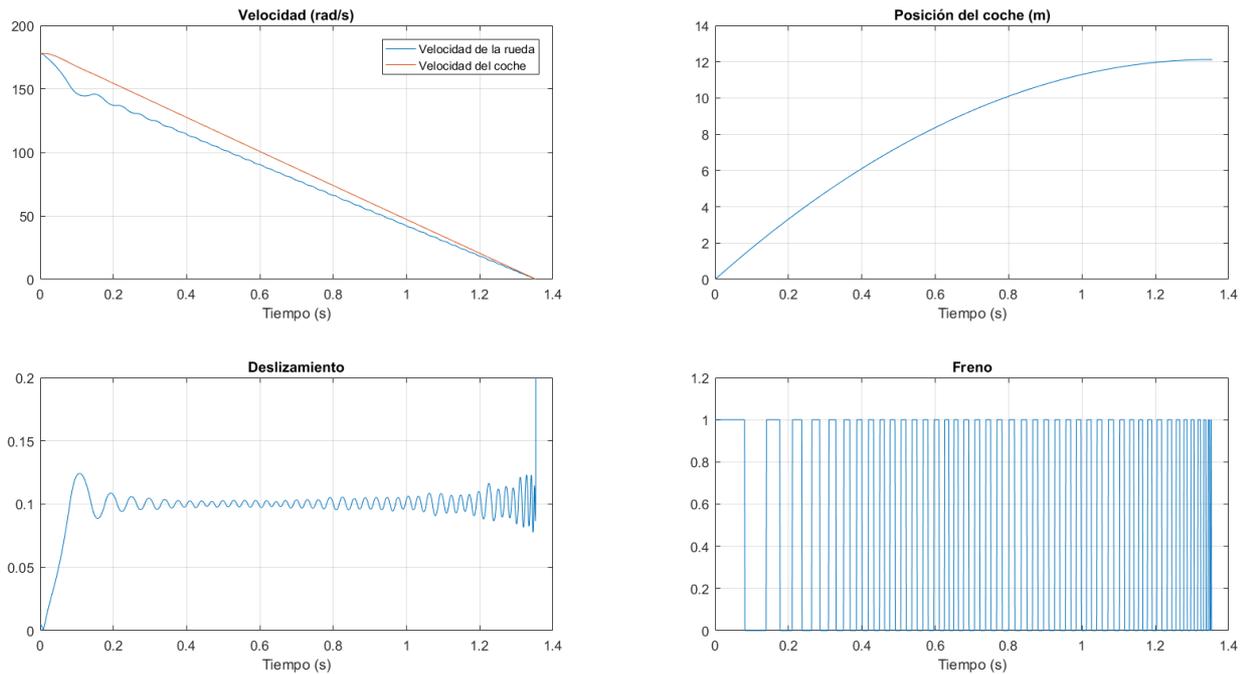


Figura 4.6. Gráficas para los distintos parámetros de la simulación. Controlador Todo-Nada.

4.2.1.2 Sistema real sin Predictor de Smith

El controlador anterior se ha experimentado en el prototipo del sistema ABS de Inteco para comprobar su desempeño. Concretamente, y para cada controlador de aquí en adelante, se han realizado cinco experimentos consecutivos, ya que el sistema no se comporta igual si está en caliente o en frío, y se ha calculado el valor promedio de esos cinco experimentos.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
$S_{on}=0,1$ $S_{off}=0,1$	1	16,94	38,90
	2	16,83	39,36
	3	16,77	38,98
	4	16,57	39,75
	5	16,82	38,93
	Media	16,79	39,18

Figura 4.7. Resultado de los experimentos para el controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith diseñado.

Se observa que los parámetros a controlar son ambos peores que los arrojados por la simulación. Sobre todo cabe destacar el $\lambda\%$, que es mucho mayor, y por tanto se traduce en un peor control del conductor sobre la dirección del coche.

Si se observa la Figura 4.8, se puede ver como la velocidad de la rueda cae más bruscamente en el experimento que en la simulación (la actuación del freno es mayor de lo esperado). Esto se traduce en un peor control sobre el deslizamiento, y de ahí el empeoramiento de la distancia de frenado y del $\lambda\%$.

También se observa como conforma la velocidad de las ruedas es más baja, se descontrola el sistema. Eso es debido a que la dinámica del sistema es muy rápida, y a partir de cierta cota inferior de velocidad, el sistema no será controlable.

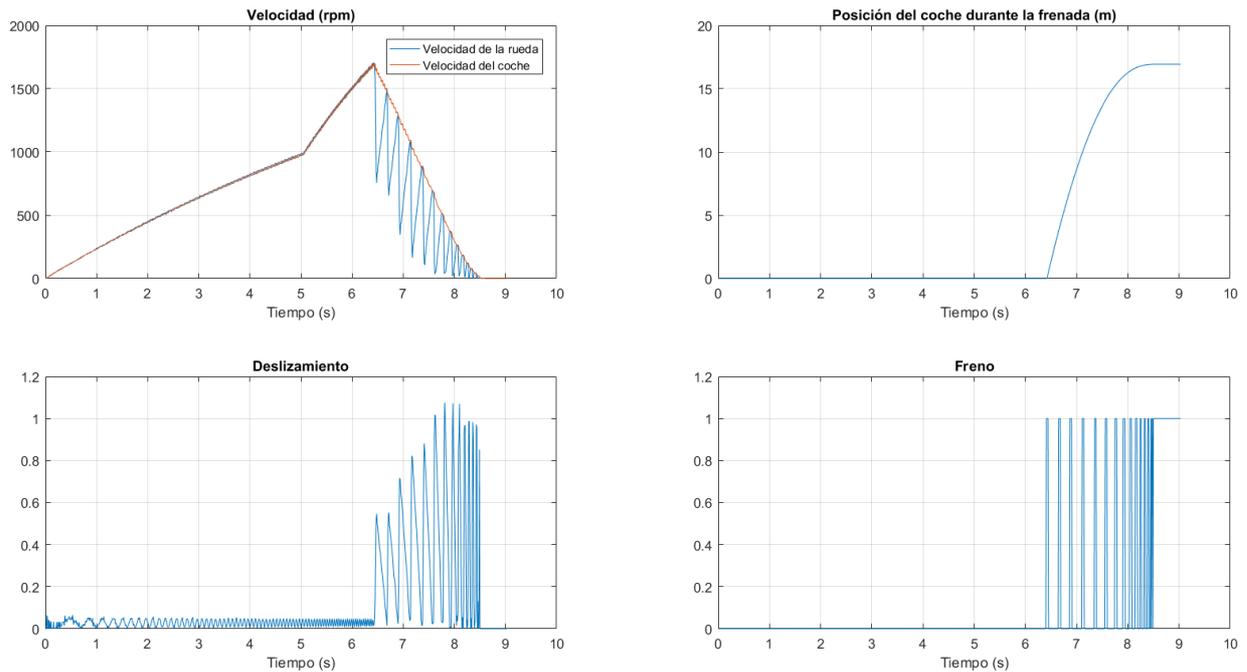


Figura 4.8. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith.

4.2.1.3 Sistema real con Predictor de Smith

El Predictor de Smith es una estructura de control muy popular en la industria que se utiliza cuando existe cierto retraso entre la variable manipulada (en este caso, el freno) y la controlada (en este caso, el deslizamiento).

Para entender a qué puede deberse dicho retraso, piénsese por ejemplo en un fluido que circula por una tubería larga. Sobre este fluido, se actúa calentándolo en una caldera al principio, y se tiene un sensor de temperatura al final del conducto. Cuando se enciende la caldera, esto no se refleja sobre el sensor hasta un tiempo después, y por tanto si se utiliza la señal de dicho sensor para calcular la actuación, realmente se está actuando sobre el sistema en las condiciones del pasado, no sobre las condiciones del presente, y esto se puede traducir en la inestabilidad del sistema a la hora de controlarlo.

Esta estructura de control se representa en la Figura 4.9, donde $C(s)$ representa al controlador; $G(s)e^{-t_m s}$ representa a la salida del sistema con el retraso, es decir, la salida que tendrá el sistema después de haber transcurrido t_m segundos; $G_m(s)$ representa el modelo rápido del sistema, modelo del proceso sin retraso, el cual dará una estimación de la salida; y t'_m representa al retraso en el modelo rápido.

