

PROYECTO DE GRADO

Presentado ante la ilustre UNIVERSIDAD DE LOS ANDES como requisito parcial para
obtener el Título de INGENIERO DE SISTEMAS

CONTROLADOR PROPORCIONAL-INTEGRAL (PI) PARA
UN TANQUE PRESURIZADO.
(TEORÍA Y PRÁCTICA)

Por

Br. Miguel Peña

Tutor: Prof. Mario Spinetti

Junio 2016



©2016 Universidad de Los Andes Mérida, Venezuela

Controlador Proporcional-Integral (PI) para un tanque presurizado.

(Teoría y Práctica)

Br. Miguel Peña

Proyecto de Grado — Control y Automatización, 83 páginas

Resumen: En el presente trabajo se muestra la sintonización e implementación de un control tipo proporcional-integral (PI) que permita mantener constante en un valor deseado la presión del tanque presurizado de la planta de entrenamiento DAC-603. La salida de caudal del tanque presurizado es regulada a través de una servo-válvula con actuador neumático de diafragma y resorte, por lo que se incluye en el modelo no lineal del sistema, un modelo matemático no lineal para dicho actuador. El modelo obtenido se valida comparando su respuesta con mediciones, empleando un índice de error.

Palabras clave: modelado de sistemas hidráulicos,servo válvula neumática, control PI, sistemas no lineales.

Este trabajo fue procesado en L^AT_EX.

A Dios todopoderoso, mi familia y tutor.

En Honor a mi padre.

Índice

Índice de Tablas	vi
Índice de Figuras	vii
Introducción	x
1 Aspectos preliminares de la investigación	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del Problema	2
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo General	2
1.3.2 Objetivos Específicos	3
1.4 Justificación	3
1.5 Metodología	4
1.6 Alcance de la investigación	5
2 Modelo a lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado	6
2.1 Modelo a lazo abierto del sistema hidráulico presurizado	7
2.2 Modelo del servo actuador neumático de diafragma y resorte	10
2.3 Modelo de la válvula de globo de asiento simple	13
2.4 Modelo en lazo abierto del tanque presurizado con la servo-válvula . . .	14
2.5 Modelo del controlador lineal de acción proporcional-integral (PI) . . .	16
2.5.1 Banda proporcional	17
2.6 Modelo a lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado	17

3 Síntesis de un controlador tipo PI por linealización aproximada	19
3.1 Puntos de equilibrio del sistema hidráulico presurizado	20
3.2 Linealización aproximada del modelo del sistema hidráulico presurizado	22
3.3 Función de transferencia del sistema hidráulico presurizado	25
3.4 Técnica de sintonización para el controlador proporcional-integral (PI)	26
4 Implementación y validación del sistema hidráulico presurizado	29
4.1 Planta de entrenamiento DAC-603	30
4.1.1 Controlador UDC-3300	31
4.2 Ajuste del modelo de la válvula de globo de simple asiento	32
4.3 Modelo del actuador neumático de diafragma-resorte ante un escalón .	35
4.4 Modelo en lazo abierto del sistema presurizado incluyendo servo válvula	38
4.5 Validación del sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado	45
4.5.1 Sintonización del PI mediante Chien, Hrnoes y Reswick	46
4.5.2 Sintonización del PI mediante el controlador UDC-3300	62
4.6 Análisis de resultados	74
5 Conclusiones y recomendaciones	77
Bibliografía	80
A Validez de un modelo	82

Índice de Tablas

2.1	Parámetros del modelo a lazo abierto del sistema hidráulico presurizado.	9
3.1	Tabla de sintonización del método CHR.	27
4.1	Valores para los parámetros del modelo realizado por Zerpa (2014) . . .	33
4.2	Coeficientes del modelo del actuador de diafragma y resorte.	37
4.3	Tabla de valores para el modelo del sistema hidráulico presurizado . . .	41
4.4	MAPE de todas las pruebas realizadas para cada sintonización.	75

