

Proyecto Global Integrador

Control Semi-Automático Coordinado de Grúa Portuaria de Muelle tipo Pórtico

Universidad Nacional de Cuyo, Facultad de Ingeniería

Autómatas y Control Discreto

Fecha de publicación:

Autores:

Costarelli, Ignacio Agustín

Legajo N° 10966

agustin@costarellisa.com.ar

García, Juan Ignacio

Legajo N° 11690

jugarov@gmail.com

Resumen: El presente informe detalla el desarrollo de un sistema de control para una aplicación portuaria. Haciendo uso de una arquitectura de programa modular, se modela la planta controlada junto con tres autómatas de control que combinan un control discreto con uno continuo para lograr una correcta representación del comportamiento real del sistema en una simulación. Por último, se diseña en un programa auxiliar una interfaz de usuario que se comunica con la simulación inicial para lograr un comando íntegro del sistema.

Abstract: This document details the development of a control system for a port application. Using a modular program architecture, the controlled plant is modeled alongside three control automata that combine discrete and continuous control to achieve a correct representation of the real system behavior in a simulation. Finally, a user interface is designed in an auxiliary program that communicates with the initial simulation to achieve a complete command of the system.

Índice

Índice	1
Introducción	2
Obtención del Modelo Dinámico Simplificado	3
Modelo del Carro	3
Modelo del Sistema de Izaje	6
Modelo de la Carga Oscilante	8
Modelo Completo de la Planta del Sistema	11
Moduladores de Torque	12
Controladores de Movimientos Principales	13
Controlador de la Posición del Carro	13
Controlador de la Posición del Sistema de Izaje	14
Controlador de Balanceo	16
Generación de Trayectoria	20
Autómatas de Control	22
Autómata de Nivel 2	22
Autómata de Nivel 1	22
Autómata de Nivel 0	26
Simulaciones y Resultados	30
Simulink	30
Tomar y Soltar Contenedor	30
Control Manual sin ajuste de Balanceo	31
Control Manual	32
Maniobra de Homing	32
Control Automático en Carga	33
Control Automático en Descarga	34
Detención de Emergencia	35
Codesys	36
Configuración de Codesys	36
Simulación	37
Conclusiones	38
Referencias	39
Anexos	40

Introducción

El objetivo del proyecto descrito en este informe es el desarrollo e implementación de un autómatas para la operación de una grúa portuaria portacontenedores. El sistema de control debe ser capaz de coordinar dos motores eléctricos para la realización de movimientos horizontales, relacionados con el desplazamiento de un carro; y verticales, relacionados con operaciones de izaje; que se llevan a cabo en forma paralela.

El sistema de control desarrollado contempla tres niveles de actuación:

- Un nivel para la supervisión de estados controlado por un autómatas secuencial de discretos activados por evento, que posee una estructura jerárquica para la operación del sistema en función de la información del entorno obtenida por sensores y comandos de un operario. Este módulo también se encarga de la optimización de trayectorias y de la coordinación de alarmas y fallas que puedan darse en el sistema.
- Un nivel para la manipulación directa de los movimientos a través de la generación de consignas que recibirán los accionamientos eléctricos de los motores, contemplando rangos de posición, velocidad y aceleración máximos. Estas consignas serán emitidas por un control PID de movimiento con modulador de torque que debe ser capaz de compensar los efectos introducidos en el sistema por el gancho y la carga de la grúa.
- Un nivel de seguridad y protección independiente capaz de tomar el control en caso de emergencia ante fallas o malfuncionamientos en el sistema. Este módulo hace uso de herramientas como sensores y pulsadores para decidir si este módulo debe actuar o no.

Para el diseño y posterior presentación de resultados se emplean herramientas de simulación como *Simulink*, *Stateflow* y *Codesys*. Estas herramientas también permiten el modelado y representación gráfica del sistema de control en una forma sencilla de comprender.

El funcionamiento del sistema es de carácter semi-automático, lo que implica que puede operarse tanto en forma manual, donde un operario es apoyado por el sistema de control para la realización de maniobras sobre la grúa; como automática, en las que el sistema toma el control absoluto de la operación de la grúa y de la planificación de trayectorias óptimas.

Algunos ciclos de operación requieren de la combinación de ambos métodos de control: el operario realiza maniobras de aproximación a la carga que se desea transportar que luego es relevado por el sistema de control automático para el desplazamiento y posicionamiento de la misma sobre la ubicación deseada y asumiendo el control manual por el operario una última vez para depositar la carga en el lugar deseado.

La utilización de las herramientas de simulación mencionadas permiten corroborar el correcto funcionamiento del sistema para corregir el mismo de ser necesario antes de su aplicación real.

Obtención del Modelo Dinámico Simplificado

Para poder controlar correctamente el sistema es necesario saber cómo se comportará el mismo. Esto se logra a través del modelado de tres subsistemas relacionados entre sí, cuyas interacciones describen con suficiente certeza el comportamiento de la grúa al completo.

Los tres subsistemas mencionados consisten en un modelo para el carro encargado del movimiento horizontal de la carga, uno para el motor de izaje de la carga y otro para describir el movimiento oscilante de la carga al ser transportada.

Para facilitar la descripción física de cada subsistema se realizan ciertas consideraciones que permiten simplificar la obtención de un modelo matemático con la suficiente precisión como para describir correctamente la realidad. Las simplificaciones realizadas son de carácter constructivo, que afectan a la estructura y el ensamblado mecánico de las partes que la componen; y de carácter despreciativo de ciertos efectos físicos que complejizan el estudio del movimiento de la carga:

- La estructura del pórtico es completamente rígida, al igual que los reductores empleados en el motor, lo que permite transmitir fuerza y potencia sin pérdidas ni efectos de juegos o *backlash* involucrados en el subsistema motriz.
- El mecanismo de izaje sigue un sistema *Machinery in Trolley*, que considera este mecanismo montado totalmente sobre el carro. Se considera que el carro se desplaza sobre la estructura de pórtico sin resistencia.
- El tambor de izaje empleado tiene forma helicoidal, lo que permite considerar un radio de tambor constante. Además se considera que el cable de acero empleado no tiene masa propia y está tenso rigidamente en todo momento.
- Se desprecian los efectos externos sobre la carga y la estructura, tales como la resistencia aerodinámica al viento.

Modelo del Carro

El subsistema del carro está compuesto por un motor, una caja reductora, un freno y las ruedas; y sobre él se acopla el subsistema de izaje, que se describe posteriormente en el informe.

Simplificando aún más el sistema, se considera que el carro se desplaza sobre una única rueda, en lugar de las cuatro que debería utilizar; y que las mismas giran sin resbalamiento sobre un riel instalado en la grúa, de manera que el carro realiza movimientos uniaxiales en dirección horizontal.

La ecuación cinemática que representa el movimiento traslacional del carro está dado por:

$$m_c \ddot{x}_c(t) = F_c(t) - b_c \dot{x}_c + F_l(t) \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde m_c representa la masa total del subsistema carro, x_c su posición sobre el riel y b_c el coeficiente de fricción viscosa. Se puede observar que en la definición de la posición

del subsistema intervienen dos fuerzas: La fuerza de reacción sobre el riel que hace girar la rueda, F_c ; y la fuerza que ejerce la carga sobre el carro, F_l .

La fuerza de carga está dada por la tensión F_w realizada por la carga suspendida y es también función del ángulo de balanceo θ de la misma:

$$F_l(t) = F_w(t) \sin(\theta(t)) \quad (\text{Ec. 2})$$

Por otro lado, la fuerza de reacción es resultado de la fricción de la rueda contra el riel, y es función del torque incorporado por la carga del sistema referido a la rueda, T_w , y del radio R_r de la misma:

$$F_c(t) = \frac{T_w(t)}{R_r} \quad (\text{Ec. 3})$$

Las ecuaciones dinámicas que permiten relacionar la energía suministrada por el motor con la fuerza impulsora que permite el desplazamiento del carro son las siguientes:

$$J_m \dot{\omega}_m(t) = T_m(t) - b_m \omega_m(t) - T_c(t) \quad (\text{Ec. 4})$$

$$J_r \dot{\omega}_r(t) = T_r(t) - b_r \omega_r(t) - T_w(t) \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde J_m representa el momento de inercia del motor y el freno, ω_m su velocidad angular, T_m su torque electromagnético, b_m su coeficiente de fricción viscosa y T_c la resistencia que opone la carga referida al motor; y J_r representa el momento de inercia de la rueda, ω_r su velocidad angular, T_r el torque que la impulsa y b_r su coeficiente de fricción viscosa.

El movimiento del motor y el de la rueda están relacionados entre sí, ya que estos elementos están acoplados por la caja reductora. Así, pueden relacionarse Ec. 4 y Ec. 5 a través de la relación de transmisión r_t de modo que:

$$r_t = \frac{T_r(t)}{T_c(t)} = \frac{\omega_m(t)}{\omega_r(t)} = \frac{\dot{\omega}_m(t)}{\dot{\omega}_r(t)} \quad (\text{Ec. 6})$$

Lo cual permite obtener una expresión dinámica que relaciona directamente el torque motriz con el movimiento de la rueda, reemplazando Ec. 4 y Ec. 6 en Ec. 5:

$$\begin{aligned} J_m \dot{\omega}_m(t) &= T_m(t) - b_m \omega_m(t) - \frac{T_r(t)}{r_t} \\ T_r(t) &= r_t T_m(t) - r_t b_m \omega_m(t) - r_t J_m \dot{\omega}_m(t) \\ J_r \dot{\omega}_r(t) &= r_t T_m(t) - r_t b_m \omega_m(t) - r_t J_m \dot{\omega}_m(t) - b_r \omega_r(t) - T_w(t) \\ J_r \dot{\omega}_r(t) &= r_t T_m(t) - r_t^2 b_m \omega_r(t) - r_t^2 J_m \dot{\omega}_r(t) - b_r \omega_r(t) - T_w(t) \\ (J_r + r_t^2 J_m) \dot{\omega}_r(t) &= r_t T_m(t) - (b_r + r_t^2 b_m) \omega_r(t) - T_w(t) \\ J_{eq} \dot{\omega}_r(t) &= r_t T_m(t) - b_{eq} \omega_r(t) - T_w(t) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 7})$$

Definiendo los parámetros equivalentes para la inercia y amortiguamiento de la rueda como:

$$\begin{cases} J_{eq} = J_r + r_t^2 J_m \\ b_{eq} = b_r + r_t^2 b_m \end{cases} \quad (\text{Ec. 8})$$

Reemplazando Ec. 7 en Ec. 3 puede obtenerse una nueva expresión para la fuerza de reacción descrita anteriormente:

$$\begin{aligned} T_w(t) &= r_t T_m(t) - b_{eq} \omega_r(t) - J_{eq} \dot{\omega}_r(t) \\ F_c(t) &= \frac{r_t}{R_r} T_m(t) - \frac{b_{eq}}{R_r} \omega_r(t) - \frac{J_{eq}}{R_r} \dot{\omega}_r(t) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 9})$$

De esta manera, se puede obtener una expresión que relaciona el desplazamiento traslacional del carro directamente en función de la velocidad angular que lleve la rueda. Para ello, es necesario en primer lugar relacionar la posición traslacional del carro y la posición angular θ_r de la rueda a través de las siguientes consideraciones geométricas:

$$\begin{cases} x_c(t) = R_r \theta_r(t) \\ \dot{x}_c(t) = R_r \omega_r(t) \\ \ddot{x}_c(t) = R_r \dot{\omega}_r(t) \end{cases} \quad (\text{Ec. 10})$$

Así, reemplazando Ec. 2, Ec. 9 y Ec. 10 en Ec. 1:

$$\begin{aligned} m_c \ddot{x}_c(t) &= \frac{r_t}{R_r} T_m(t) - \frac{b_{eq}}{R_r} \omega_r(t) - \frac{J_{eq}}{R_r} \dot{\omega}_r(t) - b_c \dot{x}_c(t) + F_w(t) \sin(\theta(t)) \\ m_c \ddot{x}_c(t) &= \frac{r_t}{R_r} T_m(t) - \frac{b_{eq}}{R_r^2} \dot{x}_c(t) - \frac{J_{eq}}{R_r^2} \ddot{x}_c(t) - b_c \dot{x}_c(t) + F_w(t) \sin(\theta(t)) \\ \left(m_c + \frac{J_{eq}}{R_r^2} \right) \ddot{x}_c(t) &= \frac{r_t}{R_r} T_m(t) - \left(b_c + \frac{b_{eq}}{R_r^2} \right) \dot{x}_c(t) + F_w(t) \sin(\theta(t)) \\ m_{eqc} \ddot{x}_c(t) &= \frac{r_t}{R_r} T_m(t) - b_{eqc} \dot{x}_c(t) + F_w(t) \sin(\theta(t)) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde se redefinen los parámetros equivalentes para la inercia y amortiguamiento del carro como:

$$\begin{cases} m_{eqc} = m_c + \frac{J_{eq}}{R_r^2} \\ b_{eqc} = b_c + \frac{b_{eq}}{R_r^2} \end{cases} \quad (\text{Ec. 12})$$

El modelo matemático descrito en Ec. 11 puede ser representado en un diagrama de bloques creado en *Simulink*, que permite su posterior simulación. Dicho modelo puede ser observado en Fig. 1.

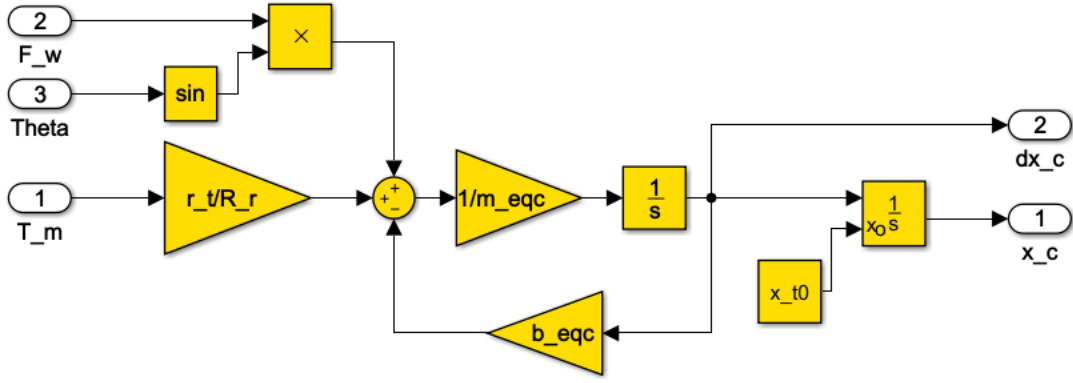


Figura 1: Diagrama de bloques que representa el Subsistema Carro.

Modelo del Sistema de Izaje

El subsistema del sistema de izaje está compuesto por un motor, una caja reductora, un y un tambor de izaje, encargado de enrollar y desenrollar el cable.

