

CONTROL PREDICTIVO DE LA DINÁMICA DE UN VEHÍCULO AUTÓNOMO

Guilherme V. Raffo*, Julio E. Normey-Rico[§], Francisco R. Rubio*

* Dept. Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Sevilla - España
{raffo, rubio}@cartuja.us.es

[§] Dept. de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina - Brasil
julio@das.ufsc.br

Resumen

Este trabajo presenta el diseño de un controlador predictivo basado en modelo para las dinámicas lateral y longitudinal de un vehículo autónomo. El controlador propuesto se implementa mediante una estructura en cascada con el control de la cinemática del vehículo para obtener las prestaciones deseadas a altas velocidades para el problema de seguimiento de trayectoria. Se utiliza un controlador predictivo descentralizado basado en el modelo dinámico linealizado del vehículo. Los resultados de simulación utilizando el controlador de la dinámica del vehículo en una estructura en cascada confirman que la estrategia propuesta es un solución prometedora.

Palabras clave: Vehículo autónomo, control predictivo, seguimiento de trayectoria, control de deslizamiento lateral.

1 INTRODUCCIÓN

Un campo que ha motivado muchas investigaciones en los últimos años es la navegación de robots (o vehículos) móviles autónomos (RMAs) [1, 5, 8, 12]. Dado el amplio espectro de aplicaciones en este campo, varias metodologías distintas han sido desarrolladas para tratar de los problemas de modelado, diseño y control de tales sistemas. Los RMAs pueden ser usados con diferentes propuestas, incluido el aumento del confort, optimización del consumo de gas y emisión de polución, y lo más importante, incremento de seguridad [8, 12].

La estructura de control para navegación de vehículos autónomos se organiza de forma cascada, como se presenta en la Figura 1. En el nivel más alto (nivel 4) se hace la planificación de la navegación y la generación de la trayectoria. Los algoritmos de control para seguimiento de trayectoria basados en los modelos cinemáticos están generalmente localizados en el nivel 3, mientras el control de la dinámica esta en el nivel 2. Finalmente, los sistemas de control sensor/actuador están en el nivel 1 [12].

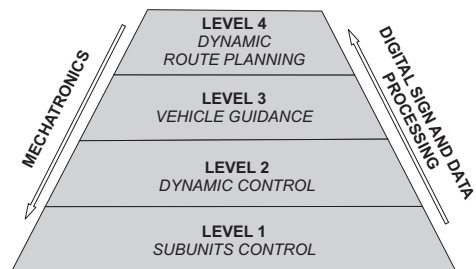


Figura 1: Niveles de control de un RMA.

Una de las cuestiones más importantes en el campo de vehículos autónomos con ruedas es el problema de seguimiento de trayectoria, que consiste en el diseño de técnicas de control que tienen el objetivo de asegurar que el vehículo seguirá un camino pre-definido [4]. Este problema es muy dependiente del modelado del vehículo, puesto que este es un requerimiento para el diseño de la ley de control. Por causa de las características multivariable y no lineal de este problema, las estrategias de diseño de control para vehículos con ruedas es una tarea muy compleja.

Los métodos de seguimiento de trayectoria están basados en la estimación del error entre la posición actual del vehículo y el camino de referencia a seguir. El problema de seguimiento de trayectoria en un vehículo autónomo puede ser abordado usando tres metodologías: (i) considerando solo el modelo cinemático; (ii) considerando solo el modelo dinámico; o (iii) considerando ambos los modelos cinemático y dinámico. Varios trabajos presentados en la literatura resuelven este problema considerando solamente modelos cinemático de los robots [14, 9]. En estos trabajos los autores argumentan que el modelo cinemático es valido cuando el robot trabaja a bajas velocidades, bajas aceleraciones, y las condiciones de carga están ligeramente por debajo de las que los robots operan [2]. El modelo cinemático no puede predecir con precisión la localización y posición del vehículo cuando estas condiciones no son cumplidas. Así, cuando los vehículos son diseñados para desempeñar trabajos pesados y para realizar trayectos a altas velocidades, el modelado dinámico de estos vehículos es muy importante

para su control.

Por otro lado, otras estrategias solo consideran el control del robot a partir del modelo dinámico [2]. En [11, 13] el seguimiento de trayectoria se ejecuta usando solo las dinámicas del vehículo, mientras su posicionamiento se obtiene a través de la integración de los estados del modelo dinámico.

Esta claro que una representación completa debe considerar el modelo cinemático describiendo la posición y orientación del robot, y el modelo dinámico describiendo el efecto de las fuerzas generalizadas aplicadas. Solo unas pocas soluciones son presentadas en la literatura enfocando este problema [7].

Sin embargo, los vehículos están dotados de partes mecánicas y electrónicas, las cuales están sujetas a limitaciones físicas del sistema. Así, cuando las restricciones pueden ser consideradas, los algoritmos CPBM se presentan como una interesante elección. Además, el CPBM permite utilizar referencias previamente conocidas y poder utilizarlas en el cálculo de la ley de control [9].