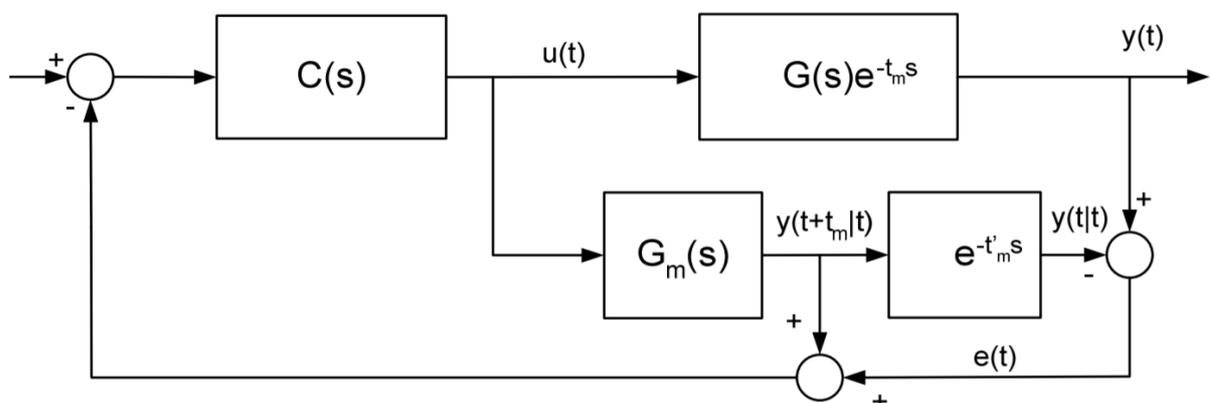


Figura 4.9. Esquema de controlador con estructura de Predictor de Smith.

En definitiva, el Predictor de Smith se puede entender como una estructura de control que utiliza la discrepancia entre el sistema real y el modelo rápido retrasado, para corregir la estimación que se ha hecho en la planta en $t + t_m$ producida por el modelo rápido.

En la Figura 4.10 se representa el controlador Todo-Nada con Predictor de Smith. En ella se pueden ver las distintas partes del esquema de la Figura 4.9. Por un lado está el controlador, que en el presente caso no es más que el relé. Por otro lado, está el modelo rápido del sistema, que ha sido dado por Inteco [5]. Y por último, se encuentra el retraso, que no es más que un bloque “delay” de Simulink, y en él se introduce el retraso calculado en el punto 4.1.

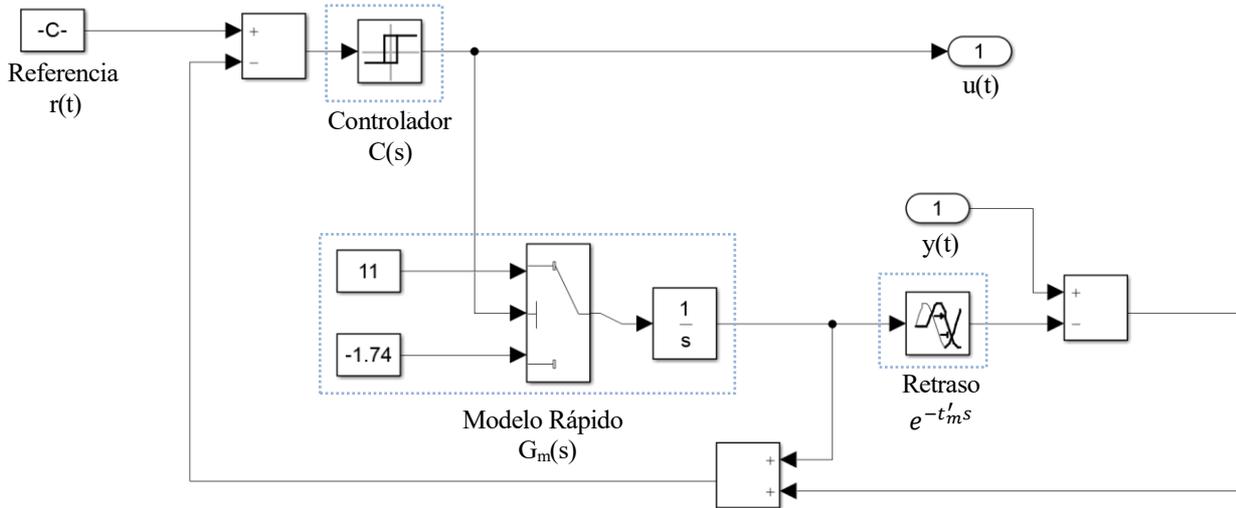


Figura 4.10. Modelo de simulación de controlador Todo-Nada con Predictor de Smith.

Al igual que en el punto 4.2.1.2, se realizarán otros cinco experimentos con el mismo valor para el controlador, esto es, $Switch\ ON = Switch\ OFF = 0.1$ y valor de freno 1 cuando $\lambda \leq Switch\ OFF$, y se obtendrá el valor promedio para la distancia de frenado y el $\lambda\%$.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
$S_{on}=0,1$ $S_{off}=0,1$	1	28,33	14,34
	2	28,07	13,30
	3	23,93	18,75
	4	29,60	15,06
	5	28,36	14,77
	Media	27,66	15,24

Figura 4.11. Resultado de los experimentos para el controlador Todo-Nada con Predictor de Smith diseñado.

Como se observa en la Figura 4.11, si bien la distancia de frenado ha empeorado, el $\lambda\%$ ha mejorado considerablemente, acercándose mucho más al valor de referencia que en el caso de controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith. Además, dicho valor de deslizamiento medio se sitúa en la zona deseada que aparece en la Figura 1.5, lo cual permitiría disminuir la distancia de frenado de forma notoria en un coche de verdad que rueda por un asfalto seco.

En la Figura 4.12 se observa la evolución temporal del sistema a lo largo de todo el experimento. En ella, se ve como durante la frenada, el controlador es capaz de mantener el deslizamiento estable en ciertos tramos, pero después vuelven a aparecer picos muy grandes. Aún así, se puede concluir que el controlador Todo-Nada tiene un mejor desempeño con Predictor de Smith que sin él, en base a los datos arrojados por los experimentos, aunque todavía hay mucho margen de mejora.

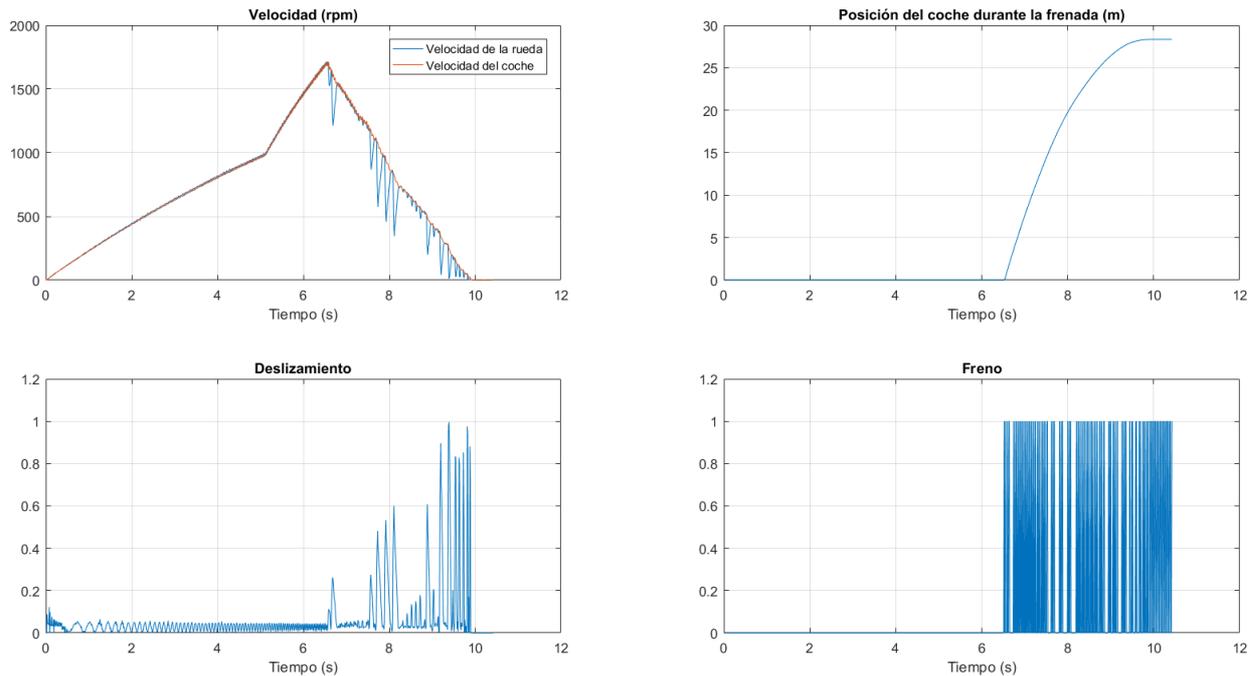


Figura 4.12. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador Todo-Nada con Predictor de Smith.