Como se mencionó anteriormente, para simplificar este subsistema se considera la utilización de un tambor helicoidal que conserve su radio constante, que el cable presenta un comportamiento elástico, trabajando con esfuerzos puramente traccionales, y realiza siempre un contacto tangencial con el tambor, y que el subsistema se instala en su totalidad sobre el carro.

El movimiento de traslación del sistema de izaje es uniaxial, con dirección vertical. La ecuación cinemática que representa el movimiento traslacional del izaje está dado por:

$$m_i \ddot{x}_i(t) = F_i(t) - b_i \dot{x}_i(t) + F_w(t) \quad (\text{Ec. 13})$$

Donde m_i representa la masa total del subsistema de izaje, x_i su posición y b_i el coeficiente de fricción viscosa. Se puede observar que en la definición de la posición del subsistema intervienen dos fuerzas: La fuerza impulsora que ejerce el tambor sobre el cable, F_i ; y la carga que sostiene el subsistema, F_w .

La fuerza de reacción sobre el tambor es resultado de la fricción del cable contra el tambor, y es función del torque incorporado por la carga del sistema referido al tambor, T_d , y del radio R_d de la misma:

$$F_i(t) = \frac{T_d(t)}{R_d} \quad (\text{Ec. 14})$$

Las ecuaciones dinámicas que permiten relacionar la energía suministrada por el motor con la fuerza impulsora que permite el desplazamiento del carro son las siguientes:

$$J_{mi} \dot{\omega}_{mi}(t) = T_{mi}(t) - b_{mi} \omega_{mi}(t) - T_i(t) \quad (\text{Ec. 15})$$

$$J_d \dot{\omega}_d(t) = T_q(t) - b_d \omega_d(t) - T_d(t) \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde J_{mi} representa el momento de inercia del motor, ω_{mi} su velocidad angular, T_{mi} su torque electromagnético, b_{mi} su coeficiente de fricción viscosa y T_i la resistencia que opone la carga referida al motor; y J_d representa el momento de inercia del tambor, ω_d su velocidad angular, T_q el torque que lo impulsa y b_d su coeficiente de fricción viscosa.

El movimiento del motor y el del tambor de izaje están relacionados entre sí, ya que estos elementos están acoplados por la caja reductora. Así, pueden relacionarse Ec. 15 y Ec. 16 a través de la relación de transmisión r_{ti} de modo que:

$$r_{ti} = \frac{T_q(t)}{T_i(t)} = \frac{\omega_{mi}(t)}{\omega_d(t)} = \frac{\dot{\omega}_{mi}(t)}{\dot{\omega}_d(t)} \quad (\text{Ec. 17})$$

Lo cual permite obtener una expresión dinámica que relaciona directamente el torque motriz con el movimiento del tambor, reemplazando Ec. 15 y Ec. 17 en Ec. 16:

$$\begin{aligned} J_{mi}\dot{\omega}_{mi}(t) &= T_{mi}(t) - b_{mi}\omega_{mi}(t) - \frac{T_q(t)}{r_{ti}} \\ T_q(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - r_{ti}b_{mi}\omega_{mi}(t) - r_{ti}J_{mi}\dot{\omega}_{mi}(t) \\ J_d\dot{\omega}_d(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - r_{ti}b_{mi}\omega_{mi}(t) - r_{ti}J_{mi}\dot{\omega}_{mi}(t) - b_d\omega_d(t) - T_d(t) \\ J_d\dot{\omega}_d(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - r_{ti}^2b_{mi}\omega_d(t) - r_{ti}^2J_{mi}\dot{\omega}_d(t) - b_d\omega_d(t) - T_d(t) \\ (J_d + r_{ti}^2J_{mi})\dot{\omega}_d(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - (b_d + r_{ti}^2b_{mi})\omega_d(t) - T_d(t) \\ J_{eqi}\dot{\omega}_d(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - b_{eqi}\omega_d(t) - T_d(t) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 18})$$

Definiendo los parámetros equivalentes para la inercia y amortiguamiento del tambor como:

$$\begin{cases} J_{eq2} = J_d + r_{ti}^2J_{mi} \\ b_{eq2} = b_d + r_{ti}^2b_{mi} \end{cases} \quad (\text{Ec. 19})$$

Reemplazando Ec. 18 en Ec. 14 puede obtenerse una nueva expresión para la fuerza de reacción descrita anteriormente:

$$\begin{aligned} T_d(t) &= r_{ti}T_{mi}(t) - b_{eq2}\omega_d(t) - J_{eq2}\dot{\omega}_d(t) \\ F_i(t) &= \frac{r_{ti}}{R_d}T_{mi}(t) - \frac{b_{eq2}}{R_d}\omega_d(t) - \frac{J_{eq2}}{R_d}\dot{\omega}_d(t) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 20})$$

De esta manera, se puede obtener una expresión que relaciona el desplazamiento traslacional del cable directamente en función de la velocidad angular que lleve el tambor. Para ello, es necesario en primer lugar relacionar la posición traslacional del cable y la posición angular θ_d del tambor a través de las siguientes consideraciones geométricas:

$$\begin{cases} \dot{x}_i(t) = R_d \dot{\theta}_d(t) \\ \ddot{x}_i(t) = R_d \ddot{\omega}_d(t) \\ \ddot{x}_i(t) = R_d \ddot{\omega}_d(t) \end{cases} \quad (\text{Ec. 21})$$

Así, reemplazando Ec. 20 y Ec. 21 en Ec. 13:

$$\begin{aligned} m_i \ddot{x}_i(t) &= \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(t) - \frac{b_{eq2}}{R_d} \dot{\omega}_d(t) - \frac{J_{eq2}}{R_d} \ddot{\omega}_d(t) - b_i \dot{x}_i(t) + F_w(t) \\ m_i \ddot{x}_i(t) &= \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(t) - \frac{b_{eq2}}{R_d^2} \dot{x}_i(t) - \frac{J_{eq2}}{R_d^2} \ddot{x}_i(t) - b_i \dot{x}_i(t) + F_w(t) \\ \left(m_i + \frac{J_{eq2}}{R_d^2} \right) \ddot{x}_i(t) &= \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(t) - \left(\frac{b_{eq2}}{R_d^2} + b_i \right) \dot{x}_i(t) + F_w(t) \\ m_{eqi} \ddot{x}_i(t) &= \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(t) - b_{eqi} \dot{x}_i(t) + F_w(t) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 22})$$

Donde se redefinen los parámetros equivalentes para la inercia y amortiguamiento del carro como:

$$\begin{cases} m_{eqi} = m_i + \frac{J_{eq2}}{R_d^2} \\ b_{eqi} = \frac{b_{eq2}}{R_d^2} + b_i \end{cases} \quad (\text{Ec. 23})$$

El modelo matemático descrito en Ec. 22 puede ser representado en un diagrama de bloques que permite su simulación. Dicho modelo puede ser observado en Fig. 2.

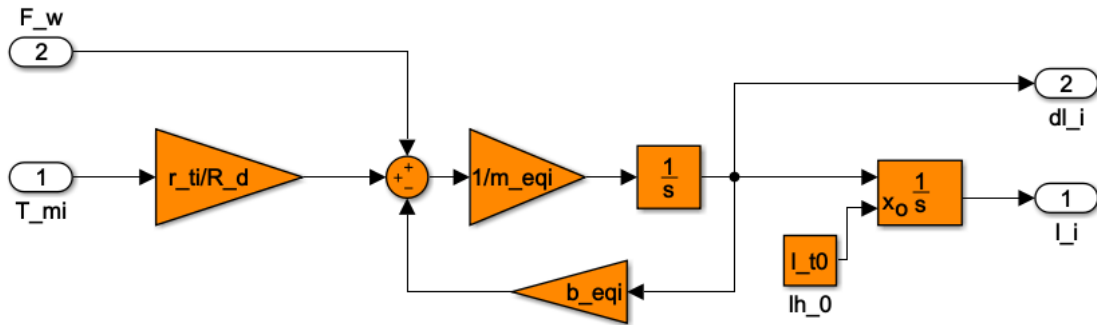


Figura 2: Diagrama de bloques que representa el Subsistema Izaje.

Modelo de la Carga Oscilante

El subsistema de la carga oscilante puede visualizarse como un péndulo elástico de masa y longitud variable. La masa de este subsistema puede variar ya que está conformada por el valor del gancho y la carga que se quiera transportar cuando sea necesario.

Este subsistema también realiza algunas concesiones para simplificar su modelado. Como se mencionó anteriormente, se considera un cable sin masa que trabaja únicamente a tracción y se desprecia la resistencia de forma frente al aire al oscilar.

Para localizar la carga en el espacio se plantean relaciones geométricas que son función de la ubicación del carro, el ángulo de balanceo y la longitud del cable l ; y que permiten describirla en términos de coordenadas horizontales x_l y verticales y_l :

$$\begin{cases} x_l(t) = x_c(t) + l(t) \sin(\theta(t)) \\ y_l(t) = y_{l0} - l(t) \cos(\theta(t)) \end{cases} \quad (\text{Ec. 24})$$

La longitud entre la base y el volante de la grúa, por donde transita el carro, se representa a través del parámetro y_{l0} .

Elevar las ecuaciones descritas en Ec. 24 al cuadrado y sumarlas entre sí permite obtener una expresión para la longitud del cable:

$$\begin{cases} l^2(t) \sin^2(\theta(t)) = (x_l(t) - x_c(t))^2 \\ l^2(t) \cos^2(\theta(t)) = (y_{l0} - y_l(t))^2 \end{cases}$$

$$l(t) = \sqrt{(x_l(t) - x_c(t))^2 + (y_{l0} - y_l(t))^2} \quad (\text{Ec. 25})$$

Mientras que dividir las expresiones de Ec. 24 entre sí sin elevarlas al cuadrado permite obtener una expresión para el ángulo de balanceo:

$$\begin{cases} l(t) \sin(\theta(t)) = x_l(t) - x_c(t) \\ l(t) \cos(\theta(t)) = y_{l0} - y_l(t) \end{cases}$$

$$\theta(t) = \arctan\left(\frac{x_l(t) - x_c(t)}{y_{l0} - y_l(t)}\right) \quad (\text{Ec. 26})$$

Por otro lado, puede realizarse un modelo que describe la dinámica del movimiento de la carga en función de la fuerza elástica aplicada por el cable:

$$\begin{cases} m_l \ddot{x}_l(t) = -F_w(t) \sin(\theta(t)) \\ m_l \ddot{y}_l(t) = F_w(t) \cos(\theta(t)) - m_l g \end{cases} \quad (\text{Ec. 27})$$

Siendo la fuerza elástica del cable equivalente a:

$$F_w(t) = K_w(l(t) - l_i(t)) + b_w(\dot{l}(t) - \dot{l}_i(t)) \quad (\text{Ec. 28})$$

Donde K_w representa la rigidez del cable, b_w su fricción viscosa y l_i la longitud de izaje, que es menor o igual a la longitud total de cable ya que nunca trabaja a compresión.

Así, combinando el modelo matemático descrito en Ec. 27 y Ec. 28, es posible obtener un modelo que describa el comportamiento total del subsistema. Este modelo puede ser representado en diagramas de bloques que permiten su posterior simulación. En Fig. 3 se puede observar el modelo encargado del cálculo de la posición de la carga, en Fig. 4 el encargado del cálculo de la longitud de cable y el ángulo de balanceo del mismo y en Fig. 5 el encargado del cálculo de la tensión del cable.

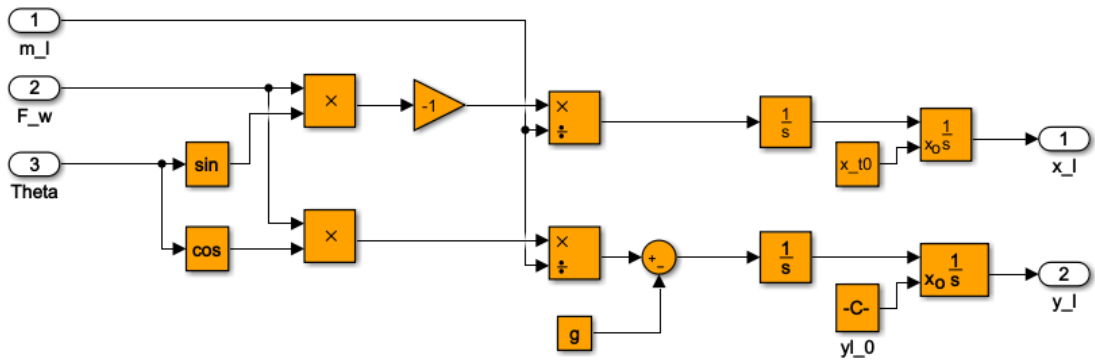


Figura 3: Diagrama de bloques que calcula la posición instantánea de la Carga.

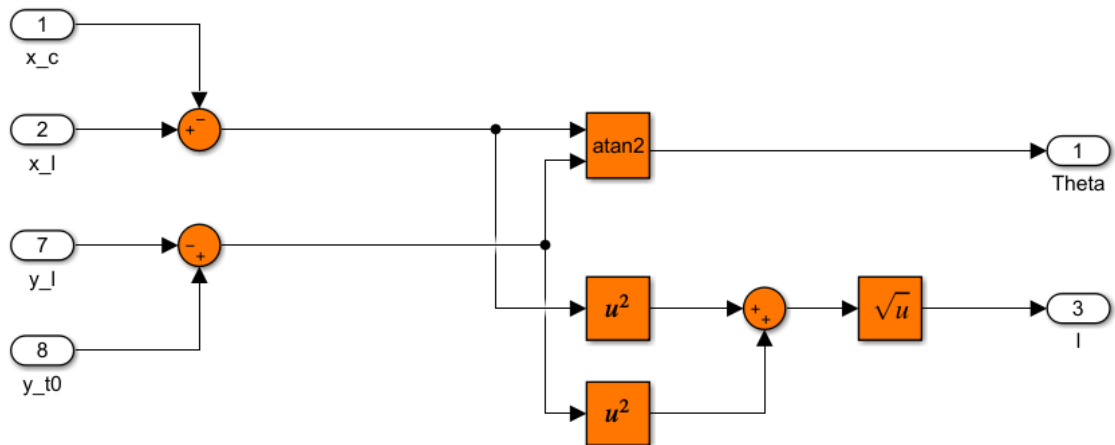


Figura 4: Diagrama de bloques que calcula la longitud y ángulo instantáneos del Cable.

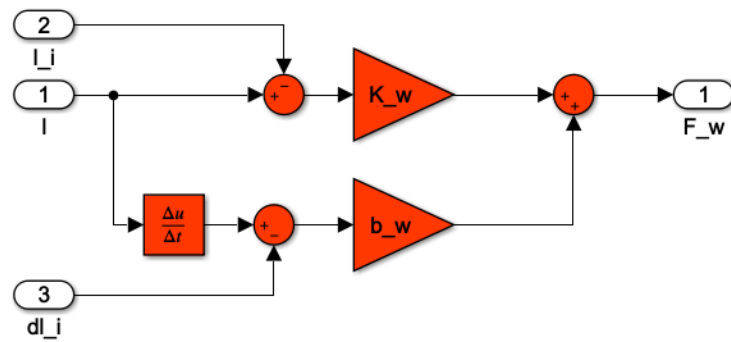


Figura 5: Diagrama de bloques que calcula la tensión del Cable.