Índice de Figuras

2.1	Diagrama P&ID del sistema hidráulico presurizado.	7
2.2	Cuerpo de la válvula de control y su actuador de diafragma y resorte.	11
2.3	Diagrama de bloques del proceso en lazo cerrado	16
3.1	Identificación gráfica de L .	27
3.2	Identificación gráfica de a y L .	28
4.1	Planta de entrenamiento DAC-603.	31
4.2	Controlador UDC-3300.	31
4.3	Puntos de equilibrio de $h(t)$ respecto a la posición $x_{V_1}(t)$ del vástago.	34
4.4	Valores estimados para A_3 respecto a la posición $x_{V_1}(t)$ del vástago.	34
4.5	Desplazamiento del vástago del servo actuador.	36
4.6	Simulación del modelo del actuador neumático de diafragma y resorte.	38
4.7	Data experimental de la altura del sistema presurizado en lazo abierto.	39
4.8	Data experimental de la presión del sistema presurizado en lazo abierto.	39
4.9	Data experimental caudal de entrada al tanque presurizado (lazo abierto).	40
4.10	Data experimental caudal de salida del tanque presurizado (lazo abierto).	40
4.11	Simulación para $h(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	42
4.12	Simulación para $P(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	42
4.13	Simulación para $Q_i(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	43
4.14	Simulación para $Q_o(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	43
4.15	Simulación para $x_{V_1}(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	44
4.16	Simulación para $p_D(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.	44
4.17	Respuesta de $G(s)$ ante una entrada escalón unitario.	48
4.18	Grafica de $G'(s)$.	49

4.19	Grafica de $G'(s)$.	50
4.20	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	51
4.21	Respuesta $P(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	51
4.22	Respuesta $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	52
4.23	Respuesta $Q_o(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	52
4.24	Respuesta $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	53
4.25	Respuesta $p_D(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.	53
4.26	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	54
4.27	Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	54
4.28	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	55
4.29	Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	55
4.30	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	56
4.31	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	57
4.32	Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	57
4.33	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	58
4.34	Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	58
4.35	Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	59
4.36	Respuesta de $p_D(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.	59
4.37	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	60
4.38	Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	60
4.39	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	61
4.40	Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	61
4.41	Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.	62
4.42	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.	64
4.43	Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.	64
4.44	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.	65
4.45	Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.	65
4.46	Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.	66
4.47	Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).	66
4.48	Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).	67
4.49	Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).	67

4.50 Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).	68
4.51 Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).	68
4.52 Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.	69
4.53 Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.	70
4.54 Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.	70
4.55 Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.	71
4.56 Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.	71
4.57 Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).	72
4.58 Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).	72
4.59 Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).	73
4.60 Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).	73
4.61 Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).	74

Introducción

Esta investigación se enfoca en modelar el comportamiento dinámico en lazo cerrado de un circuito de flujo que contiene al tanque presurizado, una servo-válvula con actuador de diafragma y resorte y un controlador de tipo proporcional-integral(PI), de la planta de entrenamiento DAC-603. El proceso de modelado se aplica sobre el actuador de dicha válvula y sobre el área efectiva de salida del tanque presurizado, con la finalidad de poder establecer un lazo de realimentación que permita sintonizar un controlador de acción proporcional-integral (PI) que influya sobre el proceso por medio del actuador, regulando la presión dentro del tanque cerrado a través de variaciones del área efectiva de la tubería de salida.

El modelo del sistema en lazo cerrado se sustenta sobre las bases teóricas que proporcionan las leyes físicas asociadas a la cinemática de los cuerpos y la teoría de control moderna, además de que se ajusta con mediciones que permiten validar la respuesta del mismo, utilizando un índice de error.

El proceso de modelado, el ajuste de los parámetros, la sintonización del controlador y la validación se estructuran en el manuscrito mediante cinco capítulos y una sección de apéndices. El capítulo 1 está conformado por los antecedentes, el planteamiento del problema, la justificación, los objetivos y el alcance de la investigación. El capítulo 2 describe el desarrollo del modelo en lazo cerrado del sistema y la servo-válvula, así como sus condiciones de operación. El capítulo 3 está constituido por el proceso de sintonización del controlador tipo proporcional-integral (PI) por linealización aproximada. El capítulo 4 describe el proceso de validación y el análisis de resultados; finalmente el capítulo 5 consiste en las conclusiones y recomendaciones.