4.2.2 PID lineal

Un controlador PID es un tipo de controlador ampliamente usado en la industria. Al igual que el controlador anterior, éste actúa sobre una señal de error, calculada como la diferencia entre una referencia que se quiere alcanzar, y su actual valor real en el sistema. Esta señal de error se multiplica por tres factores que tienen comportamientos diferentes:

- **Acción proporcional.** Da un valor de actuación proporcional al error instantáneo, mientras mayor sea el error, mayor será la actuación, y viceversa.
- **Acción integral.** Da un valor de actuación proporcional a la integral del error, es decir, al error acumulado durante todo el proceso. Normalmente este tipo de acción se utiliza para mejorar el régimen permanente, permitiendo así disminuir el error en dicho régimen, aunque conlleva un empeoramiento del régimen transitorio, pudiendo llegar a hacerlo inestable.
- **Acción derivativa.** Da un valor de actuación proporcional a la derivada del error, es decir, a la pendiente de la curva que describe el error frente al tiempo. Normalmente este tipo de acción se utiliza para mejorar el régimen transitorio, permitiendo suavizar la curva y disminuir la sobreoscilación, aunque conlleva un empeoramiento del régimen permanente, pudiendo llegar a hacer que exista un error en dicho tramo.

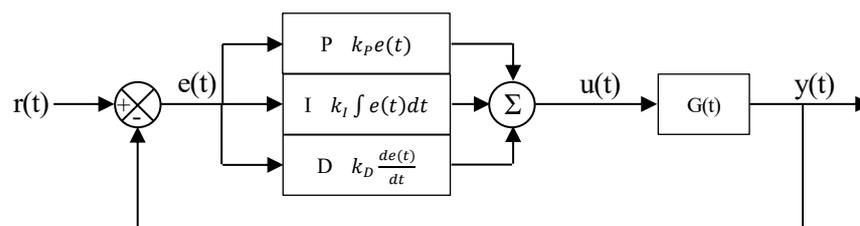


Figura 4.13. Esquema de control de un controlador PID lineal.

4.2.2.1 Modelo de simulación

Para crear el modelo de simulación de Simulink para el controlador PID se ha utilizado simplemente el bloque PID incluido en la biblioteca de Simulink. En él, hay que sintonizar los tres parámetros explicados anteriormente. Además de eso, se le ha saturado la salida entre 0 y 1, ya que un rango de acción fuera de esos límites no tiene ningún efecto adicional.

Para sintonizar el controlador, se ha utilizado un método heurístico que funciona de la siguiente forma:

1. Anular términos derivativos e integral.
2. Escoger término proporcional tal que en la salida exista una sobreoscilación moderada (entre el 10% y el 20%) y haya pocas oscilaciones.
3. Escoger término derivativo que suavice el régimen transitorio y la sobreoscilación.
4. Escoger término integral que elimine el error en régimen permanente.

En las Figura 4.14, Figura 4.15 y Figura 4.16 se observa como se lleva a cabo el proceso de sintonización del controlador PID. El controlador queda entonces con las siguientes constantes:

$$k_P = 8; k_I = 10; k_D = 0.2$$

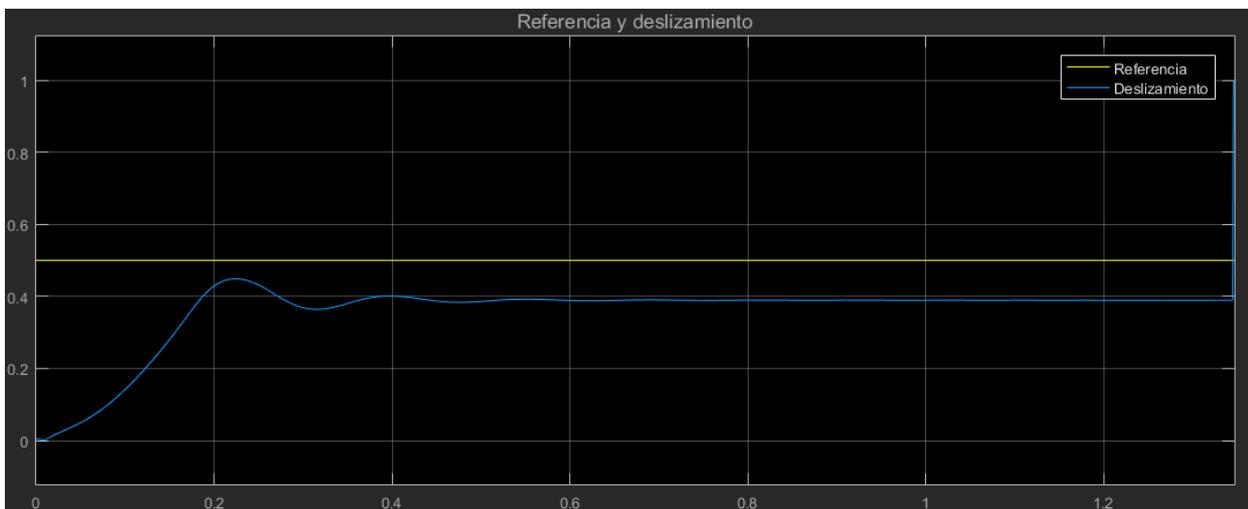


Figura 4.14. Elección del término proporcional y efecto sobre la respuesta del sistema.

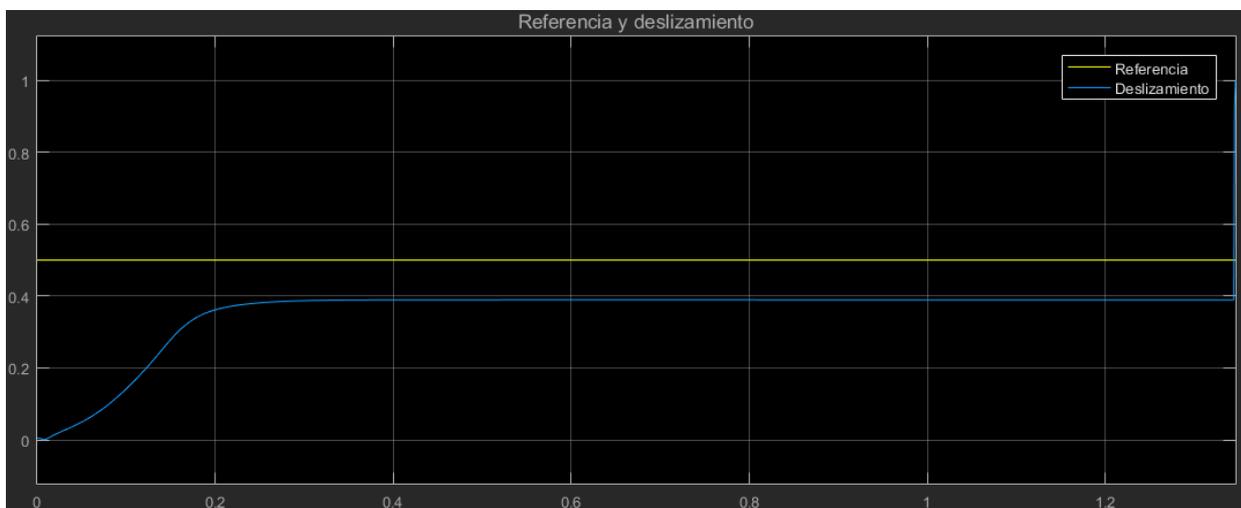


Figura 4.15. Elección del término derivativo y efecto sobre la respuesta del sistema.

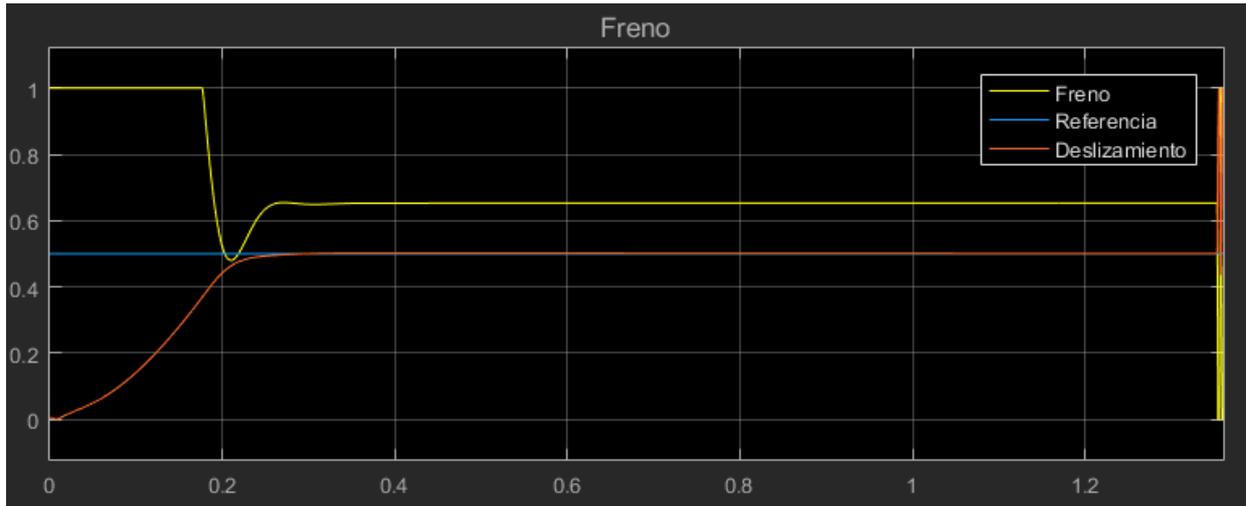


Figura 4.16. Elección del término integral y efecto sobre la respuesta del sistema.