El CPBM calcula las acciones de control para un determinado horizonte de tiempo futuro, minimizando una determinada función de coste con respecto a determinadas variables de decisión y considerando un conjunto de restricciones impuestas. Utiliza un modelo explícito del proceso para realizar el cálculo de la predicción del comportamiento futuro [3].

Dado que las trayectorias son normalmente conocidas y que puede ser usada una instrumentación adecuada en el vehículo que informe sobre su desplazamiento y localización, o bien con información del entorno donde se encuentra, el controlador predictivo se presenta como muy apropiado para esta tarea. Además de conducir el vehículo suavemente y mejorar su autonomía el CPBM puede ser fácilmente extendido a sistemas multivariables.

En este trabajo se presenta un controlador predictivo aplicado a la dinámica de un vehículo autónomo (nivel 2 de la Figura 1). Este controlador se utiliza en una estructura en cascada con el controlador de la cinemática presentado en [10].

El trabajo esta organizado de la siguiente manera: primeramente son presentados la descripción del vehículo y su modelo dinámico. En 3 se describe la estrategia utilizada. El apartado 4 aborda la estructura cascada describiendo el control predictivo para la dinámica, así como resultados de simulación. El artículo termina con las conclusiones del trabajo.

2 DESCRIPCIÓN Y MODELO DINÁMICO DEL VEHÍCULO



Figura 2: Vehículo Autónomo Mini-Baja.

El vehículo autónomo utilizado en este estudio es un Mini-Baja (Figura 2), un vehículo de aproximadamente $200kg$ con tracción en las ruedas traseras y un motor de combustión de cuatro tiempos. Estas ruedas son fijas y paralelas al eje longitudinal del vehículo. La conducción del vehículo es realizada a través del eje de las ruedas delanteras que posee un ángulo máximo de giro de $\sim 0,79rad$. Los parámetros del vehículo Mini-Baja son presentados en la Tabla 1.

Para desarrollar el controlador de la dinámica del vehículo, en primer lugar se obtiene un modelo matemático. Por otro lado, debido al hecho de utilizar un CPBM lineal para la implementación, el modelo matemático ha tenido que ser manipulado a fin de obtener un modelo lineal.

El análisis de las dinámicas del vehículo se realiza cuando la masa, la carga y la potencia necesaria para moverlo son consideradas. En diversas aplicaciones es necesario controlar las dinámicas del vehículo para garantizar que el vehículo seguirá el camino especificado con buen desempeño en velocidades más altas [2]. Se ha obtenido el modelo dinámico de un robot móvil del tipo Ackerman, el cual es similar a un coche convencional, a través de las Leyes de Newton y considerando que el vehículo se mueve en una superficie plana. El modelo comprende los movimientos longitudinal y lateral que son usados en el control de velocidad longitudinal y lateral, respectivamente. Debido a que las variaciones de velocidad son más lentas que los movimientos de dirección, una estructura de control cascada para las dinámicas puede ser utilizada.

2.1 MODELO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO ACKERMAN

El modelo dinámico se obtiene analizando las fuerzas que ocasionan desplazamiento lateral y longitudinal en el plano $x_L - y_L$ del sistema de coordenadas fijo en el vehículo y movimientos de rotación en torno del eje z_L .

Sin embargo para el control de seguimiento de trayectoria, algunas simplificaciones deben ser consideradas: se asume que el CM (centro de masa) está al nivel del suelo, las influencias aerodinámicas están concentradas en un punto CA (centro aerodinámico), los movimientos de suspensión son despreciables, el peso es igualmente distribuido a lo largo del chasis y las ruedas de un mismo eje son representadas por una rueda posicionada en el centro de este. Por lo tanto, los movimientos de rotación alrededor de los ejes x_L y y_L pueden ser despreciados. Estas simplificaciones llevan al modelo de bicicleta bien conocido de un vehículo tipo Ackerman [5].

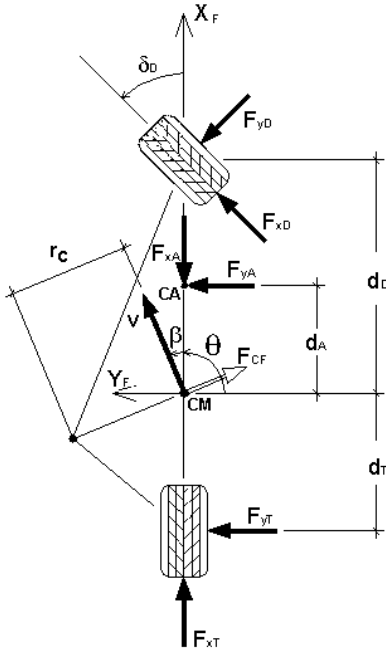


Figura 3: Diagrama de Fuerzas del Automóvil.

El análisis del diagrama de fuerzas presentado en la Figura 3 conduce a las ecuaciones (1)-(3), las cuales relacionan las componentes de fuerza en x_L y y_L y los pares alrededor del eje z_L .

