

# Trabajo Fin de Grado

## Ingeniería de Tecnologías Industriales

### Seguimiento de trayectoria y reparto del par motor en un vehículo autónomo de cuatro motores en rueda

Autor: Javier Sánchez-Palencia Olmedo

Tutores: José Luis Escalona Franco

Carlos Bordons Alba

**Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática y  
Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería**

Sevilla, 2022





Trabajo Fin de Grado  
Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Seguimiento de trayectoria y reparto del par motor en un vehículo autónomo de cuatro motores en rueda**

Autor:

Javier Sánchez-Palencia Olmedo

Tutores:

José Luis Escalona Franco

Catedrático

Carlos Bordons Alba

Catedrático

Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática y Dpto. de Ingeniería Mecánica y  
Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Grado: Seguimiento de trayectoria y reparto del par motor en un vehículo autónomo de cuatro motores en rueda

Autor: Javier Sánchez-Palencia Olmedo

Tutores: José Luis Escalona Franco y Carlos Bordons Alba

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal:

Sevilla, 2022



*A mi familia*

*A mis amigos*





# Resumen

---

La conducción autónoma es una realidad, y los obstáculos que se encuentran para su implementación en las carreteras no son ya tecnológicos, sino legales y administrativos. En este trabajo de fin de grado se presentan, implementan, ajustan y validan dos controladores de dirección para el seguimiento de trayectorias de un vehículo eléctrico autónomo de cuatro motores en rueda. Adicionalmente, se plantea y valida un algoritmo de reparto del par a las ruedas alternativo a la distribución equitativa que se emplea normalmente. Todo ello mediante simulación dinámica de un modelo basado en la Dinámica de Sistemas Multicuerpo.

# Abstract

---

Autonomous driving is a reality, and the obstacles to its implementation on the roads are no longer technological, but legal and administrative. In this bachelor thesis, two steering controllers are presented, implemented, tuned, and validated to path tracking of an autonomous electric car with four in-wheel motors configuration. Additionally, an alternative torque distribution algorithm to the equitable distribution that is normally used is proposed and validated. All these tasks have been carried through dynamic simulation of a model based on Multibody System Dynamics.

<b>Resumen</b>	<b>i</b>
<b>Abstract</b>	<b>ii</b>
<b>Índice</b>	<b>iii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>v</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 <i>Motivación</i>	1
1.2 <i>Objetivos</i>	2
<b>2 Modelo del vehículo</b>	<b>3</b>
2.1 <i>Dinámica de Sistemas Multicuerpo</i>	3
2.1.1 Sistema Multicuerpo: definición	3
2.1.2 Dinámica de Sistemas Multicuerpo	3
2.2 <i>El vehículo</i>	3
2.2.1 El vehículo FOX	4
2.3 <i>Descripción del modelo</i>	5
2.3.1 Definición de nuestro sistema multicuerpo	5
2.3.2 Selección de un conjunto mínimo de coordenadas	5
2.3.3 Parámetros geométricos del modelo	6
2.3.4 Ecuaciones del movimiento	7
2.3.5 Restricciones	7
2.4 <i>Suspensión</i>	8
2.5 <i>Dirección</i>	9
2.6 <i>Modelo de la rueda</i>	9
<b>3 Seguimiento de trayectorias</b>	<b>11</b>
3.1 <i>Planificación de trayectorias</i>	11
3.2 <i>Seguimiento de trayectorias</i>	12
3.2.1 Seguimiento de trayectorias por método geométrico	12
3.2.2 Otros métodos	14
3.3 <i>Controladores de seguimiento de trayectoria</i>	14
3.3.1 Definición del sistema de control	14
3.3.2 Controlador basado en la distancia a la curva	14
3.3.3 Controlador basado en la distancia y orientación respecto de la curva	15
<b>4 Distribución del par motor</b>	<b>17</b>
4.1 <i>Distribución equitativa del par motor</i>	17
4.2 <i>Algoritmo alternativo de distribución del par</i>	17
4.2.1 Influencia de la fuerza normal en el máximo par motor aceptado por cada rueda	18
4.2.2 Algoritmos alternativos de distribución del par motor	18
4.2.3 Algoritmo de distribución del par proporcional a las cargas verticales de las ruedas	19
<b>5 Simulaciones y resultados</b>	<b>21</b>
5.1 <i>Maniobras de prueba</i>	21
5.1.1 Lane Change Course	21
5.1.2 ISO 3888	22

5.1.3	Entrada en escalón	23
5.2	<i>Resultados</i>	23
5.2.1	Seguimiento de trayectoria	23
5.2.2	Distribución del par	40
5.2.3	Estado del coche durante las maniobras	43
<b>6</b>	<b>Conclusión y trabajo futuro</b>	<b>47</b>
<b>7</b>	<b>Bibliografía</b>	<b>49</b>

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1.1: Vehículo Sandstorm [3]	1
Figura 2.1: Vehículo FOX [6]	4
Figura 2.2: Detalle de los motores del vehículo FOX [6]	4
Figura 2.3: Parámetros geométricos y coordenadas (planta)	6
Figura 2.4: Parámetros geométricos y coordenadas (perfil)	6
Figura 2.5: Sólidos en contacto [7]	8
Figura 2.6: Esquema de la suspensión	8
Figura 2.7: Relación entre los ángulos de giro de las ruedas directrices [9]	9
Figura 2.8: Variación del coeficiente de fricción con la velocidad relativa [11]	10
Figura 3.1: Capas del problema de planificación de trayectorias [13]	12
Figura 3.2: Geometría del controlador <i>pure pursuit</i> [4]	13
Figura 3.3: Geometría del controlador <i>Stanley</i> [4]	13
Figura 3.4: Diagrama de bloques del sistema de control de seguimiento de trayectorias	14
Figura 4.1: Distribución equitativa del par [6]	17
Figura 4.2: Fuerzas de contacto y par	18
Figura 4.3: Distribución del par por tablas [17]	19
Figura 4.4: Esquema del algoritmo de distribución del par	20
Figura 5.1: Trayectoria ideal en la maniobra <i>Lane Change Course</i>	22
Figura 5.2: Trayectoria deseada de la maniobra <i>ISO3888</i>	22
Figura 5.3: Evolución del ángulo del volante en la maniobra del escalón	23
Figura 5.4: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (35-55 km/h), cambio de carril	24
Figura 5.5: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (65-85 km/h), cambio de carril	24
Figura 5.6: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (95-115 km/h), cambio de carril	25
Figura 5.7: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (150 y 180 km/h), cambio de carril	25
Figura 5.8: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (35-55 km/h), cambio de carril	26
Figura 5.9: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (65-85 km/h), cambio de carril	26
Figura 5.10: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (95-115 km/h), cambio de carril	27
Figura 5.11: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (150 y 180 km/h), cambio de carril	27
Figura 5.12: Comparación de controladores a 55 km/h, cambio de carril	28
Figura 5.13: Comparación de controladores a 75 km/h, cambio de carril	28
Figura 5.14: Comparación de controladores a 95 km/h, cambio de carril	29
Figura 5.15: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (35-55 km/h), <i>ISO3888</i>	30
Figura 5.16: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (65-85 km/h), <i>ISO3888</i>	30
Figura 5.17: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (95-115 km/h), <i>ISO3888</i>	31
Figura 5.18: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (150 y 180 km/h), <i>ISO3888</i>	31

Figura 5.19: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (35-55 km/h), ISO3888	32
Figura 5.20: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (65-85 km/h), ISO3888	32
Figura 5.21: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (95-115 km/h), ISO3888	33
Figura 5.22: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (150 y 180 km/h), ISO3888	33
Figura 5.23: Comparación de controladores a 55 km/h, ISO3888	34
Figura 5.24: Comparación de controladores a 75 km/h, ISO3888	34
Figura 5.25: Comparación de controladores a 95 km/h, ISO3888	35
Figura 5.26: Trayectoria con la distancia de <i>look-ahead</i> constante (35-55 km/h)	36
Figura 5.27: Trayectoria con la distancia de <i>look-ahead</i> constante (65-85 km/h)	36
Figura 5.28: Trayectoria con la distancia de <i>look-ahead</i> constante (95-115 km/h)	37
Figura 5.29: Influencia de Kld a 40 km/h	38
Figura 5.30: Influencia de Kld a 60 km/h	38
Figura 5.31: Influencia de Kd a 40 km/h	39
Figura 5.32: Influencia de Kd a 60 km/h	39
Figura 5.33: Trayectorias para la entrada en escalón (54 km/h)	40
Figura 5.34: Trayectorias para la entrada en escalón (65 km/h)	41
Figura 5.35: Trayectorias para la entrada en escalón (75 km/h)	41
Figura 5.36: Trayectorias para la entrada en escalón (80 km/h)	42
Figura 5.37: Trayectorias para la entrada en escalón (90 km/h)	42
Figura 5.38: Energía cinética	44
Figura 5.39: Velocidad de avance	44
Figura 5.40: Velocidad de las ruedas delanteras	44
Figura 5.41: Velocidad de las ruedas traseras	44
Figura 5.42: Ángulo de <i>pitch</i>	44
Figura 5.43: Ángulo de <i>roll</i>	44
Figura 5.44: <i>Yaw rate</i>	45
Figura 5.45: Par motor	45
Figura 5.46: Fuerzas tangenciales longitudinales	45
Figura 5.47: Fuerzas tangenciales transversales	45
Figura 5.48: Comparación del par individual de los motores de cada rueda	46







# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Motivación

Cada año se producen en el mundo más de 1.3 millones de muertes a causa de accidentes en las carreteras, a lo que hay que sumar los millones de accidentes que terminan en lesiones graves e irreparables [1]. Además, los accidentes de tráfico son la principal causa de muerte en personas comprendidas entre las edades de 5 y 29 años. Los dos principales factores que provocan dichos accidentes son la conducción a velocidades inadecuadas y la conducción bajo los efectos del alcohol. Otros factores que también provocan un alto porcentaje de accidentes son el manejo bajo los efectos de drogas y medicamentos, la conducción distraída o el incumplimiento de las señales de tráfico.

Como podemos observar, la mayoría de los factores de riesgo están relacionados con fallos humanos. Por ello, la reducción de la intervención humana en la conducción causaría una disminución enorme de la mortalidad mundial. Por este motivo, cada vez los vehículos han ido adquiriendo más grados de autonomía. Desde el control de velocidad, el sistema de frenos antibloqueo o el sistema de mantenimiento de carril hasta los vehículos completamente autónomos que ya circulan por países como Estados Unidos.

Muchas empresas y grupos de investigación llevan décadas dedicando recursos a esta industria, que está en alza y seguirá creciendo hasta convertirse en uno de los sectores más importantes del mercado.

En la carrera hacia la automatización participan empresas que ya se dedicaban al mundo del automóvil, como Mercedes-Benz o Audi, pero también compañías que pretenden abrirse paso en el sector automovilístico directamente con vehículos autónomos. Este último caso es el de Google, con su proyecto de vehículo autónomo *Waymo* [2].

Aunque el sector esté en vanguardia en innovación y tecnología, es muy común utilizar controladores de seguimiento de trayectoria relativamente simples, incluso en exitosos proyectos de vehículos robóticos, como es el caso del Sandstorm, que se muestra en la figura 1.1, segundo clasificado del DARPA Grand Challenge en el año 2005 [3, 4].



Figura 1.1: Vehículo Sandstorm [3]

Con esta motivación, este trabajo se centrará en el estudio de algoritmos de control de seguimiento de trayectorias y de tracción, dos de las principales etapas que hay que llevar a cabo para el diseño de un vehículo autónomo.

## 1.2 Objetivos

El objetivo de este trabajo de fin de grado es diseñar y validar mediante simulación dinámica cuatro sistemas de control para un vehículo eléctrico de cuatro ruedas con tracción independiente en cada una de ellas: dos controladores para el seguimiento de trayectorias y dos sistemas de control de la tracción mediante distribución del par entre los cuatro motores dn rueda para evitar el deslizamiento.

Para ello, contamos con un simulador basado en la Dinámica de Sistemas Multicuerpo programado en el entorno MATLAB. Con el fin de verificar que ambos controladores funcionan de forma aceptable, una vez sean diseñados los tenemos que implementar en el modelo para poder llevar a cabo las simulaciones de los diferentes escenarios.

Asimismo, ambos controladores serán ajustados para que su respuesta sea satisfactoria para un rango aceptable de velocidades, ya que de lo contrario los controladores no serían útiles para su uso en un vehículo autónomo real. Para validarlos, el modelo con los controladores implementados será sometido a diferentes ensayos normalizados y frecuentemente utilizados en la industria automovilística.

# 2 MODELO DEL VEHÍCULO

---

El modelo del vehículo que se va a utilizar ha sido desarrollado por Escalona, quien, utilizando la Dinámica de Sistemas Multicuerpo, ha realizado múltiples modelos de la dinámica de diferentes vehículos, entre ellos el de un rover, el de una bicicleta, el de una motocicleta o el de un triciclo. El modelo ha sido programado en el entorno de MATLAB usando la herramienta de este software para el cálculo simbólico. Además de la simulación dinámica del modelo, el simulador también incluye un simulador interactivo donde se puede ver la respuesta del vehículo ante los pares de entrada a tiempo real mediante la introducción de estos con los joysticks de un mando de control.

## 2.1 Dinámica de Sistemas Multicuerpo

### 2.1.1 Sistema Multicuerpo: definición

Un sistema multicuerpo es un conjunto de sólidos rígidos o deformables conectados por pares cinemáticos (de revolución, prismáticos...), suspensiones (muelles y amortiguadores) y actuadores (motores eléctricos, cilíndricos hidráulicos...). La diferencia entre un sistema multicuerpo y un mecanismo en que este último término se emplea principalmente para partes de máquinas y sistemas sencillos con un pequeño número de sólidos móviles como los mecanismos *biela-manivela* y *cuatro barras*. Un sistema multicuerpo, en cambio, no tiene estas connotaciones y suele emplearse para referirse a sistemas más complejos, como el coche de este trabajo [5].

### 2.1.2 Dinámica de Sistemas Multicuerpo

La Dinámica de Sistemas Multicuerpo (DSM) es una rama de la mecánica de máquinas que busca el planteamiento y solución de las ecuaciones de máquinas y mecanismos utilizando métodos computacionales. Por esto último, las ecuaciones, algoritmos y otros procedimientos están enfocados a ser planteados y automáticamente resueltos en un ordenador. Por ello, estos deben ser sistemáticos, es decir, fácilmente programable para un sistema multicuerpo lo más genérico posible.

## 2.2 El vehículo

Para construir un modelo, en primer lugar, es fundamental tener claro qué sistema se va a modelar. En nuestro caso, se trata de un coche eléctrico de cuatro ruedas con un motor en cada una de ellas, dando así cuatro pares independientes.

Las ruedas directrices son las delanteras, conectadas mediante un mecanismo de Ackermann y cuyo ángulo de pivotamiento está gobernado por un volante. Las ruedas motrices, que son las traseras, no tienen libertad de pivotamiento respecto al chasis. Además, son libres cada una de la otra, de forma que no existe un diferencial que relacione su giro.

Además, el vehículo cuenta con un sistema de suspensión que conecta cada rueda con el chasis del coche.

Para este modelo, consideraremos que la pendiente de la carretera es nula, de forma que los puntos de contacto de las ruedas siempre permanecen en el plano XY.

### 2.2.1 El vehículo FOX



Figura 2.1: Vehículo FOX [6]

Un ejemplo perfecto del vehículo descrito en las líneas anteriores se encuentra disponible en el departamento de Sistemas y Automática de la Universidad de Sevilla: se trata del vehículo FOX. Este vehículo está construido sobre el chasis S2 para vehículos de competición de Silver Cars [6]. Este coche ha sido modificado para añadir sistemas adicionales tales como el de las baterías. Incluso se está trabajando para conseguir su funcionamiento mediante pila de hidrógeno. También se ha modificado para que sea un vehículo eléctrico de cuatro motores en rueda, donde cada una posee un motor sin escobillas de 7 kW de potencia. En la figura 2.2 se adjunta una foto de uno de estos motores y del mismo acoplado en la rueda.



Figura 2.2: Detalle de los motores del vehículo FOX [6]

Adicionalmente, se ha incorporado una red de sensores en el vehículo con un doble objetivo: el de validar los modelos y obtener parámetros para los mismos; y el de obtener las señales necesarias para el sistema de control.

## 2.3 Descripción del modelo

### 2.3.1 Definición de nuestro sistema multicuerpo

Es necesario definir el sistema multicuerpo que vamos a estudiar. En nuestro caso, consideraremos el sistema formado por seis cuerpos numerados del 2 al 7, ya que el número 1 se reserva para el cuerpo fijo con sistema de referencia inercial fijo XYZ. Los cuerpos que componen nuestro sistema son los siguientes:

- Cuerpo 2: chasis.
- Cuerpo 3: rueda delantera izquierda.
- Cuerpo 4: rueda delantera derecha.
- Cuerpo 5: rueda trasera izquierda.
- Cuerpo 6: rueda trasera derecha.
- Cuerpo 7: volante.

### 2.3.2 Selección de un conjunto mínimo de coordenadas

Las coordenadas que vamos a utilizar son una combinación de coordenadas de referencia y coordenadas relativas. Son las siguientes:

$$q = \begin{bmatrix} X_2^G \\ Y_2^G \\ Z_2^G \\ \varphi_2 \\ \theta_2 \\ \psi_2 \\ \psi_3 \\ \psi_4 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ s_3 \\ s_4 \\ s_5 \\ s_6 \\ \xi_3 \\ \xi_4 \\ \xi_5 \\ \xi_6 \\ \psi_7 \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} \text{Coordenadas} \\ \text{de referencia} \\ \text{Coordenadas} \\ \text{relativas} \end{array} \quad (2.1)$$

Donde las componentes de  $q$  son las siguientes:

- $X_2^G$ ,  $Y_2^G$  y  $Z_2^G$  son las componentes en globales del vector de posición del centro de gravedad del chasis.
- $\varphi_2$ ,  $\theta_2$  y  $\psi_2$  son los ángulos de Euler del sistema de referencia del chasis. Respectivamente, son los ángulos de *roll*, *pitch* y *yaw*.
- $\psi_3$  y  $\psi_4$  son los ángulos de pivotamiento de las ruedas directrices.
- $\theta_3$ ,  $\theta_4$ ,  $\theta_5$  y  $\theta_6$  son los ángulos de rodadura de las ruedas.
- $s_3$ ,  $s_4$ ,  $s_5$  y  $s_6$  son las posiciones de los centros de las ruedas respecto al chasis.
- $\xi_3$ ,  $\xi_4$ ,  $\xi_5$  y  $\xi_6$  son las posiciones angulares de los puntos de contacto de las ruedas con el suelo respecto de la base del chasis.

- $\psi_7$  es el ángulo de giro del volante.

### 2.3.3 Parámetros geométricos del modelo

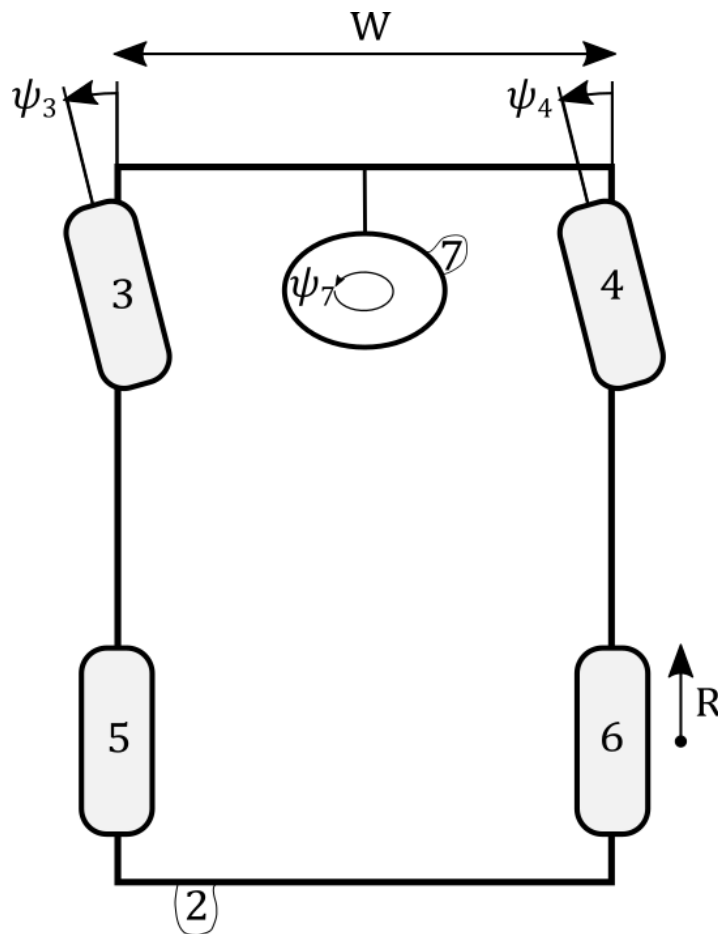


Figura 2.3: Parámetros geométricos y coordenadas (planta)

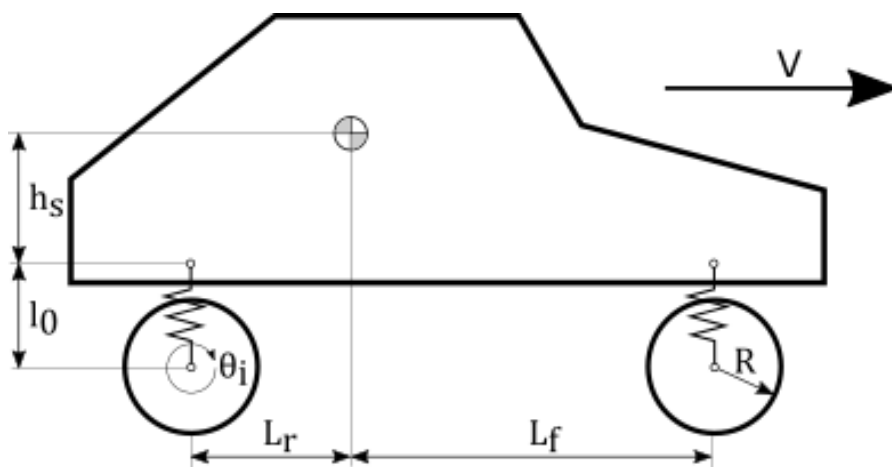


Figura 2.4: Parámetros geométricos y coordenadas (perfil)

Además de las coordenadas, para modelar nuestro coche se usa el siguiente conjunto de parámetros

geométricos:

$$p = \begin{bmatrix} L_r \\ L_f \\ h_s \\ l_0 \\ W \\ R \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

En las figuras 2.3 y 2.4 se puede ver un croquis que describe las principales coordenadas y parámetros geométricos.