Se incluye una sección de apéndices donde se describe los métodos de validación de un modelo.

Capítulo 1

Aspectos preliminares de la investigación

1.1 Antecedentes

La investigación a desarrollar se fundamenta en la obtención de un modelo matemático a lazo cerrado, continuo y no lineal que permita predecir el comportamiento de un sistema hidráulico presurizado bajo la acción de un controlador de tipo proporcional-integral (PI). En tal sentido, se emplea como punto de partida y como referencia principal el trabajo realizado por [Zerpa \(2014\)](#), en donde se establece un modelo matemático a lazo abierto, continuo, de tercer orden y no lineal de un sistema hidráulico presurizado, obtenido mediante la aplicación de leyes físicas y validado a través de datos experimentales.

Para cerrar el lazo se debe incorporar un elemento final de control. En ésta investigación, se utiliza como elemento final de control una servo válvula neumática con actuador de diafragma y resorte, lo que amerita el estudio de su dinámica y la obtención de un modelo matemático que permita representar con cierta presión su comportamiento. El trabajo realizado en [Shang y Wolfe \(2008\)](#) muestra el desarrollo de un modelo matemático para una válvula con características similares a la utilizada, por tanto se emplea éste como referencia principal para la obtención de modelo requerido.

De igual forma, se utiliza el trabajo realizado por [T. Li y L. Fang \(2015\)](#) con el

objeto de tomar en cuenta el efecto del retardo producido por el aire comprimido que actua sobre el diafragma y la fuerza necesaria para generar el accionamiento del mismo. A fin de mejorar la respuesta del modelo para la válvula usada, se incluyen las características no lineales de un sistema de tipo masa-amortiguador-resorte, referidas en la investigación realizada de [Shang y Wolfe \(2008\)](#).

Finalmente, [Aström y Hägglund \(2009\)](#) fue la guía fundamental para el desarrollo de la política de control descrita por un controlador de tipo proporcional-integral (PI), en donde se estudiaron un conjunto de técnicas de sintonización de los controladores. Además, se utilizó el trabajo de [H. Sira y R. Márquez \(2004\)](#) donde se muestran como abordar un sistema no lineal e incluir un control lineal por medio de las variables incrementales.

1.2 Planteamiento del Problema

El trabajo desarrollado en [Zerpa \(2014\)](#) da como resultado un modelo matemático a lazo abierto, continuo y no lineal para un sistema hidráulico presurizado. No obstante, hasta el momento no se conoce qué le sucede a éste modelo cuando se pretende cerrar el lazo por medio de la acción de un controlador lineal.

Por tal motivo, el trabajo se fundamenta en el planteamiento de un modelo matemático a lazo cerrado, continuo y no lineal para un sistema hidráulico presurizado que incorpore la dinámica descrita por una servo-válvula con actuador de servomotor de diafragma y resorte que genere regulaciones sobre el caudal de salida a través de las acciones de un controlador lineal de tipo proporcional-integral (PI) y que mediante éste modelo, se pueda predecir el comportamiento del sistema hidráulico presurizado con una aproximación superior al 90%.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

- Diseñar un sistema de control automático de acción proporcional-integral que permita mantener constante la presión dentro del tanque presurizado de la planta

de entrenamiento industrial DAC603.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Validar el modelo del sistema en lazo abierto.
- Desarrollar el modelo no lineal de la válvula de asiento con actuador neumático de diafragma y resorte.
- Incluir el modelo de la servo válvula neumática en el modelo del sistema a lazo abierto y validarla experimentalmente.
- Diseñar y simular un controlador de acción proporcional-integral que permita cerrar el lazo del sistema, manteniendo la presión del tanque presurizado en un valor constante deseado.
- Validar experimentalmente el lazo de control desarrollado.

1.4 Justificación

La mayoría de los sistemas dinámicos que pueden ser explicados a través de las leyes de la física, pueden ser representados de forma más eficiente por medio de modelos matemáticos de ecuaciones diferenciales no lineales. Ejemplo de ello se encuentra en el trabajo desarrollado en [Zerpa \(2014\)](#), donde se logra obtener un modelo matemático a lazo abierto de un sistema hidráulico presurizado. Sin embargo, el control de tales sistemas dinámicos no lineales se transforma en un reto de alta competencia debido a la complejidad que en ellos se encuentra inmersa, por lo que, cerrar el lazo y establecer una política de control para el modelo del sistema hidráulico presurizado mencionado anteriormente, constituye un avance importante en la continuación de dicha investigación.