- Equilibrio de fuerzas actuantes en el eje x_L :

$$\begin{aligned} F_{CF} \cdot \sin\beta + F_{xT} - F_{xA} + F_{xD} \cdot \cos\delta_D \\ - F_{yD} \cdot \sin\delta_D = m \cdot \dot{v} \cdot \cos\beta ; \end{aligned} \quad (1)$$

- Equilibrio de fuerzas actuantes en el eje y_L :

$$\begin{aligned} -F_{CF} \cdot \cos\beta + F_{yT} + F_{yA} + F_{xD} \cdot \sin\delta_D \\ + F_{yD} \cdot \cos\delta_D = m \cdot \dot{v} \cdot \sin\beta . \end{aligned} \quad (2)$$

- Equilibrio de pares alrededor del eje :

$$\begin{aligned} (F_{yD} \cdot \cos\delta_D + F_{xD} \cdot \sin\delta_D) \cdot d_D - F_{yT} \cdot d_T \\ + F_{yA} \cdot d_A = J_z \cdot \ddot{\theta} . \end{aligned} \quad (3)$$

donde β es el ángulo de deslizamiento lateral del chasis, $\dot{\theta}$ es la velocidad de rotación del vehículo en el CM, v es la velocidad lineal del vehículo en el CM, r_c es el radio de curvatura, J_z es el momento de inercia total alrededor del eje vertical, d_D y d_T son las distancias del eje delantero y trasero al centro de gravedad, respectivamente, c_D y c_T son los coeficientes de adherencia de los neumáticos delanteros y traseros, respectivamente, m es la masa total del carro, F_{CF} es la fuerza centrífuga, F_{xD} y F_{yD} son las fuerzas de tracción en la rueda delantera, F_{xT} y F_{yT} son las fuerzas de tracción en la rueda trasera y F_{xA} y F_{yA} son las fuerzas aerodinámicas.

Basándose en las ecuaciones (1)-(3) y en el desarrollo de las fuerzas presentado previamente, un nuevo conjunto de ecuaciones describiendo el comportamiento dinámico del vehículo con respecto a las variables deseadas (β , $\dot{\theta}$ y v) puede ser obtenido:

$$\begin{aligned} \dot{\beta} = \dot{\theta} \cdot \left(\frac{c_T d_T - c_D d_D \cos\delta_D}{m v^2 \cos\beta} - 1 \right) + \frac{c_a A_c v r_c}{2 m \cos\beta} \\ - \beta \left(\frac{c_T + c_D \cos\delta_D}{m v \cos\beta} \right) - \frac{\dot{v} t g \beta}{v} \\ + \frac{F_{xD} \sin\delta_D}{m v \cos\beta} + \frac{c_D \delta_D \cos\delta_D}{m v \cos\beta} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = \frac{\beta}{J_z} (c_T d_T - c_D d_D \cos\delta_D) + \frac{c_a A_c v^2 r_c d_A}{2 J_z} \\ + \frac{F_{xD} d_D \sin\delta_D}{J_z} + \frac{c_D d_D \delta_D \cos\delta_D}{J_z} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} - \frac{\dot{\theta}}{J_z v} (c_T d_T^2 + c_D d_D^2 \cos\delta_D) \\ \dot{v} = v t g(\beta) (\dot{\theta} + \dot{\beta}) + \frac{F_{xT}}{m \cos\beta} - \frac{c_a A_c v^2 r_c}{2 m \cos\beta} \\ + \frac{F_{xD} \cos\delta_D}{m \cos\beta} - \frac{c_D \sin\delta_D}{m \cos\beta} \left(-\beta + \delta_D - \frac{d_D \dot{\theta}}{v} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

2.1.1 Modelo Dinámico Linealizado

El modelo dinámico es linealizado para su aplicación con el CPBM lineal. El modelo lineal se

obtiene en dos fases. Primero, resolviendo la expresión de las dinámicas del ángulo del vector velocidad, β , con respecto al eje x , y las dinámicas de la velocidad angular, $\dot{\theta}$, considerando la velocidad lineal constante. Así, en una segunda fase, un modelo linealizado de la velocidad del vehículo es identificado. Este procedimiento es necesario porque la dinámica de velocidad es significativamente más lenta que los otros elementos del modelo dinámico. En otras palabras, el periodo de muestreo para el bucle de control de v es más grande que para el bucle de β y $\dot{\theta}$, y durante $T_v/T_{\beta, \dot{\theta}}$ periodos de muestreo la velocidad v puede ser considerada constante.

Para las expresiones dinámicas (4) y (5) las variaciones de los ángulos β y δ_D pueden ser consideradas pequeñas en cada periodo de muestreo. Por lo tanto, expandiendo $\cos\beta$, $\sin\beta$, $\cos\delta_D$ y $\sin\delta_D$ usando Series de Taylor y truncándolas después del primer termino, $\cos\beta \simeq 1$, $\sin\beta \simeq \beta$, $\cos\delta_D \simeq 1$ y $\sin\delta_D \simeq \delta_D$ puede ser considerado. Para el vehículo usado en este trabajo las fuerzas aerodinámicas son muy pequeñas y pueden ser despreciadas. Entonces, las expresiones linealizadas para β y $\dot{\theta}$ conducen a [6]:

$$\dot{\beta} = \dot{\theta} \cdot \left(\frac{c_T \cdot d_T - c_D \cdot d_D}{m \cdot v^2} - 1 \right) - \beta \cdot \left(\frac{c_T + c_D}{m \cdot v} \right) + \frac{F_{xD} \cdot \delta_D}{m \cdot v} + \frac{c_D \cdot \delta_D}{m \cdot v} \quad (7)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{\beta}{J_z} \cdot (c_T \cdot d_T - c_D \cdot d_D) + \frac{c_D \cdot d_D \cdot \delta_D}{J_z} - \frac{\dot{\theta}}{J_z \cdot v} \cdot (c_T \cdot d_T^2 + c_D \cdot d_D^2) + \frac{F_{xD} \cdot d_D \cdot \delta_D}{J_z} \quad (8)$$

El modelo dinámico resultante, por lo tanto, es válido para aceleraciones laterales hasta $4m/s^2$ [5]. Además, con el objetivo de obtener un movimiento sin deslizamiento lateral, β debe tener el mismo signo que el ángulo de dirección δ_D . Así que, analizando la ganancia estática de la función de transferencia $\beta(s)/\delta_D(s)$ y usando las ecuaciones (7) y (8), se obtiene la siguiente relación:

$$K_{e\beta} = \frac{c_T c_D d_T (d_T + d_D) - c_D d_D m v^2}{c_T c_D (d_T + d_D)^2 + m v^2 (c_T d_T - c_D d_D)} > 0, \quad (9)$$

$$v_{max} < \sqrt{\frac{c_T d_T (d_T + d_D)}{d_D m}}. \quad (10)$$

Notar que la máxima velocidad del vehículo (v_{max}) es dependiente del coeficiente de adherencia del neumático trasero, y es el único parámetro variable. A partir de esta relación se define la velocidad donde el uso del controlador de la dinámica del vehículo se torna necesario para el problema de seguimiento de trayectoria. En el apartado 4 se presentan simulaciones que corroboran que controlando el vehículo solo con la cinemática con $v > v_{max}$ se pierden prestaciones.

El modelo dinámico de la velocidad linealizado se calcula considerando que, en cada periodo de muestreo, la velocidad angular y el ángulo de deslizamiento del chasis son idénticos a los valores de referencia. Este modelo fue obtenido experimentalmente a través del análisis de la respuesta al escalón del sistema, presentado en [6]. Como el vehículo de test tiene tracción solo en el eje trasero, la fuerza F_{xD} es despreciada y solo la fuerza F_{xT} es considerada, la cual es proporcional al par del motor de combustión. Por ello, la variable de entrada del modelo puede ser la aceleración angular de la rueda trasera $\dot{\omega}_{RT}$. En este trabajo se ha considerado que el vehículo esta en movimiento y el motor de combustión esta funcionando en régimen permanente, así las no-linealidades de este tipo de motor son también ignoradas. Por lo tanto, la ecuación diferencial que relaciona la velocidad y la aceleración angular de la rueda trasera es definida como un sistema lineal de segundo orden [6]:

$$\ddot{v} = -\frac{(T_{Mgas} + T_V)}{T_{Mgas} \cdot T_V} \cdot \dot{v} - \frac{1}{T_{Mgas} \cdot T_V} \cdot v + \frac{V_{V_{accel}}}{T_{Mgas} \cdot T_V} \cdot \dot{\omega}_{RT}, \quad (11)$$

donde T_{Mgas} y T_V son las constantes de tiempo del motor y del vehículo, respectivamente, y $V_{V_{accel}}$ representa la ganancia del sistema.

3 ESTRATEGIA DE CONTROL

La estrategia de control utilizada en este trabajo esta basada en la idea de la Figura 1.

Aquí solo se analiza el nivel de control 2. El control de la cinemática (nivel 3) para seguimiento de trayectoria fue presentado en [10]. Los sistemas de control local (nivel 1) utilizados para actuar directamente en el acelerador, frenos y volante se consideran definidos. El sistema de supervisión en el nivel 4 calcula la trayectoria deseada para unir la posición inicial y final predefinida en el sistema de coordenadas globales. También, en este nivel se ejecuta un algoritmo adaptativo que define el parámetro *lookahead* de la estrategia *Pure Pursuit*. Con esta información, la trayectoria de aproximación se calcula con la finalidad de generar señales de referencia para los controladores predictivos del tercer nivel y de la velocidad.

El control cinemático puede generar un comportamiento aceptable cuando las velocidades y aceleraciones del vehículo están por debajo de determinados limites, donde el efecto de la masa y la carga podrían ser despreciados. Este no es el caso del vehículo analizado cuando es necesario que trabaje a velocidades $> v_{max}$. Así, un controlador predictivo se utiliza para controlar las dinámicas del vehículo. Este controlador es implementado en una estructura cascada con el controlador de la

cinemática, por lo que sus señales de control futuras son usadas como señales de referencia en el bucle de control de la dinámica.