### 2.3.4 Ecuaciones del movimiento

Un sistema multiuerpo está gobernado por las ecuaciones de Newton-Euler. Por comodidad, se utiliza su expresión matricial, formando un sistema de  $6 \times n$  ecuaciones, donde  $n$  es el número de cuerpos que componen el sistema:

$$\begin{bmatrix} m^1 \mathbf{1} & & & & & \\ & \bar{I}_2 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & m^n \mathbf{1} & & \\ & & & & \bar{I}_n & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{a}_G^1 \\ \bar{\alpha}^1 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_G^n \\ \bar{\alpha}^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}^1 \\ \bar{M}^1 \\ \vdots \\ \mathbf{F}^n \\ \bar{M}^n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\bar{\omega}^1 \wedge \bar{I}^1 \bar{\omega}^1 \\ \vdots \\ 0 \\ -\bar{\omega}^n \wedge \bar{I}^n \bar{\omega}^n \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Que se puede escribir como:

$$\hat{M} \hat{a} = \hat{Q} + \hat{Q}_v \quad (2.4)$$

Sin embargo, estas no son las ecuaciones de movimiento ya que no están en función de las coordenadas  $q$  y sus derivadas  $\dot{q}$  y  $\ddot{q}$ . Tras una serie de transformaciones descritas en [5], se llega a las ecuaciones del movimiento del sistema multicuerpo:

$$M \ddot{q} = Q + Q_v \quad (2.5)$$

Donde  $M$  es la matriz de masas,  $Q$  el vector de fuerzas externas generalizadas y  $Q_v$  el vector de fuerzas de inercia generalizadas cuadráticas en velocidad.

### 2.3.5 Restricciones

Aparte de la ecuación de movimiento, las coordenadas descritas deben cumplir una serie de restricciones [7]. En nuestro caso, se dividen en dos: restricciones de contacto y restricciones asociadas a la dirección.

- Restricciones de contacto

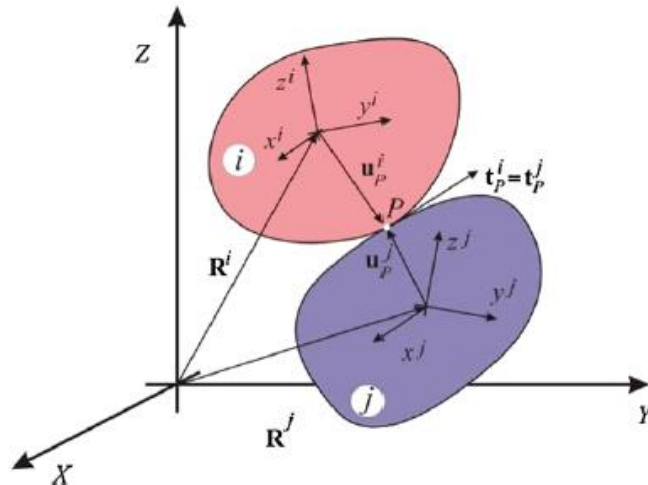


Figura 2.5: Sólidos en contacto [7]

Son las que se aseguran de que cada rueda esté en todo momento en contacto con el suelo. Cada punto de contacto tiene asociado dos restricciones:

- Restricción de punto: Un punto de la rueda, el punto de contacto, debe estar en la misma posición espacial que un punto del suelo.
  - Restricción de plano tangente: El plano tangente al primer sólido en el punto de contacto debe ser paralelo al plano tangente al segundo sólido en el punto de contacto. En el caso particular de nuestro sistema, este plano tangente es el suelo.
- Restricciones de Ackermann

Son las que se aseguran de que las ruedas 3 y 4 pivoten con el volante el ángulo adecuado para evitar el deslizamiento durante el giro.

## 2.4 Suspensión

La suspensión está modelada con un conjunto muelle-amortiguador en cada rueda. Dicho conjunto tiene como parámetros  $k_s$  y  $c_s$ .

De esta forma, la fuerza de suspensión [8] tendría la siguiente forma:

$$F = k_s(s^i - l_0) + c_s \cdot \dot{s}^i \quad (2.6)$$

Donde  $l_0$  es la longitud natural del muelle y  $s^i$  la coordenada de cada rueda relacionada con el movimiento traslacional de la suspensión. En la figura 2.6 se puede ver un esquema del conjunto de suspensión.

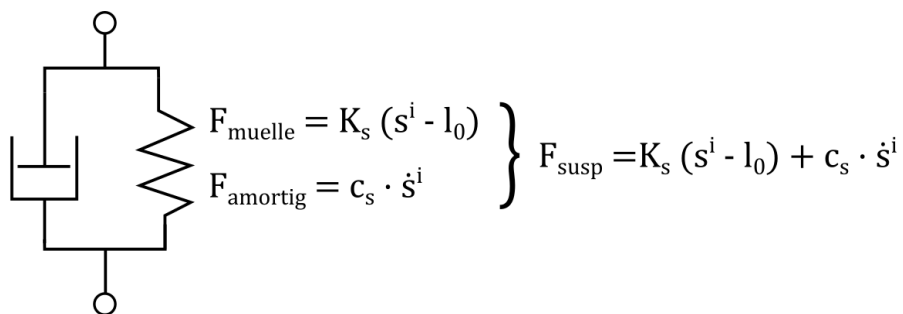


Figura 2.6: Esquema de la suspensión



## 2.5 Dirección

Como hemos explicado en el apartado 2.3.5, el ángulo de pivotamiento de las ruedas delanteras es función del ángulo del volante. Los ángulos de dirección se relacionan con el radio de curvatura mediante las siguientes igualdades [8]:

$$\tan(\delta_D) = \frac{c}{R} \quad (2.7)$$

$$\tan(\delta_I) = \frac{c}{R + i} \quad (2.8)$$

Donde  $R$  es el radio de curvatura del vehículo. Eliminando el mismo de (2.4) y (2.5), se puede obtener la relación entre los dos ángulos directrices:

$$\tan(\delta_I) = \frac{c \tan(\delta_D)}{c + i \tan(\delta_D)} \quad (2.9)$$

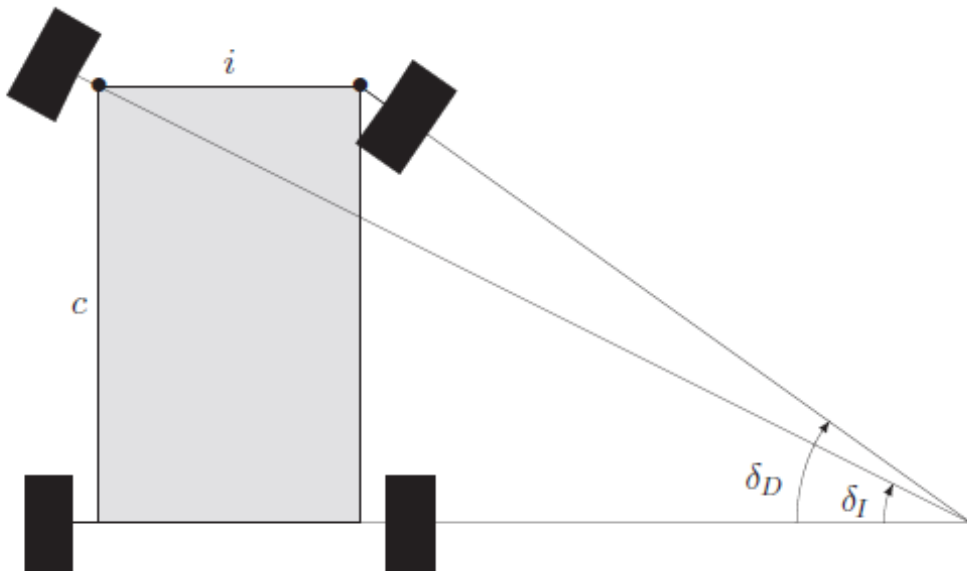


Figura 2.7: Relación entre los ángulos de giro de las ruedas directrices [9]

## 2.6 Modelo de la rueda

Uno de los aspectos más importantes a la hora de modelar vehículos es el modelo de neumático que se va a considerar, con el que se obtendrán las fuerzas normales y tangenciales de contacto. Esta elección es tan importante debido a que son estas fuerzas las únicas que empujarán al vehículo, de forma que es vital calcularlas con una precisión aceptable.

La mejor estimación de estas fuerzas es la fórmula mágica de Pacejka [10]. Sin embargo, es muy poco eficiente a la hora de emplearla computacionalmente. Por ello, existen numerosos modelos para aproximar estas fuerzas con mayor agilidad. En este trabajo emplearemos el modelo descrito en [11].

Este es un modelo basado en la variación del coeficiente de fricción en función de la velocidad del punto de contacto. En la figura 2.8 podemos ver un esquema del modelo, que depende de cuatro parámetros:  $\mu_d$ ,  $\mu_s$ ,  $v_d$  y  $v_s$ .

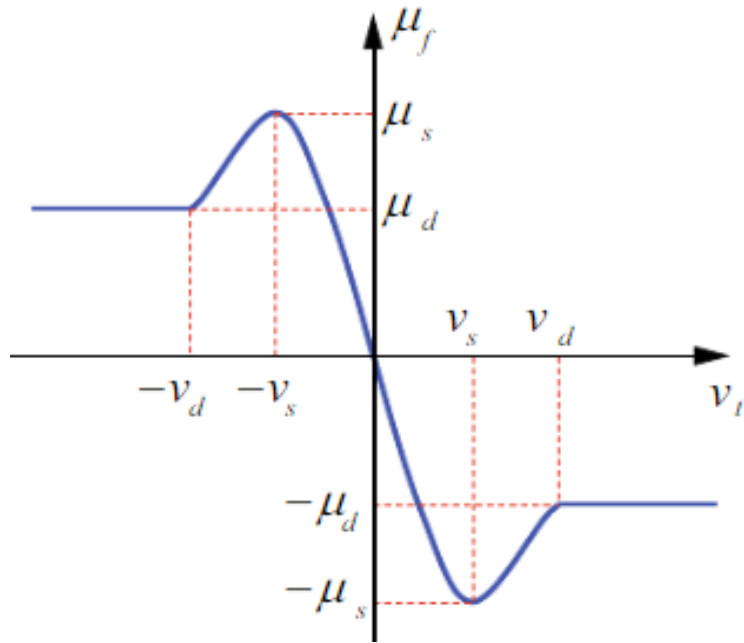


Figura 2.8: Variación del coeficiente de fricción con la velocidad relativa [11]

## 3 SEGUIMIENTO DE TRAYECTORIAS

---

En un vehículo autónomo, el control de dirección está formado por dos capas principales: la capa de planificación de trayectorias y la capa de seguimiento de trayectorias. En la primera, se genera una trayectoria que el vehículo debe seguir en función de la carretera y los obstáculos que se encuentren. En la segunda, el sistema se asegura de que el coche siga la trayectoria generada por la primera capa de la mejor forma posible.

### 3.1 Planificación de trayectorias

Como se ha adelantado, la capa de planificación de trayectorias, en inglés *path planning*, crea el camino óptimo que el vehículo debe seguir para ir de un punto origen A hasta un punto destino B. A la hora de calcular esa ruta, intervienen numerosos factores, al igual que al tomar la misma decisión un conductor humano. Entre ellos, están: el trazado de la carretera, la presencia de obstáculos en ella, la velocidad actual, etc [12].

Para poder tener en cuenta estos factores, los coches destinados a la conducción autónoma cuentan con numerosos sensores repartidos por todo el vehículo. Sensores de velocidad en las ruedas, de proximidad rodeando todo el perímetro del automóvil para detectar obstáculos (otros coches, peatones...), cámaras para identificar el trazado de la calzada, sensores GPS, entre otros.

La planificación de trayectorias es un problema muy dinámico en el que la solución va cambiando constantemente. Esto se debe a que gran parte de los factores que hemos mencionado anteriormente van cambiando de forma impredecible.

Para facilitar el problema, este se divide formando varias capas. La principal es la planificación global de la trayectoria, es decir, la que calcula la ruta óptima que seguir teniendo en cuenta y ordenando los puntos por los que hay que pasar, esto es, las paradas. Se basa en minimizar el tiempo estimado entre ellas o la distancia a recorrer. Por otra parte, está la capa de planificación de la ruta, que calcula el mejor camino posible entre cada una de esas paradas. Además, está la capa de evasión de obstáculos, que continuamente obliga a recalcularse esta solución, decidiendo cuándo hay que adelantar, frenar o realizar diferentes maniobras para esquivar cualquier impedimento que los sensores perciban. Por último, la capa de generación de trayectorias suaviza las salidas de las capas anteriores aportando un camino más factible. En la figura 3.1, podemos observar la arquitectura de este problema de planificación de trayectorias [13].

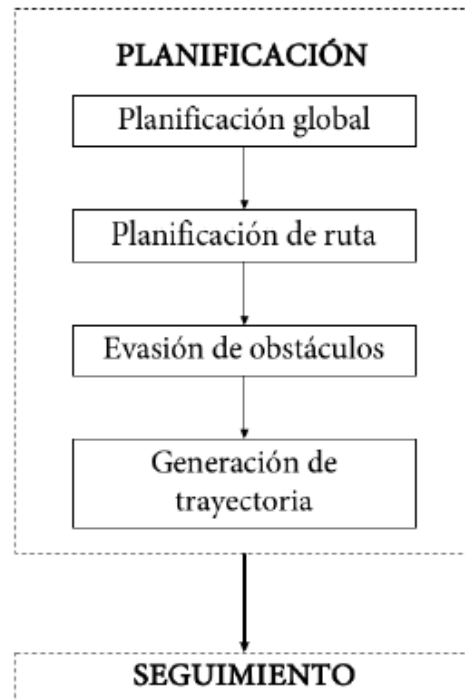


Figura 3.1: Capas del problema de planificación de trayectorias [13]

## 3.2 Seguimiento de trayectorias

Una vez obtenida la trayectoria que el sistema debe seguir, pasamos al problema en el que nos centraremos en este trabajo de fin de grado, el seguimiento de trayectorias. Consiste en, mediante los sensores implementados en el vehículo que hemos comentado sumados a otras técnicas que se comentarán más adelante, calcular la actuación necesaria de los motores, frenos y volante para seguir de la mejor forma posible la ruta resultante de la etapa de planificación.

Existen varios métodos para resolver este problema, varios de ellos explicados en [14, 4]. A continuación, resumiremos brevemente aquellos que los documentos detallan, centrándonos especialmente en los que utilizan un procedimiento geométrico.

### 3.2.1 Seguimiento de trayectorias por método geométrico

Los métodos que aquí se engloban son aquellos que calculan la ley de control basándose en relaciones geométricas entre la posición del vehículo y la trayectoria referencia. Normalmente se basan en distancias del vehículo (o de un punto situado a una distancia determinada en dirección longitudinal) a la trayectoria y en la orientación del chasis respecto a la referencia. Suelen emplear la distancia de *look-ahead*, para medir la distancia a la curva desde puntos situados por delante del vehículo y hacer así la respuesta menos oscilatoria.

Hay numerosos métodos geométricos para calcular el ángulo de dirección. En esta sección describiremos dos de los más empleados: el método *pure pursuit* y el método *Stanley*.

#### 3.2.1.1 Pure pursuit

El algoritmo del *pure pursuit* es sin duda de los más empleados para resolver el seguimiento de trayectorias. Consiste en calcular un arco que conecte el centro del eje trasero con un punto de la trayectoria deseada situado a una distancia de *look-ahead* de dicho centro. El ángulo de dirección  $\delta$  se calcula aplicando el Teorema del seno a la figura 3.2.

$$\delta(t) = \tan^{-1}\left(\frac{2L \sin(\alpha(t))}{\ell_d}\right) \quad (3.1)$$

Donde  $L$  es la distancia entre el eje delantero y el trasero.

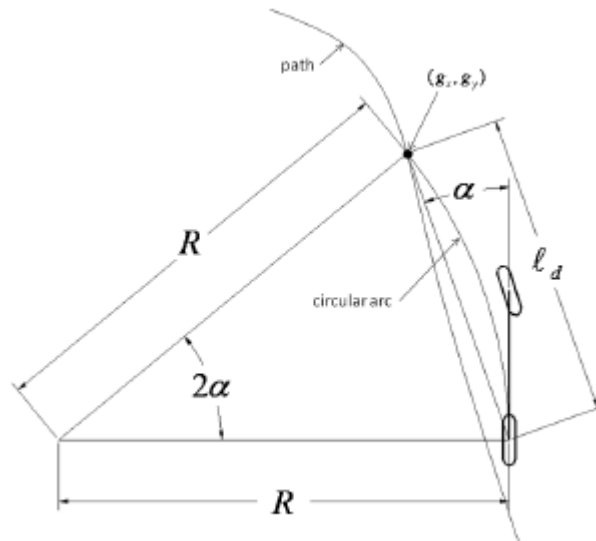


Figura 3.2: Geometría del controlador *pure pursuit* [4]

### 3.2.1.2 Método Stanley

Este método es el que utilizó la Universidad de Stanford en su vehículo Stanley para competir en el DARPA Grand Challenge [15]. Consiste en calcular el ángulo de dirección no solo basándose en la distancia a la curva, sino teniendo en cuenta también la orientación del vehículo respecto de esta.

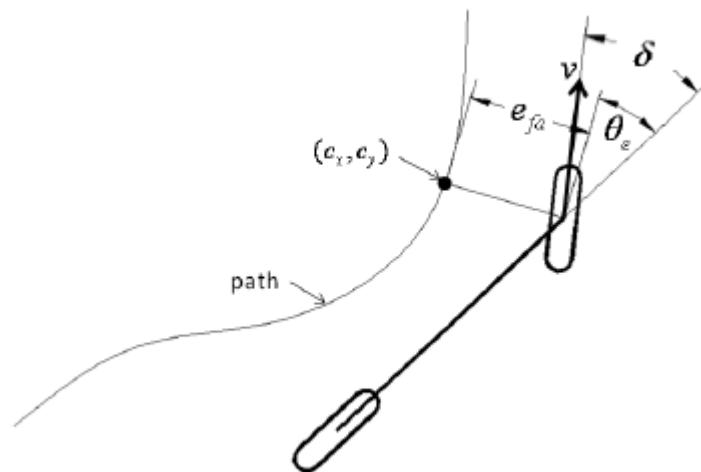


Figura 3.3: Geometría del controlador *Stanley* [4]

Así, esta función calcula dos errores: el error de orientación y el error de posición (la componente correspondiente a este último es muy similar al del *pure pursuit*). El error de orientación se calcula mediante la fórmula 3.2.

$$\theta_e = \theta - \theta_p \quad (3.2)$$

Donde  $\theta$  es la orientación del vehículo y  $\theta_p$  es el ángulo de la tangente a la curva en el punto más próximo al que se toma como referencia (este normalmente es el centro del eje delantero, aunque también se puede introducir una distancia de *look-ahead*). En la figura 3.3 se ilustra la geometría del método tomando como

punto de referencia el centro del eje delantero. De esta forma, la ley de control quedaría como:

$$\delta(t) = \theta_e + \tan^{-1}\left(\frac{k \cdot e_{fa}(t)}{v_x(t)}\right) \quad (3.3)$$

### 3.2.2 Otros métodos

Además de las basadas exclusivamente en la geometría, existen técnicas más avanzadas para la obtención de la ley de control que gobierna la dirección del vehículo. Entre estos métodos están los que se basan en modelos cinemáticos, los que se apoyan en modelos dinámicos, los que utilizan el control óptimo y aquellos que emplean el control predictivo. Remitimos al lector a [14] para profundizar en los métodos mencionados.

## 3.3 Controladores de seguimiento de trayectoria

Una vez explicado qué es el seguimiento de trayectorias, nos disponemos a detallar los controladores que vamos a estudiar en este trabajo. Como ya adelantamos con anterioridad, implementaremos dos controladores utilizando métodos geométricos. Uno de ellos basado en la distancia y el otro influenciado además por la orientación.

### 3.3.1 Definición del sistema de control

En el caso del seguimiento de trayectorias, tomaremos como salida del sistema el ángulo del volante, al igual que lo es en el caso de la conducción humana. Por otra parte, las entradas que influirán en este valor las tomamos de las coordenadas descritas en 2.3.2, así como de sus derivadas. Todos estos valores se obtienen directamente del modelo. En concreto, aquellas que nos interesan son la posición ( $X_{G2}$  y  $Y_{G2}$ ), su derivada ( $\dot{X}_{G2}$  y  $\dot{Y}_{G2}$ ) y la orientación del vehículo ( $\psi_2$ ). En la figura 3.4 podemos ver un esquema de nuestro sistema de control.

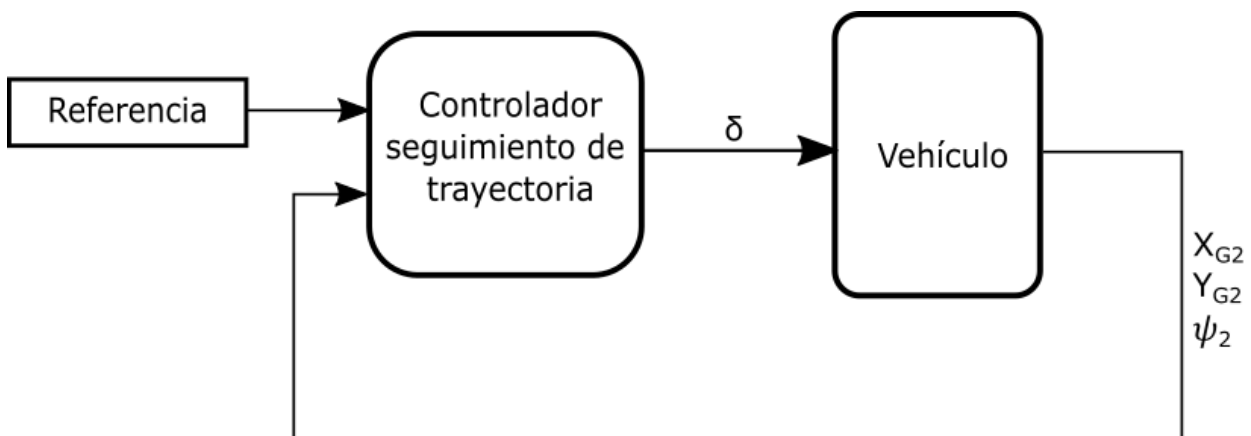


Figura 3.4: Diagrama de bloques del sistema de control de seguimiento de trayectorias

### 3.3.2 Controlador basado en la distancia a la curva

Este controlador que vamos a utilizar se basa en minimizar el error, considerando este como la mínima distancia de un punto (alejado del vehículo una distancia *look-ahead*) a la curva referencia.