Para este controlador se tiene una distancia de frenado de 11.91 metros y un $\lambda_{\%} = 0.4493$. La distancia de frenado es buena (igual que para la simulación del controlador Todo-Nada) y el valor del Slip Ratio es mejor que para el controlador Todo-Nada (véase Figura 4.4 y Figura 4.5), y es parecido a la referencia que se quiere alcanzar, pero todavía tiene margen de mejora.

4.2.2.2 Sistema real sin Predictor de Smith

Una vez sintonizado el controlador en el modelo de simulación, pasa a probarse en el prototipo del sistema real. Conforme se va experimentando, se ha ido cambiando ligeramente el valor de los parámetros del controlador PID, puesto que la simulación no es igual al sistema real. Los valores de los parámetros de sintonización, así como los valores de distancia de frenado y de $\lambda_{\%}$ de los cinco experimentos se recogen en la Figura 4.17.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
P=8 I=10 D=0,2 ref=0,5	1	14,49	61,48
	2	14,02	62,10
	3	13,97	60,23
	4	14,00	61,03
	5	13,49	62,49
	Media	13,99	61,47

Figura 4.17. Resultado de los experimentos para el controlador PID lineal sin Predictor de Smith diseñado.

Como se puede observar, la distancia de frenado ha empeorado ligeramente sobre el resultado que arrojaba la simulación, si bien el cambio más considerable se lo lleva el Slip Ratio, que ha pasado a superar la referencia, traduciéndose ello en un empeoramiento del control sobre la dirección que tendrá el conductor durante el proceso de frenado.

En la Figura 4.18 se puede ver como evolucionan en el tiempo los distintos parámetros envueltos en el experimento. Respecto al deslizamiento, se ve como al comienzo de la frenada oscila aproximadamente en torno al punto 0.6, si bien más adelante, cuando se alcanzan velocidades más bajas, el deslizamiento crece como viene siendo habitual, debido a las lecturas devueltas por los encoders y a la dificultad de controlar un sistema con una dinámica rápida que se mueve lentamente.

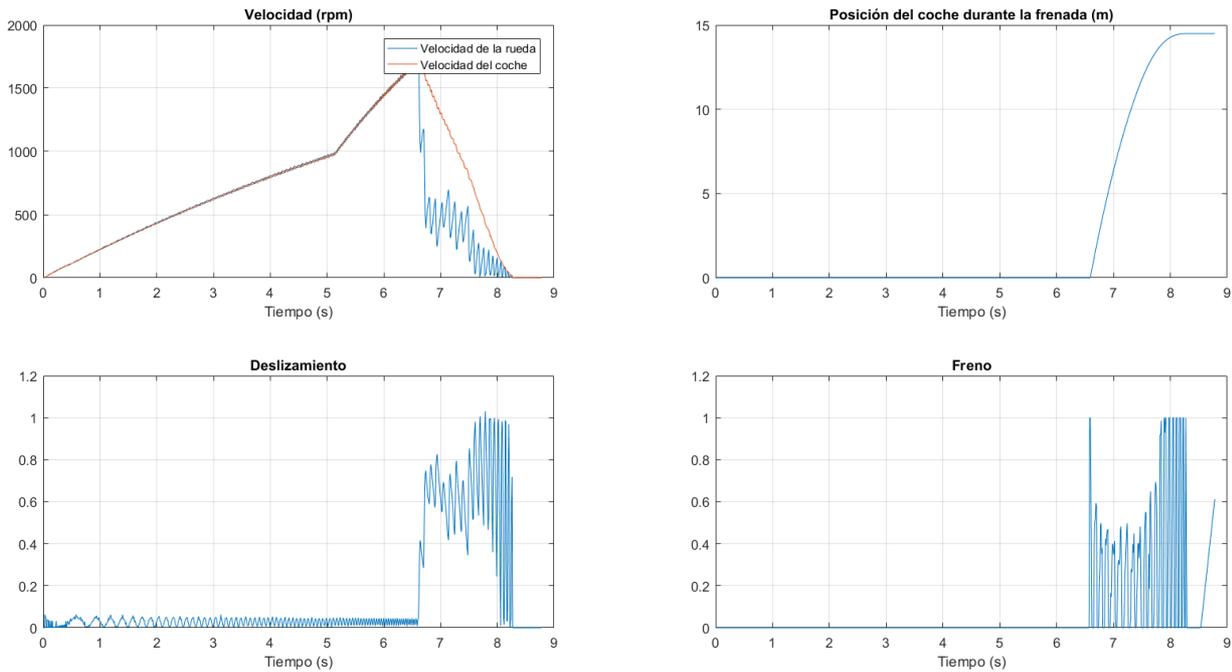


Figura 4.18. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID lineal sin Predictor de Smith.

4.2.2.3 Sistema real con Predictor de Smith

A continuación se ha probado el mismo controlador sintonizado, pero esta vez con la estructura de control explicada anteriormente como Predictor de Smith.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
P=8 I=10 D=0,2 ref=0,5	1	15,00	46,92
	2	15,31	48,45
	3	14,77	49,32
	4	15,03	50,03
	5	15,19	46,80
	Media	15,06	48,30

Figura 4.19. Resultado de los experimentos para el controlador PID lineal con Predictor de Smith diseñado.

En la Figura 4.19 se observa como se ha alcanzado muy aproximadamente el valor de referencia para $\lambda_{\%}$. Y ello se ha logrado sin comprometer en exceso a la distancia de frenado, que ha aumentado únicamente en un metro hasta llegar a los 15 metros, distancia de frenado más que aceptable si se tiene en cuenta el control sobre el deslizamiento y por tanto el control sobre la dirección que tendrá el conductor a la hora de una frenada brusca.

Por otro lado, en la Figura 4.20 se observa la evolución temporal de los restantes parámetros del experimento. El deslizamiento sigue oscilando, pero esta vez se puede ver, comparándolo con la Figura 4.18, que durante la frenada se logran cotas inferiores en estas oscilaciones, lo cual se traduce en una disminución del deslizamiento promedio durante todo el frenado, y por tanto, mayor seguridad para el conductor.

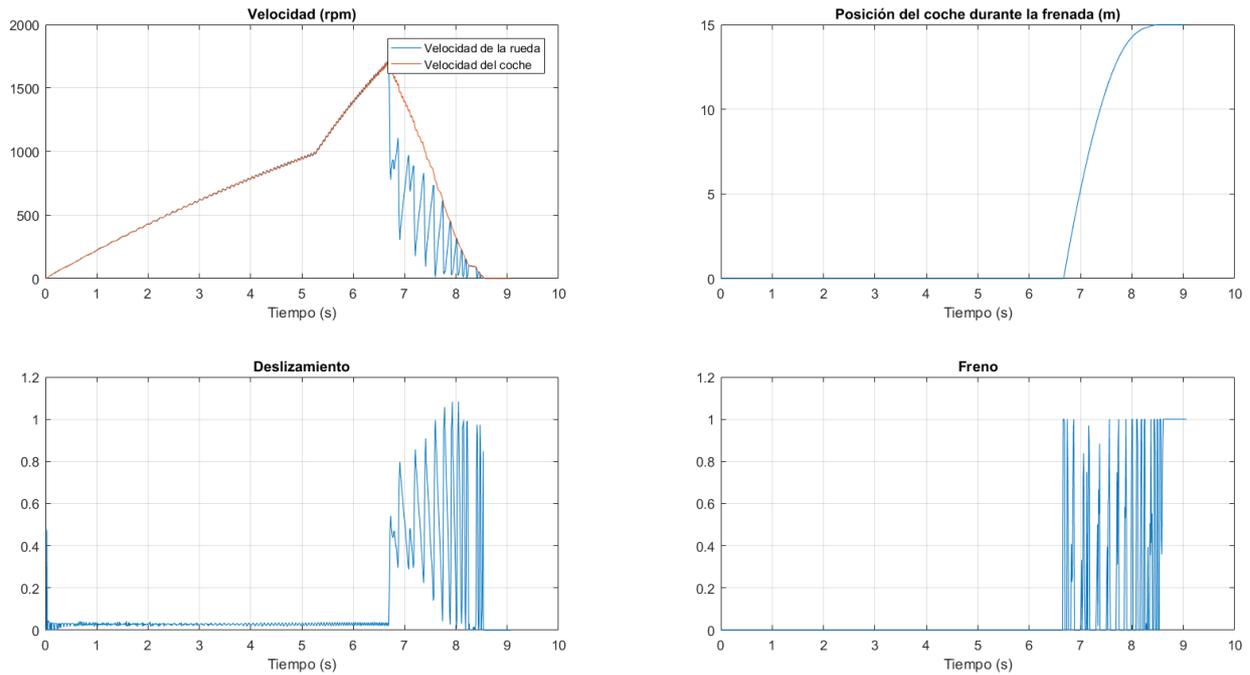


Figura 4.20. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID lineal con Predictor de Smith.