Tres son las variables controladas en este nivel: la velocidad longitudinal, la velocidad angular y ángulo de deslizamiento del chasis. Como las dinámicas de velocidad son más lentas que las otras dos dinámicas, se propone un controlador descentralizado. Se utilizan, un GPC monovariable para en el control de velocidad y un GPC multivariable para el control de la velocidad angular y del ángulo de deslizamiento del chasis, por lo que el ángulo de dirección de la rueda delantera es una variable manipulada. El desarrollo de cada uno de estos controladores se analiza en el próximo apartado.

4 CONTROL PREDICTIVO APLICADO AL MODELO DINÁMICO

Para mejorar el comportamiento en bucle cerrado se utiliza una configuración en cascada con los controladores dinámico y cinemático. La estructura cascada se representa en 4.

La ecuación (6) se utiliza para representar el modelo dinámico de velocidad del vehículo mientras las ecuaciones (4) y (5) son utilizadas, respectivamente, para el modelo dinámico del ángulo de deslizamiento del chasis y para la dinámica de la velocidad angular.

Para el diseño del controlador de la dinámica de velocidad las otras dos se ignoran. Esta aproximación simplifica el controlador y está basada en la observación que las variaciones de velocidad son más lentas que las dinámicas de las otras dos variables. Para el controlador de las variables β y $\dot{\theta}$ se asume que la velocidad es constante durante un periodo de muestreo. La función de transferencia para los dos controladores dinámicos fueran derivadas de las ecuaciones (7), (8) y (11). Los siguientes modelos fueron obtenidos:

$$G(s)_{\beta, \dot{\theta}} = \frac{1}{s^2 + (a+d)s + (ad-bc)} \begin{bmatrix} es + de + bf \\ fs + af + ce \end{bmatrix} \quad (12)$$

donde:

$$a = \frac{c_T + c_D}{m \cdot v}, \quad b = \frac{c_T \cdot d_T - c_D \cdot d_D}{m \cdot v^2} - 1,$$

$$c = \frac{c_T \cdot d_T - c_D \cdot d_D}{J_z}, \quad d = \frac{c_T \cdot d_T^2 + c_D \cdot d_D^2}{J_z \cdot v},$$

$$e = \frac{c_D + F_{xD}}{m \cdot v}, \quad f = \frac{d_D \cdot (c_D + F_{xD})}{J_z}.$$

y la función de transferencia que relaciona la velocidad tangencial del vehículo con la aceleración

angular de la rueda de tracción es dada por:

$$G(s)_{vel} = \frac{V_{acel}}{T_{Mgas} T_V s^2 + (T_{Mgas} + T_V) s + 1}. \quad (13)$$

Utilizando las funciones de transferencias (12) y (13) discretizadas se obtienen los polinomios $\mathbf{A}(z^{-1})$ e $\mathbf{B}(z^{-1})$ del sistema y, con estos, se llega al modelo CARIMA,

$$\mathbf{A}(z^{-1}) \cdot \mathbf{y}(k) = \mathbf{B}(z^{-1}) \cdot \mathbf{u}(k-1) + \frac{\mathbf{C}(z^{-1})}{\Delta} \cdot \mathbf{e}(k), \quad (14)$$

El algoritmo GPC se ejecuta en los dos bucles de control del modelo dinámico del vehículo. Este controlador consiste en el cálculo de la ley de control que minimice la función de coste definida por:

$$\mathbf{J} = (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}_r)' \mathbf{Q} (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}_r) + \Delta \mathbf{u}' \mathbf{R} \Delta \mathbf{u} \quad (15)$$

donde el vector de predicción $\hat{\mathbf{y}}$ se obtiene utilizando el modelo CARIMA. La predicción puede ser calculada como una función de las acciones de control futuro $\Delta \mathbf{u}$ y la respuesta libre \mathbf{f} :

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{G} \Delta \mathbf{u} + \mathbf{f}, \quad (16)$$

donde la matriz \mathbf{G} es una matriz de respuesta a escalón constante.

En el caso sin restricciones la solución de la función de coste es dada de forma analítica:

$$\Delta \mathbf{u}(k) = \mathbf{k} \cdot (\mathbf{y}_r - \mathbf{f}) \quad (17)$$

donde \mathbf{k} es la primera fila de la matriz $(\mathbf{G}' \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{G} + \mathbf{R})^{-1} \cdot \mathbf{G}' \cdot \mathbf{Q}$ y \mathbf{y}_r es el vector de referencias futuras. En el caso con restricciones, un algoritmo de optimización resuelve el problema en cada periodo de muestreo.

Las leyes de control lineal utilizadas para controlar el modelo dinámico del vehículo sin considerar restricciones son definidas como sigue:

$$\Delta \delta_D(k) = K \cdot (\mathbf{y}_{ref} - \mathbf{f}), \quad \mathbf{y}_{ref} = \begin{bmatrix} \beta_{ref}(k+1) \\ \vdots \\ \beta_{ref}(k+N_{2\beta}) \\ \dot{\theta}_{ref}(k+1) \\ \vdots \\ \dot{\theta}_{ref}(k+N_{2\dot{\theta}}) \end{bmatrix} \quad (18)$$

y

$$\Delta \omega_{RT}(k) = K \cdot (\mathbf{v}_{ref} - \mathbf{f}), \quad \mathbf{v}_{ref} = \begin{bmatrix} v_{ref}(k+1) \\ \vdots \\ v_{ref}(k+N_{2v}) \end{bmatrix} \quad (19)$$

También se ha incluido un filtro paso bajo en la referencia de velocidad como: $v_{refF}(k+1) = \alpha \cdot v_{refF}(k) + (1 - \alpha) \cdot v_{ref}(k)$, donde $\alpha = 0,95$ fue sintonizado.