A diferencia del *pure pursuit*, el algoritmo no traza un arco circular, sino que mide directamente la distancia del punto descrito a la curva. Esto podría realizarse en un vehículo real de diferentes maneras, como mediante sensores LiDAR o utilizando cámaras y tratamiento de imágenes. La ley de control se obtiene con la fórmula 3.4.

$$\delta(t) = \tan^{-1} \left( \frac{K_d \cdot e_{fa}(t)}{\ell_d} \right) \quad (3.4)$$

En nuestro caso, para ajustar el controlador a un rango de velocidades más amplio, variaremos la distancia de *look-ahead* en función de la velocidad del vehículo.

$$\ell_d = K_{\ell d} \cdot V(t) \quad (3.5)$$

Por tanto, podemos reescribir la ecuación 4.1 sustituyendo 4.2 en ella:

$$\delta(t) = \tan^{-1} \left( \frac{K_d \cdot e_{fa}(t)}{K_{\ell d} \cdot V(t)} \right) \quad (3.6)$$

### 3.3.3 Controlador basado en la distancia y orientación respecto de la curva

Este controlador es muy similar al anterior. Tanto es así, que uno de los dos términos del controlador es idéntico. Podríamos afirmar entonces que este consiste en añadir un término que depende del error de orientación de el vehículo. Consideraremos dicho error como [14]:

$$\theta_e = \theta - \theta_p \quad (3.7)$$

Donde  $\theta$  es la orientación del chasis y  $\theta_p$  es el ángulo de la tangente a la curva en el punto más cercano al que estamos comparando.

Añadiendo el término del error en la orientación al controlador anterior, nos queda la siguiente ley de control:

$$\delta(t) = \theta_e(t) + \tan^{-1} \left( \frac{k \cdot e_{fa}(t)}{K_{\ell d} \cdot V(t)} \right) \quad (3.8)$$





## 4 DISTRIBUCIÓN DEL PAR MOTOR

Hoy en día, los coches incorporan diferentes sistemas de seguridad activos que actúan sobre el par de las ruedas. Ejemplos de estos son el sistema de frenos antibloqueo (ABS), el control de tracción (TCS) o el control electrónico de estabilidad (ESP). Sin embargo, estos sistemas solo actúan en situaciones de emergencia como la pérdida de adherencia en una rueda. El resto del tiempo, el par se reparte de forma equitativa entre las ruedas motrices.

En vehículos con cuatro motores en rueda, se puede llegar a una conducción más segura en situaciones que no sean extremas mediante un reparto adecuado del par. Esto reduciría las situaciones de emergencia que mencionábamos anteriormente y en las que actuarían los sistemas de seguridad enumerados [6]. En este capítulo, presentaremos dos algoritmos diferentes de la distribución del par y los compararemos.

### 4.1 Distribución equitativa del par motor

El primer algoritmo es muy simple, pero sin duda efectivo. Es el más empleado en los vehículos impulsados por cuatro motores en rueda. Además, nos servirá de guía para compararlo con el segundo.

El reparto equitativo consiste en dividir el par motor que requiere nuestro vehículo en cada momento entre las cuatro ruedas por igual. Esto es lo que ocurre en los diferenciales mecánicos de los vehículos con un solo motor que tienen tracción en las cuatro ruedas, lo que convierte más aún los resultados de este reparto en una excelente referencia para compararlo con todo tipo de algoritmos de reparto que puedan diseñarse en los vehículos eléctricos de cuatro motores en rueda.

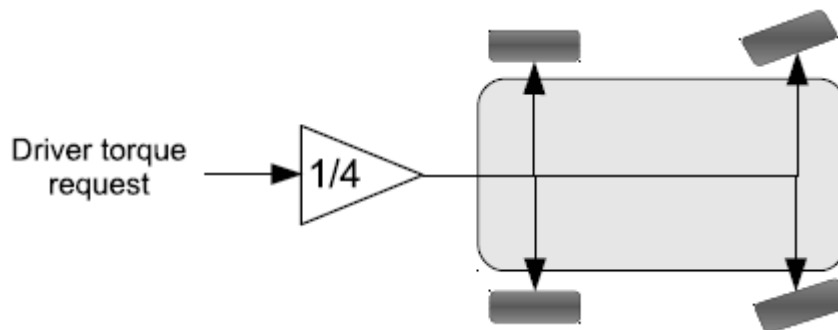


Figura 4.1: Distribución equitativa del par [6]

### 4.2 Algoritmo alternativo de distribución del par

Los coches eléctricos de cuatro motores en rueda presentan varias ventajas frente a los de combustión interna. Algunas de estas ventajas son una mayor eficiencia, que la respuesta del motor es más rápida y la posibilidad de medir el par motor de cada rueda mediante la intensidad que atraviesa el motor [16]. Además, una de las principales ventajas y que abre un gran horizonte de investigación y experimentación es la posibilidad de controlar el par de cada rueda de forma independiente. De esta forma, se pueden estudiar otras configuraciones de reparto del par motor diferentes al clásico que se tiene en los vehículos de combustión. Así, se puede perseguir con este reparto diferentes objetivos, entre los que el más buscado es la disminución del deslizamiento longitudinal.

### 4.2.1 Influencia de la fuerza normal en el máximo par motor aceptado por cada rueda

Como hemos adelantado anteriormente, uno de los aspectos más importantes a la hora de modelar un vehículo es la interacción entre el neumático y la carretera, ya que esta determinará la fuerza tangencial, que es la responsable de mover el automóvil. El coeficiente de fricción,  $\mu$ , se calcula a partir del modelo descrito en 2.6.

Una vez calculado, la fuerza tangencial producida en cada rueda satisface la siguiente inecuación:

$$F_t^i \leq \mu F_N^i \quad (4.1)$$

Donde  $F_N^i$  es la carga vertical en la rueda  $i$ .

Como podemos ver en la ecuación (4.1), la carga vertical en cada rueda está directamente relacionada con el máximo par que la rueda admite sin deslizarse. Así, como el objetivo es evitar el deslizamiento longitudinal, podemos concluir que este se reduciría si asignamos mayor par a las ruedas más cargadas verticalmente.

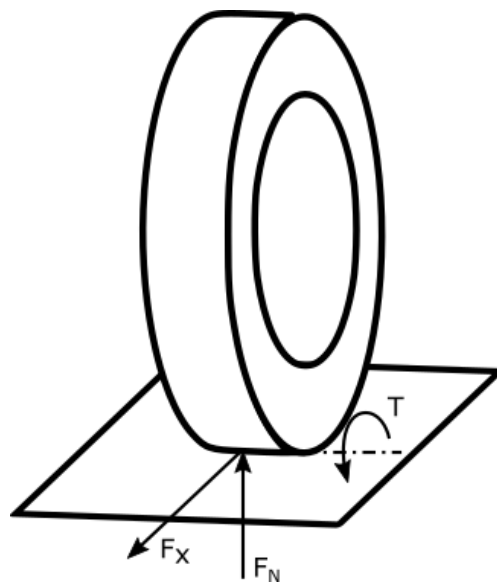


Figura 4.2: Fuerzas de contacto y par

### 4.2.2 Algoritmos alternativos de distribución del par motor

Existen varios algoritmos de distribución del par basados en este concepto. Por ejemplo, en [17] se han generado unas tablas con las ratios que se aplicarán a cada rueda. Dichas tablas han sido diseñadas simulando el vehículo con diferentes repartos para cada velocidad y ángulo del volante que aparecen y seleccionando la mejor distribución en cada caso. En la figura 4.3 se pueden observar las tablas mencionadas. En esta figura,  $\delta_{Fr}$  es el reparto longitudinal,  $\delta_{FrLe}$  el reparto lateral en el eje delantero y  $\delta_{ReLe}$  el reparto lateral en el eje trasero del automóvil.

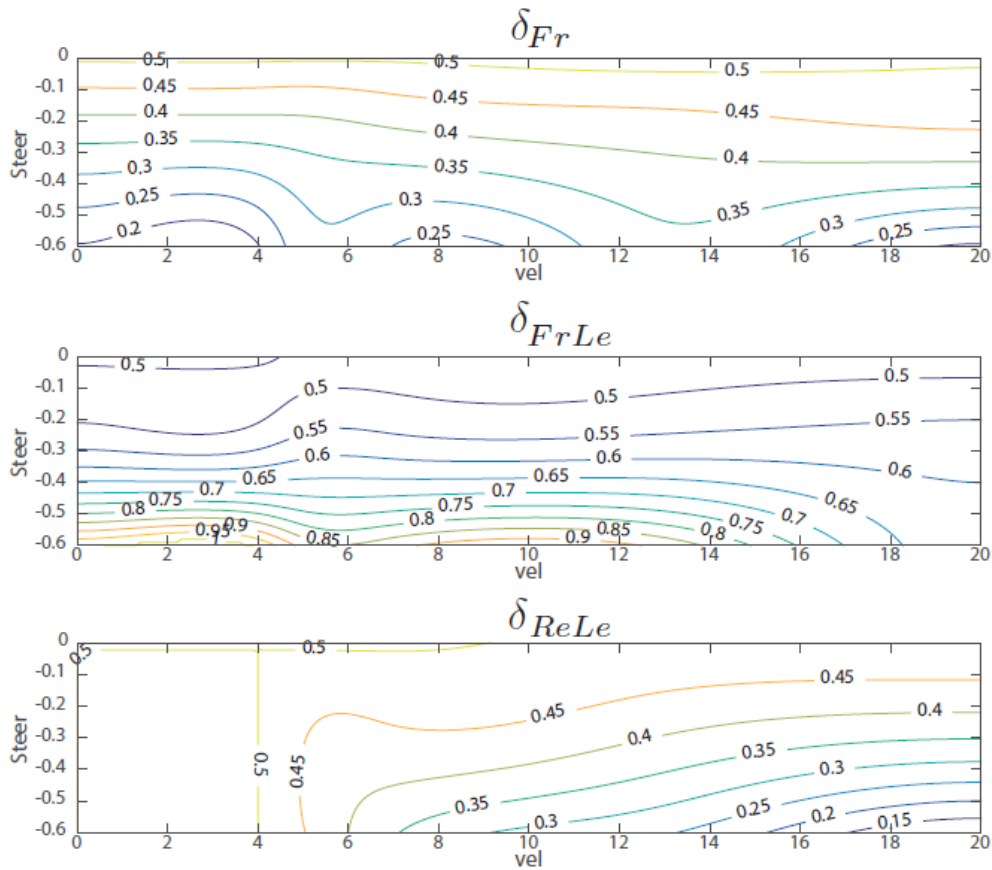


Figura 4.3: Distribución del par por tablas [17]

Existen también otros métodos de distribución más complejos, como el empleado en [18], donde el cálculo de las ratios del par motor de cada rueda se lleva a cabo a través de un completo sistema de control en bucle cerrado que tiene en cuenta un modelo dinámico del vehículo, los valores deseados de *yaw rate* y ángulo de deslizamiento, los valores reales de estas magnitudes y las aceleraciones, entre otros.

#### 4.2.3 Algoritmo de distribución del par proporcional a las cargas verticales de las ruedas

Una alternativa más simple de reparto del par motor, que es la que estudiaremos en este trabajo, es realizar una distribución proporcional a la fuerza normal que soporta cada rueda. Este reparto cumple la característica de que las ruedas más cargadas reciban más par, por lo que nos será suficiente para demostrar que este tipo de algoritmos funcionan mejor que el equitativo.

Como tenemos cuatro motores eléctricos, este reparto puede realizarse de forma electrónica, por lo que sería económico de implementar.

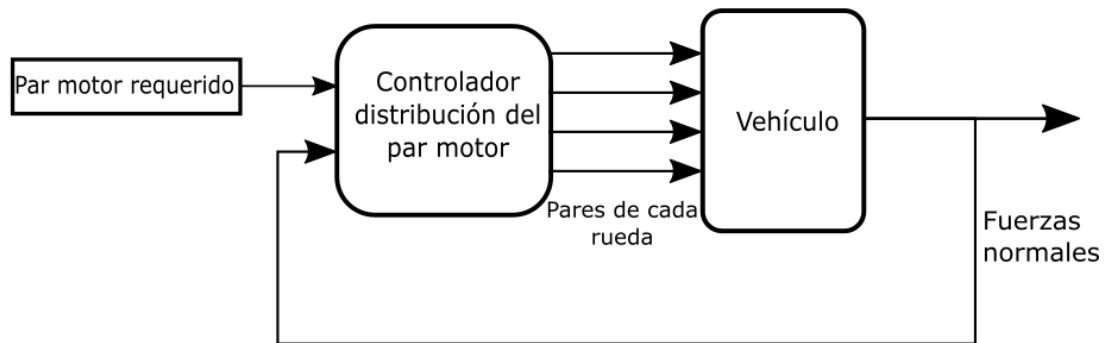


Figura 4.4: Esquema del algoritmo de distribución del par

Uno de los problemas que presenta esta distribución respecto a la que hemos analizado de [17] es que, normalmente, las ruedas de los coches no llevan instalados dinamómetros para medir esta carga vertical, que además, por su elevado precio, encarecerían la instalación del sistema de control.

Una solución a este problema es la utilización de modelos como el empleado en este trabajo para la implementación de un *gemelo digital* del vehículo que se desea controlar. Un gemelo digital es una representación virtual de un sistema real conectado a este mediante una red de sensores de los que se analiza sus estímulos para simular el sistema que replica y predecir su comportamiento [19]. Así, se podrían aprovechar los sensores que el coche tuviera instalados como entradas del gemelo digital, teniendo en cada instante el valor simulado de las fuerzas normales con las que se calcularían las ratios de reparto de cada neumático.

Dicha ratio tendría la siguiente fórmula:

$$r^i = \frac{F_n^i}{\sum F_n} \quad (4.2)$$

De esta forma, el par motor de cada rueda vendría dado por:

$$M_{mot}^i = r^i \cdot M_{mot}^{total} \quad (4.3)$$

# 5 SIMULACIONES Y RESULTADOS

---

En este capítulo se validarán los controladores y el algoritmo de reparto del par mediante su ensayo en dos maniobras de prueba muy utilizadas en el sector automovilístico: el cambio de carril y el doble cambio de carril (ambas llevadas a cabo computacionalmente). Para que el controlador sea útil, debe superar ambas maniobras para un rango de velocidades aceptable. De nada sirve que siga la trayectoria deseada perfectamente a una velocidad concreta si cuando esta aumenta o disminuye un poco no obtenemos un resultado aceptable. Por esto, en muchas ocasiones, cuando se diseñan controladores de seguimiento de trayectoria se sacrifica algo de precisión en favor de un mayor rango de velocidades de funcionamiento.

## 5.1 Maniobras de prueba

Para comprobar que el vehículo sigue la trayectoria de forma aceptable, las dos maniobras a las que someteremos nuestro modelo son la del cambio de carril, conocida como *Lane Change Course*, y la del doble cambio de carril, una prueba normalizada y muy utilizada también llamada ISO3888.

Por otra parte, para poner a prueba el controlador de distribución del par motor, realizaremos un ensayo en el que someteremos el coche a un escalón en el ángulo del volante.

Una vez realizada cada maniobra para las diferentes velocidades que vamos a analizar, reflejaremos los resultados en ocho gráficas distintas:

- Trayectoria real frente a trayectoria deseada, para comprobar si el vehículo sigue la referencia correctamente. Esta es la que más nos interesa, pues es lo que estamos controlando.
- Velocidad de avance del vehículo.
- Velocidades de giro de las cuatro ruedas.
- Energía cinética.
- Ángulos de pitch y roll.
- Yaw rate.
- Par motor total.
- Par motor independiente de cada rueda.

### 5.1.1 Lane Change Course

La maniobra *Lane Change Course* consiste en un circuito simulando un cambio de carril. Es una maniobra muy simple pero muy representativa del funcionamiento de un vehículo, además de ser el cambio de carril una acción muy común en la conducción.

Se toma como exitosa la maniobra si el vehículo recorre el circuito sin tocar los conos que lo limitan. La trayectoria ideal que debe seguir el automóvil se puede ver en la figura 5.1.

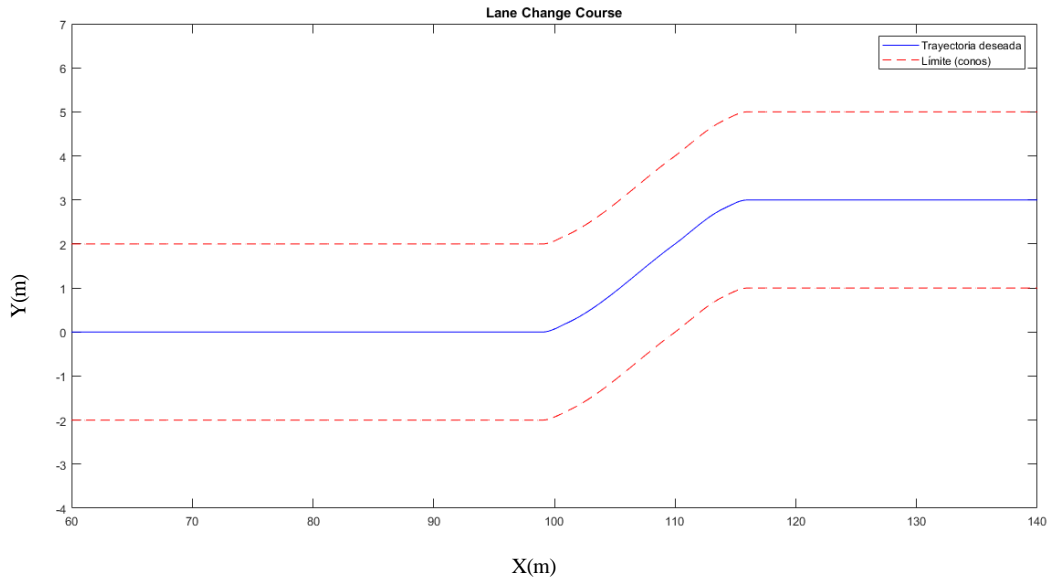


Figura 5.1: Trayectoria ideal en la maniobra *Lane Change Course*

### 5.1.2 ISO 3888

Esta prueba normalizada por la ISO evalúa la capacidad de un coche de realizar un doble cambio de carril. Es muy empleada para probar los sistemas de control de un vehículo, debido a que, por ejemplo, refleja la capacidad que tiene este para tomar curvas sin perder estabilidad.

Es similar a la anterior, aunque da más información ya que es una maniobra más extrema

La maniobra consiste en acelerar un vehículo hasta una velocidad deseada, y una vez se alcanza esta, se suelta el acelerador y el vehículo debe recorrer un circuito que simula un doble cambio de carril sin tocar los conos que lo limitan. Además de servir para comprobar cómo se comporta el vehículo ante una serie de curvas a velocidades altas, es muy útil para analizar cómo se responde el mismo a situaciones de emergencia, ya que a partir de ciertas velocidades es muy difícil completar la maniobra. De hecho, lo normal es realizar esta prueba aumentando en cada intento la velocidad hasta que se alcance una a la que no se complete con éxito.

En la figura 5.2 podemos ver la trayectoria ideal que debería seguir un vehículo en el ensayo. Sin embargo, al igual que en la maniobra anterior, este se considera exitoso siempre que alcance el final sin tocar los conos.

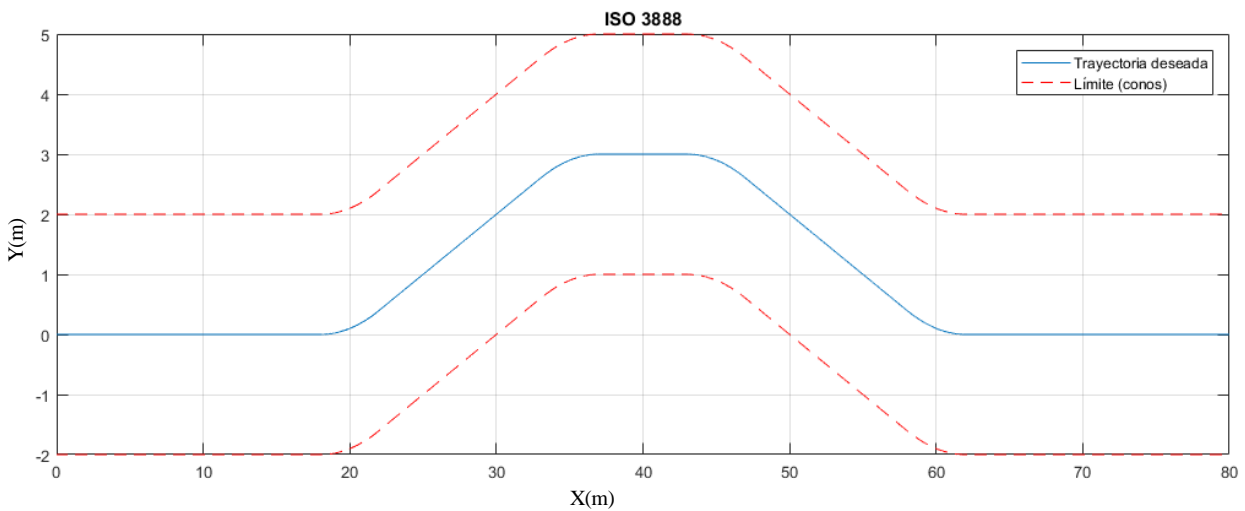


Figura 5.2: Trayectoria deseada de la maniobra *ISO3888*

### 5.1.3 Entrada en escalón

El ensayo con el que evaluaremos el controlador de distribución del motor consiste en cambiar de un ángulo de volante nulo a un determinado ángulo (en nuestro caso  $9^\circ$ ) en un periodo de tiempo muy corto, dando así un “volantazo”. En caso de que el controlador sea efectivo, la tracción del vehículo será mejor, por lo que disminuirá el deslizamiento de las ruedas. En la figura 5.3 se puede observar la evolución del ángulo del volante durante el ensayo.