Modelo Completo de la Planta del Sistema

A continuación, en Fig. 6, se relacionan los modelos de los subsistemas descritos en Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4 y Fig. 5, logrando así integrar todos ellos para la conformación de un modelo general que describe el comportamiento de todo el sistema en cada instante:

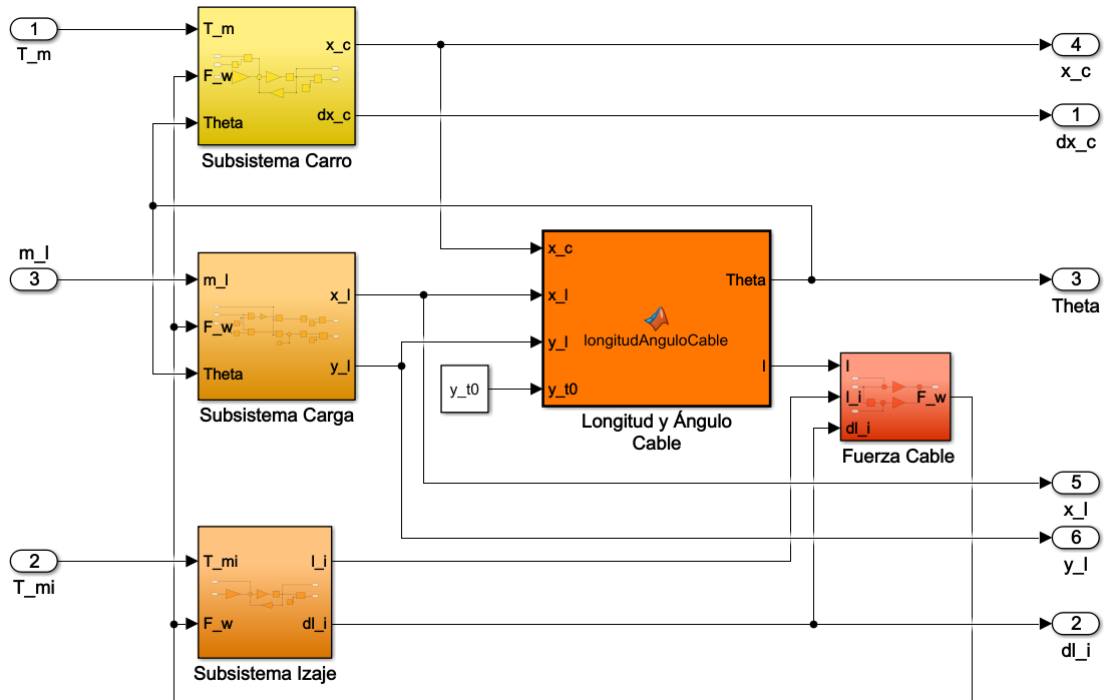


Figura 6: Diagrama de bloques que representa la Planta del Sistema al completo.

Moduladores de Torque

Este capítulo plantea el uso de moduladores de torque que permitan el control de los motores del carro y de izaje a través de consignas de torque electrónicas.

Para ello, se comienza haciendo una simplificación sobre el modelo empleando moduladores idealizados, de manera que la consigna enviada tenga exactamente el mismo valor que el torque que se desea generar. La función de transferencia de cada modulador es:

$$G_T(s) = \frac{1}{\tau s + 1} \quad (\text{Ec. 29})$$

Para asegurar rapidez y estabilidad en el sistema se utiliza un valor de $\tau=1\text{ms}$

Estos moduladores han sido representados en diagramas de bloques que pueden ser observados en Fig. 7 y Fig. 8:

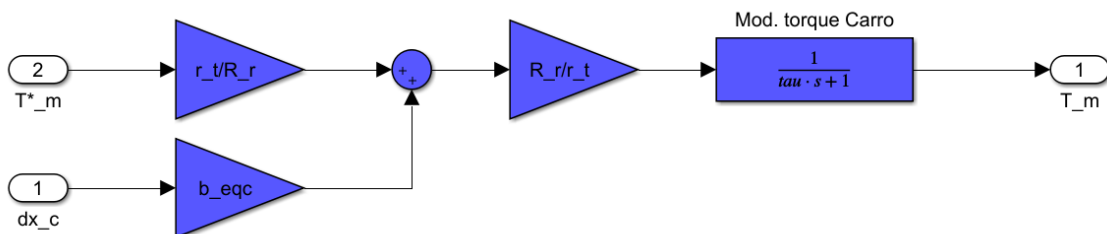


Figura 7: Diagrama de bloques que representa el modulador de torque de control del Subsistema Carro.

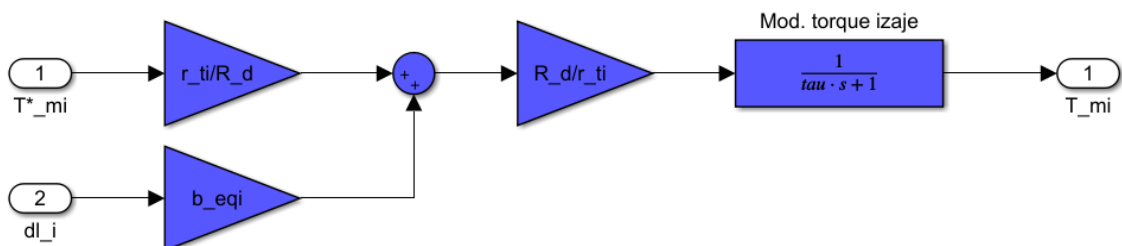


Figura 8: Diagrama de bloques que representa el modulador de torque de control del Subsistema de Izaje.

Controladores de Movimientos Principales

En esta sección se diseña el sistema de control de la planta del sistema estudiada anteriormente, con el objetivo de generar las consignas de torque que ingresan a los moduladores creados en la sección anterior para lograr manipular correctamente la velocidad de desplazamiento del carro y la velocidad de izaje, lo cual a su vez permitirá poder controlar el balanceo de la carga que opere en cada instante.

Los módulos diseñados consisten en controladores PID para el movimiento del carro y del sistema de izaje y un controlador PD para el balanceo de la carga. Para el afinamiento correcto de estos se emplea el método de sintonía serie, que permite ajustar los parámetros de cada controlador en función de la frecuencia natural de sus polos y del amortiguamiento relativo que posean.

Controlador de la Posición del Carro

Tomando el modelo dinámico expresado en *Ec. 11*, tratando la fuerza de carga como una perturbación sobre el sistema y expresando este modelo en función de su velocidad v_c , puede obtenerse el siguiente modelo:

$$m_{eqc}\dot{v}_c(t) = \frac{r_t}{R_r}T_m(t) - b_{eqc}v_c(t) + F_l(t) \quad (\text{Ec. 30})$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$m_{eqc}sV_c(s) = \frac{r_t}{R_r}T_m(s) - b_{eqc}V_c(s) + F_l(s)$$
$$(m_{eqc}s + b_{eqc})V_c(s) = \frac{r_t}{R_r}T_m(s) + F_l(s) \quad (\text{Ec. 31})$$

La función de transferencia de este subsistema, que se obtiene dividiendo la expresión en *Ec. 31* por la entrada de la misma, T_m :

$$(m_{eqc}s + b_{eqc})\frac{V_c(s)}{T_m(s)} = \frac{r_t}{R_r} + \frac{F_l(s)}{T_m(s)}$$
$$G_m(s) = \frac{V_c(s)}{T_m(s)} = \frac{r_t}{R_r(m_{eqc}s + b_{eqc})} + \frac{F_l(s)}{T_m(s)(m_{eqc}s + b_{eqc})} \quad (\text{Ec. 32})$$

El polo de este subsistema se ubica en la posición descrita en la siguiente expresión:

$$\omega_{carro} = -\frac{b_{eqc}}{m_{eqc}} \quad (\text{Ec. 33})$$

De este modo, se aplica el método de sintonía serie adoptando una frecuencia para el controlador de $\omega_{posc}=1000\omega_{carro}$, de modo que se asegure que la respuesta del controlador sea más rápida que la de la planta; y un factor $n_c=2.5$, correspondiente a un factor de amortiguamiento de $\xi=0.75$, de manera que corresponda a un subamortiguamiento del subsistema. Así, las ganancias del controlador resultan:

$$\begin{cases} b_{ac} = m_{eqc} n_c \omega_{posc} \\ k_{sac} = b_{ac} \omega_{posc} \\ k_{siac} = \frac{k_{sac} \omega_{posc}}{n_c} \end{cases} \quad (\text{Ec. 34})$$

De manera que la consigna de torque a la salida del controlador es:

$$T_m^*(t) = e_{vc}(t)b_{ac} + \dot{e}_{vc}(t)k_{sac} + \ddot{e}_{vc}(t)k_{siac} \quad (\text{Ec. 35})$$

Donde $e_{vc}(t)$ representa la diferencia entre la consigna de velocidad del carro v_c^* y la velocidad real que lleva el mismo.

Habiendo obtenido estos parámetros y la expresión descrita en Ec. 35, es posible representar en un diagrama de bloques el controlador PID para el subsistema del carro, como se puede apreciar en Fig. 9:

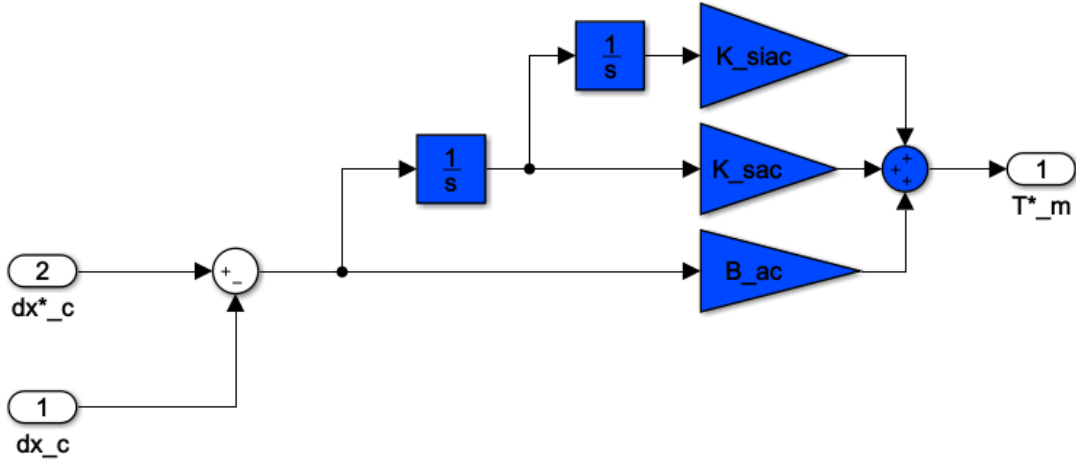


Figura 9: Diagrama de bloques que representa el controlador PID para consignas de Torque del Subsistema Carro.

Controlador de la Posición del Sistema de Izaje

Tomando el modelo dinámico expresado en Ec. 22, tratando la fuerza de carga como una perturbación sobre el sistema y expresando este modelo en función de su velocidad v_i , puede obtenerse el siguiente modelo:

$$m_{eqi} \dot{v}_i(t) = \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(t) - b_{eqi} v_i(t) + F_w(t) \quad (\text{Ec. 36})$$

Aplicando la transformada de Laplace:

$$m_{eqi} s V_i(s) = \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(s) - b_{eqi} V_i(s) + F_w(s)$$

$$(m_{eqi} s + b_{eqi}) V_i(s) = \frac{r_{ti}}{R_d} T_{mi}(s) + F_w(s) \quad (\text{Ec. 37})$$

La función de transferencia de este subsistema, que se obtiene dividiendo la expresión en Ec. 37 por la entrada de la misma, T_{mi} :

$$(m_{eqi}s + b_{eqi}) \frac{V_i(s)}{T_{mi}(s)} = \frac{r_{ti}}{R_d} + \frac{F_w(s)}{T_{mi}(s)}$$

$$G_{mi}(s) = \frac{V_i(s)}{T_{mi}(s)} = \frac{r_{ti}}{R_d(m_{eqi}s + b_{eqi})} + \frac{F_w(s)}{T_{mi}(s)(m_{eqi}s + b_{eqi})} \quad (\text{Ec. 38})$$

El polo de este subsistema se ubica en la posición descrita en la siguiente expresión:

$$\omega_{izaje} = -\frac{b_{eqi}}{m_{eqi}} \quad (\text{Ec. 39})$$

De este modo, se aplica el método de sintonía serie adoptando una frecuencia para el controlador de $\omega_{posi} = 1000\omega_{izaje}$, de modo que se asegure que la respuesta del controlador sea más rápida que la de la planta; y un factor $n_i = 2.5$, correspondiente a un factor de amortiguamiento de $\xi = 0.75$, de manera que corresponda a un subamortiguamiento del subsistema. Así, las ganancias del controlador resultan:

$$\begin{cases} b_{ai} = m_{eqi}n_i\omega_{posi} \\ k_{sai} = b_{ai}\omega_{posi} \\ k_{siai} = \frac{k_{sai}\omega_{posi}}{n_i} \end{cases} \quad (\text{Ec. 40})$$

De manera que la consigna de torque a la salida del controlador es:

$$T_{mi}^*(t) = e_{vi}(t)b_{ai} + \dot{e}_{vi}(t)k_{sai} + \ddot{e}_{vi}(t)k_{siai} \quad (\text{Ec. 41})$$

Donde $e_{vi}(t)$ representa la diferencia entre la consigna de velocidad del carro v_i^* y la velocidad real que lleva el mismo.

Habiendo obtenido estos parámetros y la expresión descrita en *Ec. 41*, es posible representar en un diagrama de bloques el controlador PID para el subsistema de izaje, como se puede apreciar en *Fig. 10*:

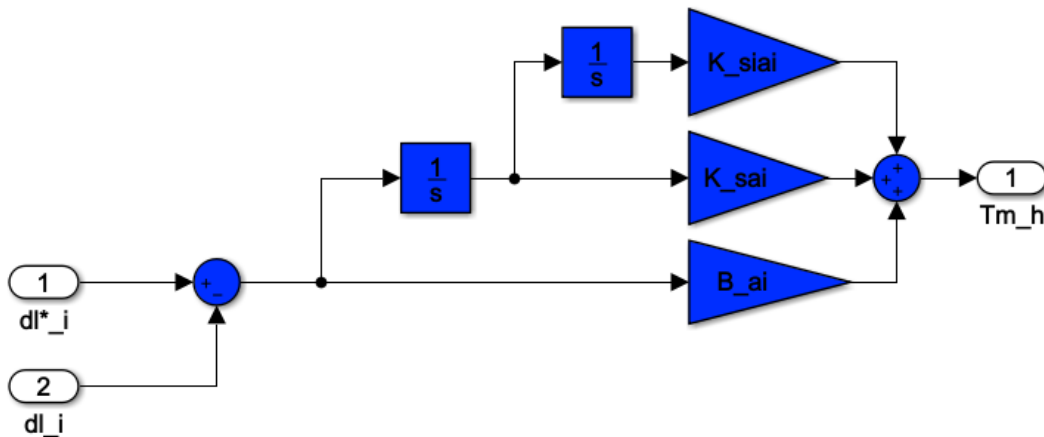


Figura 10: Diagrama de bloques que representa el controlador PID para consignas de Torque del Subsistema de Izaje.