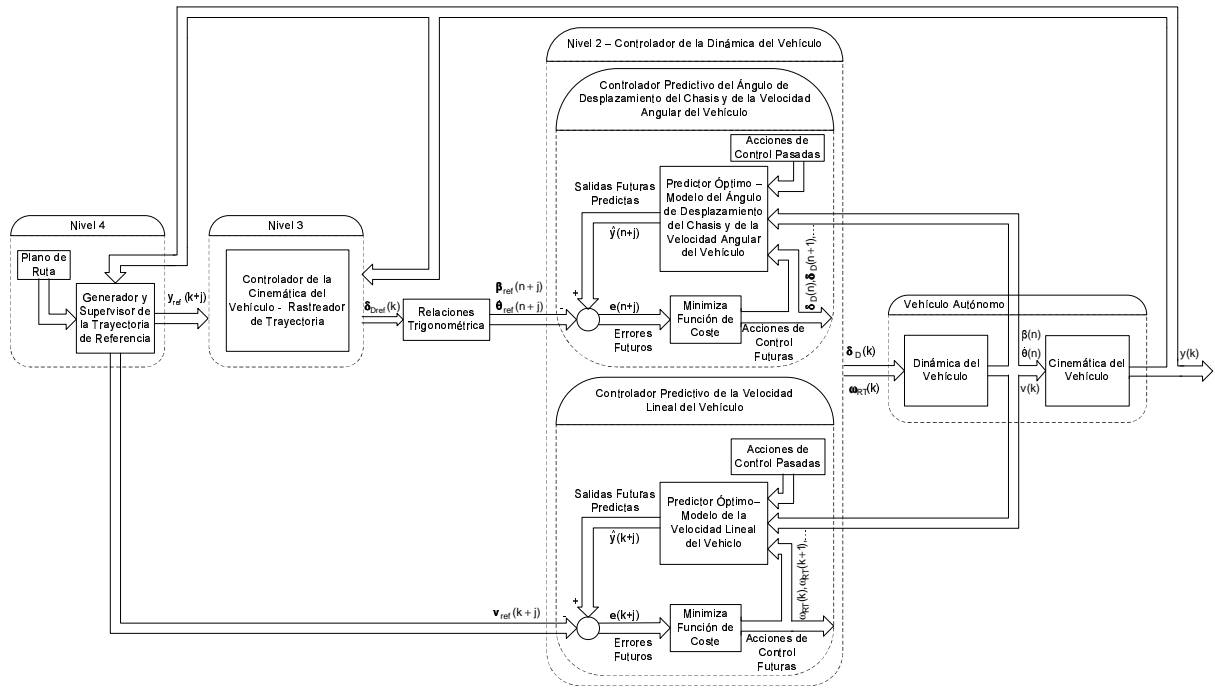


Figura 4: Estructura de Control Cascada para la Cinemática y Dinámica.

Varias simulaciones fueron utilizadas para ilustrar las ventajas de la estructura en cascada considerando el controlador predictivo de la dinámica del vehículo propuesto. Solo un conjunto de parámetros fueron ajustados para todos los casos usando la siguiente estrategia. Los horizontes fueran elegidos para capturar las dinámicas dominantes de cada bucle y para obtener una acción de control suave. Para el controlador cinemático fue necesario incrementar los pesos de ponderación a fin de aumentar la robustez. El control de velocidad fue ajustado para lograr una respuesta más rápida y sin oscilación en bucle cerrado.

Así, los siguiente parámetros fueron elegidos: $N_{2_{\beta, \dot{\theta}}} = [10 \ 10]'$, $N_{u_{\delta_D} din} = [10]$, $Q_{\beta, \dot{\theta}} = I_{\beta, \dot{\theta}}$, $R_{\delta_D din} = [0, 5]$, $N_{2_v} = [20]$, $N_{u_{\dot{\omega}_{RT}}} = [20]$, $Q_v = [1]$, $R_{\dot{\omega}_{RT}} = [0, 05]$.

Resultados de simulación comparando el control CD (Cinemático-Dinámico) con el C (Cinemático) se muestran a continuación. Para los ensayos se usa una trayectoria de referencia rectangular con los bordes redondeados con una velocidad de $v_D = 9m/s$ y $v_D = 18m/s$ en las rectas y reducidas un 20% en las curvas, y una posición inicial $x_0 = [-1 \ -5 \ 0]'$.