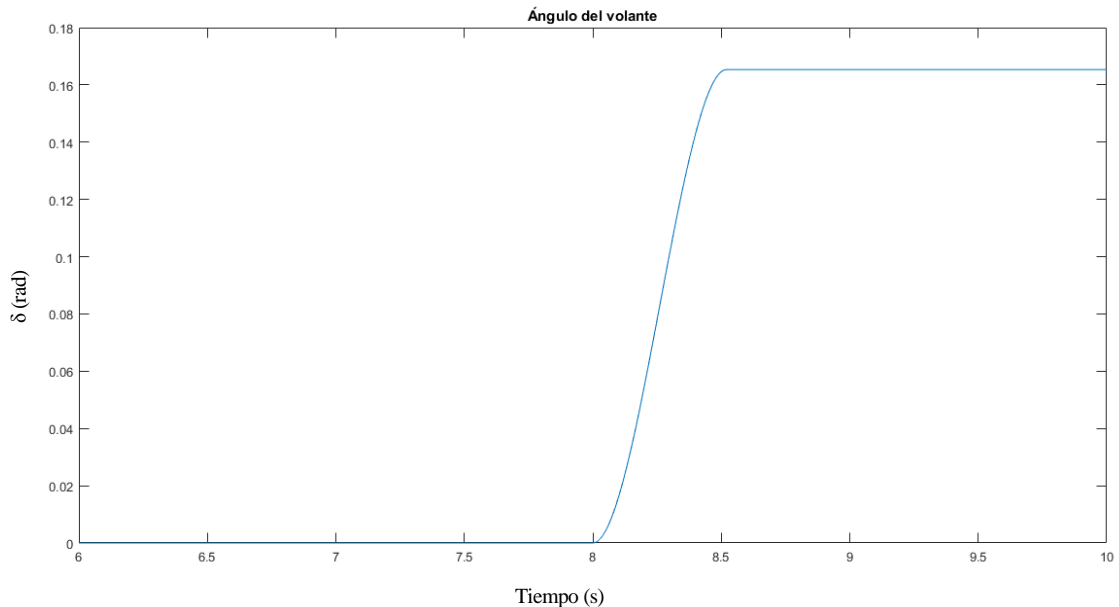


Figura 5.3: Evolución del ángulo del volante en la maniobra del escalón

## 5.2 Resultados

En esta sección se mostrarán las gráficas para cada uno de los ensayos realizados, así como comentarios sobre las mismas.

### 5.2.1 Seguimiento de trayectoria

Como mencionamos en el capítulo anterior, es adecuado ensayar los controladores de seguimiento de trayectoria para un rango amplio de velocidades. A continuación, se muestran las gráficas de nuestro controlador para los dos ensayos realizados y para diferentes velocidades.

#### 5.2.1.1 Cambio de carril

- **Controlador basado en la distancia**

Las siguientes figuras muestran la trayectoria del vehículo simulado en esta maniobra para el controlador basado en la distancia una vez han sido ajustadas las ganancias del controlador (como vemos en 5.2.1.4) y la que determina la distancia de *look-ahead* (ver 5.2.1.3).

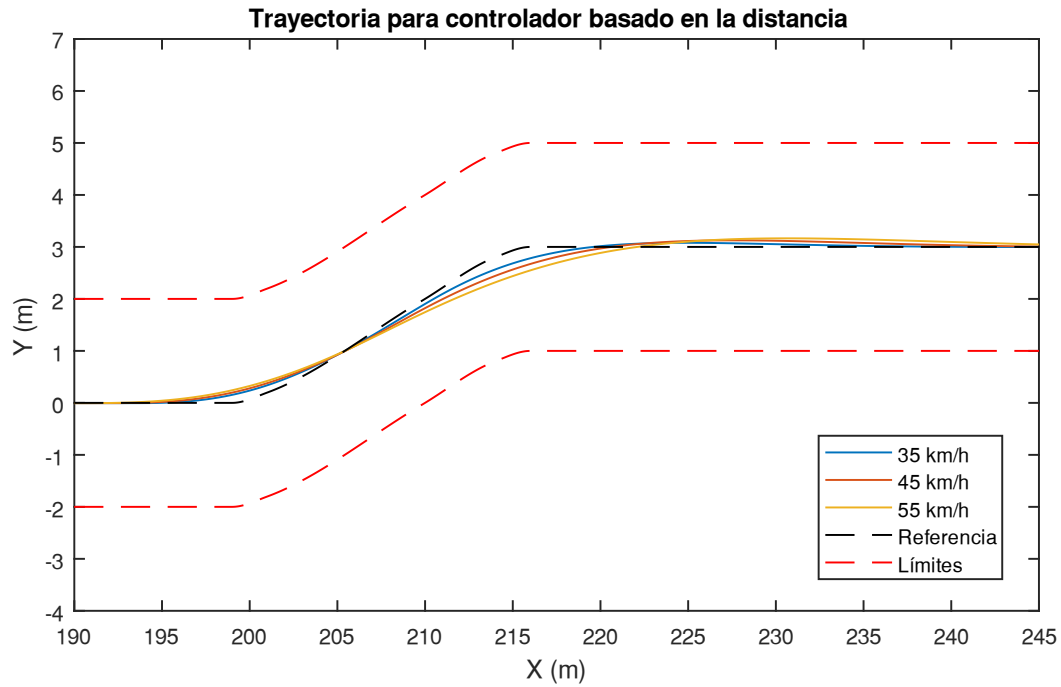


Figura 5.4: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (35-55 km/h), cambio de carril

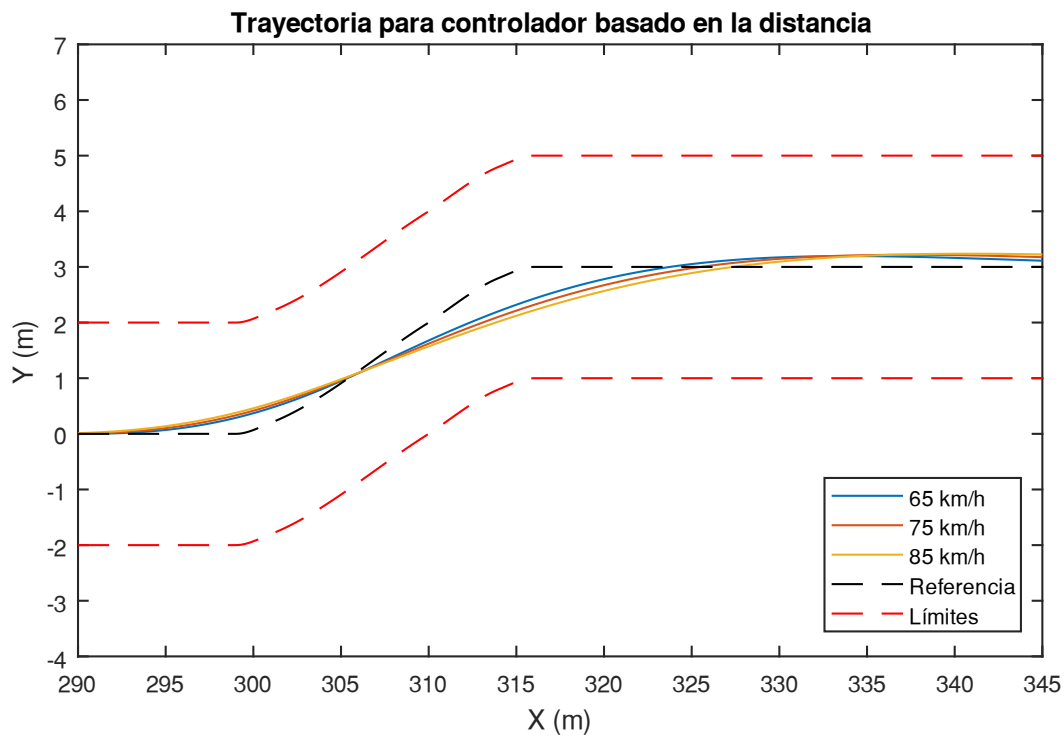


Figura 5.5: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (65-85 km/h), cambio de carril



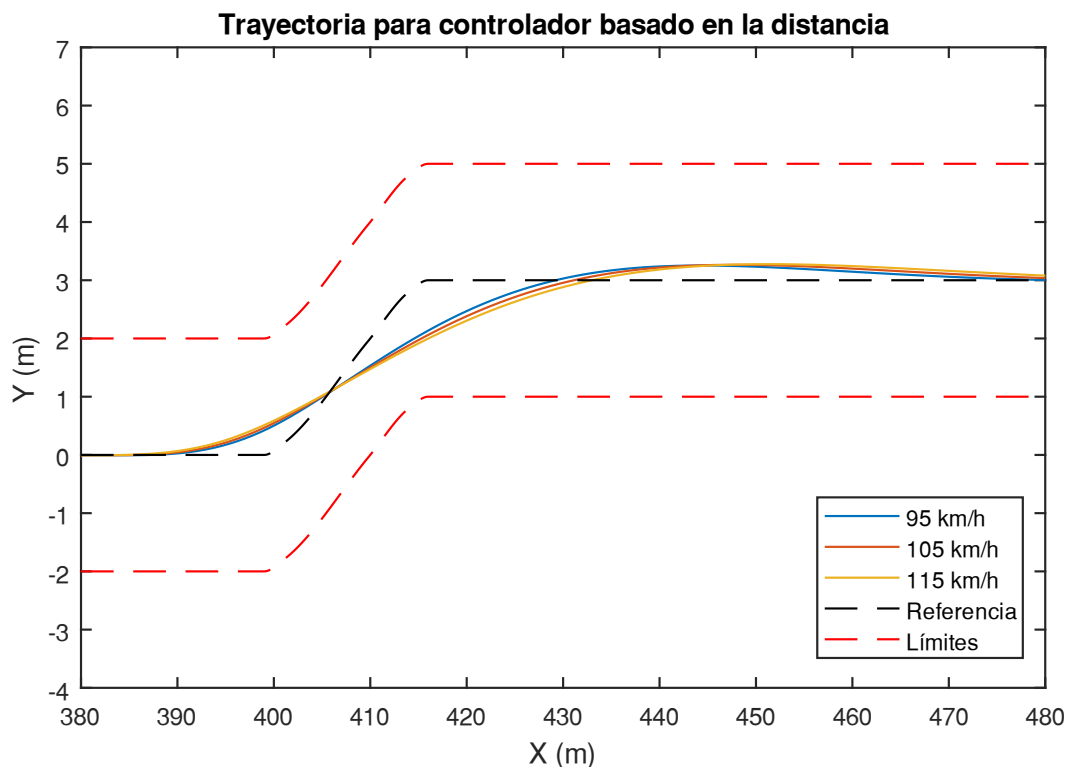


Figura 5.6: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (95-115 km/h), cambio de carril

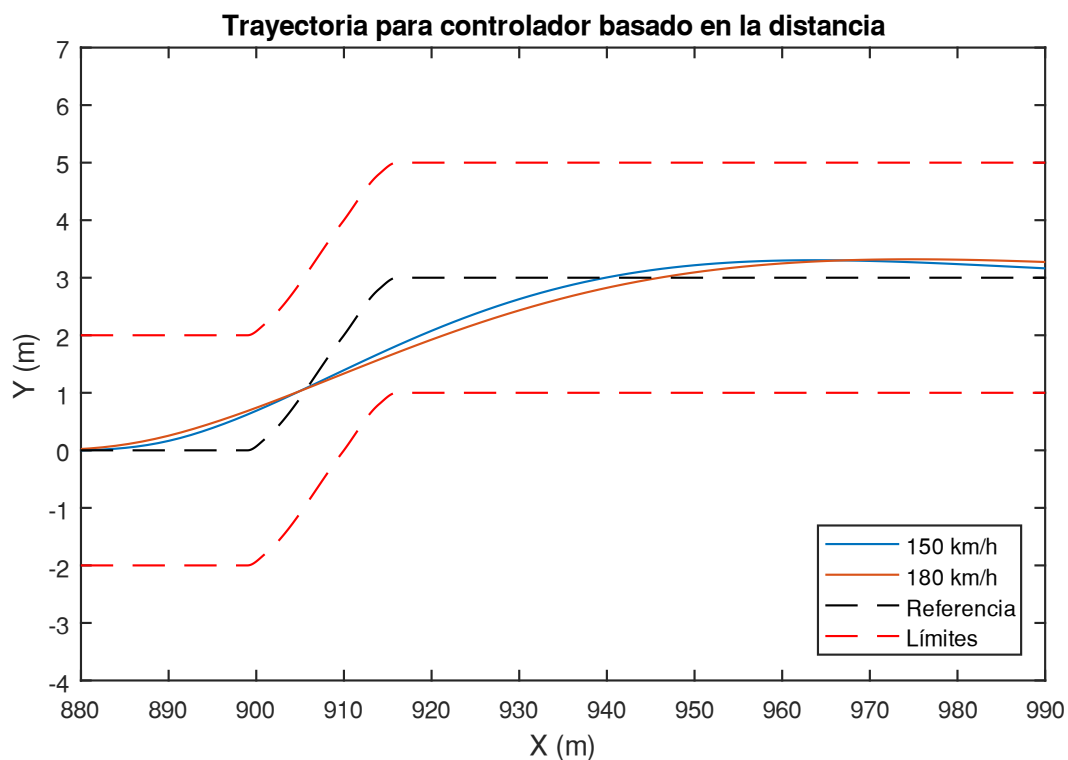


Figura 5.7: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (150 y 180 km/h), cambio de carril

- **Controlador tipo Stanley**

A continuación, se adjuntan las figuras que reflejan la trayectoria del vehículo en esta maniobra para el controlador que además de la distancia, tiene en cuenta la orientación del coche respecto a la curva de referencia.

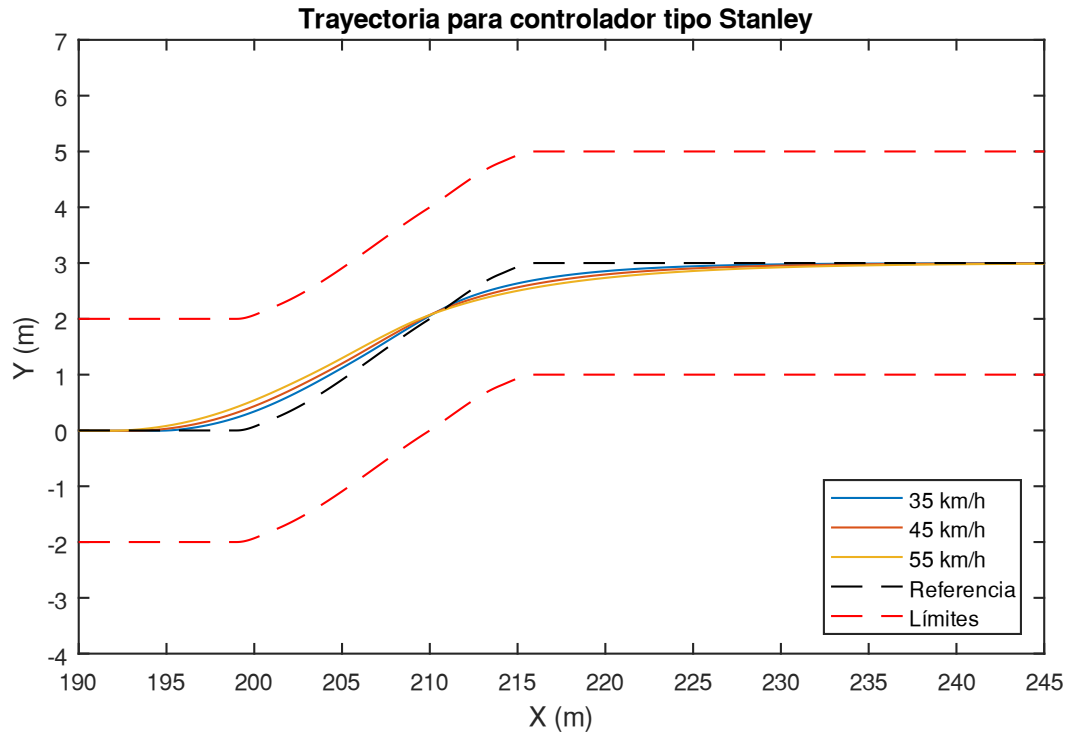


Figura 5.8: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (35-55 km/h), cambio de carril

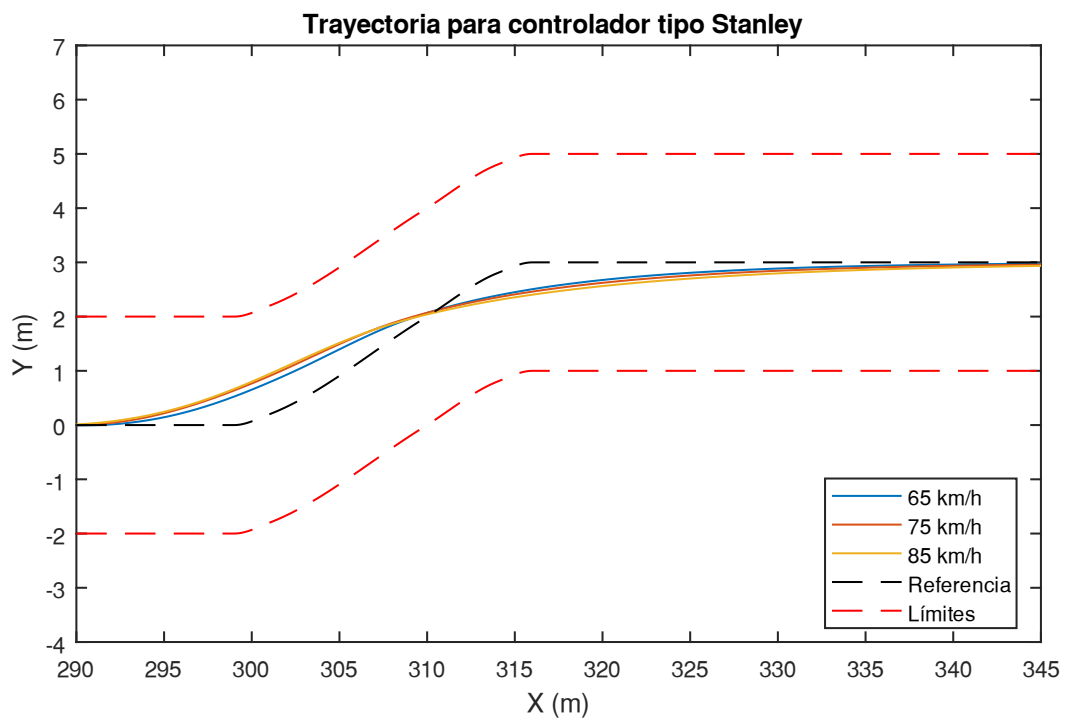


Figura 5.9: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (65-85 km/h), cambio de carril

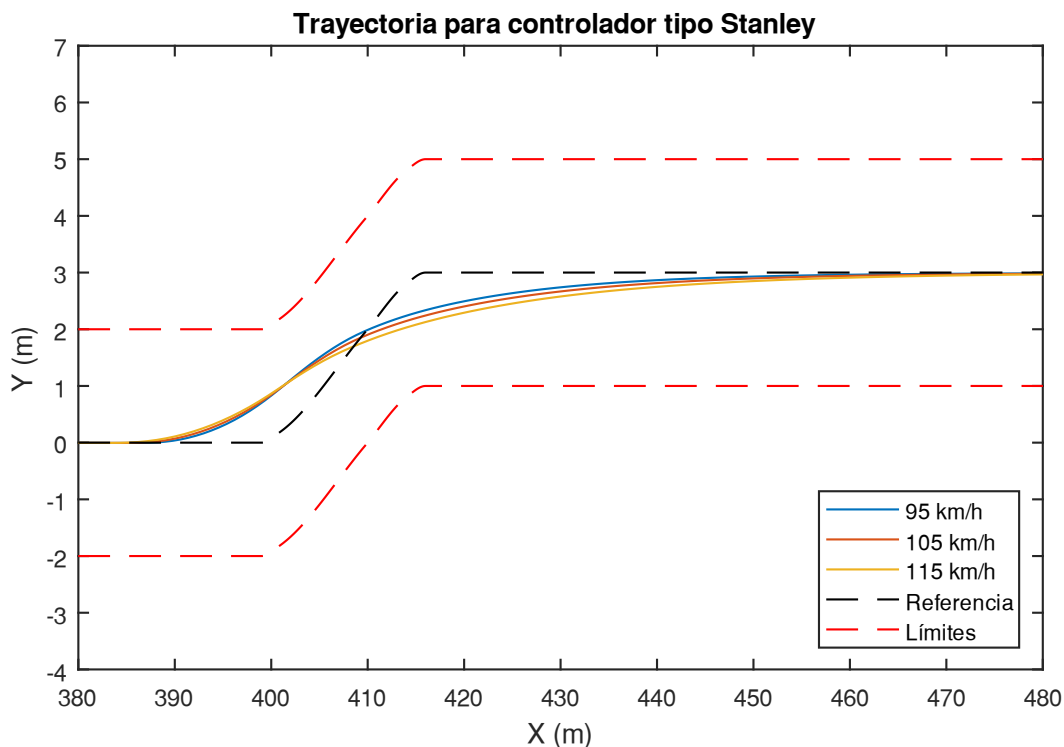


Figura 5.10: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (95-115 km/h), cambio de carril

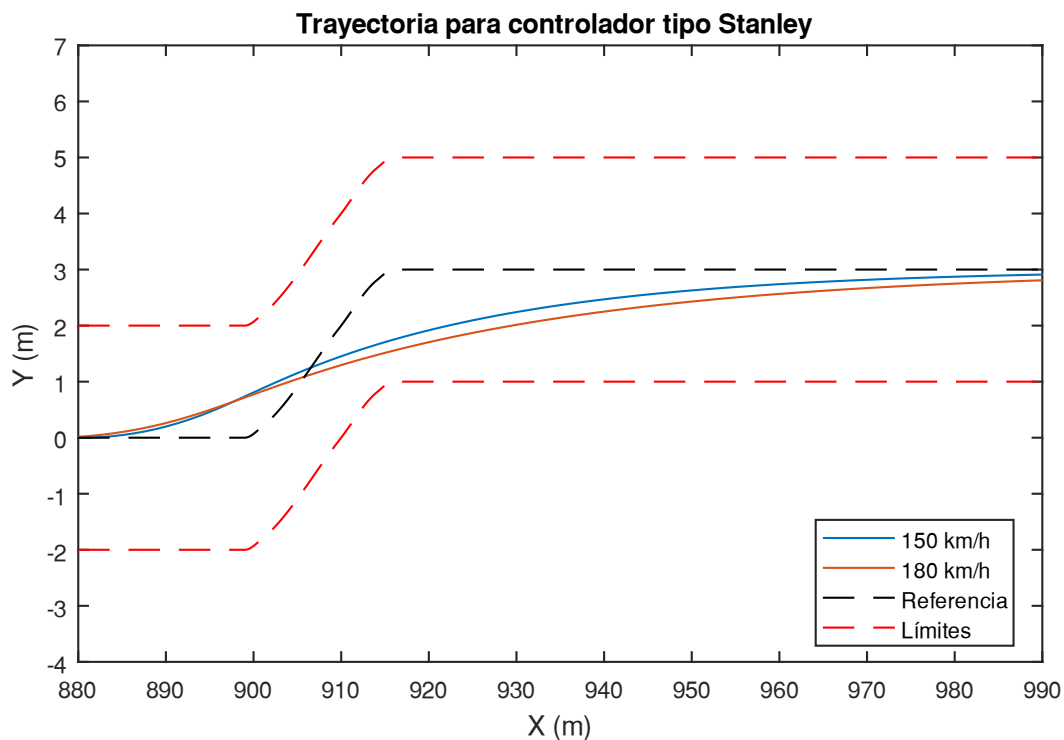


Figura 5.11: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (150 y 180 km/h), cambio de carril

- **Comparación de controladores**

Para facilitar la comparación de los dos controladores estudiados, las figuras 5.12, 5.13 y 5.14 muestran para cada una de las tres velocidades escogidas (55, 75 y 95 km/h, respectivamente) el comportamiento del vehículo con cada controlador en una misma gráfica.