Por tal motivo, el trabajo aquí desarrollado se orienta a la continuación y extensión de la investigación iniciada en [Zerpa \(2014\)](#), con el objeto de hallar el modelo no lineal

en lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado que incluye la dinámica de una servo-válvula con actuador de diafragma y resorte, la cual es accionada por un controlador lineal de tipo proporcional-integral (PI).

1.5 Metodología

En primer lugar se implementó el circuito de flujo que incluye al tanque cerrado y la servo-válvula con actuador de diafragma y resorte, en la planta de entrenamiento DAC-603. Luego de manera práctica se realizó la comprobación de la validación del modelo obtenido en el trabajo realizado por [Zerpa \(2014\)](#) al poner en marcha la planta de entrenamiento con el circuito antes mencionado.

Posteriormente se estudió el comportamiento en el tiempo de la servo-válvula ante entradas de aire de tipo escalón y su efecto en el movimiento del vástago de la misma, para establecer así un modelo matemático no lineal que aproxime la dinámica registrada.

Una vez hallado el modelo matemático de la servo-válvula, se incluyó éste en el modelo del tanque presurizado realizado por [Zerpa \(2014\)](#) para posteriormente analizar su comportamiento a lazo abierto. Validado el modelo en lazo abierto, se prosedió a aplicar el método de linealización aproximada para hallar la representación lineal del mismo, con la finalidad de aplicar un método de sintonización y ajustar con ello los parámetros de un controlador tipo proporcional-integral (PI).

Se conectó el controlador UDC-3300 instalado en la planta de entrenamiento al circuito de flujo configurado anteriormente, para introducir en dicho controlador los valores sintonizados de sus parámetros y validar con ello el modelo en lazo cerrado obtenido. Finalmente, se inició la sintonización realizada por los algoritmos internos del controlador y luego de ajustar sus parámetros de forma automática, se introdujeron éstos en el modelo a lazo cerrado, para posteriormente realizar la validación del mismo.

1.6 Alcance de la investigación

El modelo a lazo cerrado obtenido no contempla la dinámica de los factores de pérdidas encontrados en la tubería de impulsión y en la de salida del tanque presurizado, ya que su aproximación a un valor constante hace que los resultados del modelo desarrollado se encuentren dentro del rango de error considerado como aceptable. El controlador para el sistema se limitó a ser lineal y de acción proporcional-integral (PI), con la finalidad de aumentar solo en uno, el orden del sistema en lazo cerrado.

Capítulo 2

Modelo a lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado

Partiendo del modelo matemático continuo y no lineal del sistema hidráulico presurizado presentado por [Zerpa \(2014\)](#), se procede a incluir un lazo de control realimentado. Una configuración básica de la planta utilizada en la implementación de este trabajo, se observa en el diagrama P&ID mostrado en la Figura 2.1 y se detalla en el capítulo 4.

El diagrama incluye la configuración utilizada por [Zerpa \(2014\)](#), la cual se constituye por el tanque abierto, una bomba centrífuga, un tanque presurizado y una válvula manual conectada a la salida del tanque presurizado. Tal configuración se mantuvo y se extendió con la inclusión de una servo válvula neumática (CV-2), un controlador tipo proporcional-integral (PI), un convertidor de tipo corriente/presión (I/P) usado para comandar la servo-válvula neumática y un sensor/transmisor de presión que mide la presión dentro del tanque presurizado. Con estos dispositivos se procedió a establecer una configuración en lazo cerrado, donde la variable medida es la presión del tanque presurizado y la cual se realimenta a través del controlador PI que actúa sobre el área de salida del tanque por medio de la servo válvula CV-2.