Controlador de Balanceo

El objetivo de este controlador es minimizar el ángulo de balanceo a través de la manipulación del carro a una velocidad \dot{x}_{cb} y del mecanismo de izaje. Partiendo del análisis de la posición de la carga estudiada en Ec. 24, y derivando esta expresión considerando la longitud de cable constante:

$$\begin{cases} \dot{x}_l(t) = \dot{x}_{cb}(t) + l\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t)) \\ \dot{y}_l(t) = l\dot{\theta}(t) \sin(\theta(t)) \end{cases} \quad (\text{Ec. 42})$$

De modo que la velocidad de la carga puede expresarse como:

$$v_l(t) = \dot{x}_l(t) + \dot{y}_l(t) = \left(\dot{x}_{cb}(t) + l\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t)) \right) + l\dot{\theta}(t) \sin(\theta(t)) \quad (\text{Ec. 43})$$

$$v_l^2(t) = \dot{x}_{cb}^2(t) + 2l\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t))\dot{x}_{cb}(t) + l^2\dot{\theta}^2(t) \cos^2(\theta(t)) + l^2\dot{\theta}^2(t) \sin^2(\theta(t))$$

$$v_l^2(t) = \dot{x}_{cb}^2(t) + l^2\dot{\theta}^2(t) + 2l\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t))\dot{x}_{cb}(t) \quad (\text{Ec. 44})$$

Para el estudio de las fuerzas que se aplican sobre la carga se analiza el operador Lagrangiano \mathcal{L} para observar la energía total involucrada en el sistema, empleando para ello la siguiente expresión:

$$\mathcal{L}(t) = K(t) + U(t) \quad (\text{Ec. 45})$$

Donde K y U representan respectivamente la energía cinética y potencial del sistema, cuyas expresiones se hace necesario conocer.

En primer lugar se evalúa la energía cinética del sistema, superponiendo la energía cinética del carro K_c y la de la carga K_l :

$$K(t) = K_c(t) + K_l(t)$$

$$K(t) = \frac{1}{2}m_c\dot{x}_{cb}^2(t) + \frac{1}{2}m_lv_l^2(t)$$

$$K(t) = \frac{1}{2}m_c\dot{x}_{cb}^2(t) + \frac{1}{2}m_l\dot{x}_{cb}^2(t) + m_ll\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t))\dot{x}_{cb}(t) + \frac{1}{2}m_ll^2\dot{\theta}^2(t)$$

$$K(t) = \frac{1}{2}(m_c + m_l)\dot{x}_{cb}^2(t) + m_ll\dot{\theta}(t) \cos(\theta(t))\dot{x}_{cb}(t) + \frac{1}{2}m_ll^2\dot{\theta}^2(t) \quad (\text{Ec. 46})$$

Y la energía potencial, obtenida evaluando las energías potenciales individuales del carro U_c y de la carga U_l :

$$U(t) = U_c(t) + U_l(t)$$

$$U(t) = lm_lg(1 - \cos(\theta(t))) \quad (\text{Ec. 47})$$

Así, reemplazando Ec. 46 y Ec. 47 en Ec. 45:

$$\mathcal{L}(t) = \frac{1}{2}(m_c + m_l)\dot{x}_{cb}^2(t) + m_l l \dot{\theta}(t) \cos(\theta(t)) \dot{x}_{cb}(t) + \frac{1}{2}m_l l^2 \dot{\theta}^2(t) + m_l g(1 - \cos(\theta(t)))$$

(Ec. 48)

Para la obtención de las fuerzas que interactúan sobre el sistema es necesario aplicar la siguiente fórmula:

$$F_i - b_i \dot{q}_i = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i}$$

(Ec. 49)

Dicha fórmula debe ser evaluada respecto a las coordenadas generalizadas expuestas en la expresión original, en este caso la posición del carro y el ángulo de balanceo:

$$\begin{cases} F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = (m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l (\cos(\theta(t))\ddot{\theta}(t) - \dot{\theta}^2(t) \sin(\theta(t))) \\ 0 = \ddot{x}_{cb}(t) + l\ddot{\theta}(t) + g\theta(t) \end{cases}$$

(Ec. 50)

Considerando que se trabaja con ángulos de balanceo pequeños, inferiores a 10 grados, las expresiones de Ec. 50 pueden ser simplificadas a:

$$\begin{cases} F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = (m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l \ddot{\theta}(t) \\ 0 = \ddot{x}_{cb}(t) + l\ddot{\theta}(t) + g\theta(t) \end{cases}$$

(Ec. 51)

De la expresión dinámica para el desplazamiento del carro expresada en Ec. 11, despreciando el efecto de la perturbación causado por la fuerza de carga, se obtiene:

$$m_{eqc} \ddot{x}_{cb}(t) = F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t)$$

(Ec. 52)

Y reemplazando esta expresión en el sistema de fuerzas expresado en Ec. 51:

$$\begin{cases} F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = (m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l \ddot{\theta}(t) \\ \ddot{x}_{cb}(t) = -l\ddot{\theta}(t) - g\theta(t) \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = (m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l \ddot{\theta}(t) \\ \frac{F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t)}{m_{eqc}} = -l\ddot{\theta}(t) - g\theta(t) \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = (m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l \ddot{\theta}(t) \\ F_c(t) - b_{eqc} \dot{x}_{cb}(t) = -m_{eqc} (l\ddot{\theta}(t) + g\theta(t)) \end{cases}$$

$$(m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + m_l l \ddot{\theta}(t) = -m_{eqc} (l\ddot{\theta}(t) + g\theta(t))$$

$$(m_c + m_l)\ddot{x}_{cb}(t) + l(m_l + m_{eqc})\ddot{\theta}(t) + g m_{eqc} \theta(t) = 0$$

(Ec. 53)

Aplicando sobre esta expresión la transformada de Laplace y expresando en función de la velocidad del carro en lugar de su posición:

$$(m_c + m_l)sV_{cb}(s) + l(m_l + m_{eqc})s^2\Theta(s) + gm_{eqc}\Theta(s) = 0$$

$$G_c(s) = \frac{\Theta(s)}{V_{cb}(s)} = -\frac{(m_c + m_l)s}{l(m_l + m_{eqc})s^2 + gm_{eqc}} \quad (\text{Ec. 54})$$

Que representa la función de transferencia característica de este subsistema.

Como se anticipó anteriormente, el controlador que se desea aplicar en este punto se trata de un controlador PD en serie con la planta, de modo que su propia función de transferencia tiene la forma:

$$G_{PD}(s) = k_p + k_d s \quad (\text{Ec. 55})$$

Logrando que la función de transferencia total del sistema junto a su controlador tenga la forma:

$$G(s) = \frac{G_{PD}(s)G_c(s)}{1 + G_{PD}(s)G_c(s)}$$

$$G(s) = \frac{-s(m_c + m_l)(k_d s + k_p)}{[l(m_l + m_{eqc}) - k_d(m_c + m_l)]s^2 - k_p(m_c + m_l)s + gm_{eqc}} \quad (\text{Ec. 56})$$

Conociendo que la expresión estándar para un sistema de segundo orden es:

$$s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2 = 0 \quad (\text{Ec. 57})$$

Puede hacerse una analogía con la ecuación característica del sistema que puede ser observada en el denominador de Ec. 56 para la obtención de los parámetros k_d y k_p del controlador:

$$k_d = \frac{l(m_l + m_{eqc}) - \frac{gm_{eqc}}{\omega^2}}{m_c + m_l} = f(l, m_l)$$

$$k_p = 2\xi\omega \left(k_d - l \frac{m_l + m_{eqc}}{m_l + m_c} \right) = f(l, m_l) \quad (\text{Ec. 58})$$

Puede observarse que los parámetros del controlador quedan en función de la longitud y masa del cable de izaje, que varía en cada instante al ser recogido o desplegado; así como de la frecuencia del sistema y el factor de amortiguamiento del mismo. Se seleccionan manualmente estos valores para lograr una reacción rápida pero estable del sistema, $\omega=800$; y un amortiguamiento crítico del mismo, $\xi=1$.

La consigna de velocidad a la salida del controlador es:

$$v_{cb}^*(t) = e_\theta(t)k_p + \dot{e}_\theta(t)k_d \quad (\text{Ec. 59})$$

Donde $e_\theta(t)$ representa la diferencia entre la consigna de balanceo de la carga θ^* y el ángulo real que se sensa en la misma.

En la práctica, todos los valores que pueden tomar los parámetros del controlador han sido calculados previamente y registrados en una tabla que es consultada cada vez que son utilizados en función de la longitud de cable y la masa de la carga transportada. Esto permite agilizar el sistema notablemente.

De esta manera, es posible la creación de un sistema de control adaptativo en función de las características dinámicas del izaje, que recibe consignas de ángulo de balanceo y permite la obtención de la velocidad a la que debería responder el carro para cumplir con dicha consigna. Debido a que el objetivo de este sistema de control es minimizar el balanceo de la carga, la consigna de entrada tendrá un valor constante de 0.

Por último, puede observarse en *Fig. 11* la representación en un diagrama de bloques del sistema de control desarrollado en esta sección.

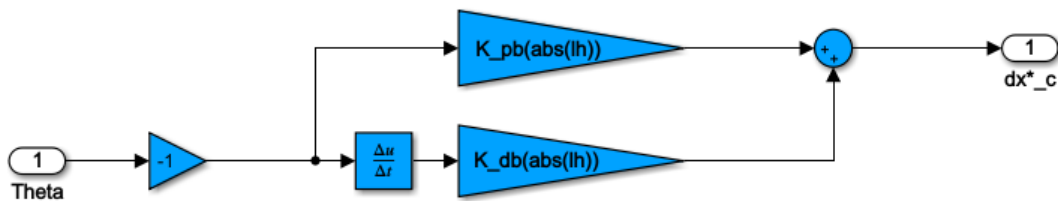


Figura 11: Diagrama de bloques que representa el controlador PD para compensación de Balanceo.

Generación de Trayectoria

Habiendo diseñado el sistema de control capaz de manipular el sistema en función de las consignas que parametrizan el transporte de la carga, es necesario diseñar la trayectoria que debe recorrer la misma para su traslado seguro, recorriendo la menor distancia posible a la mayor velocidad posible.

La estrategia que se sigue para asegurar esto consiste en un recorrido de 5 tramos, como se observa en *Fig. 12*, y que se describen a continuación:

1. El primer tramo se encarga de elevar la carga, sea desde el puerto o la posición designada en el barco, en un punto H_0 , hasta una altura H_1 donde sea posible alcanzar una altura de seguridad H_2 a la que sobrepasar obstáculos y asegurar que no exista colisión con ninguna pila existente. El punto H_0 es conocido, mientras que la altura H_1 es calculada en función de la altura máxima H_2 , ya conocida, del obstáculo más alto existente. En *Fig. 13* puede apreciarse mejor este cálculo.
2. El segundo tramo consiste en un movimiento diagonal mediante el que comienza a acelerarse el carro y la carga finaliza su elevación hasta la altura de seguridad H_2 .
3. El tercer tramo es un movimiento totalmente horizontal en el que la carga se desplaza a la mayor velocidad posible.
4. El cuarto tramo es un movimiento diagonal descendente en el que el carro desacelera y la carga se posiciona sobre la pila objetivo o el puerto, según corresponda, a una altura H_4 , hasta que el carro se detiene por completo.
5. Por último, el quinto tramo consiste en el depósito de la carga en el lugar designado a través de un movimiento vertical, a una altura conocida H_5 .

Las maniobras de carga y descarga, así como las maniobras de aproximación al inicio y final del movimiento deben ser realizadas por el operario, con el modo manual del sistema, tras lo cual puede pasarse al modo automático para el resto de la trayectoria si así lo desea el operario.

La estrategia para la obtención de los puntos mencionados consiste en calcular la pendiente que podría realizar la grúa para alcanzar la altura H_2 en el menor tiempo posible y compararla con la pendiente virtual existente entre el punto de inicio y la altura de cada columna de contenedores en el camino. En caso de que una de estas pendientes supere el valor obtenido inicialmente, se calcularía H_1 para corregir la potencial colisión minimizando la distancia requerida para esto. Lo explicado aquí se puede visualizar en *Fig. 13*.

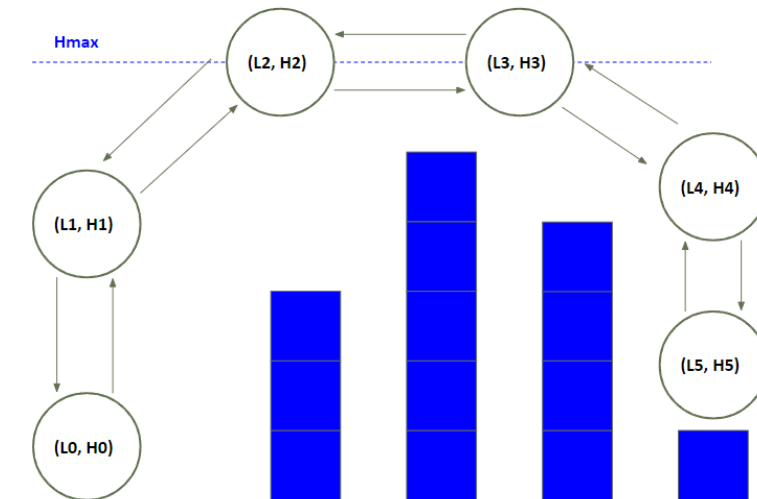


Figura 12: Coordenadas de importancia para la Generación de la Trayectoria Automática.

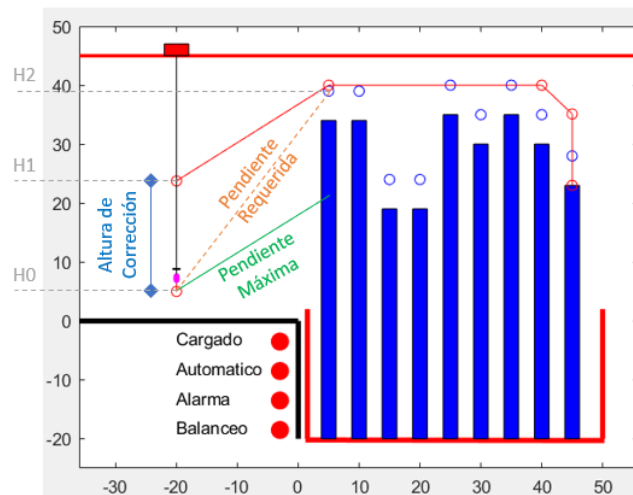


Figura 13: Representación gráfica de la lógica de pendientes.