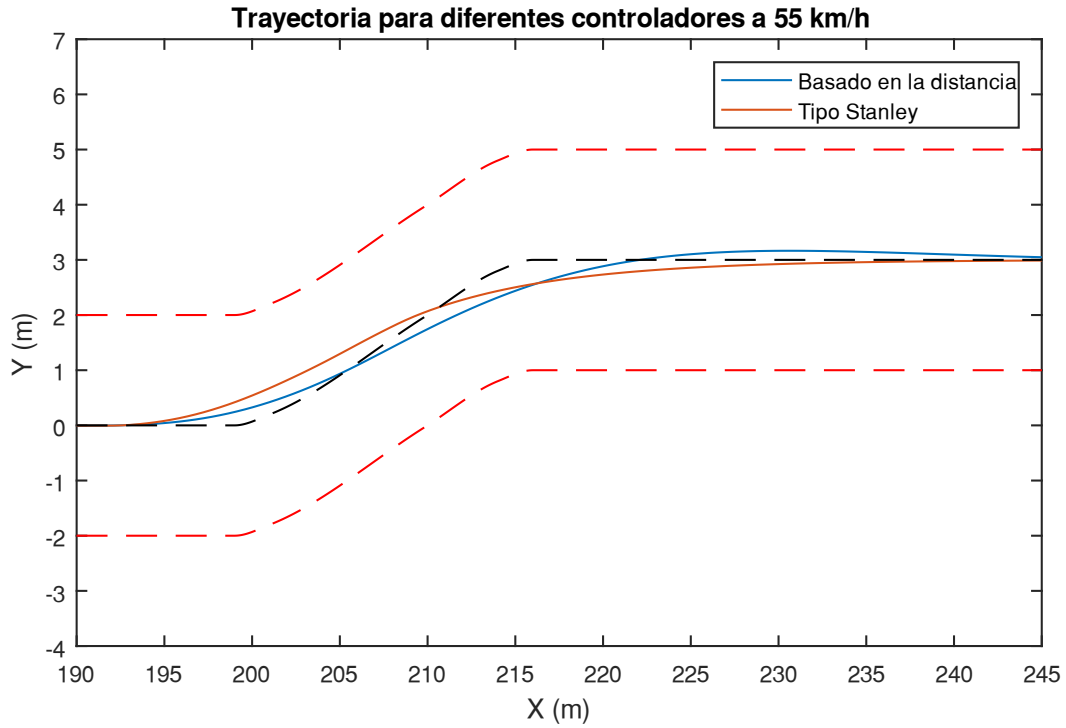


Figura 5.12: Comparación de controladores a 55 km/h, cambio de carril

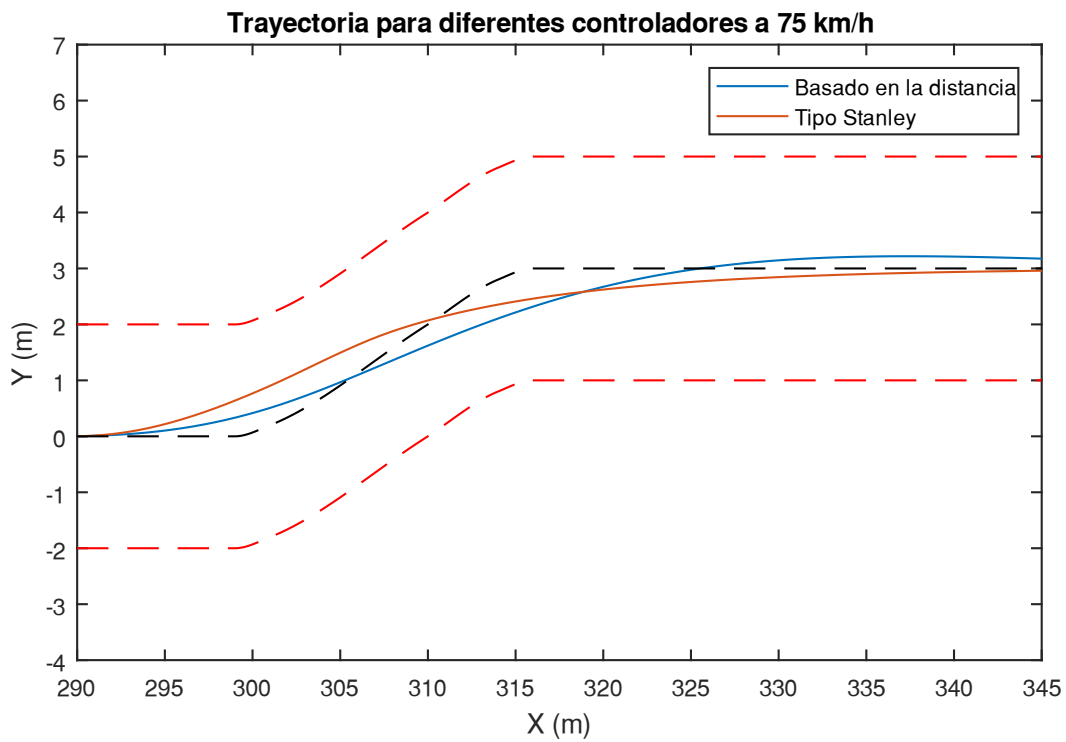


Figura 5.13: Comparación de controladores a 75 km/h, cambio de carril

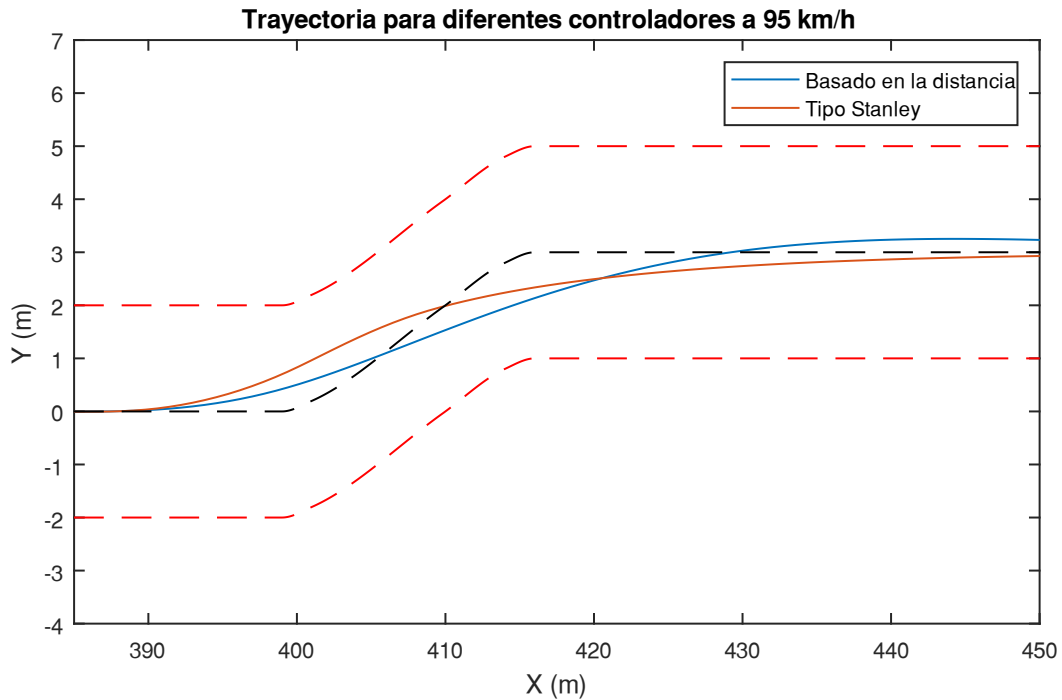


Figura 5.14: Comparación de controladores a 95 km/h, cambio de carril

Como podemos observar, el tiempo de subida del controlador tipo Stanley es menor, al igual que el de establecimiento. Por ello, podemos concluir que este es más agresivo, por lo que se establece antes después de la maniobra. Por otra parte, el controlador basado en la distancia, al ser menos brusco, genera trayectorias más suaves, por lo que depende de la aplicación del vehículo, puede ser más conveniente que el menor tiempo de establecimiento que ofrece el tipo Stanley.

#### 5.2.1.2 Doble cambio de carril

- **Controlador basado en la distancia**

En las figuras 5.15, 5.16, 5.17 y 5.18 podemos observar el comportamiento del vehículo a diferentes velocidades constantes para la maniobra ISO3888.

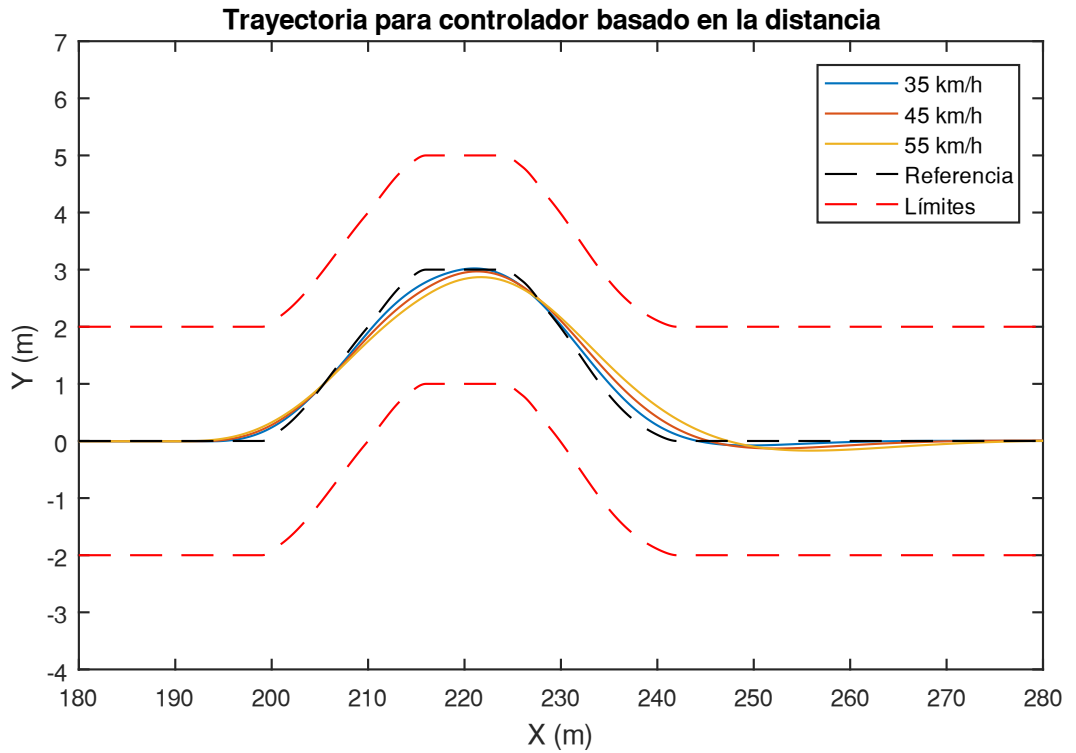


Figura 5.15: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (35-55 km/h), ISO3888

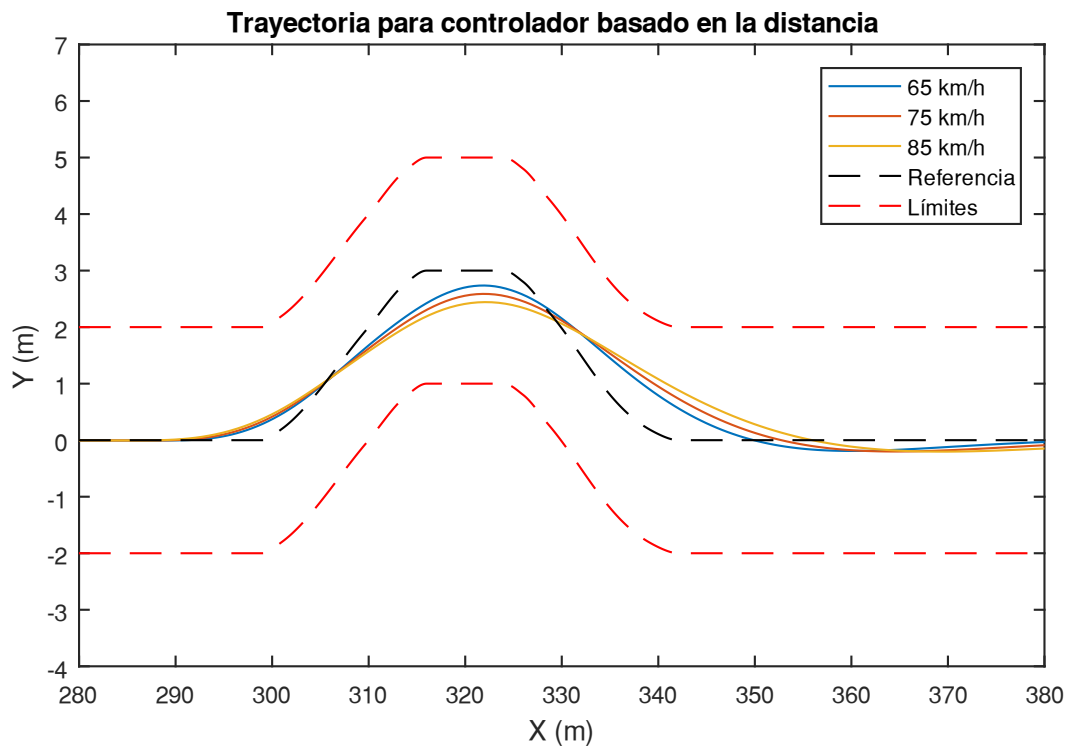


Figura 5.16: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (65-85 km/h), ISO3888

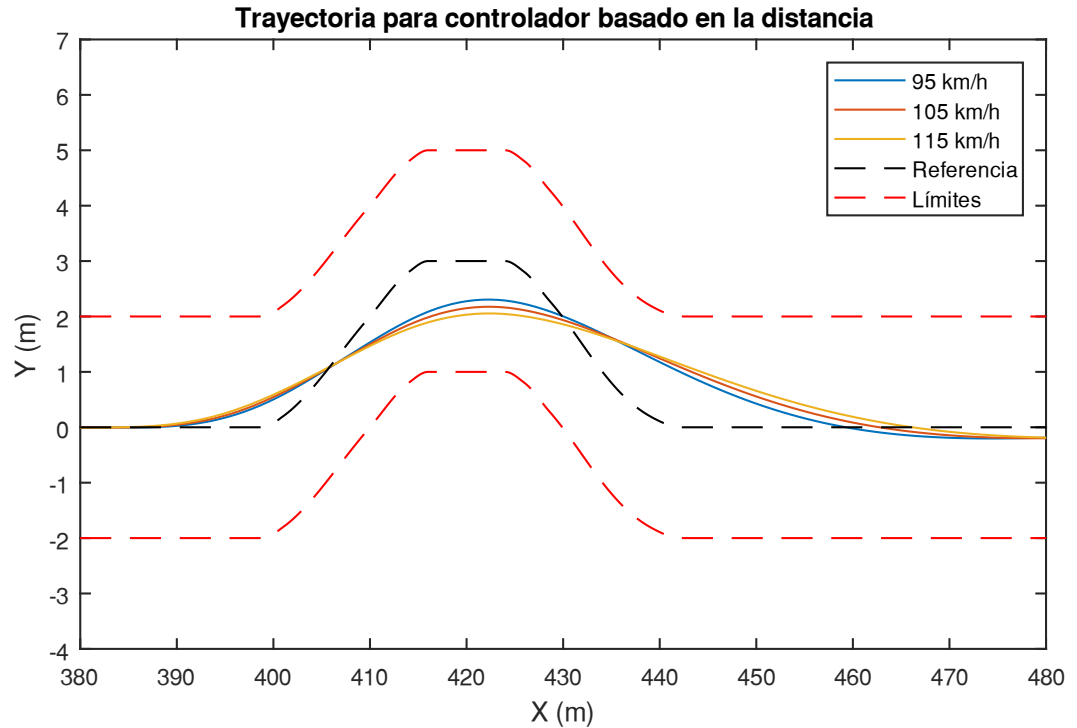


Figura 5.17: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (95-115 km/h), ISO3888

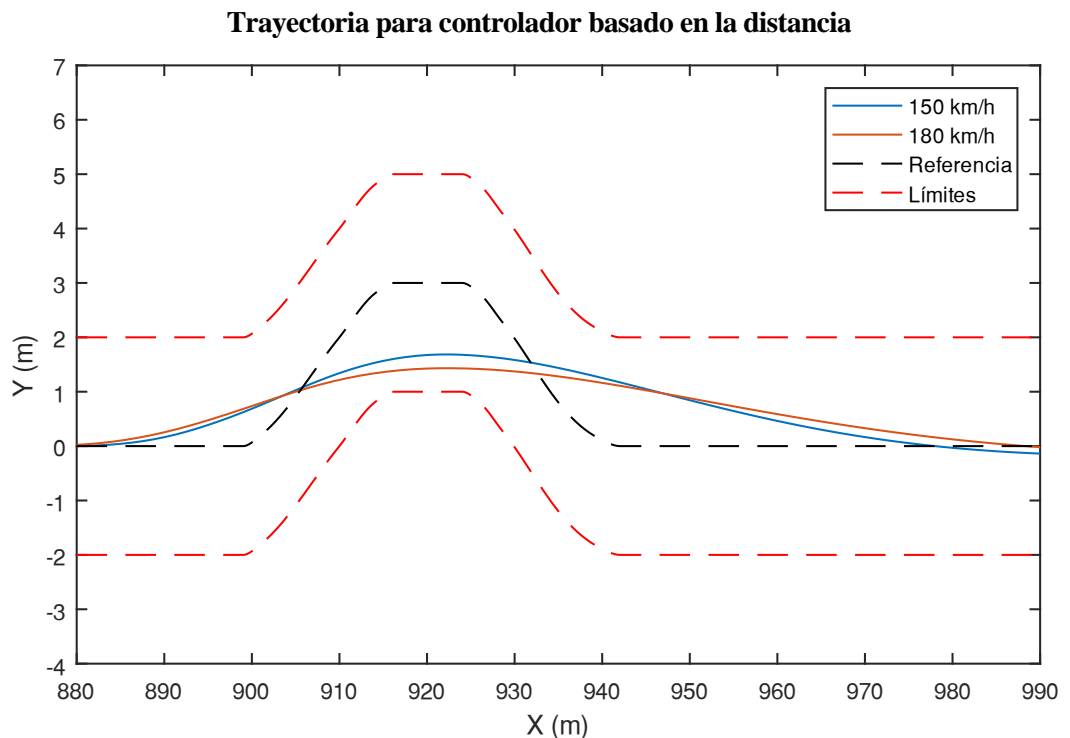


Figura 5.18: Trayectoria para el controlador basado en la distancia (150 y 180 km/h), ISO3888

Como se puede ver, el controlador sigue la trayectoria con una precisión aceptable para todas las velocidades a las que se ha ensayado, superando la maniobra ISO 3888. A velocidades muy altas el seguimiento es algo más pobre, pero esto es un resultado completamente normal a esas velocidades ya que esta es una maniobra extrema. Incluso se puede afirmar que los resultados son muy buenos, ya que un conductor humano medio no habría pasado la prueba sin tocar los conos a partir de unos 80 km/h.

- **Controlador tipo Stanley**

Del mismo modo que en la maniobra ISO3888, se muestran a continuación las simulaciones llevadas a cabo para el controlador que también tiene en cuenta la orientación del vehículo respecto a la curva.