Los resultados de simulación muestran las mejoras obtenidas usando el control CD a pesar de considerar un modelo simple para calcular las predicciones en el control de la dinámica. Como se puede ver en las Figuras 5-9, el seguimiento de trayectoria usando el controlador del modelo dinámico

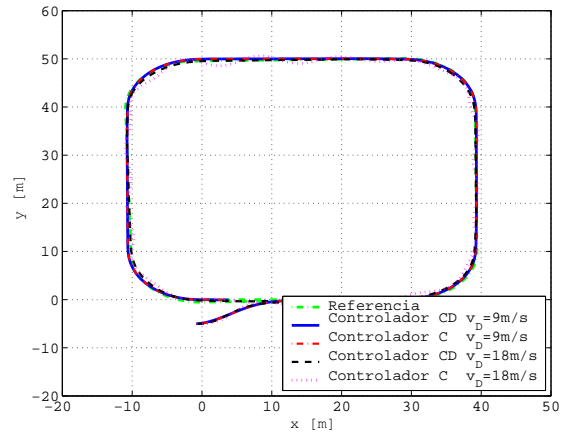


Figura 5: Seguimiento de trayectoria en el plano xy .

en cascada con el controlador de la cinemática o solo el controlador cinemático con velocidad de $v_D = 9m/s$ son muy similares. Este resultado era esperado a partir de la expresión (10), pues para los parámetros del vehículo analizado $v_{max} = 9.44m/s$. Sin embargo, si $v > v_{max}$ el esquema en cascada ofrece mejor comportamiento a pesar de presentar deslizamiento lateral del vehículo, mientras utilizando solo el control de la cinemática el vehículo se obtiene un comportamiento fuertemente oscilatorio, como se puede percibir en las gráficas de δ_D y $\dot{\theta}$.

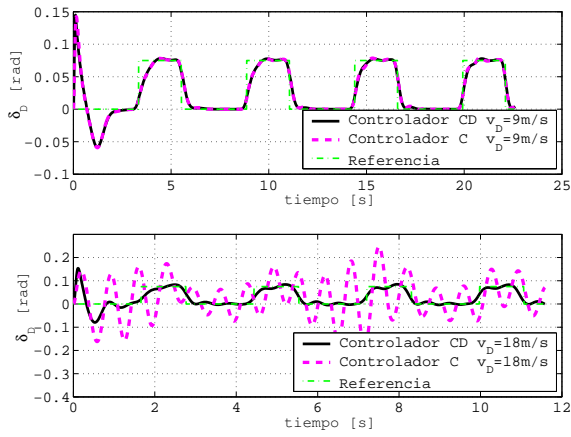


Figura 6: Acción de Control δ_f .

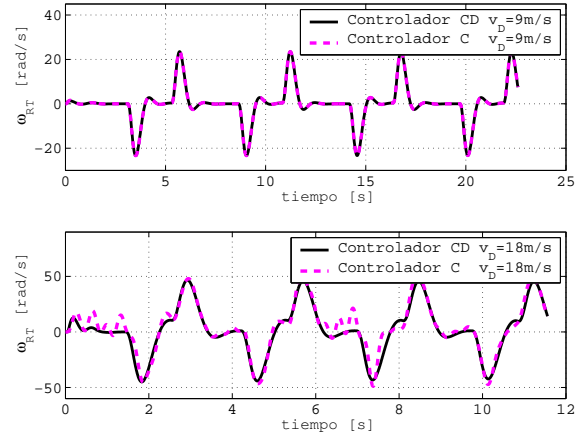


Figura 9: Acción de control ω_{RT} .

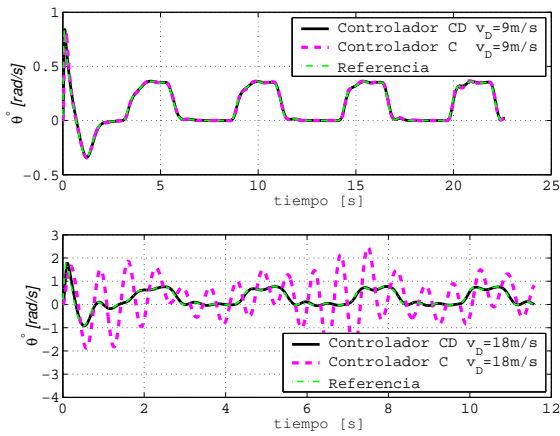


Figura 7: Velocidad angular $\dot{\theta}$.

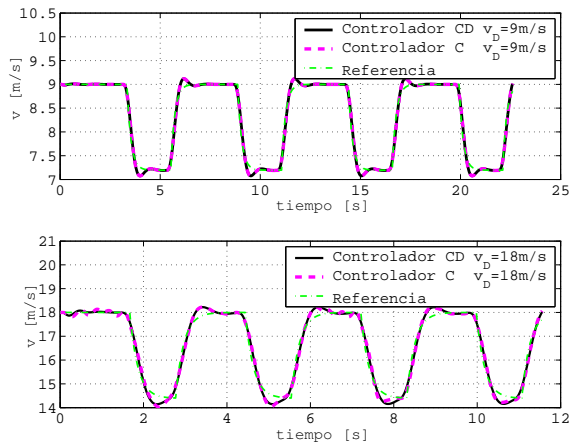


Figura 8: Velocidad longitudinal v .