4.2.3 PID no lineal

Hasta ahora, se ha tratado al sistema como si tuviera un comportamiento lineal, cosa que no ocurre en la realidad. Esto se ve en las ecuaciones del sistema, de la (3.14) a la (3.17), donde aparecen factores dependientes de λ multiplicados por x_1 o x_2 , o incluso las derivadas temporales de éstas últimas.

Y a pesar de ello, este sistema no lineal se ha intentado controlar con un controlador lineal, lo cual puede no ser la mejor elección, debido a que el sistema se comporta distinto en función del rango de trabajo en el que se encuentra, mientras que el PID trata al sistema de la misma forma, indistintamente de si se encuentra en rangos de funcionamiento diferentes.

Es por ello que se ha optado por diseñar otro controlador PID, esta vez no lineal, el cual se comporta distinto para según qué rangos de trabajo del sistema. Este controlador PID no lineal se basa en el mismo concepto que su homónimo lineal, con la diferencia de que cada una de las distintas acciones no va a depender del error en la variable a controlar, si no de una función dependiente de éste además de otros dos parámetros que se definirán más adelante.

A continuación se muestran las ecuaciones que modelarán al controlador PID no lineal [6]:

$$C = K_{NP}f(u, \alpha, \delta) + K_{NI}f\left(\int u, \alpha, \delta\right) + K_{ND}f(\dot{u}, \alpha, \delta) \quad (4.1)$$

Como se puede observar en la ecuación (4.1), tiene la misma forma que para un controlador PID lineal, la cual tiene tres constantes con la misma función que en el anterior caso que hay que sintonizar. Pero estas tres constantes, en vez de estar multiplicadas por el error entre la referencia y el deslizamiento, están multiplicadas por $f(x, \alpha, \delta)$ que se define como sigue:

$$f(x, \alpha, \delta) = \begin{cases} \text{sign}(x)|x|^\alpha, & \text{si } |x| > \delta \\ \delta^{\alpha-1}x, & \text{si } |x| \leq \delta \end{cases} \quad (4.2)$$

En esta ecuación surgen dos parámetros nuevos a sintonizar, α y δ . En la Figura 4.21 se puede observar un ejemplo de esta función para unos α y δ dados.

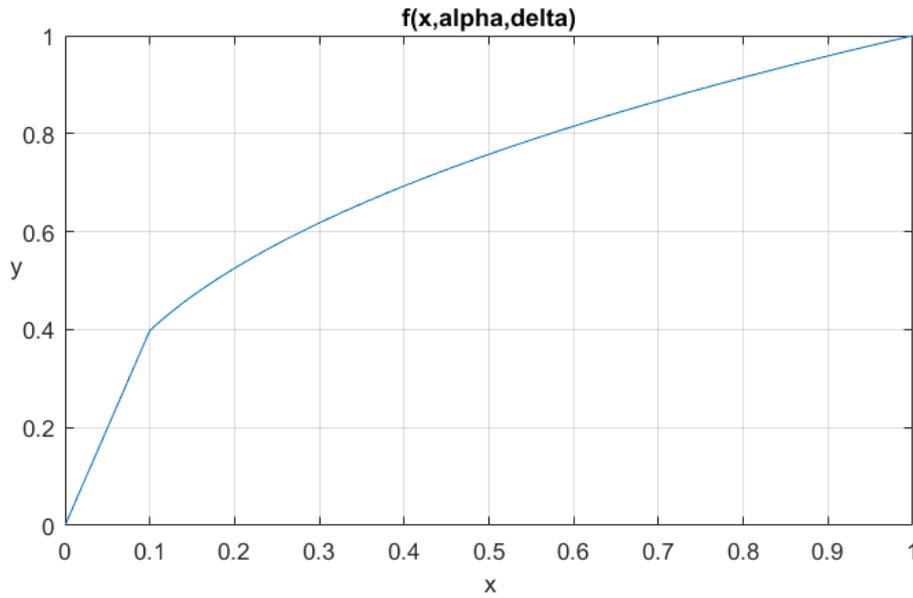


Figura 4.21. Función de la ecuación (4.2) para α igual a 0.4 y δ igual a 0.1.

En la Figura 4.21 se pueden distinguir dos zonas: una primera para valores bajos de x , donde la curva es lineal; y una segunda zona donde es una curva lineal. El parámetro que diferencia a ambas zonas de trabajo es δ , y por otro lado, el parámetro α es el que determina la no linealidad del sistema en la segunda zona de trabajo.

4.2.3.1 Modelo de simulación

En la Figura 4.22 se representa el modelo de simulación según la ecuación (4.1). Primero se calcula la señal de error entre la referencia y el deslizamiento, y con esta señal, su integral y su derivada, se calculan los valores de la función $f(x, \alpha, \delta)$ para luego multiplicarlos por sus correspondientes coeficientes y sumarlos. Por último, la señal de actuación se satura entre 0 y 1.

Dentro de este modelo, están los bloques para la función $f(x, \alpha, \delta)$, que se encuentra desarrollada en la Figura 4.23.

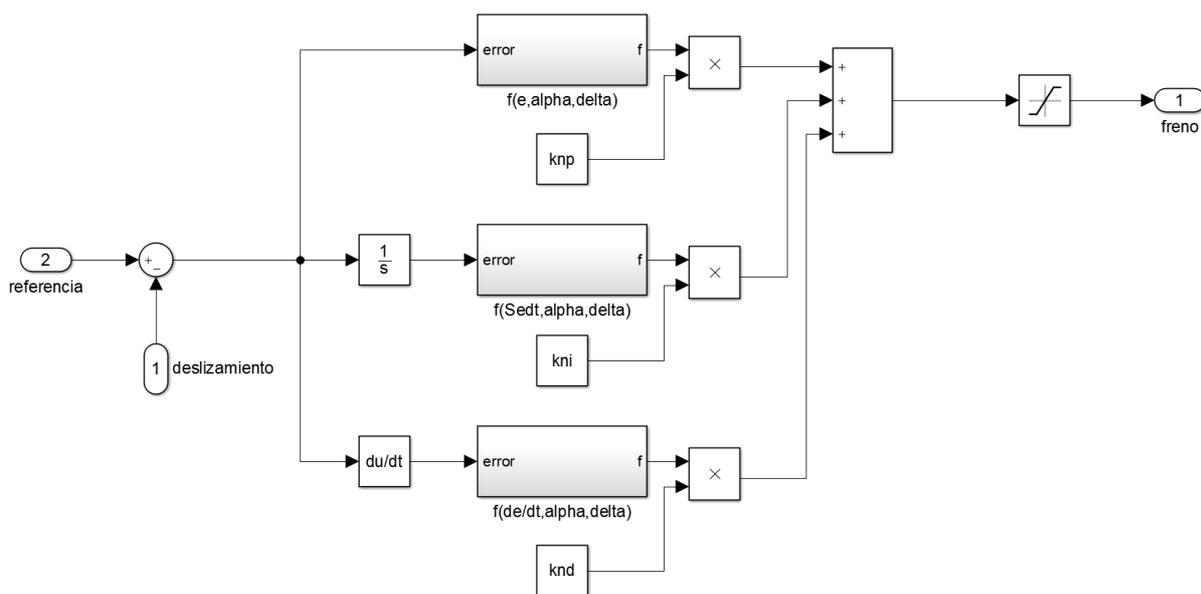


Figura 4.22. Modelo de simulación para controlador PID no lineal.