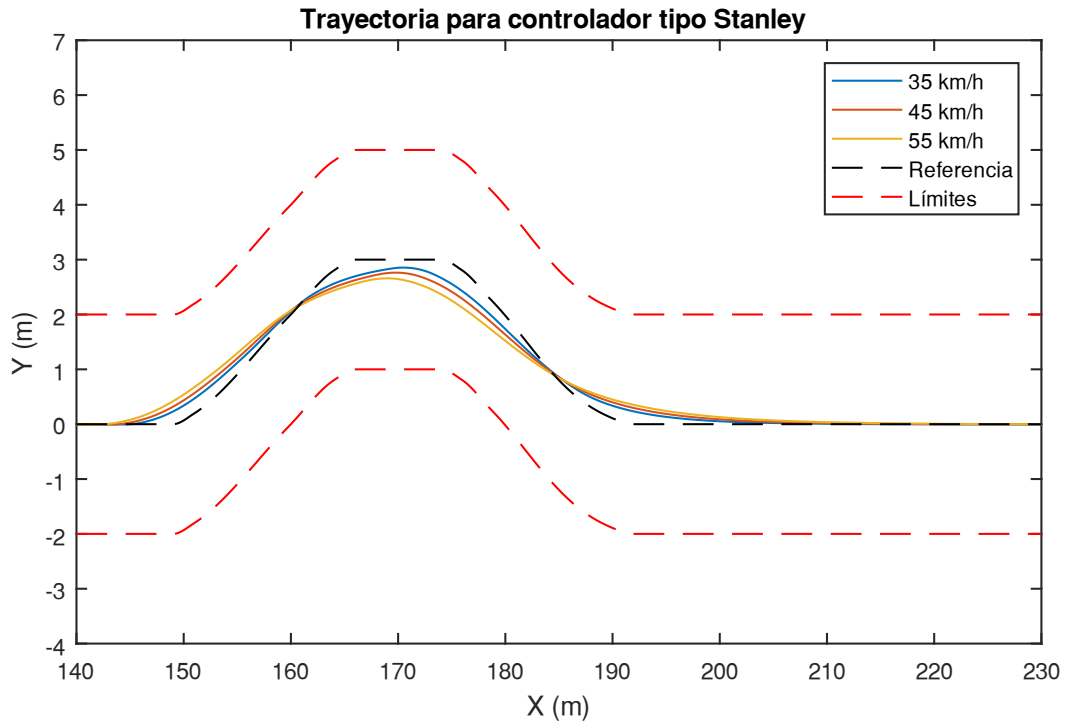


Figura 5.19: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (35-55 km/h), ISO3888

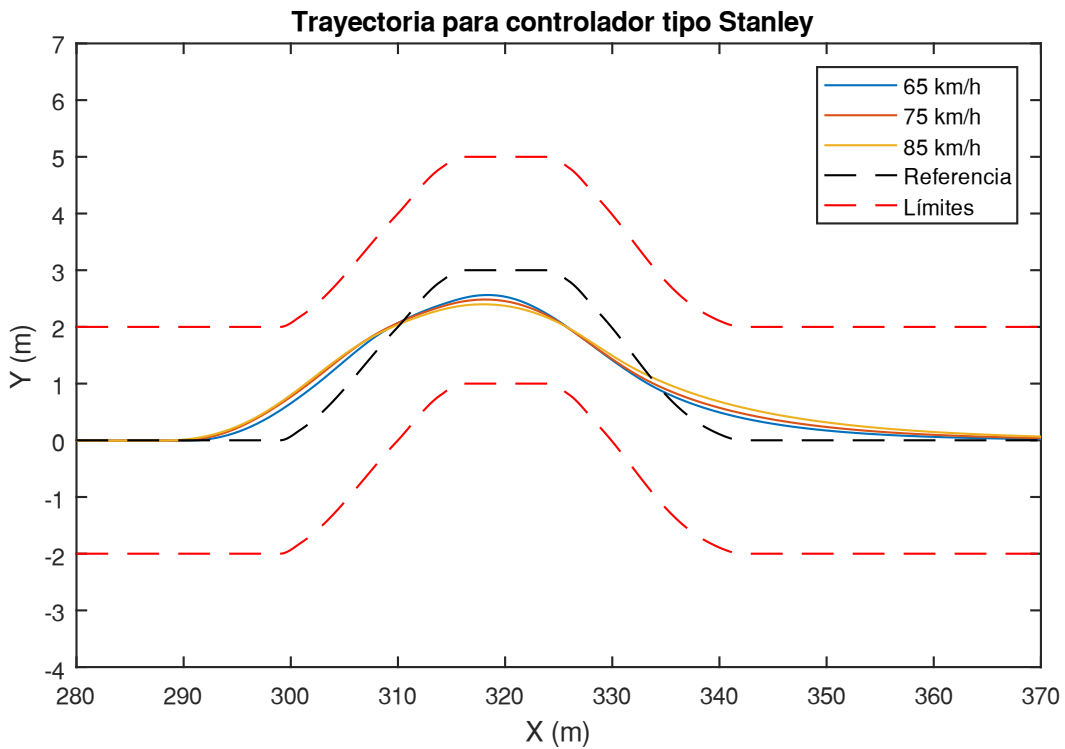


Figura 5.20: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (65-85 km/h), ISO3888



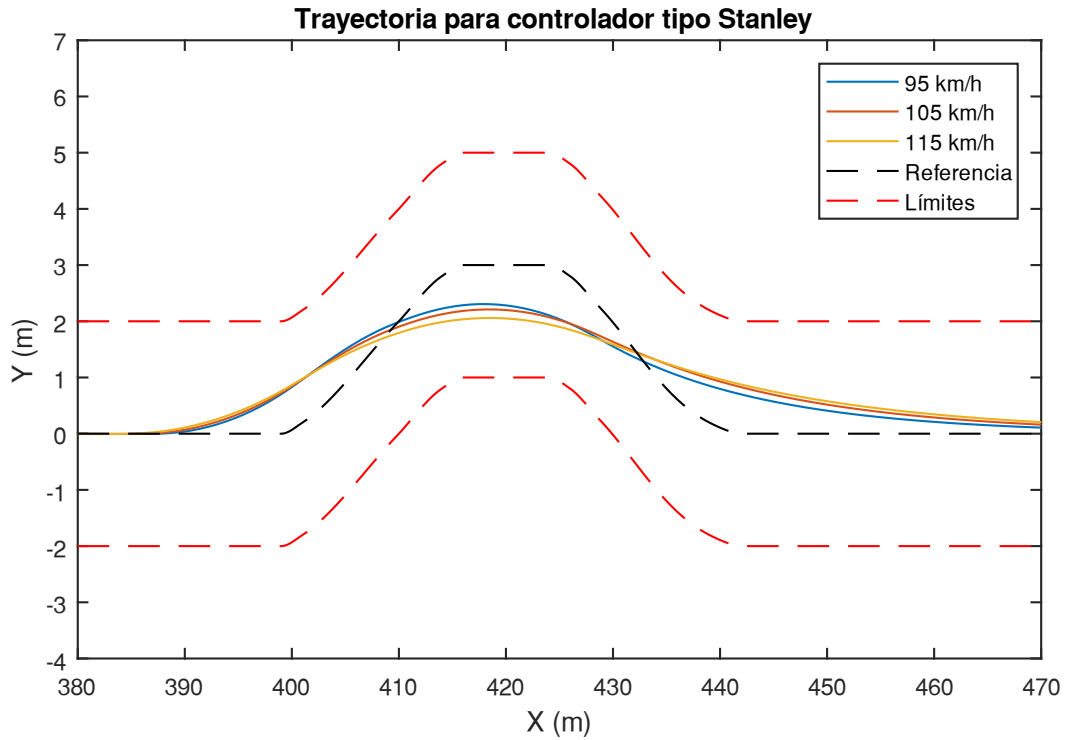


Figura 5.21: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (95-115 km/h), ISO3888

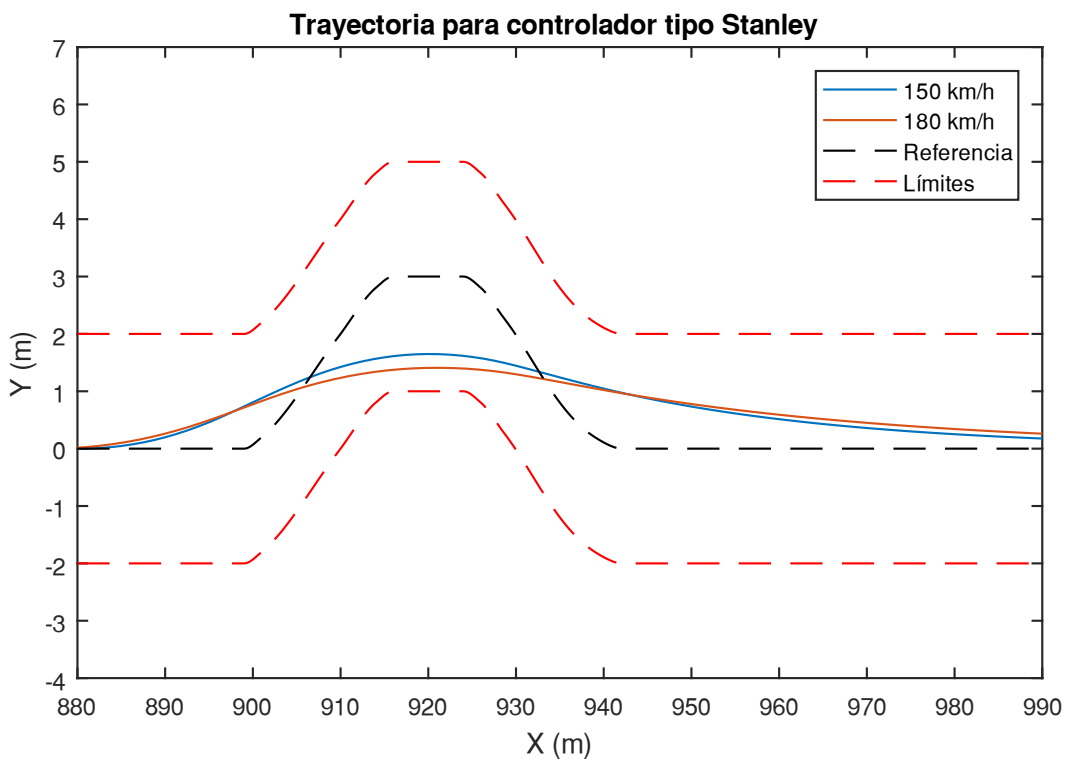


Figura 5.22: Trayectoria para el controlador tipo Stanley (150 y 180 km/h), ISO3888

- **Comparación de controladores**

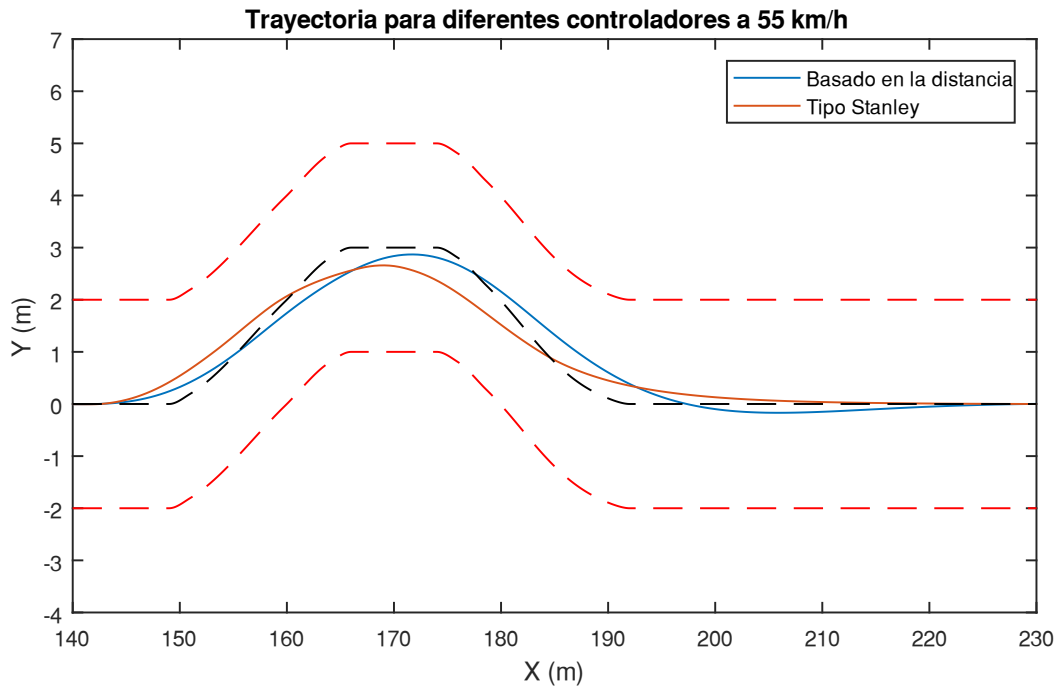


Figura 5.23: Comparación de controladores a 55 km/h, ISO3888

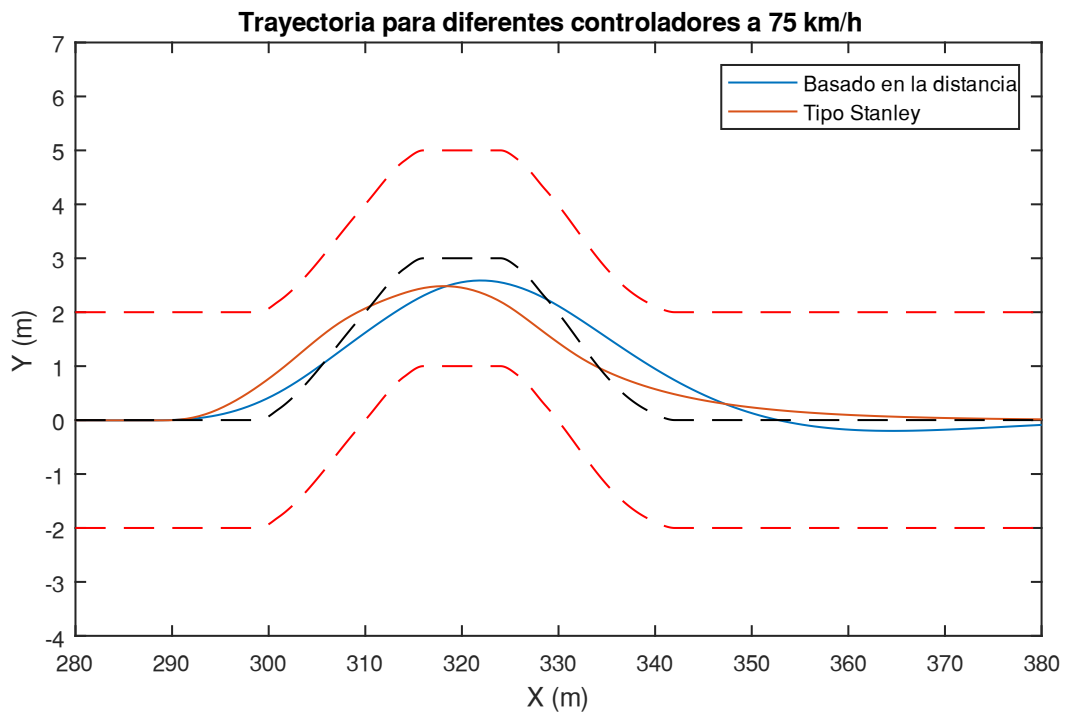


Figura 5.24: Comparación de controladores a 75 km/h, ISO3888

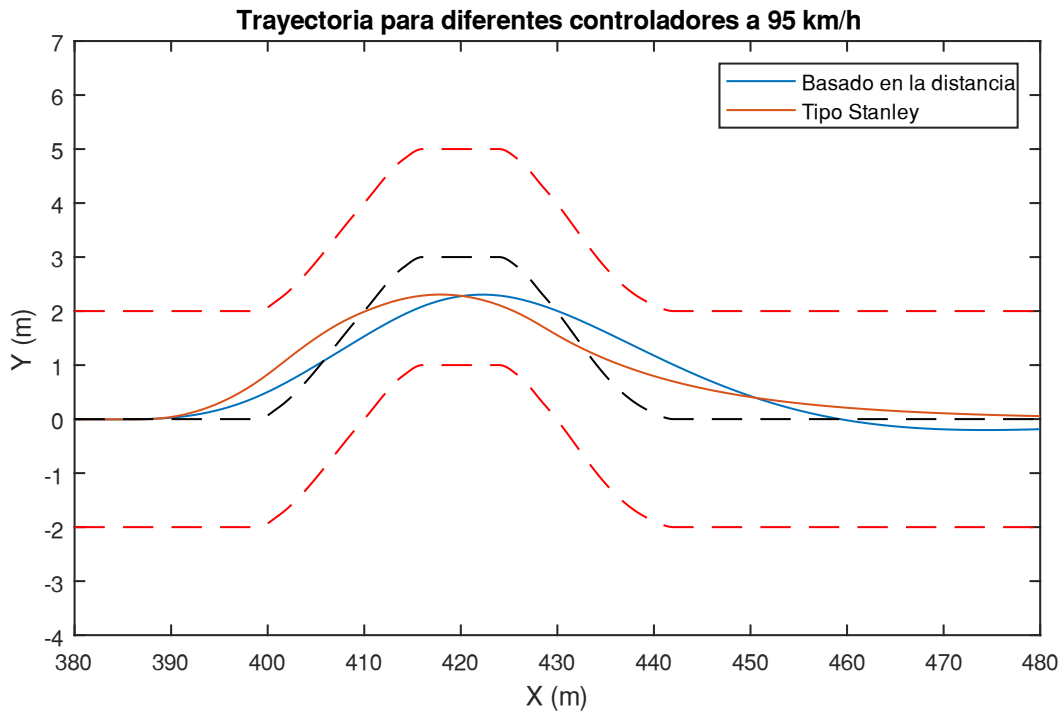


Figura 5.25: Comparación de controladores a 95 km/h, ISO3888

Al igual que se observaba en la maniobra del cambio de carril, en esta se puede ver que el controlador tipo Stanley es más brusco (menor tiempo de subida y establecimiento), mientras que el controlador más simple genera trayectorias más suaves.

### 5.2.1.3 Influencia de la ganancia $K_{\ell d}$

La distancia de *look-ahead*, como se ha explicado en 3.3.2, varía en función de la velocidad del vehículo mediante una ganancia  $K_{\ell d}$  en ambos controladores. Del valor de esta ganancia dependerá que el seguimiento de la trayectoria se efectúe correctamente en un amplio rango de velocidades. Para tratar de hacer ver al lector esto, se muestran a continuación varios ensayos de la maniobra ISO 3888 realizados con una distancia de *look-ahead* constante en lugar de dependiente de la velocidad. En este caso, se ha elegido una distancia de 10 m. Estas simulaciones se pueden ver en las figuras 5.26, 5.27 y 5.28.

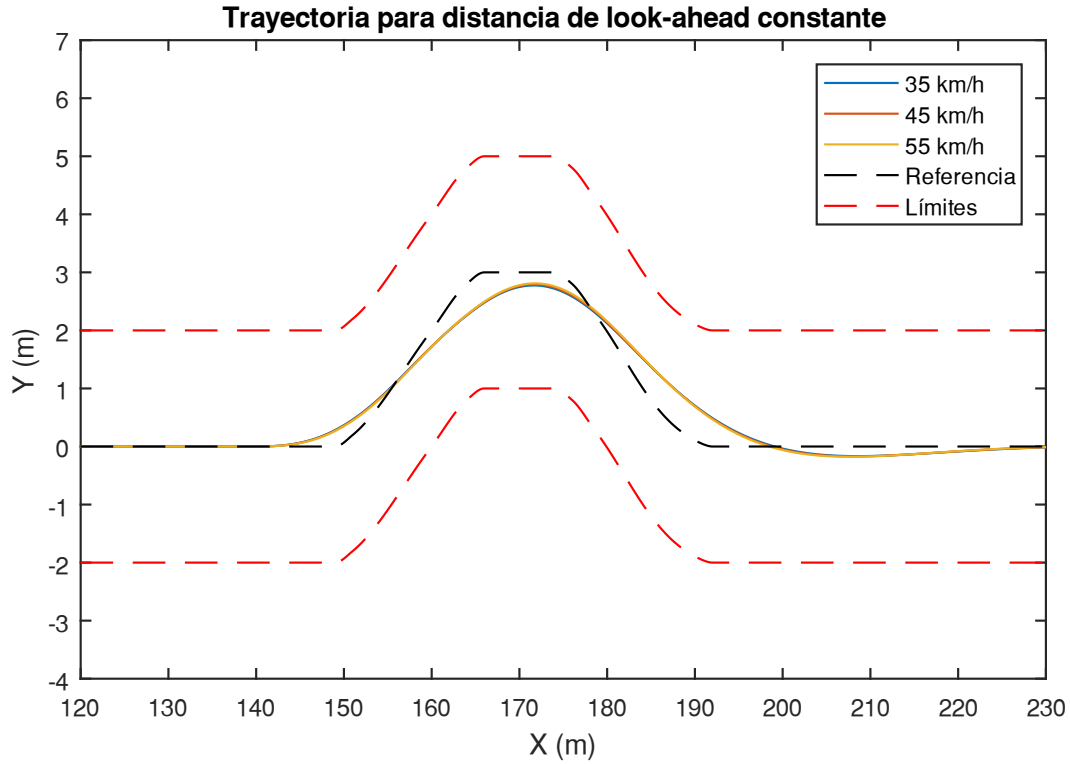


Figura 5.26: Trayectoria con la distancia de *look-ahead* constante (35-55 km/h)

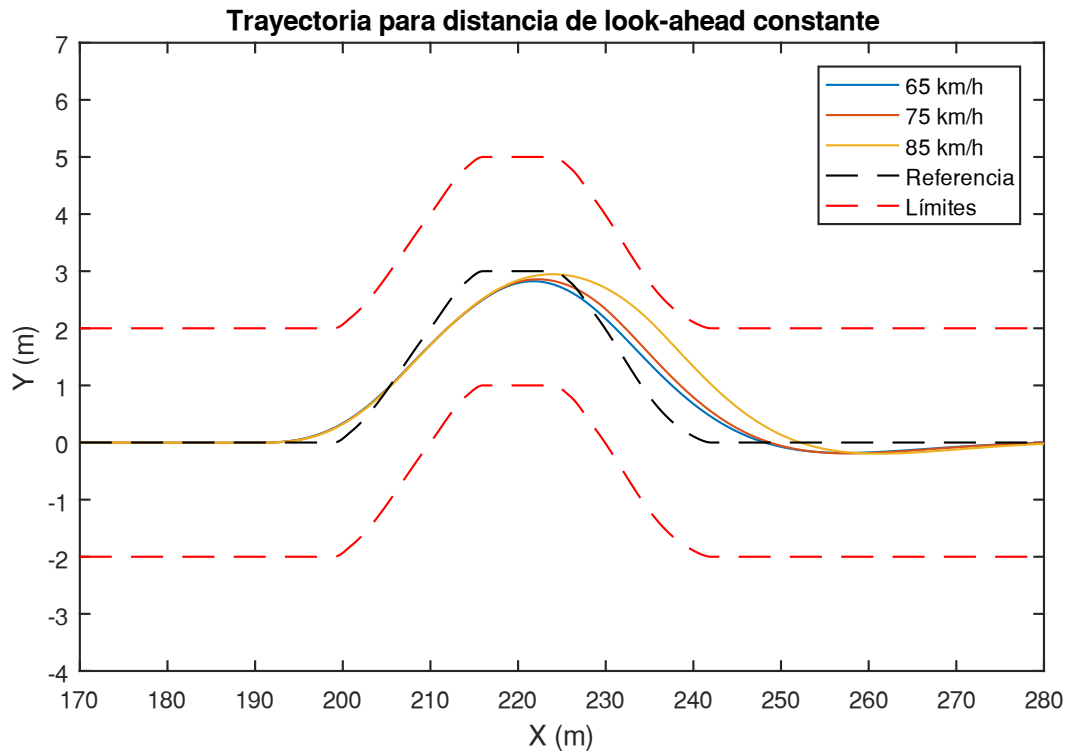


Figura 5.27: Trayectoria con la distancia de *look-ahead* constante (65-85 km/h)