En la continuación de este capítulo se presentan la dinámica obtenida por [Zerpa \(2014\)](#) de forma resumida, se obtiene la dinámica propia del servo actuador de la servo-válvula neumática con el convertidor I/P, la ecuación algebráica de la válvula de globo

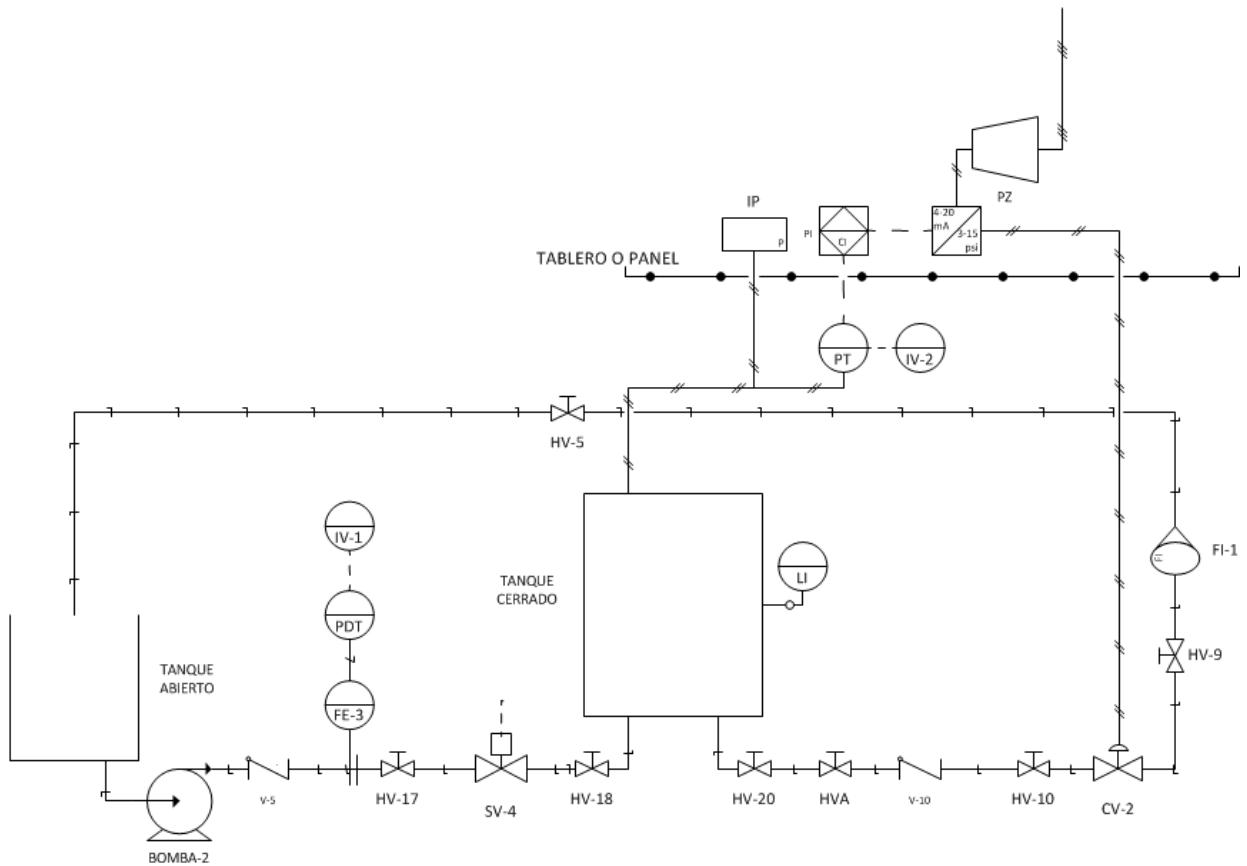


Figura 2.1: Diagrama P&ID del sistema hidráulico presurizado.

de asiento simple y se incluye la acción dinámica del controlador tipo PI, con lo cual se obtendrá un sistema de ecuaciones diferenciales de orden nueve que representa la dinámica del sistema en lazo cerrado.