5 CONCLUSIONES

Este trabajo presenta el análisis, diseño, sintonía e implementación de un controlador predictivo para la dinámica de un vehículo en una estructura en cascada con el controlador de la cinemática para el problema de seguimiento de camino de un vehículo

autónomo.

La arquitectura de los controladores considera un control descentralizado para la dinámica del vehículo. Se demostró que para altas prestaciones de seguimiento es necesario usar el esquema completo con los dos controladores trabajando en una configuración cascada.

Se han presentado resultados de simulación con el modelo del vehículo autónomo Mini-Baja para mostrar las buenas cualidades de la metodología propuesta.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer a M.Eng. Guilherme Gomes, a Dr. Christian Kelber, a Dr. Leandro Becker, al MCyT la financiación de este trabajo con cargo al proyecto de investigación DPI2004-06419 y a las agencias de Investigación Brasileña CAPES, CNPq y FAPESC.

Referencias

- [1] O. Amidi. Integrated Mobile Robot Control. Technical Report CMU-RI-TR-90-17, Robotics Institute, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA, May 1990.
- [2] F. D. Boyden and S. A. Velinsky. Dynamic Modeling of Wheeled Mobile Robots for High Load Applications. In *Proc. of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 4, pages 3071–3078, San Diego, USA, 1994.
- [3] E. F. Camacho and C. Bordons. *Model Predictive Control*. Springer-Verlag, New York, 1998.
- [4] C. Canudas De Wit, H. Khenouf, C. Samson, and O. J. Sordalen. *World Scientific Series in Robotics and Intelligent Systems*,

Tabla 1: Datos del vehículo autónomo analizado.

Constantes del Vehículo	Cantidad
Masa	$m \simeq 200kg$
Distancia de las ruedas delanteras hasta el centro de masa	$d_D = 0,75m$
Distancia de las ruedas traseras hasta el centro de masa	$d_T = 0,80m$
Constante de adherencia del neumático delantero	$c_D = 10780N$
Constante de adherencia del neumático trasero	$c_T = 10780N$
Radio de las ruedas delanteras y traseras	$R_r = 0,18m$
Distancia entre las ruedas delanteras	$d_R = 0,975m$
Momento de inercia con respecto al eje z_L del vehículo	$J_z = 56,07083Nm$
Constante de tiempo del motor	$T_{Mgas} = 2,5s$
Constante de tiempo del vehículo	$T_V = 2,5s$
Ganancia entre la fuerza necesaria para desplazar el vehículo y la fricción que este es sometido	$V_{V_{acel}} = 4,1$

- chapter Nonlinear Control Design for Mobile Robots, pages 121–157. World Scientific Publisher, 1993.
- [5] R. Isermann. Diagnosis Methods for Electronic Controlled Vehicles. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 36(2-3):77–117, 2001.
- [6] C. R. Kelber, D. Webber, G. K. Gomes, M. A. Lohmann, M. S. Rodrigues, and D. Ledur. Active Steering Unit with integrated ACC for X-by-Wire Vehicles using a Joystick as H.M.I. In *Proc. of the IEEE / IV2004 - Intelligent Vehicles Symposium*, pages 173–177, Parma, Italy, 2004.
- [7] B. Kim, D. S. Neculescu, and J. Sasiadek. Model Predictive Control of an Autonomous Vehicle. In *Proc. of the IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, pages 1279–1284, 2001.
- [8] J. Manigel and W. Leonhard. Vehicle Control by Computer Vision. In *IEEE Transactions on industrial electronics*, volume 39, pages 181–188, 1992.
- [9] J. E. Normey-Rico, J. Gómez-Ortega, and E. F. Camacho. A Smith-Predictor-Based Generalised Predictive Controller for Mobile Robot Path-Tracking. In *Control Engineering Practice*, volume 7, pages 729–740, London, England, 1999.
- [10] G. V. Raffo, G. K. Gomes, J. E. Normey-Rico, L. B. Becker, and C. R. Kelber. Seguimiento de Trajetória de um Veículo Mini-Baja com CPBM. In *XVI Congresso Brasileiro de Automática*, Salvador, Brasil, 2006.
- [11] N. Sarkar, X. Yun, and V. Kumar. Dynamic Path Following: A New Control Algorithm for Mobile Robots. In *Proc. of the 32nd IEEE International Conference on Decision and Control*, pages 2670–2675, San Antonio, USA, 1993.
- [12] J. Wit, C. D. Crane III, and D. Armstrong. Autonomous Ground Vehicle Path Tracking. *Journal of Robotic Systems*, 21(8):439–449, 2004.
- [13] J. Yang and J. Kim. Sliding Mode Control for Trajectory Tracking of Nonholonomic Wheeled Mobile Robots. *IEEE Transactions on Robotic and Automation*, 15(3):578–587, 1999.
- [14] X. Yang, K. He, M. Guo, and B. Zhang. An Intelligent Predictive Control Approach to Path Tracking Problem of Autonomous Mobile Robot. *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, 4:3301–3306, 1998.