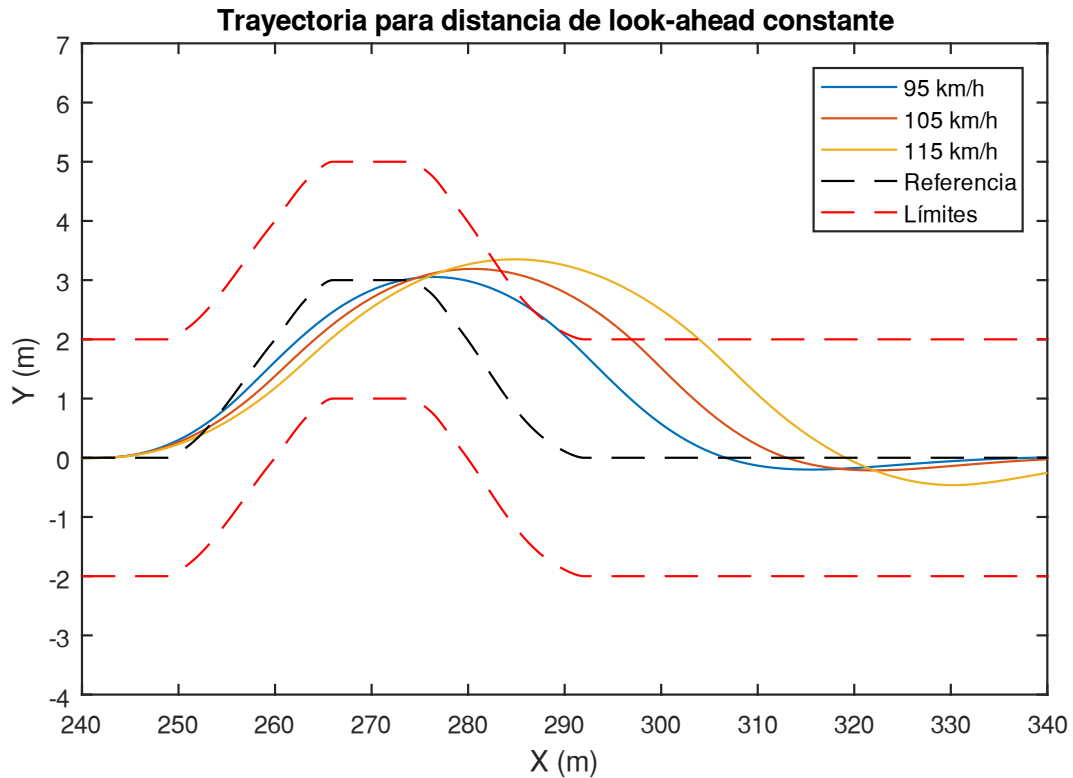
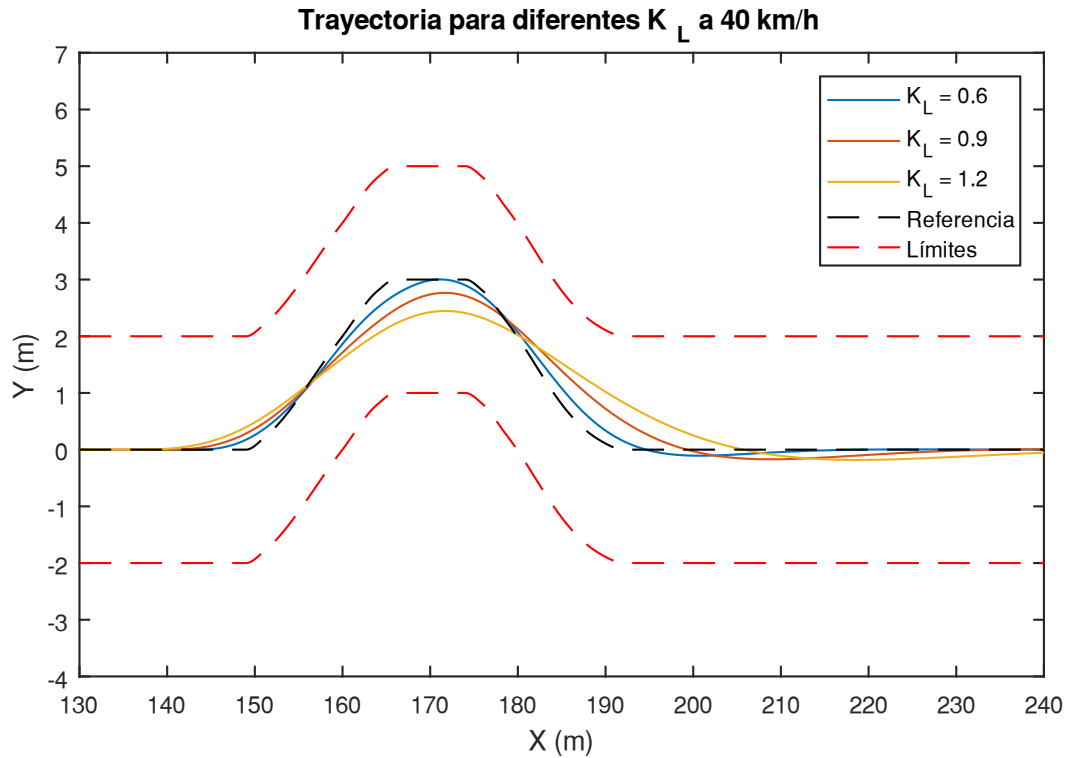
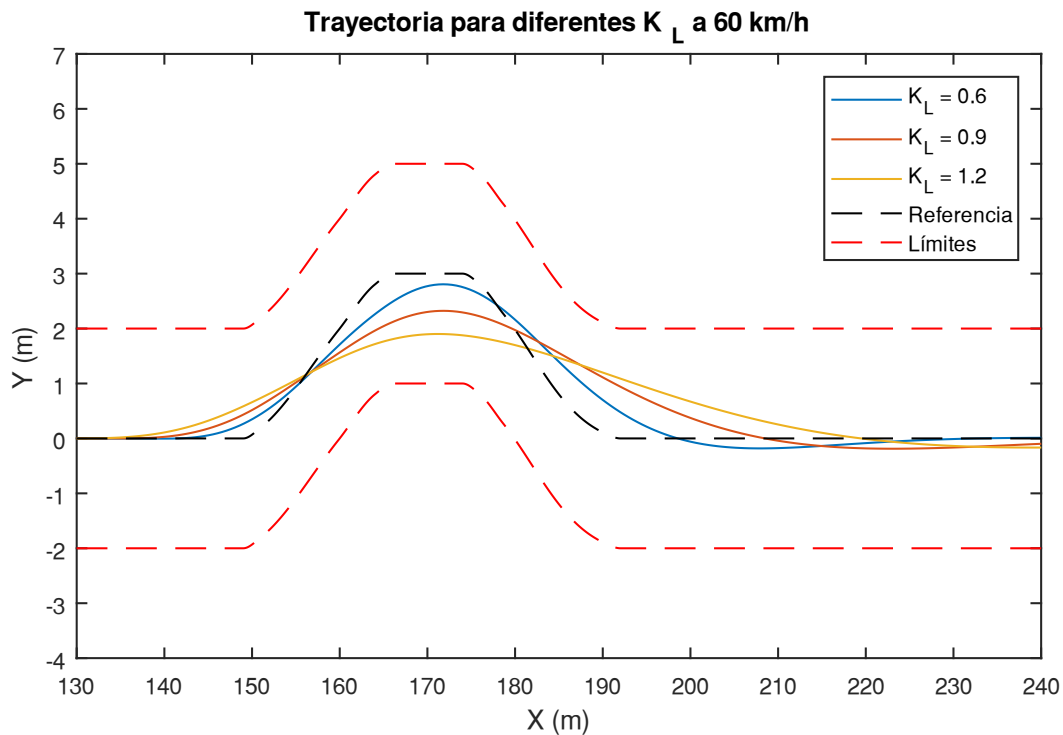


Figura 5.28: Trayectoria con la distancia de *look-ahead* constante (95-115 km/h)

Como se observa, el controlador funciona correctamente (supera la maniobra sin tocar la línea de conos), pero para un rango más estrecho de velocidades. A diferencia del controlador con la distancia de *look-ahead* variable, que supera la maniobra para velocidades de hasta 180 km/h, este solo la pasa con éxito hasta los 95 km/h.

Una vez demostrado que esta distancia debe variar con la velocidad, es necesario seleccionar la ganancia con la que lo hace. Para ello, se han simulado los siguientes escenarios con velocidad constante y cambiando la ganancia  $K_{\ell d}$ :

Figura 5.29: Influencia de  $K_{\ell d}$  a 40 km/hFigura 5.30: Influencia de  $K_{\ell d}$  a 60 km/h

Como se puede ver en las figuras superiores, cuanto menor es la ganancia, más preciso es el seguimiento de trayectoria, aunque más violento el comportamiento del sistema. Con ganancias inferiores a 0.6, se ha comprobado que el sistema comenzaba a presentar unas oscilaciones en el yaw rate que no son deseables, ya que en la conducción siempre hay que evitar comportamientos bruscos y oscilatorios, aunque con ello sacrificamos algo de precisión, ya que pueden derivar en la pérdida de control del vehículo si la inestabilidad aumenta. Por ello, nos se fijará la ganancia  $K_{\ell d}$  de 0.6, que es la que ofrece mayor precisión sin provocar

perturbaciones.

#### 5.2.1.4 Influencia de la ganancia $K_d$

A continuación, se muestra el proceso de ajuste de la ganancia del controlador. Para ello, se han llevado a cabo dos simulaciones a velocidad constante y variando la ganancia, una a 40 km/h y la otra a 60 km/h.

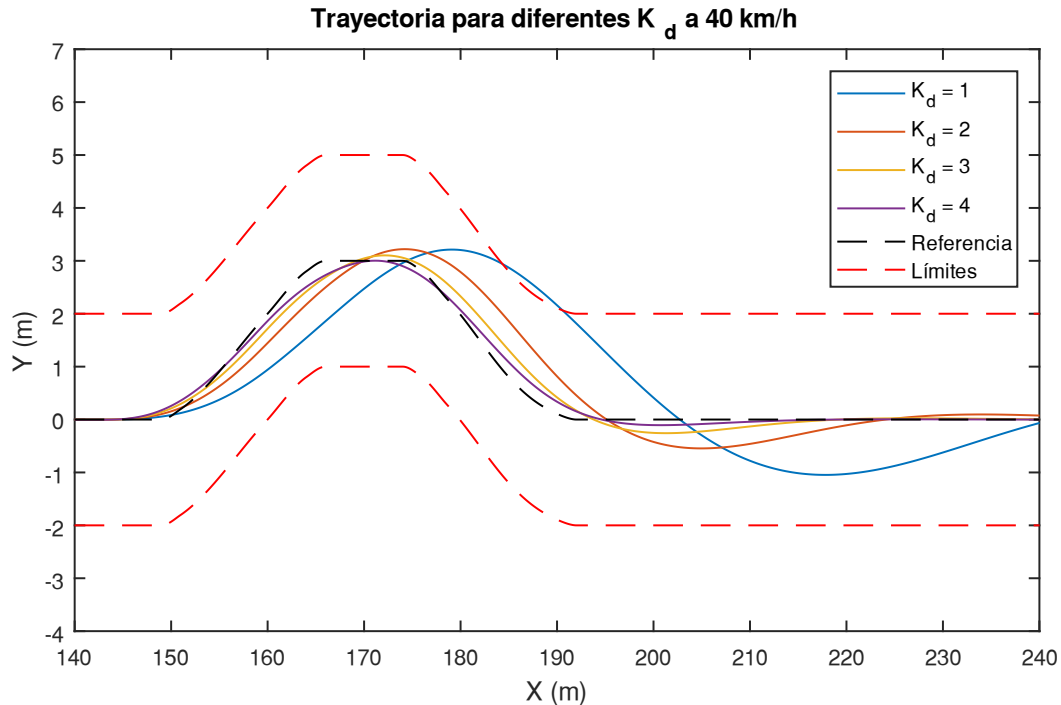


Figura 5.31: Influencia de  $K_d$  a 40 km/h

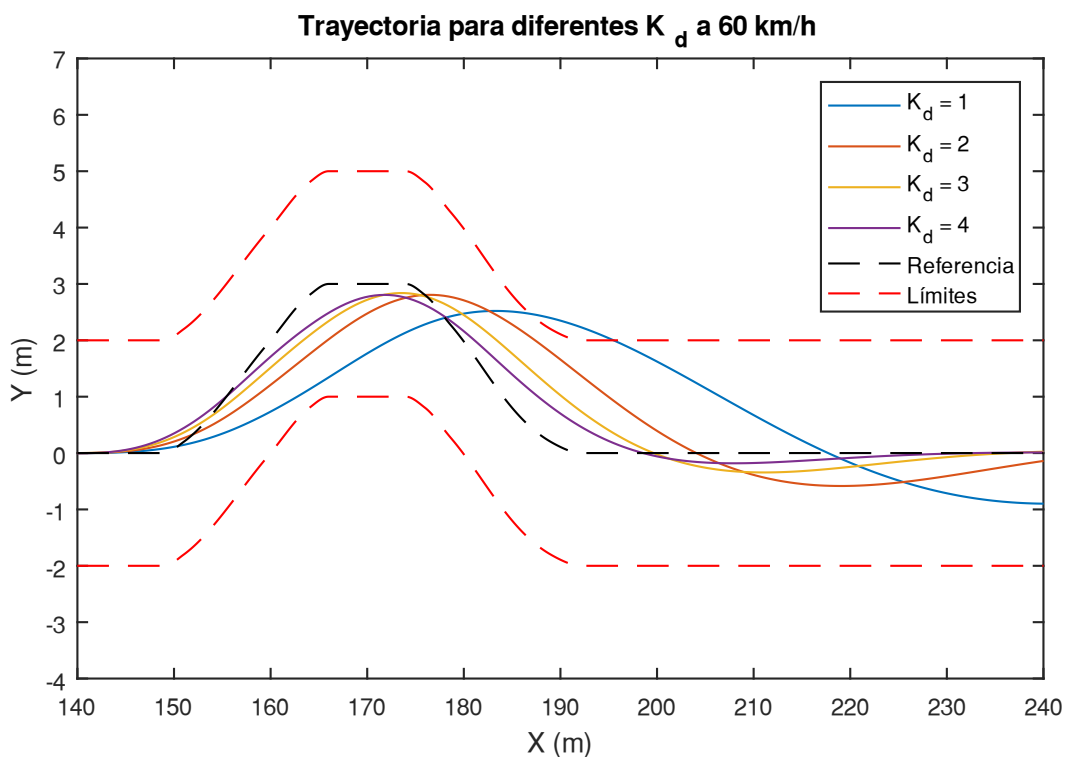


Figura 5.32: Influencia de  $K_d$  a 60 km/h

Como se ve en las simulaciones mostradas, ganancias muy pequeñas provocan que el sistema esté

subamortiguado y que este sea muy lento. En ambos casos, la ganancia óptima de las puestas a prueba es 4. No se han incluido ganancias mayores porque estas comenzaban a provocar comportamientos oscilatorios similares a los que hemos explicado en las últimas líneas de 5.2.1.3. De esta forma, se opta por una ganancia de 4 para este controlador.

## 5.2.2 Distribución del par

En este apartado se mostrarán los resultados del vehículo ante la maniobra del escalón en el ángulo de volante para los dos controladores de distribución del par propuestos. Para visualizar mejor la mejora de la distribución proporcional a las fuerzas normales con respecto al reparto equitativo, se mostrarán por separado las gráficas según la velocidad a la que se ha realizado el ensayo y en cada figura la trayectoria seguida con cada controlador.

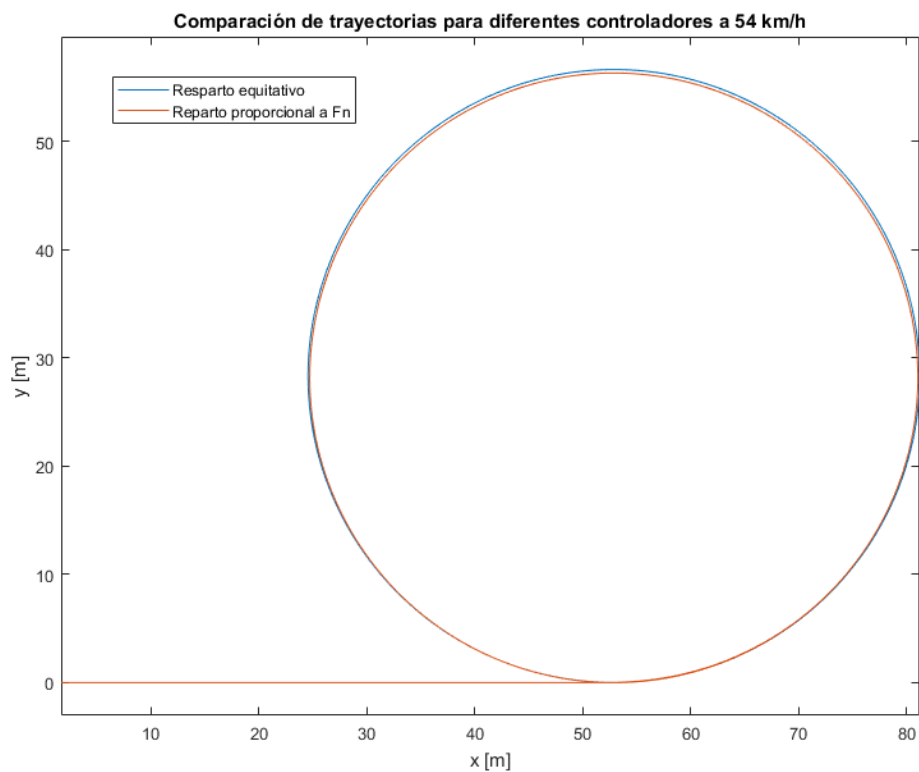


Figura 5.33: Trayectorias para la entrada en escalón (54 km/h)



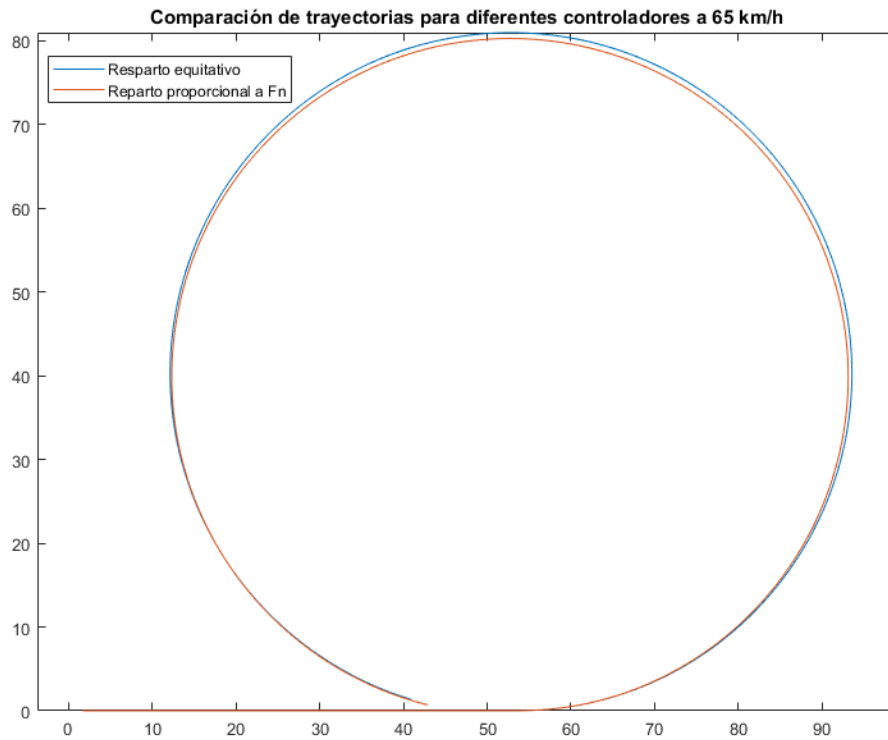


Figura 5.34: Trayectorias para la entrada en escalón (65 km/h)

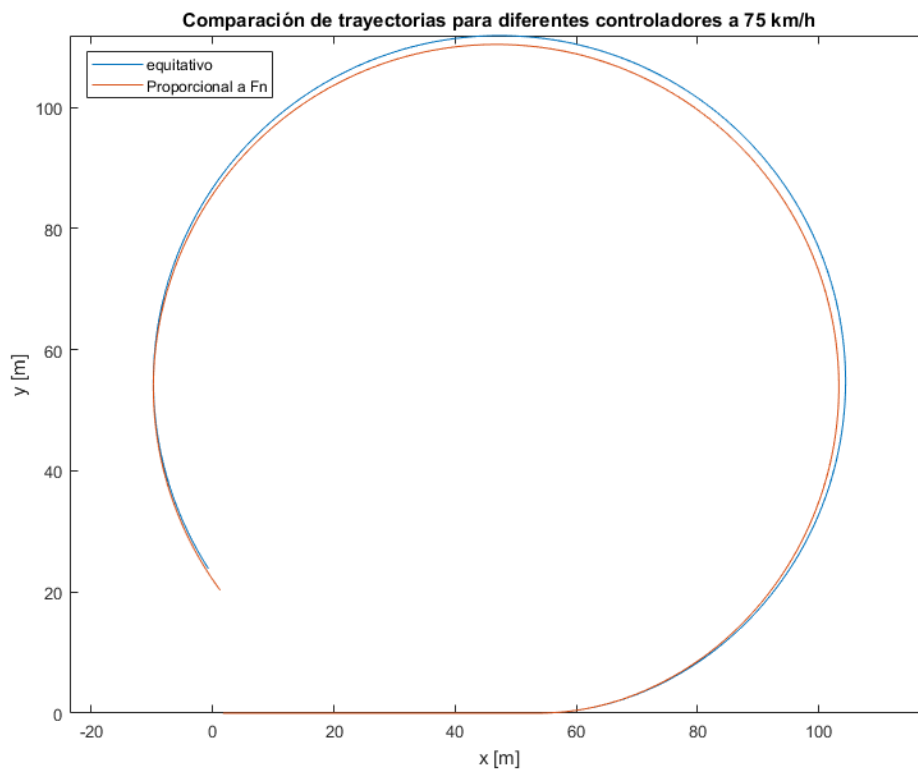


Figura 5.35: Trayectorias para la entrada en escalón (75 km/h)