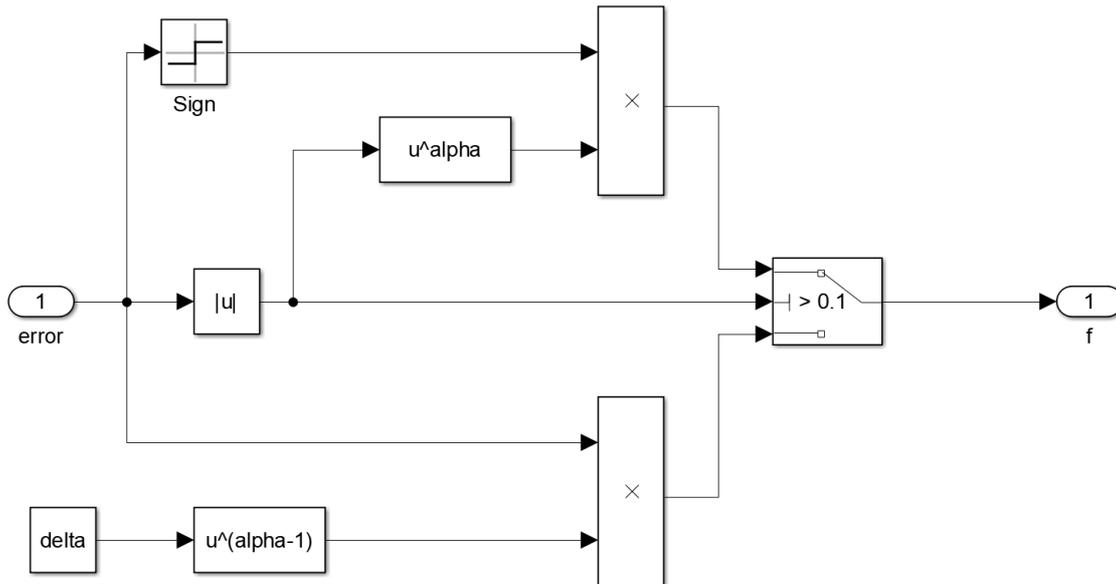


Figura 4.23. Bloque de la función $f(x, \alpha, \delta)$ para el modelo de simulación.

A la hora de sintonizar este controlador, se ha partido de los mismos coeficientes que para el PID lineal. Respecto a los parámetros de no linealidad se han usado los que aparecen en el manual de Inteco [5], esto es, $\alpha = 0.3$ y $\delta = 0.1$. Una vez simulado, de nuevo se ha modificado los parámetros del controlador para adecuarlo a las nuevas condiciones de simulación, y se ha escogido esta vez $k_{NP} = 16$, $k_{NI} = 9$ y $k_{ND} = 0.6$. En la Figura 4.24 puede verse el comportamiento del sistema, y como el deslizamiento sigue a la referencia. Para comprobar su buen funcionamiento, se propone además el seguimiento de una referencia no constante, en concreto el de una señal triangular. Dicha simulación puede comprobarse en la Figura 4.25.

Para sintonizar este controlador, se ha usado el mismo método heurístico del apartado 4.2.2.1.

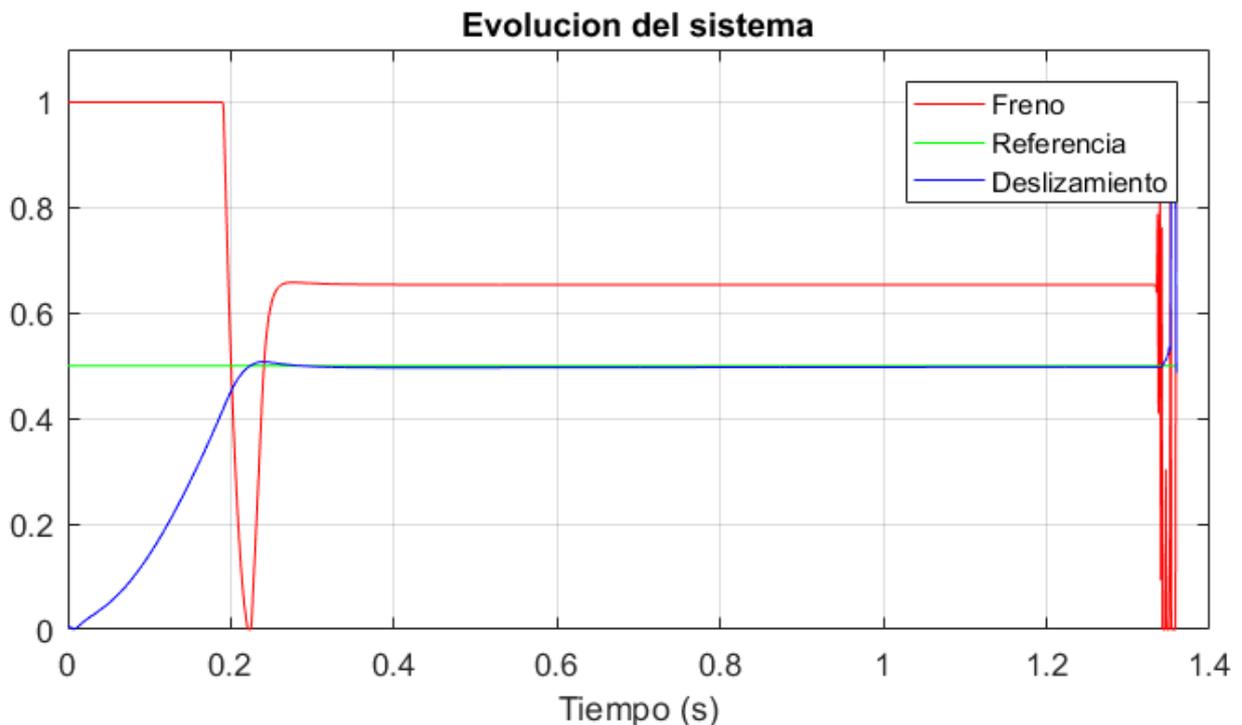


Figura 4.24. Seguimiento de señal de referencia constante.

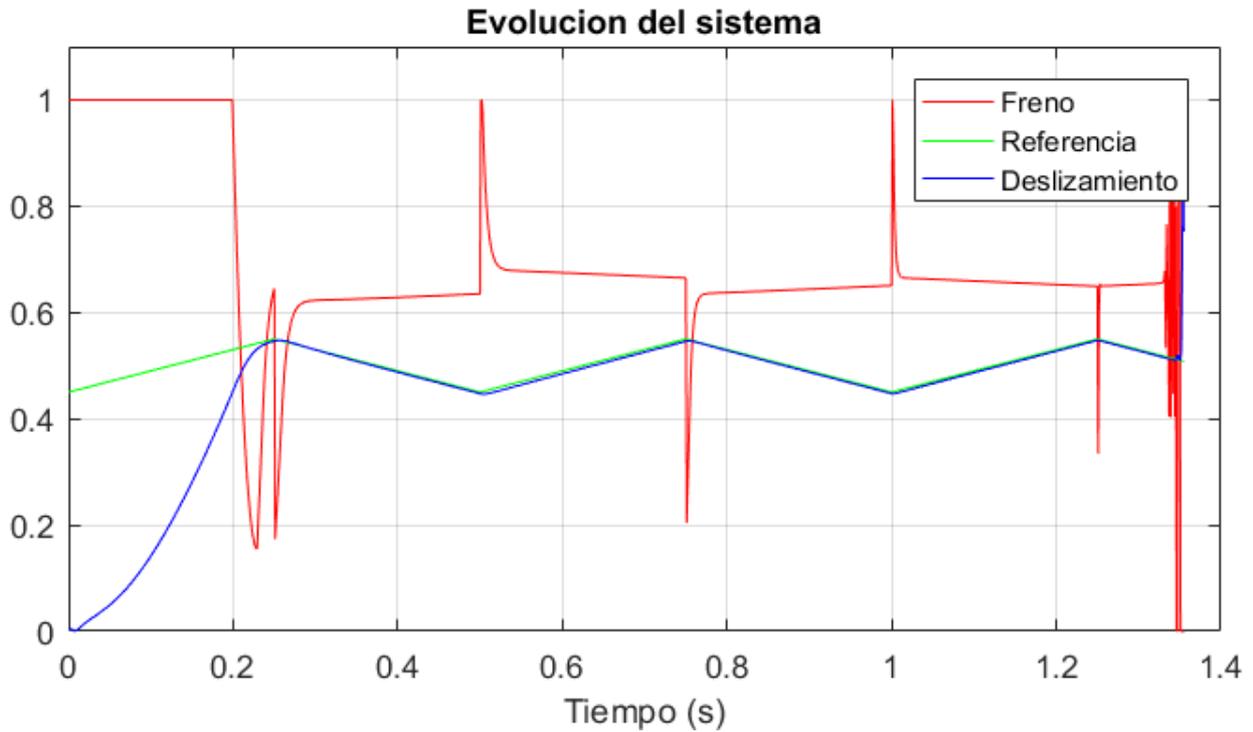


Figura 4.25. Seguimiento de señal de referencia triangular.