Autómatas de Control

Se diseña a continuación el sistema de control automatizado compuesto por tres etapas: una de control de movimiento, desarrollada en la sección anterior y denominada de nivel 2; una de supervisión que generará las consignas de velocidad para el carro y el sistema de izaje, denominada de nivel 1; y una de protección capaz de tomar el control frente a fallas, malfuncionamientos o el alcance de los límites del sistema, denominada de nivel 0.

Autómata de Nivel 2

Como se mencionó anteriormente, este autómata es el encargado de recibir las consignas de velocidad, generar una consigna de torque adecuada para cumplir el movimiento comandado y traducir esta última para ser reconocida por los motores.

Este control de movimiento automático es el desarrollado en las dos últimas secciones: “*Moduladores de Torque*” y “*Controladores de Movimientos Principales*”. Estos modelos son completados con la inclusión de filtros y limitadores de los valores máximos y mínimos que puede alcanzar la señal para refinar la misma, resultando en una salida estable y dentro de los valores de operación del sistema. El sistema completo puede observarse a continuación en *Fig. 14*.

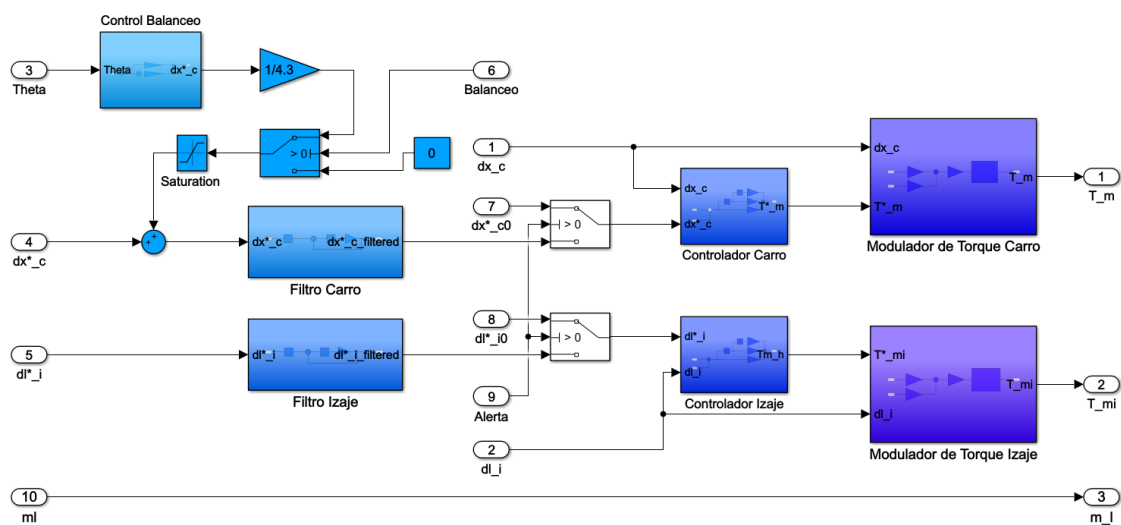


Figura 14: Diagrama de bloques que representa el Autómata de Nivel 2 al completo.

Autómata de Nivel 1

Este nivel cumple las funciones de operación del sistema, siendo el principal punto de conexión con la interfaz de usuario. Este autómata es capaz de enviar consignas de velocidad para el subsistema carro y el subsistema izaje en función del estado y posición de la carga y de las operaciones comandadas por el usuario. Para ello, se estructuran en *StateFlow* dos estados que funcionan en paralelo: TRAYECTORIA y MOVIMIENTO. En *Fig. 15* es posible observar estos estados desde una perspectiva global.

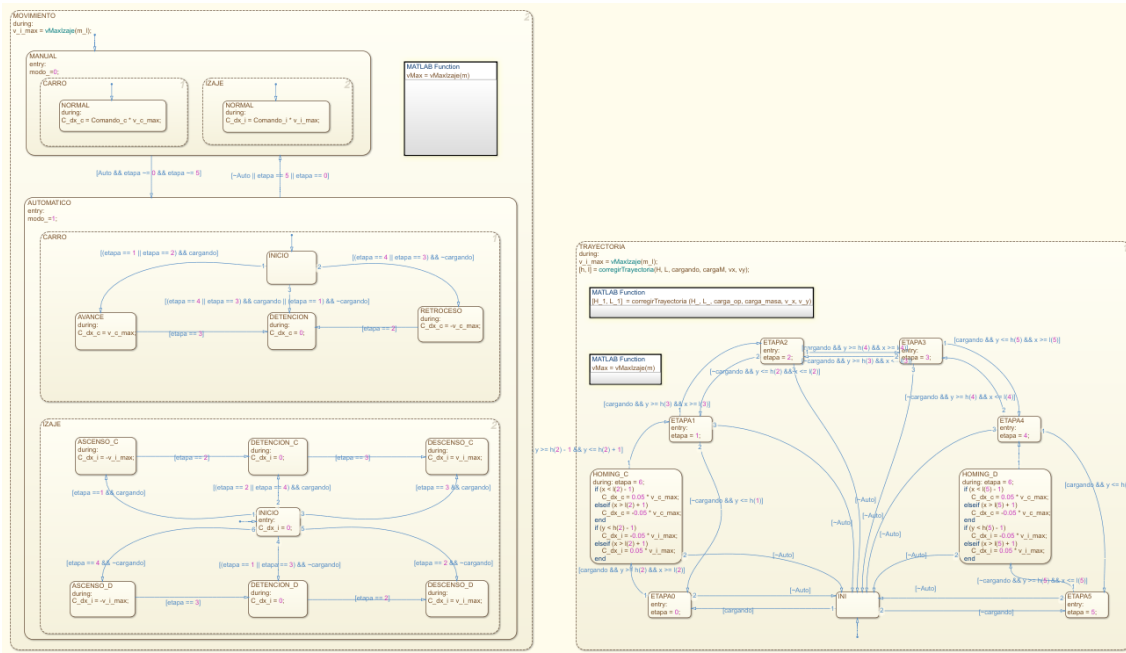


Figura 15: Estados discretos del Automata de Nivel 1.

En el primer estado, TRAYECTORIA, se genera la trayectoria que podría seguir la carga al encontrarse en modo automático como se describió en el capítulo anterior y se determina en qué etapa del movimiento se encuentra el autómata en cada momento.

Este autómata hace uso de dos funciones: $v_{MaxIzaje}$, que calcula la velocidad máxima que puede llevar el subsistema de izaje en función de la masa que deba mover; y la función $generarTrayectoria$, que calcula las coordenadas de los puntos de interés descritos anteriormente en función de la velocidad de izaje máxima disponible calculada previamente.

Con el fin de normalizar la realización de la trayectoria se implementa una maniobra de homing que posiciona la carga en una posición adecuada y con una velocidad determinada antes de ejecutar la operación de carga y descarga, de manera que el resultado es repetible para distintas ejecuciones del sistema

Un detalle de las etapas que subdividen este estado puede ser observado en Fig. 16.

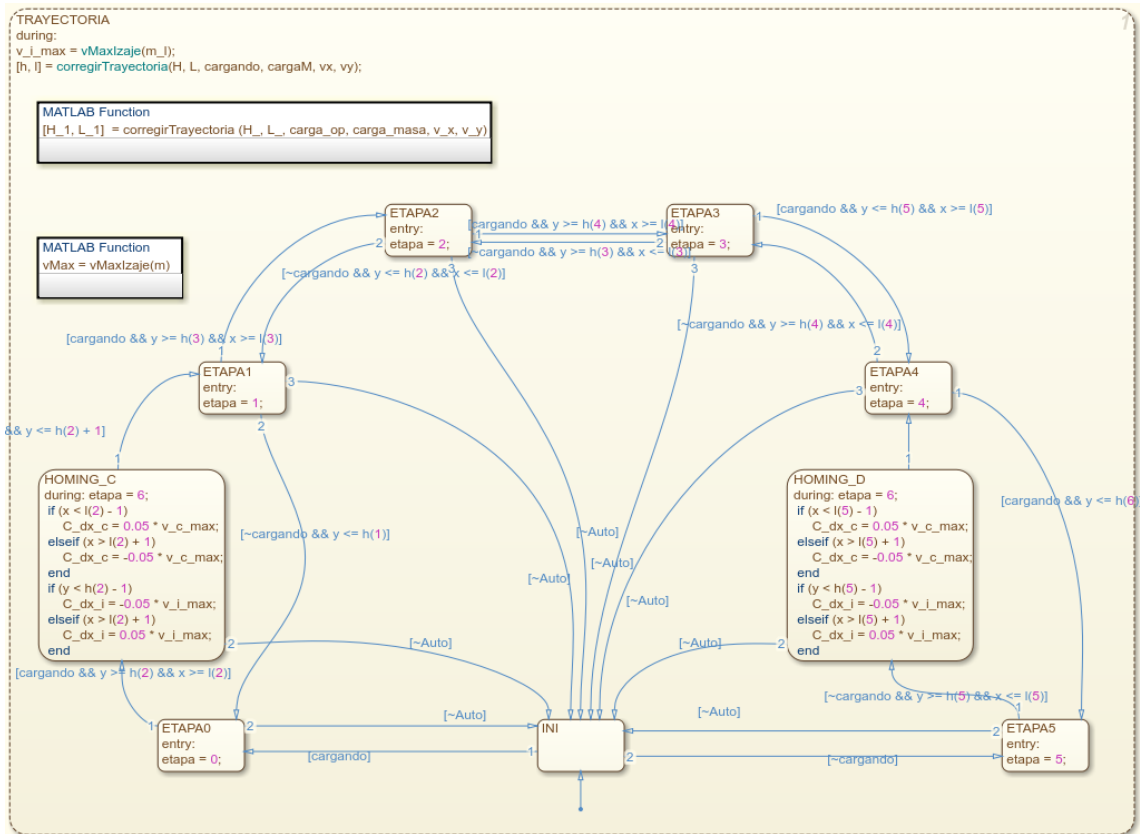


Figura 16:Detalle del Estado TRAYECTORIA.

Por último, el estado MOVIMIENTO es el responsable de contextualizar la información generada por los otros estados paralelos e integrarla para la emisión de las consignas de velocidad de los subsistemas carro e izaje en cada instante. Este estado es capaz de discernir si las operaciones deben ser guiadas por el usuario en modo manual o deben ser realizadas automáticamente cuando esta posibilidad está habilitada.

En el modo manual, la consigna enviada es un factor proporcional de la velocidad máxima que se determina según la presión que haga el usuario sobre el controlador de movimiento en la interfaz gráfica. En el modo automático, se envía siempre una consigna a máxima velocidad de acuerdo a la etapa que se esté transitando. Al igual que en el estado anterior, este también hace uso de la función *vMaxIzaje*.

El detalle de cómo actúa este estado puede ser observado en Fig. 17.

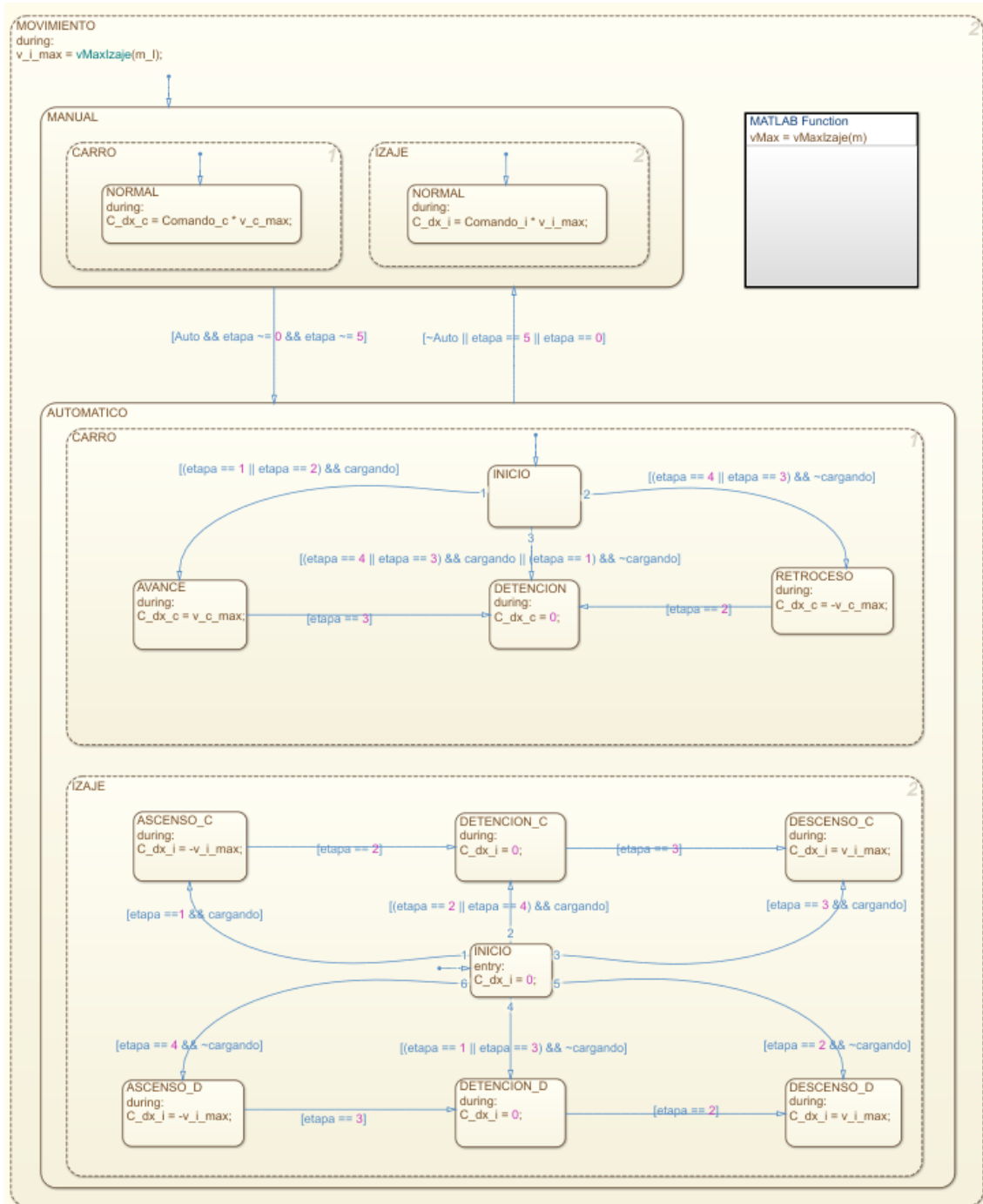


Figura 17:Detalle del Estado MOVIMIENTO.

El autómata de nivel 1 incorpora el uso de un generador de pulsos *Watchdog* que permite saber si el controlador está funcionando en cada momento. El diagrama de bloques completo, que contiene tanto la máquina de estados como el generador de pulsos puede ser observado en Fig. 18.