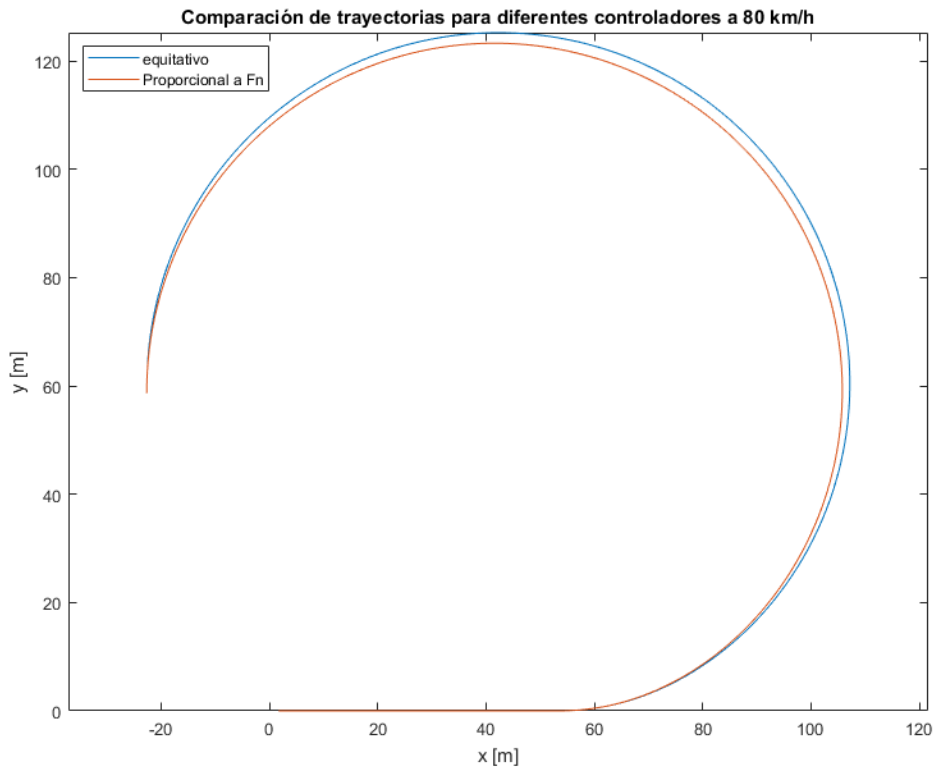


Figura 5.36: Trayectorias para la entrada en escalón (80 km/h)

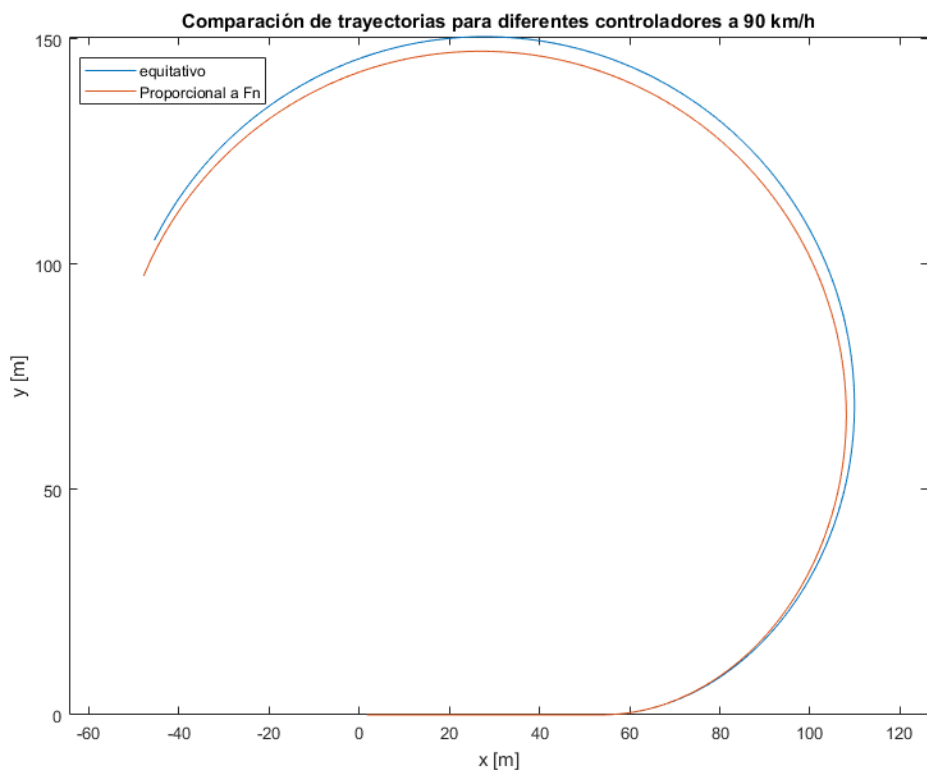


Figura 5.37: Trayectorias para la entrada en escalón (90 km/h)

Como podemos observar, el vehículo tiene una mejor capacidad de giro cuando utiliza el reparto proporcional a las fuerzas normales, lo que implica que hay una mejor tracción. Esto significa que se reduce el deslizamiento longitudinal. Esta mejora se puede apreciar mejor cuando la velocidad a la que se produce la maniobra es mayor. Esto es buena señal, ya que es en maniobras de emergencias cuando se requiere mayor

seguridad y cuando más se necesita que este sistema de reparto del par haga efecto.

### **5.2.3 Estado del coche durante las maniobras**

Además de la trayectoria, puede ser interesante observar otras magnitudes del vehículo durante las diferentes maniobras. En las figuras siguientes observamos diferentes gráficas que representan las diferentes variables que se han considerado relevantes para su observación. En este caso, se ha escogido la maniobra del cambio de carril a 75 km/h (20.83 m/s).

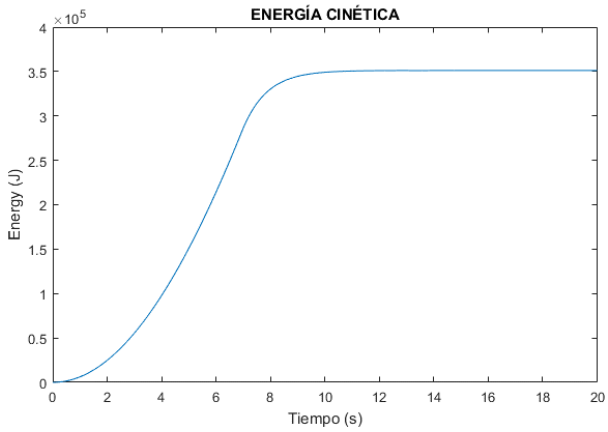


Figura 5.38: Energía cinética

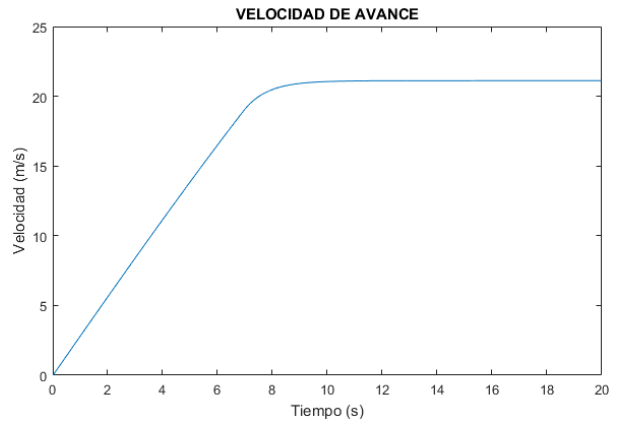


Figura 5.39: Velocidad de avance

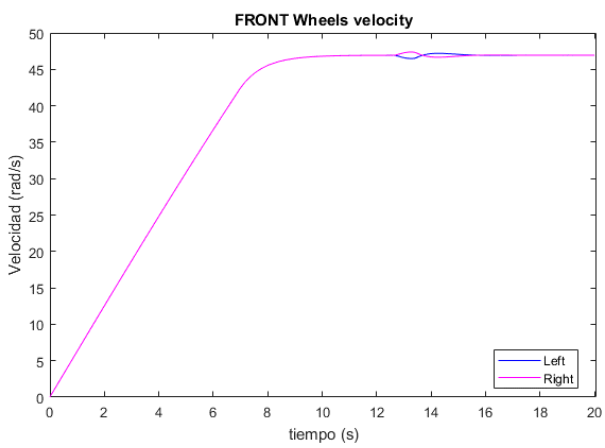


Figura 5.40: Velocidad de las ruedas delanteras

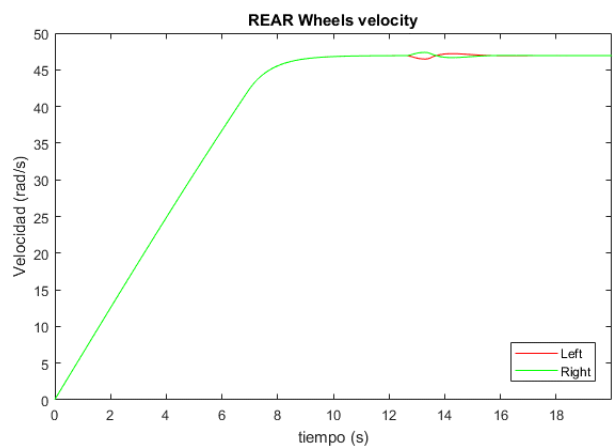


Figura 5.41: Velocidad de las ruedas traseras

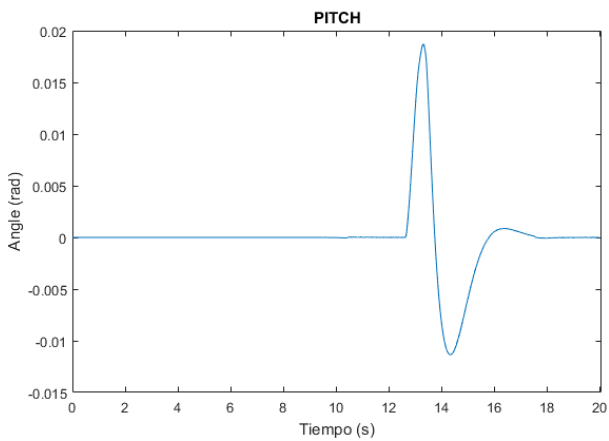


Figura 5.42: Ángulo de *pitch*

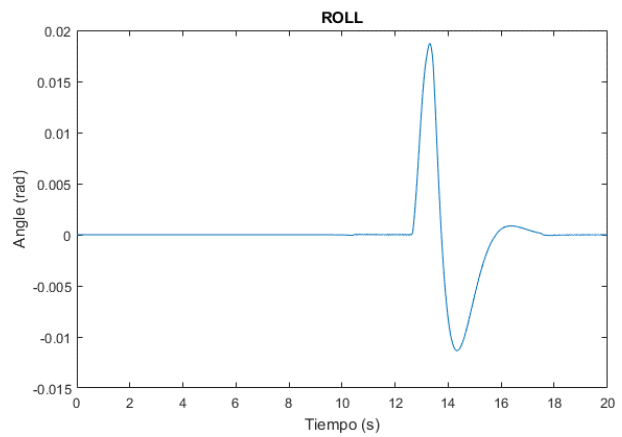


Figura 5.43: Ángulo de *roll*

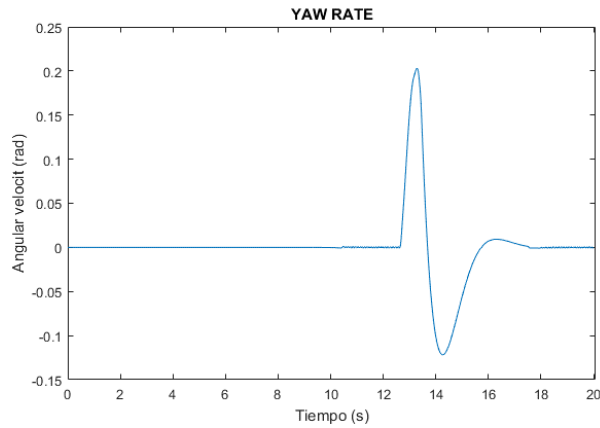


Figura 5.44: Yaw rate

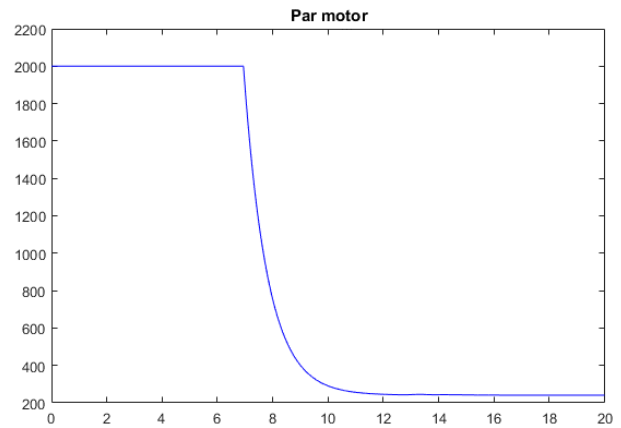


Figura 5.45: Par motor

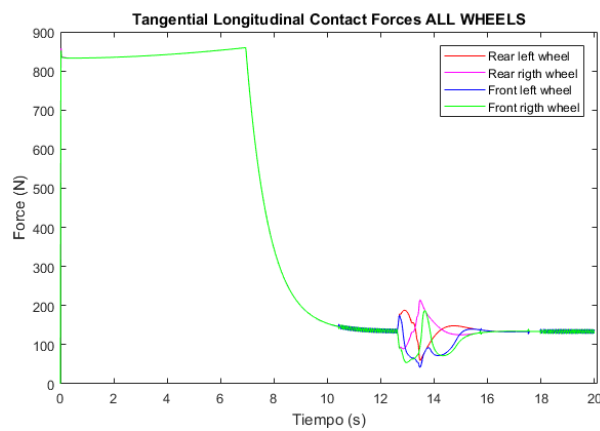


Figura 5.46: Fuerzas tangenciales longitudinales

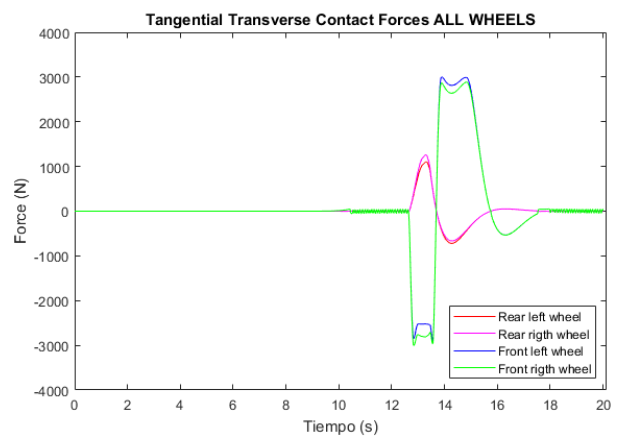


Figura 5.47: Fuerzas tangenciales transversales

Además, para la maniobra del escalón en el ángulo de volante, podemos ver los pares individuales de los motores de cada rueda para comparar su valor en cada uno de los dos algoritmos que hemos implementado.

Comparación del par motor de cada rueda para diferentes controladores

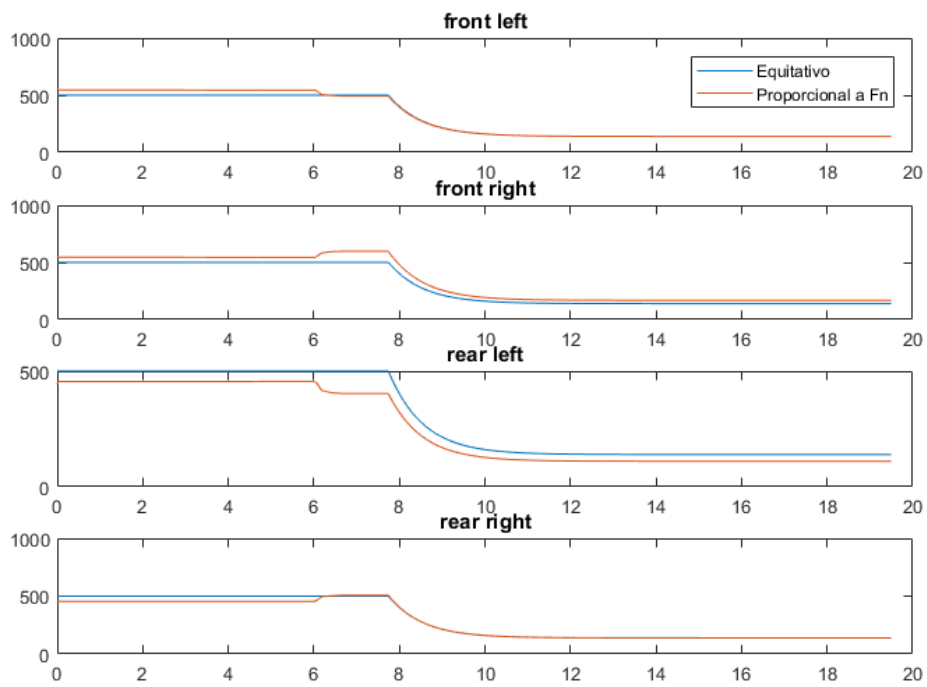


Figura 5.48: Comparación del par individual de los motores de cada rueda

## 6 CONCLUSIÓN Y TRABAJO FUTURO

---

El objetivo de este trabajo es doble. Por un lado, aportar una solución al problema de seguimiento de trayectorias, para el que se han presentado dos controladores: uno basado en la distancia y otro que incorpora también la orientación a la ley de control. Por otra parte, se pretende presentar un algoritmo de reparto del par motor que tuviera mejores resultados en cuanto a deslizamiento longitudinal que el reparto equitativo que tiene lugar en los coches de combustión convencionales y también en la mayoría de los vehículos eléctricos de cuatro motores en rueda.

En ambos casos, el objetivo se ha cumplido. Los controladores de seguimiento de trayectorias han superado las dos maniobras realizadas para velocidades mayores a las que un conductor medio no lo hubiera hecho. En el reparto del par, aunque se ha utilizado un algoritmo más simple, también se han obtenido mejores resultados que la distribución equitativa, por lo que se puede afirmar que la técnica empleada de dar mayor par motor a las ruedas más cargadas es efectiva.

A continuación, se enumeran posibles mejoras y ampliaciones en las que se podría trabajar tomando como base este trabajo.

- Validación del modelo basado en la Dinámica de Sistemas Multicuerpo empleado en este trabajo para el vehículo FOX de la Universidad de Sevilla. Para esto, se deberán realizar ensayos y comparar los resultados con datos tomados del vehículo real, ajustando los parámetros necesarios del modelo para que estos resultados se parezcan todo lo posible.
- Implementación de un sistema de planificación de trayectorias empleando la arquitectura por capas que se ha descrito en la sección 3.1.
- Implementación de un controlador de dirección para el seguimiento de trayectorias utilizando alguno de los métodos nombrados en el capítulo 3 que no se han utilizado, como el control óptimo o el control predictivo.
- Diseño e implementación de un algoritmo de distribución del par más complejo que el propuesto en este trabajo pero que se fundamente también en el concepto de aportar más par motor a las ruedas en las que se detecte mayor carga vertical.
- Aplicación de los dos controladores de dirección y del algoritmo de distribución del par propuestos al vehículo FOX, ensayándolos a las maniobras utilizadas en este trabajo (o a otras que se consideren más convenientes) y validar los mismos para su uso real.





# 7 BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] World Health Organization, Global status report on road safety 2018, 2019.
- [2] K. Korosec, «Google's Self-Driving Car Project Is Now Waymo, An Alphabet Company,» *Fortune*, 2016.
- [3] A. Watzman, «Sandstorm and Highlander Go the Distance to Take Second and Third in DARPA Grand Challenge,» [En línea]. Available: [www.cmu.edu](http://www.cmu.edu).
- [4] J. M. Snider, «Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking,» 2009.
- [5] J. L. Escalona, *Dinámica de Sistemas Multicuerpo*.
- [6] D. Marcos, «Contributions to Power Management and Dynamics Control in Hybrid Vehicles,» 2014.
- [7] J. L. Escalona y A. M. Recuero, «A bicycle model for education in multibody dynamics and real-time interactive simulation,» *Springer*, 2011.
- [8] G. Rill, *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*, CRC Press, 2011.
- [9] J. M. Recio, *Simulación dinámica interactiva de un camión articulado*, 2017.
- [10] H. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, Elsevier, 2005.
- [11] J. P. Liu, Z. B. Cheng y G. X. Ren, An Arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation of a geometrically exact Timoshenko beam running through a tube, *Acta Mechanica*, 2018.
- [12] R. Kala, *On-Road Intelligent Vehicles: Motion Planning for Intelligent Transportation Systems*, 2016.
- [13] M. Martell, *Esquema de control para conducción autónoma: aplicación al vehículo FOX*, 2019.
- [14] B. Paden, M. Cáp, D. S. Yershov y E. Frazzoli, «A survey of motion planning and control techniques for self-driving urban vehicles,» 2016.
- [15] S. Thrun, M. Montemerlo, H. Dahlkamp, D. Stavens, A. Aron, J. Diebel, P. Fong, J. Gale, M. Halpenny, G. Hoffmann, K. Lau, C. Oakley, M. Palatucci, V. Pratt, P. Stang, S. Strohband, C. Dupont, L.-E. Jendrossek, C. Koelen, C. Markey, C. Rummel, J. van Niekerk, E. Jensen, P. Alessandrini, G. Bradski, B. Davies, S. Ettinger, A. Kaehler, A. Nefian y P. Mahoney, «Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge,» *Journal of Field Robotics*, 2006.
- [16] K. Maeda, H. Fujimoto y Y. Hori, «Four-wheel driving-force distribution method based on driving stiffness and slip ratio estimation for electric vehicle with in-wheel motors,» *IEEE*, 2012.
- [17] E. González Debada, D. Marcos, C. Montero, E. F. Camacho, C. Bordons y M. A. Ridao, «Torque

distribution strategy for a four In-wheel fully electric car.» *Jornadas de Automática*, 2015.

[18] M. Lee, K. Hwang y I. S. Suh, «Independent and Integrated Torque Control of 4-Wheel Drive Electric Vehicle for Automated Driving,» *International Electric Vehicle Symposium and Exhibition*, 2015.

[19] E. El Saddik, *Digital twins: The convergence of multimedia technologies*, 2018.