Con este controlador, y para una referencia constante de 0.5 en el deslizamiento, se ha conseguido una distancia de frenado de 11.91 metros (igual que en el controlador Todo-Nada) y un Slip Ratio de 0.447 (mejor que en los otros dos casos). Por tanto se concluye que este controlador ha sido el que mejores resultados a arrojado. En la Figura 4.26 se puede observar la evolución temporal de todos los parámetros de la simulación.

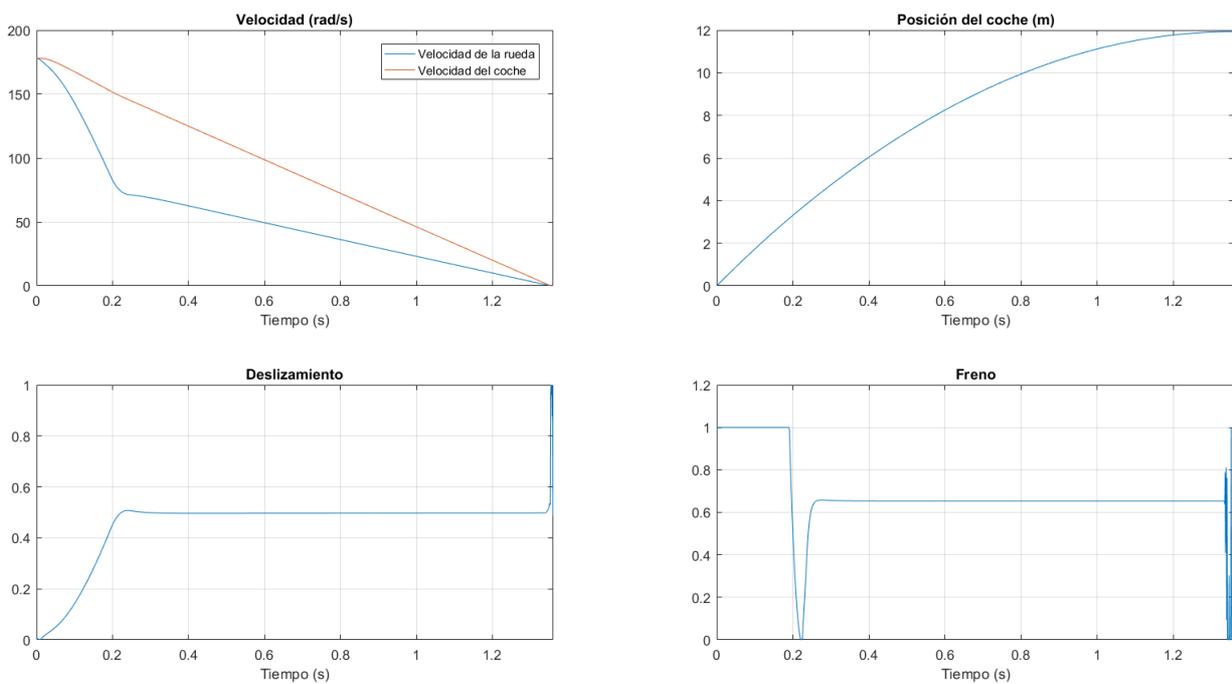


Figura 4.26. Gráficas para los distintos parámetros de la simulación. Controlador PID no lineal.

4.2.3.2 Sistema real sin Predictor de Smith

En este punto se analiza el comportamiento del sistema cuando es controlado con un PID no lineal y sin Predictor de Smith. Como en los experimentos anteriores, se ha tenido que modificar los valores de los parámetros del controlador para adecuarlo a las nuevas condiciones y se ha llevado a cabo cinco experimentos consecutivos, para luego estudiar los valores medios de esos cinco experimentos para la distancia de frenado y el Slip Ratio.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
P=16 I=9 D=0,6 ref=0,5	1	14,55	43,81
	2	14,63	43,80
	3	14,67	44,31
	4	14,75	44,50
	5	15,00	44,04
	Media	14,72	44,09

Figura 4.27. Resultado de los experimentos para el controlador PID no lineal sin Predictor de Smith diseñado.

Si comparamos el resultado de este controlador con el resultado del controlador PID lineal sin Predictor de Smith, se observa que la distancia de frenado ha aumentado un 5.21% hasta llegar a los 14.72 metros, subida que no es relevante si se compara con la mejora que ha habido en el Slip Ratio.

Y es que respecto al $\lambda\%$ ha habido mejoras debido a dos motivos principales. El primero de ellos, es la disminución del error, siendo en el primer caso un error de 11.47, y siendo en el caso que nos ocupa un error del 5.91. El segundo motivo por el que se dice que ha mejorado este controlador, es el hecho de que en el PID lineal el error era positivo (el Slip Ratio era mayor que la referencia, lo cual se traduce en unas peores condiciones de manejabilidad del vehículo), mientras que en éste, el error es negativo, mejorando así el control sobre la dirección.

En la Figura 4.28 puede verse la evolución temporal de todos los parámetros implicados en el experimento.

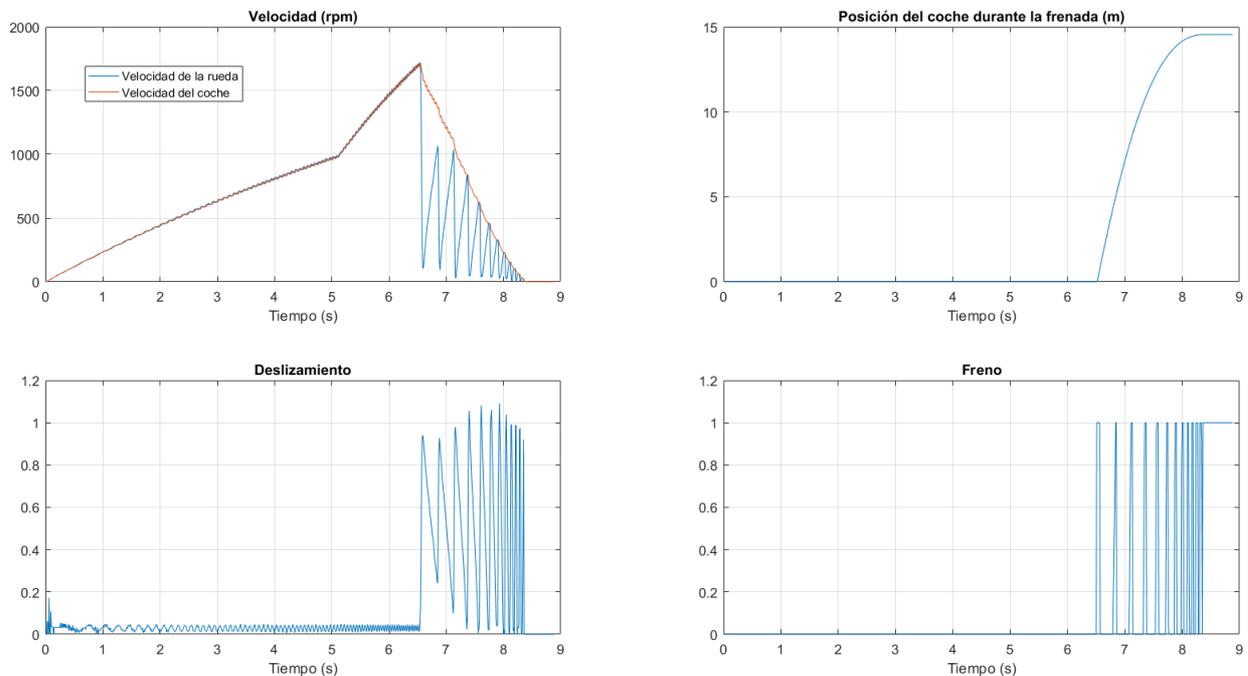


Figura 4.28. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID no lineal sin Predictor de Smith.

4.2.3.3 Sistema real con Predictor de Smith

En este punto se realiza la última modificación de los controladores, que es el más sofisticado posible. Al PID no lineal del apartado anterior se le añade el Predictor de Smith, para que de alguna forma sea capaz de compensar ese retraso que existe en la actuación. De nuevo, lo primero que se ha hecho es adaptar los nuevos parámetros del controlador y una vez escogidos los adecuados, se ha hecho cinco experimentos.