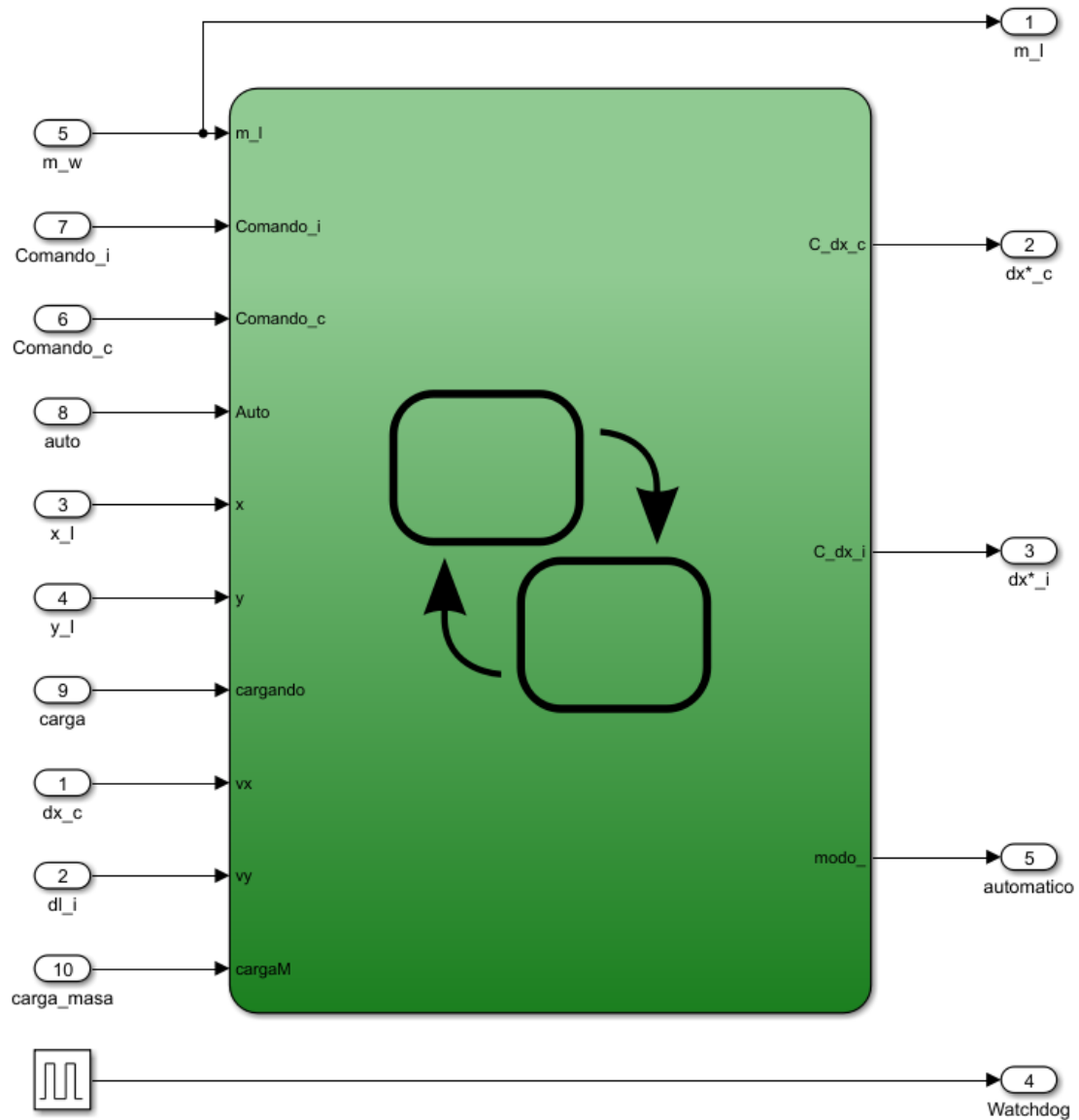


Figura 18: Diagrama de bloques que representa el Autómata de Nivel 1 al completo.

Autómata de Nivel 0

Como se explicó anteriormente, el autómata de nivel 0 está diseñado para tomar el control del sistema en caso de emergencia, en cuyo caso fuerza la detención del sistema. Este autómata está conformado por dos estados principales: WATCHDOG y CONTROL. Estos estados pueden ser observados de manera conjunta en Fig. 19.

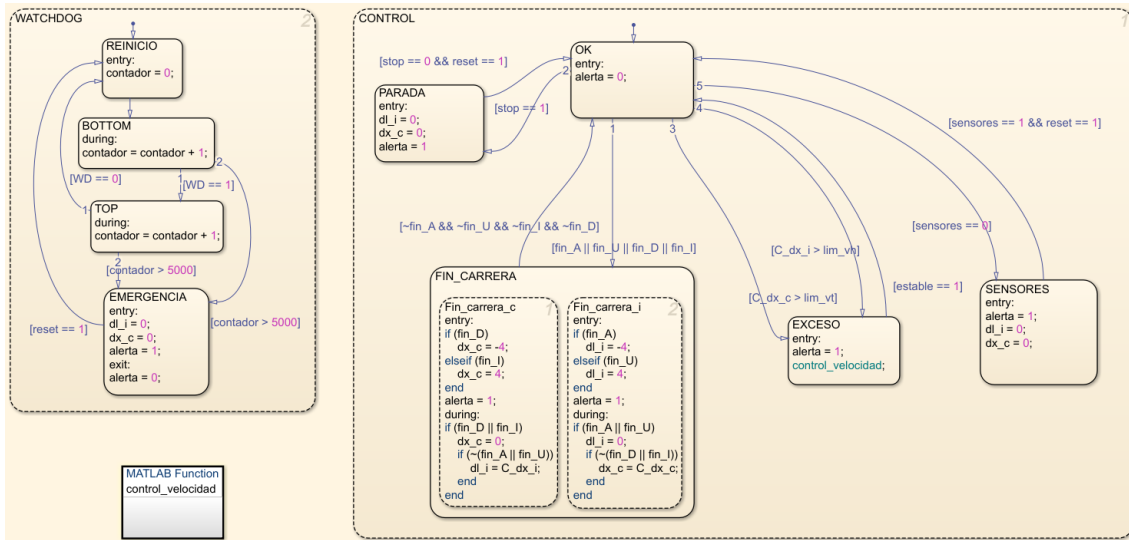


Figura 19: Estados discretos del Autómata de Nivel 0.

El primero de estos estados, WATCHDOG, maneja un contador a lo largo de cuatro etapas. La primera de estas etapas, REINICIO, resetea dicho contador; el estado TOP mide un flanco de subida del generador de pulsos implementado en el autómata de nivel 1; y el estado BOTTOM, que mide flancos de bajada. Cada uno de estos estados incrementa en uno el contador, reiniciándose cada vez que un ciclo subida-bajada se cumple. En caso de que el contador no se reinicie y el alcance el valor de 5000, el sistema interpretará que el controlador está desconectado, de manera que se pasa al estado EMERGENCIA, en el cual el control de la grúa se detiene por completo hasta que una señal *reset* es enviada manualmente. Lo explicado en este párrafo puede ser visualizado a continuación, en Fig. 20.

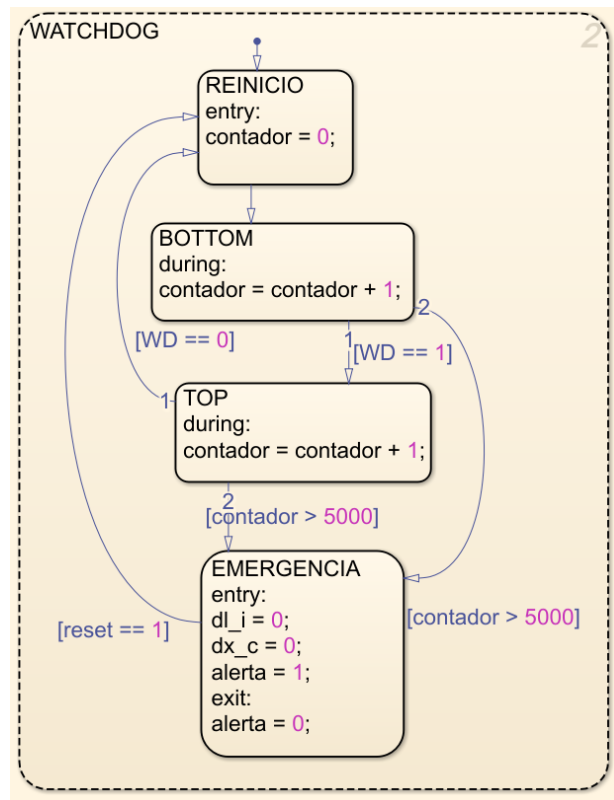


Figura 20: Detalle del Estado WATCHDOG.

Por otro lado, el estado CONTROL evalúa situaciones excepcionales durante las cuales el sistema debe ser detenido. En caso de que el funcionamiento del sistema sea el correcto, el estado activo es OK, que sirve como transición en la que no ocurre nada. En caso contrario, se contemplan cuatro situaciones, cada una consignada dentro de un subestado. En caso de presionar un pulsador de emergencia se envía una señal *stop* que hace que el autómata pase a un estado PARADA; alcanzar un fin de carrera introduce el estado FIN_CARRERA, que solo limita el movimiento en la dirección en la que se activa el sensor; al estado EXCESO se accede cuando se supera la velocidad máxima que se recomienda llevar en el sistema; y por último, en caso de malfuncionamiento de alguno de los sensores del sistema se accede al estado SENSORES.

El diagrama de bloques mostrado en *Fig. 21* muestra estos estados con mayor detalle.

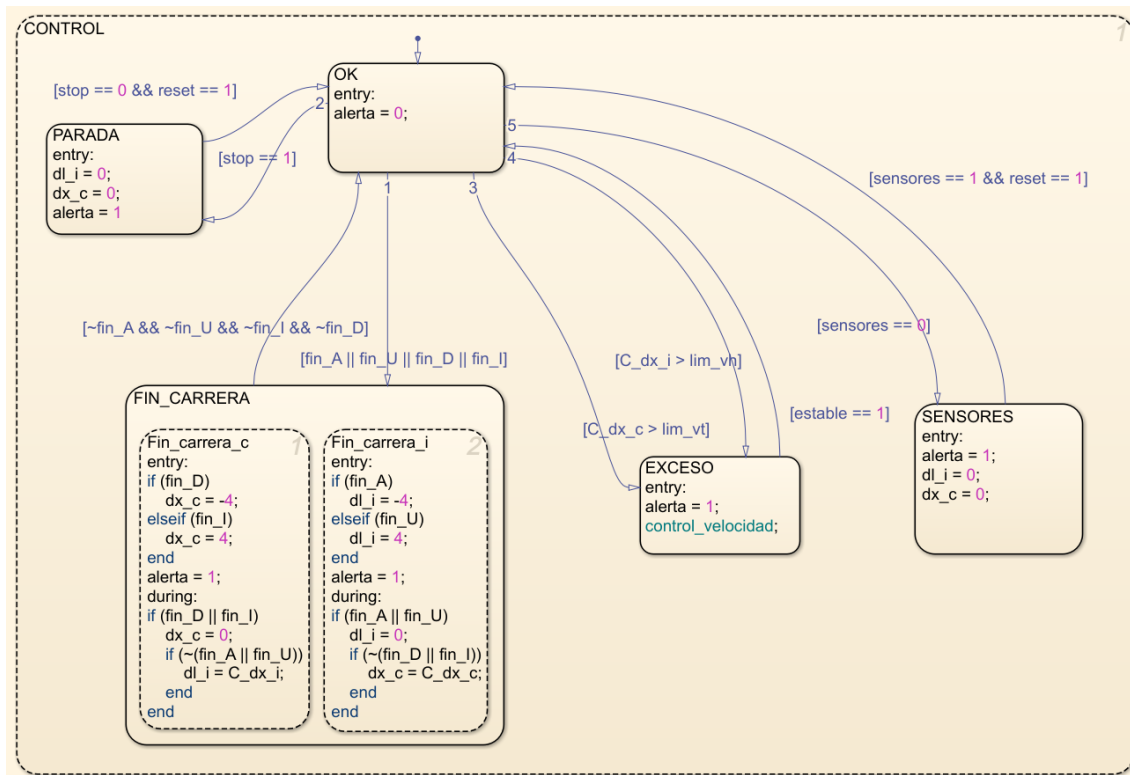


Figura 21:Detalle del Estado CONTROL.

El diagrama de bloques completo, que contiene tanto la máquina de estados como sus entradas y salidas puede ser observado en *Fig. 22*.

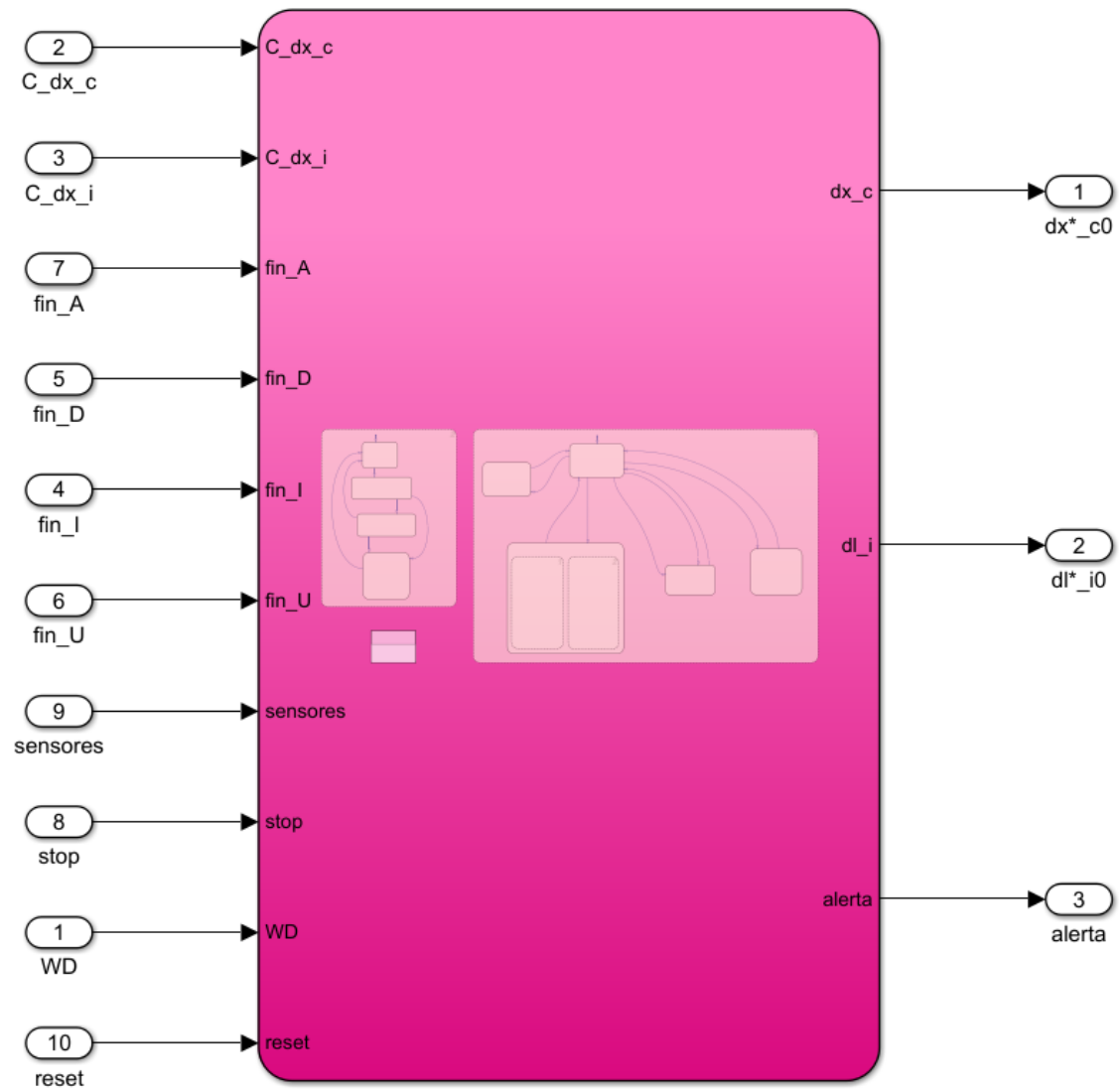


Figura 22: Diagrama de bloques que representa el Autómata de Nivel 0 al completo.

Simulaciones y Resultados

Simulink

Combinando todos los sistemas vistos hasta el momento, es posible obtener una representación fidedigna tanto del contexto portuario en que se implementará el sistema como del comportamiento de la grúa en las condiciones en las que se prueban. Para ello, los distintos módulos se interconectan como se presenta en *Fig. 23*.

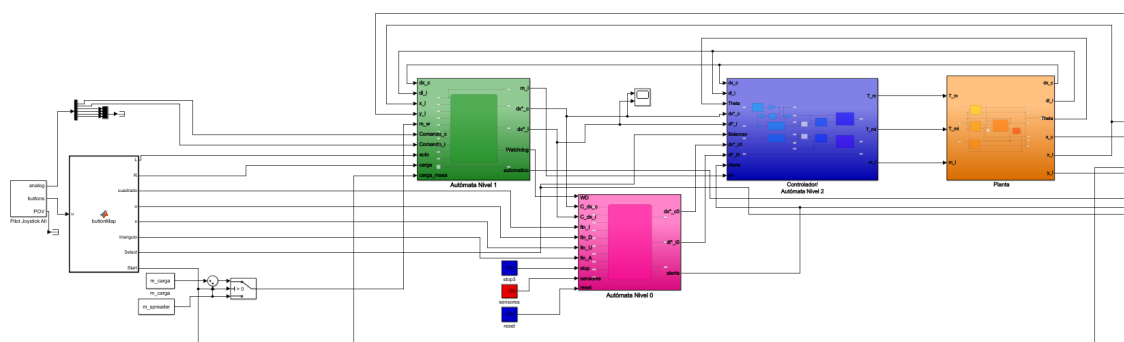


Figura 23: Diagrama de bloques que representa el Sistema al completo.

Para lograr interactividad con el usuario, se simula a través de un *joystick* la introducción de comandos a través de una interfaz de usuario. Para ello se mapea cada botón para simular una acción específica y lograr un comando integral del sistema. El mecanismo que posibilita la utilización del *joystick* puede observarse en la parte izquierda de *Fig. 23*.

Tomar y Soltar Contenedor

En *Fig. 24* se muestra la operación de tomar un contenedor y posteriormente soltarlo; y en *Fig. 25* se muestran gráficos de la fuerza de tensión en el cable y la variación en la posición de la carga obtenidos como reacción que afecta al sistema carro-izaje al realizar esta operación.

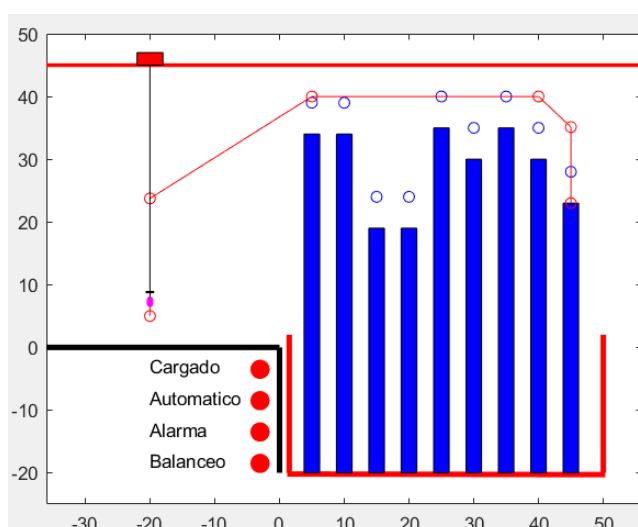


Figura 24: Operación de toma de Carga y su deposición.

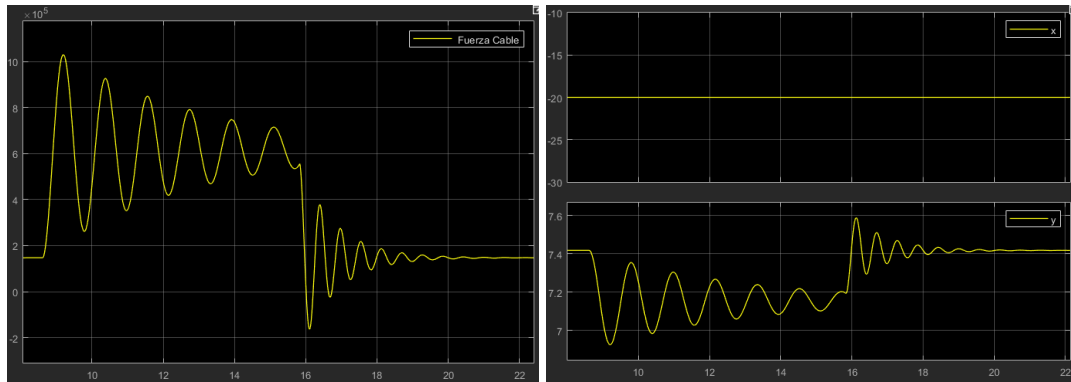


Figura 25: Gráficas de Fuerza en el Cable (izquierda) y Posición de la Carga (derecha) al tomar y soltar una Carga.

Se observa cómo al tomar y soltar la carga existe una variación de las fuerzas en el sistema que eventualmente se estabilizan en una posición de equilibrio, respetando el comportamiento real del sistema.

Control Manual sin ajuste de Balanceo

En Fig. 26 se muestra el resultado de la realización de una trayectoria con control manual desactivando el ajuste de balanceo en el controlador. Las consignas de velocidad enviadas y las velocidades reales de cada sistema en cada instante pueden ser observadas en Fig. 27.



Figura 26: Trayectoria manual sin control de balanceo.

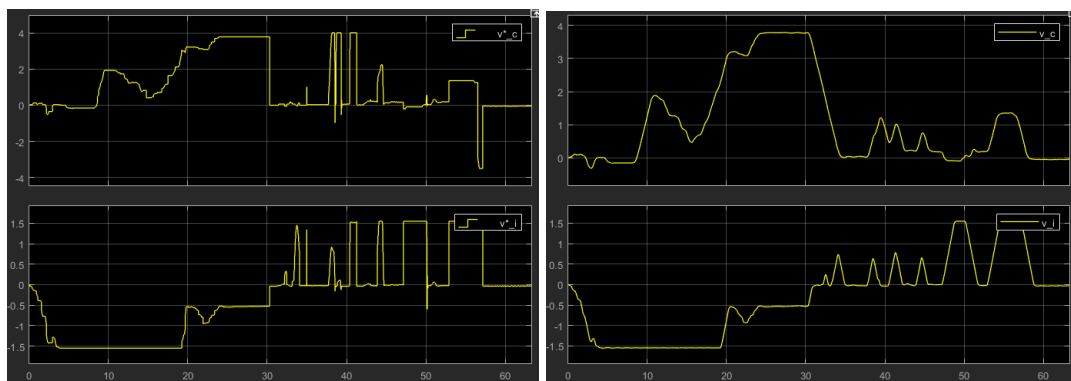


Figura 27: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al desplazarse sin control de balanceo.

Control Manual

En Fig. 28 se muestra el resultado de la realización de una trayectoria con control manual. Las consignas de velocidad enviadas y las velocidades reales de cada sistema en cada instante.

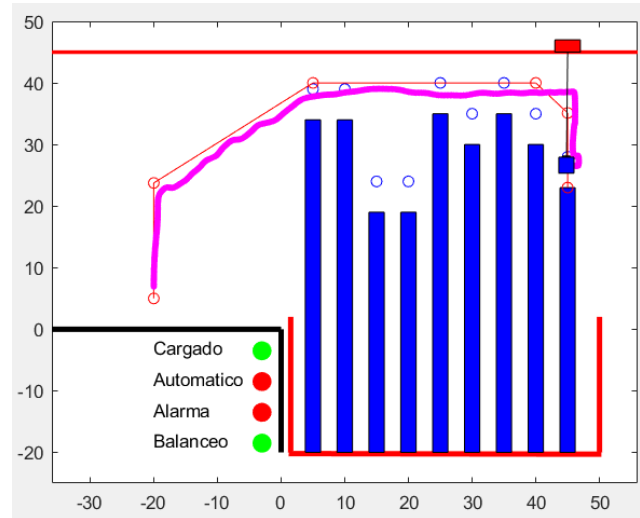


Figura 28: Trayectoria manual con control de balanceo.

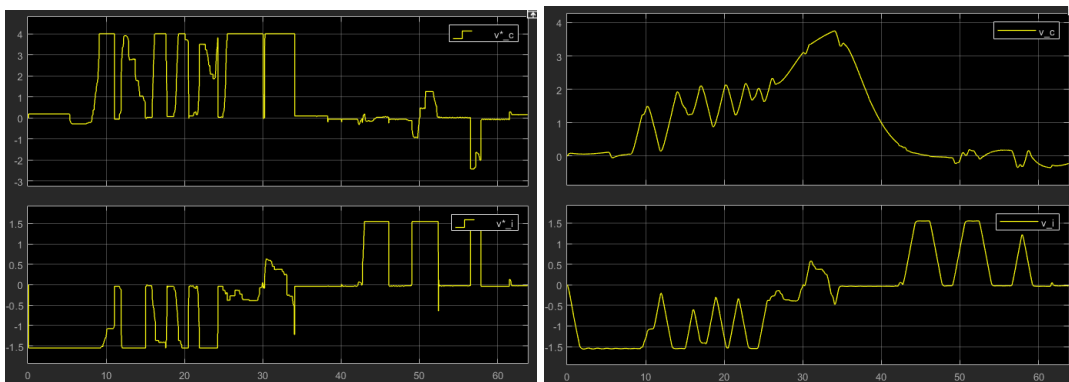


Figura 29: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al desplazarse con control de balanceo.

Puede observarse cómo, comparado con el caso anterior, el controlador actúa sobre las consignas del carro para minimizar el balanceo de la carga y lograr un control más suave sobre el sistema. Se destaca también cómo el perfil de consignas para el control del carro no es tan semejante al perfil de velocidades del carro reales. Esto se debe a que el controlador de balanceo actúa sobre la consigna de velocidad enviada para compensar sus efectos, afectando a la misma para la realización de operaciones más suaves, cuyo resultado puede apreciarse comparando Fig. 26 y Fig. 28.

Maniobra de Homing

En Fig. 30 se muestra el resultado de la realización de una maniobra de homing, que se inicia y realiza de manera automática cuando el operario retira la carga de la zona de seguridad de forma manual. También pueden observarse en Fig. 31 las consignas de velocidad y la velocidad real del sistema enviadas durante esta operación.

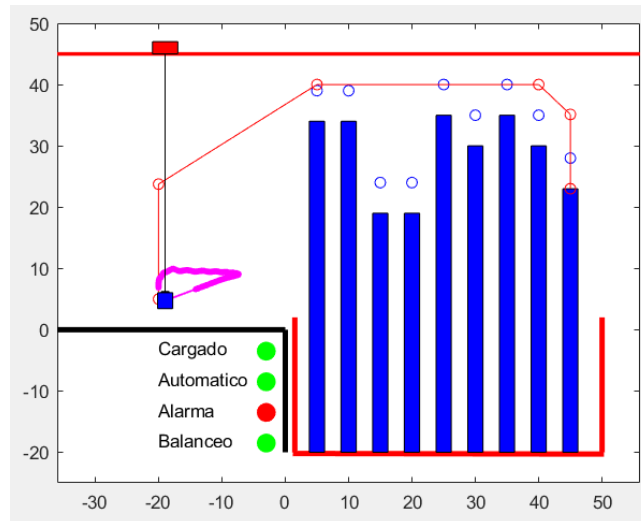


Figura 30: Maniobra automática de Homing.

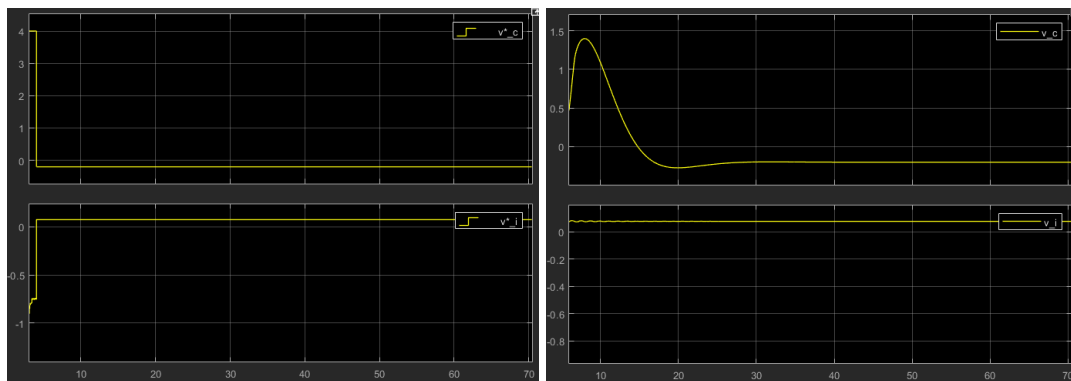


Figura 31: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al realizar una maniobra de Homing.

Se observa cómo, haciendo caso omiso de las consignas de velocidad enviadas, al activar el piloto automático el sistema es dirigido suavemente hacia una posición particular y mantiene una velocidad casi nula al alcanzar ese punto.

Control Automático en Carga

En Fig. 32 se muestra el resultado de la realización de una maniobra de carga automática. En Fig. 33 se representan las consignas de velocidad enviadas y las velocidades reales de cada sistema en cada instante.