	Experimento	Distancia	Slip Ratio
P=16 I=9 D=0,6 ref=0,5	1	17,04	49,83
	2	16,97	50,20
	3	16,57	50,29
	4	16,74	50,01
	5	16,37	50,14
	Media	16,74	50,09

Figura 4.29. Resultado de los experimentos para el controlador PID no lineal con Predictor de Smith diseñado.

En la Figura 4.29 se muestran los resultados de dichos experimentos. Como viene siendo natural, la distancia de frenado ha vuelto a aumentar, esta vez un 13.72% respecto a su versión sin Predictor de Smith, y un 11.16% comparado con la versión lineal del controlador. Pero de nuevo, este aumento en la distancia se ve justificado de sobra por ser el controlador que hasta ahora ha conseguido el error más pequeño en el Slip Ratio.

En la Figura 4.30 se representa la evolución temporal de todos los parámetros implicados en el experimento.

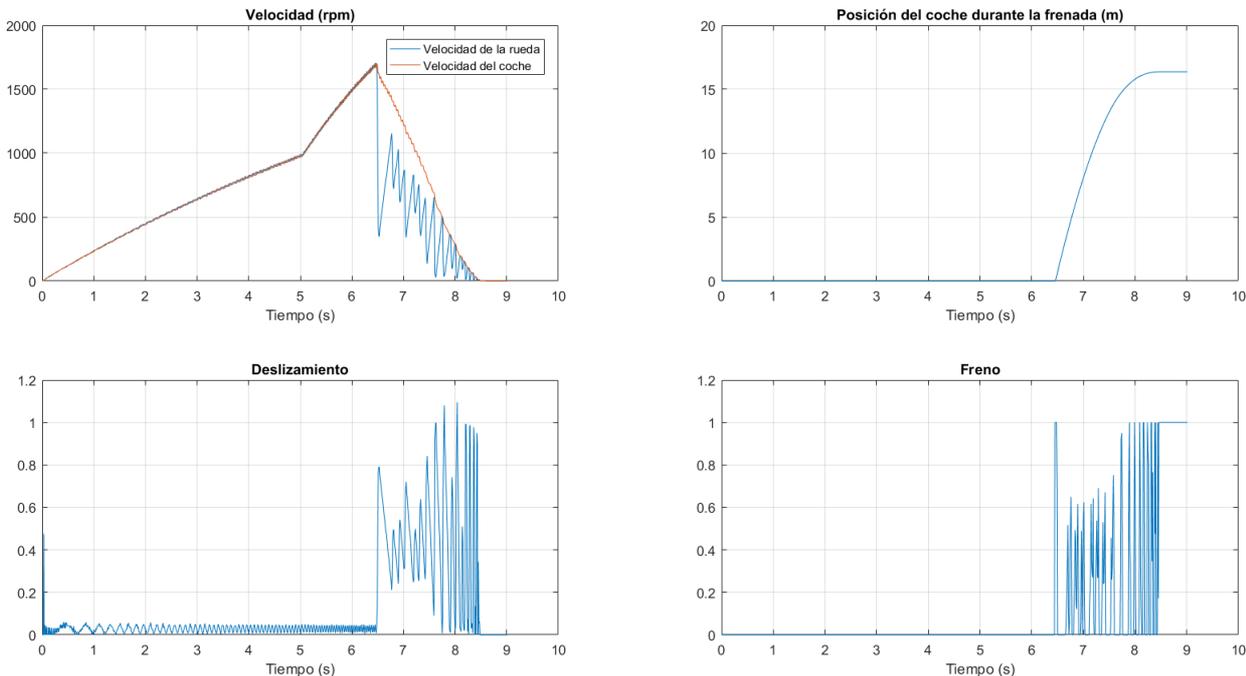


Figura 4.30. Gráficas para los distintos parámetros del experimento. Controlador PID no lineal con Predictor de Smith.

5 CONCLUSIONES

En la Figura 5.1 pueden verse todos los resultados de los experimentos, para poder compararlos adecuadamente. Todos estos experimentos han tenido como referencia $\lambda = 0.5$, pero debido a la dinámica del sistema y a que su deslizamiento tiene un carácter muy rápido y oscilante, para comprobar un controlador con otro se utilizará el Slip Ratio, promedio del deslizamiento durante la frenada sobre el máximo deslizamiento posible.

		Sin Predictor de Smith			Con Predictor de Smith		
		Experimento	Distancia	Slip Ratio	Experimento	Distancia	Slip Ratio
Todo-Nada	$S_{on}=0,5$ $S_{off}=0,5$	1	12,83	61,04	1	15,51	53,61
		2	12,88	61,75	2	15,48	51,40
		3	13,04	61,03	3	15,17	52,88
		4	13,28	60,72	4	14,93	50,54
		5	13,44	61,13	5	14,52	53,25
		Media	13,094	61,134	Media	15,122	52,336
PID lineal	P=8 I=10 D=0,2 ref=0,5	1	14,49	61,48	1	15,00	46,92
		2	14,02	62,10	2	15,31	48,45
		3	13,97	60,23	3	14,77	49,32
		4	14,00	61,03	4	15,03	50,03
		5	13,49	62,49	5	15,19	46,80
		Media	13,994	61,466	Media	15,06	48,304
PID no lineal	P=16 I=9 D=0,6 ref=0,5	1	14,55	43,81	1	17,04	49,83
		2	14,63	43,80	2	16,97	50,20
		3	14,67	44,31	3	16,57	50,29
		4	14,75	44,50	4	16,74	50,01
		5	15,00	44,04	5	16,37	50,14
		Media	14,72	44,092	Media	16,738	50,094

Figura 5.1. Resultados de todos los experimentos para todos los controladores.

Una de las primeras observaciones que se saca sobre la Figura 5.1 es la importancia de usar Predictor de Smith, y es que para cada controlador, se observa cómo su desempeño mejora muy notablemente en función de si usa o no esta estructura de control. Por tanto se concluye que para el controlador del sistema ABS de un coche, éste debería incluir encarecidamente el Predictor de Smith.

Otra observación importante que se puede sacar es que mientras que el controlador Todo-Nada tiene un comportamiento bastante parecido al controlador PID lineal (tanto para su versión sin Predictor de Smith como para la que sí lo incluye), el PID no lineal mejora el desempeño frente a los dos anteriores. Por tanto, se debería usar un controlador PID no lineal en el sistema ABS de un automóvil.

Hay que hacer una aclaración importante sobre la distancia de frenado. Siguiendo las dos observaciones anteriores, se concluye que el mejor controlador sería el PID no lineal con Predictor de Smith, pero sin embargo se observa que es el que mayor distancia de frenado tiene, un 27.83% superior a aquel controlador con mínima distancia de frenado, el controlador Todo-Nada sin Predictor de Smith, que además resulta ser el que tiene peor Slip Ratio. Esto es debido a que la función del coeficiente de fricción del prototipo (véase la Figura 3.3) no exhibe el mismo comportamiento que las ruedas de un coche de verdad (Figura 1.5), si no que en el caso del prototipo es una curva monótona creciente, y por tanto tiene sentido que mientras más se frena (mayor Slip Ratio) se tiene una menor distancia de frenado. Es por eso que se concluye que la distancia de frenado no debería ser en estos experimentos un parámetro que determine la bondad del controlador, si bien es interesante observar sus valores para tener una idea del orden de magnitud de dicha distancia.

REFERENCIAS

- [1] DGT, «Revista de la Dirección General de Tráfico,» 2014. [En línea]. Available: <http://revista.dgt.es/es/motor/noticias/2014/11NOVIEMBRE/1119ABS.shtml#.XHQ9BOj0IPZ>. [Último acceso: 25 Febrero 2019].
- [2] A. K. Samantaray, «ResearchGate,» Noviembre 2011. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/publication/220674889_Evaluation_of_antilock_braking_system_with_an_integrated_model_of_full_vehicle_system_dynamics. [Último acceso: 22 Marzo 2019].
- [3] Administración Nacional de Carreteras de Suecia, «Fórmulamoto,» 22 Noviembre 2013. [En línea]. Available: <https://www.formulamoto.es/seguridad/2013/11/24/accidentes-mortales-evita-abs/8096.html>. [Último acceso: 25 Marzo 2019].
- [4] Fundación Instituto Tecnológico para la Seguridad del Automóvil, «autopista.es,» 12 Junio 2008. [En línea]. Available: <https://www.autopista.es/noticias-motor/articulo/asistente-frenada-salvar-vida-42314.htm>. [Último acceso: 25 Marzo 2019].
- [5] Inteco, ABS. The laboratory Anti-lock Braking System. User's Manual..
- [6] O. Ille, ABS System Control, Tallinn.