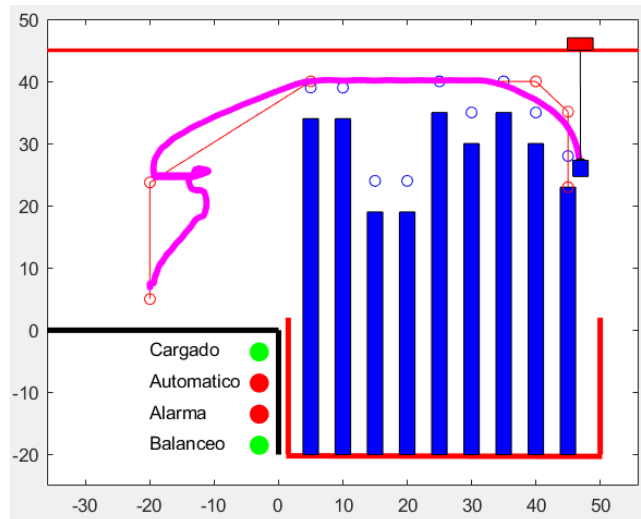


Figura 32: Maniobra automática de carga.

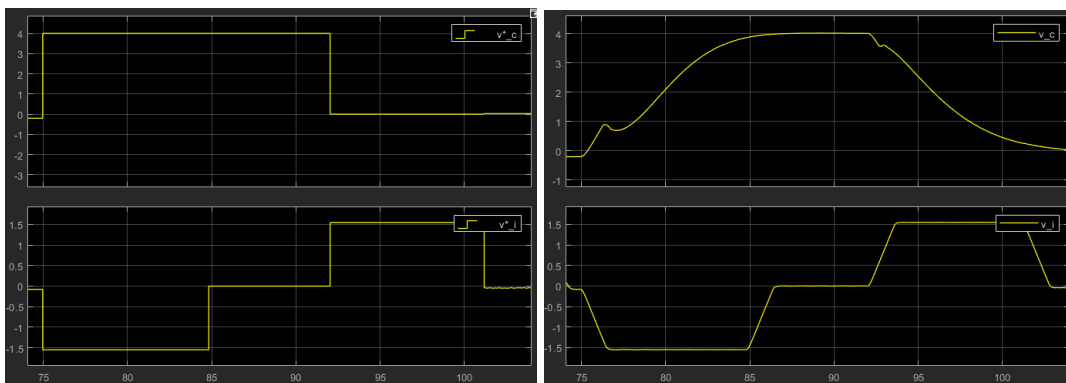


Figura 33: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al realizar una carga automática.

Las consignas de velocidad que se observan en *Fig. 33* son enviadas por el autómata, que ejecuta la trayectoria en un único movimiento sin interrupciones. Cualquier consigna enviada por el controlador del operario durante el uso del piloto automático es descartada.

Control Automático en Descarga

En *Fig. 34* se muestra el resultado de la realización de una maniobra de descarga automática. En *Fig. 35* se representan las consignas de velocidad enviadas y las velocidades reales de cada sistema en cada instante.

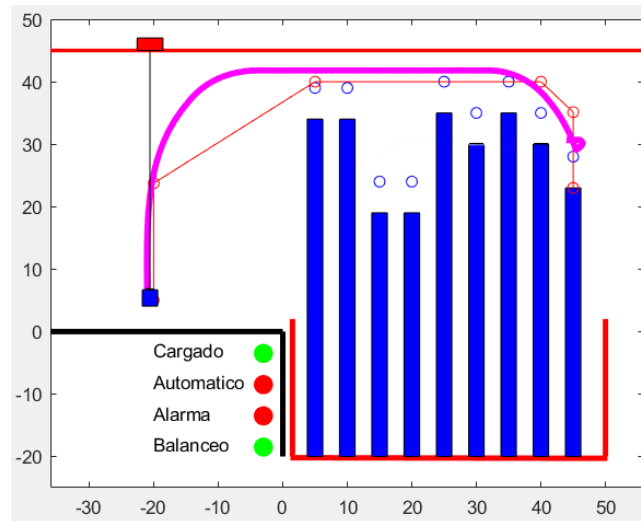


Figura 34: Maniobra automática de descarga.

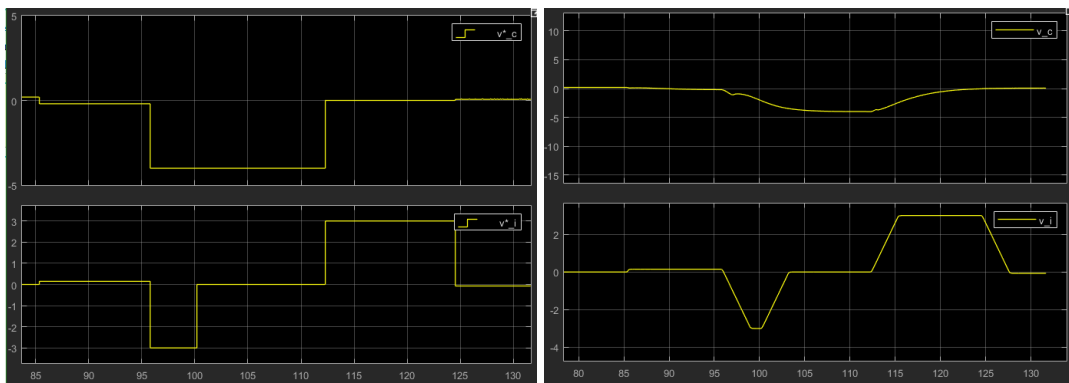


Figura 35: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al realizar una descarga automática.

Detención de Emergencia

En Fig. 36 se muestra la reacción del sistema cuando se alcanza un fin de carrera lateral, que impide movimiento lateral pero no vertical; cuando se alcanza un fin de carrera vertical, que impide un movimiento vertical pero no lateral; y cuando se alcanzan ambos fines de carrera, en cuyo caso se impide todo movimiento. También puede observarse las consignas de velocidad enviadas y la velocidad real del sistema en cada instante, evidenciando las consignas ignoradas en cada caso.

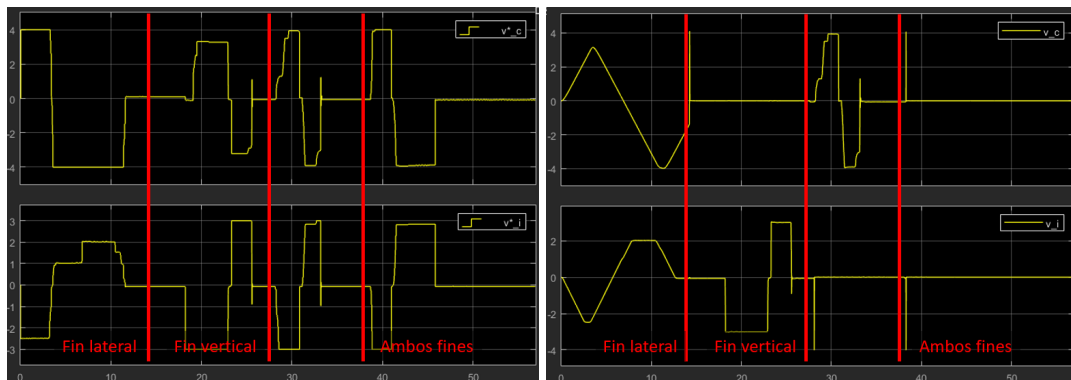


Figura 36: Gráficas de Consigna de Velocidad (izquierda) y Velocidad Real (derecha) al alcanzar un fin de carrera.

Codesys

Una vez implementada la planta y su control en MATLAB Simulink se procedió con la co-simulación creando un duplicado del autómata supervisor y del autómata de seguridad en Codesys siguiendo la norma IEC 61131.

Configuración de Codesys

Se configura y simula de forma local un PLC al cual se le cargan los autómatas programados. Al hacer esto se monta un servidor OPC UA, el cual es un estándar de intercambio de datos para una comunicación industrial segura, fiable, independiente del fabricante e independiente de la plataforma.

Mediante el *Toolbox* OPC de Matlab se puede realizar una conexión con este servidor para leer y escribir en tiempo real los datos del sistema

Es necesario generar dentro de la pantalla de seguridad de Codesys un certificado de confianza para el Matlab OPC Toolbox, debido a los estándares de seguridad y encriptación de la comunicación. En *Fig. 37* se muestra un detalle del menú de certificación de la conexión.

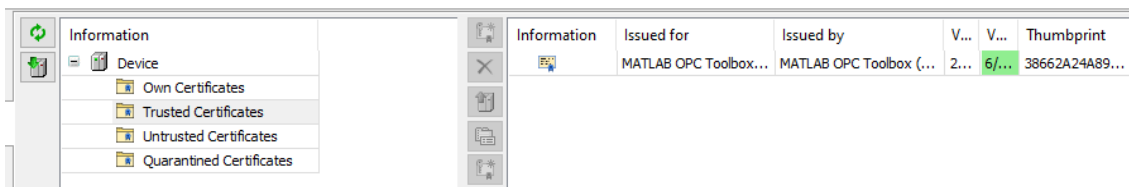


Figura 37: Certificado de Matlab OPC Toolbox

Para ejecutar la co-simulación los autómatas que ahora son emulados en Codesys, los bloques correspondientes de los autómatas fueron reemplazados dentro de Simulink por un bloque intérprete de función, la cual fue diseñada para conectarse como un cliente al servidor OPC UA mediante el establecimiento de nodos de lectura-escritura, lo que permite enviar las entradas para que puedan ser leídas por el PLC y comunicar a la salida la respuesta del PLC. Cabe mencionar que, al ser una parte del sistema que requiere de una rápida iteración y necesidad de cálculos, no fue posible incorporar el autómata de nivel 2 al servidor, ya que ralentizaba en exceso los procesos necesarios y causaba divergencias en el sistema. Es por esto que los únicos autómatas simulados en Codesys son aquellos de estados discretos, los de nivel 0 y 1, como se puede observar en *Fig. 38* y *Fig. 39*.

Esto llevado al caso de aplicación real significa que los autómatas de nivel 0 y 1 son implementados en el PLC, mientras que un controlador aparte, capaz de realizar cálculos a gran velocidad y baja latencia debe encargarse de contener el autómata de nivel 2.

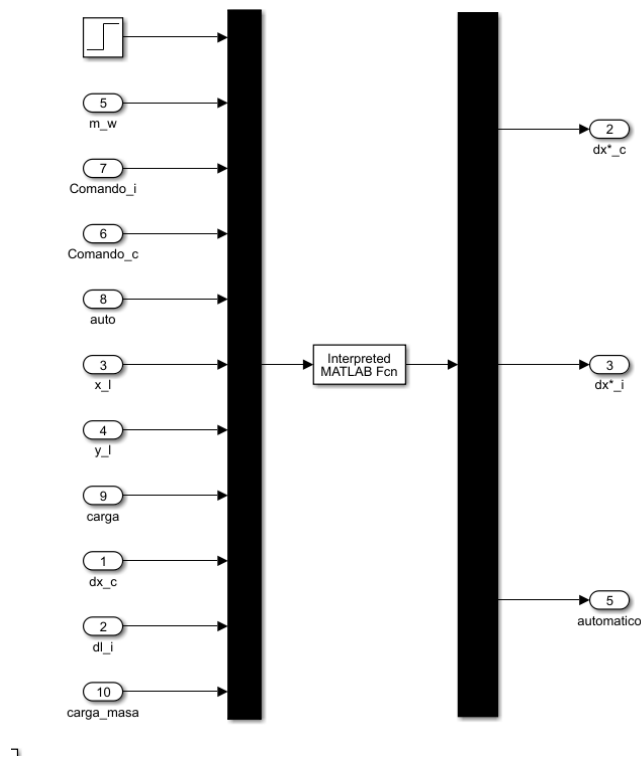


Figura 38: Autómata nivel 1 conectado con Codesys

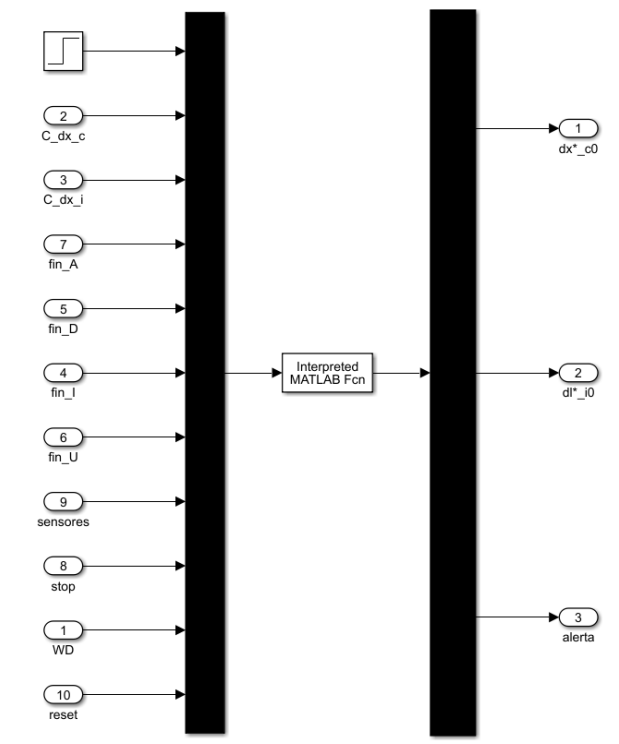


Figura 39: Autómata nivel 0 conectado con Codesys

Simulación

Se realizó exitosamente la co-simulación entre los dos entornos. Los resultados obtenidos pueden observarse en el enlace adjunto en la sección de *Anexos*.

Conclusiones

Se logró desarrollar de manera satisfactoria un autómata capaz de controlar de manera semiautomática una aplicación real haciendo las simplificaciones pertinentes para lograr una simulación lo suficientemente exacta para representar el comportamiento real del sistema, haciendo uso de una arquitectura modular en la que representar independientemente cada parte del mismo para luego integrar los componentes dinámicos y los autómatas de estado continuo en un modelo funcional y que responde correctamente en tiempo real.

Se destaca la acción del controlador para poder encontrar la trayectoria que optimiza los tiempos de operación y la compensación del movimiento del carro para mitigar los efectos del balanceo de la carga, aplicaciones que resultan indispensables en la implementación real del sistema.

La realización de una interfaz de usuario amigable con el mismo resulta indispensable para el control correcto e intuitivo del sistema, y el hecho de realizarlo en software distinto al de simulación ha permitido representar la comunicación que ocurriría en la realidad donde el programa de control es conectado de manera externa e independiente al controlador principal.

Referencias

- [1] Ing. Gabriel L. Julián “*Guia Proyecto Global Integrador: Control Semi-Automático Coordinado de Grúa Portuaria de Muelle tipo Pórtico*”
- [2] Ing. Gabriel L. Julián “*Material de cátedra Autómatas y control discreto*”
- [3] Katsuhiko Ogata “*Ingeniería de control moderna 5ta edicion*”

Anexos

[1] Video de demostración del Sistema:

<https://drive.google.com/drive/folders/1tqGFdoi-v0Zk5TCeqd0JGlrxhubtdQz8?usp=sharing>