2.1 Modelo a lazo abierto del sistema hidráulico presurizado

El modelo dinámico utilizado como precedente en el desarrollo de esta tesis se muestra en la ecuación (2.1), donde las variables de estado son $h(t)$ que representa la altura del líquido confinado en el tanque, $x_2(t)$ que simboliza la razón de cambio con respecto al tiempo del nivel del líquido en el tanque y $Q_i(t)$ que es el caudal de entrada al tanque

presurizado. El modelo se caracteriza por ser continuo, no lineal, de tercer orden, con una singularidad en $h(t) = 0$ y dependiente del área de salida A_3 .

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt}h(t) = x_2(t) \\ \frac{d}{dt}x_2(t) = \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(2a_1\rho(a_1 - 1)x_2(t)^2 + \frac{1}{2A_3}h(t)\frac{d}{dt}Q_i(t) + \frac{1}{2\rho A_3^2}Q_i(t)^2 \right) \\ \quad + \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(\frac{1 - 2a_1}{A_3}Q_i(t)x_2(t) + \rho gh(t) + p_3 - p(0)\frac{(L - h(0))}{(L - h(t))} \right) \\ \frac{d}{dt}Q_i(t) = \frac{A_1}{l_{B1}} \sum_{j=0}^n \frac{1}{\rho^j A_1^j} b_j Q_i(t)^j - \frac{A_1}{l_{B1}} \left(p(0)\frac{L - h(0)}{L - h(t)} + \rho g(h(t) - \Delta L_1) \right) \\ \quad - \frac{f_1}{2l_{B1}A_1\rho} Q_i(t)^2, \end{array} \right. \quad (2.1)$$

donde $a_1 = \frac{1}{2}\frac{A + A_3}{A_3}$ y la tabla 2.1 define cada uno de los parámetros utilizados en la expresión anterior.

Parámetro	Descripción
A	Área de la sección transversal del tanque
A_1	Área del orificio de entrada del tanque
A_3	Área equivalente de la válvula de salida del tanque cerrado
L	Altura del tanque
ΔL_1	Altura del orificio de entrada medida desde el fonde del tanque
b_0, b_1, \dots, b_m	Coeficientes del polinomio de grado m asociado a la bomba
f_1	Coeficiente general de pérdidas en la tubería de impulsión
l_{B1}	Longitud de la tubería de impulsión
p_{atm}	Presión atmosférica o presión barométrica
p_3	Presión en la salida del tanque
ρ	Densidad del líquido
g	Aceleración de la gravedad

Tabla 2.1: Parámetros del modelo a lazo abierto del sistema hidráulico presurizado.

El término f_1 es considerado como constante, el cual incluye implícitamente todas las pérdidas encontradas en la tubería de impulsión. Para hallarlo, se sustituyen los equilibrios \bar{h} y \bar{Q}_i para la altura del nivel del líquido en el tanque y su caudal de entrada, respectivamente y se despeja de la expresión (2.1), dando como resultado la ecuación (2.2),

$$f_1 = \frac{2A_1^2\rho(\rho g(\Delta L_1 - \bar{h}) + b_0)}{\bar{Q}_i^2} + \frac{2A_1^2\rho p(0)(h(0) - L)}{\bar{Q}_i^2(L - \bar{h})} + \frac{2A_1 b_1}{\bar{Q}_i} + \frac{2b_2}{\rho}. \quad (2.2)$$

Se requiere colocar (2.1) como una función de la presión del tanque presurizado, por lo que a continuación se incluye su dinámica. Según [Zerpa \(2014\)](#), la ecuación (2.3) representa la presión generada por la compresión del aire contenido en la parte superior del tanque, la cual se obtuvo a partir de la aplicación de la ley de los gases ideales, donde $h(0)$ y $p(0)$ son la altura inicial del líquido y la presión inicial del sistema, respectivamente

$$P(t) = p(0) \frac{L - h(0)}{L - h(t)} - p(0). \quad (2.3)$$

Al derivar respecto al tiempo la ecuación (2.3) y realizar en ésta la sustitución $\frac{d}{dt}h(t) = x_2(t)$, se obtiene como resultado la ecuación (2.4) que representa la dinámica de la presión neumática del tanque cerrado

$$\frac{d}{dt}P(t) = \frac{x_2(t)p(0)(L - h(0))}{(L - h(t))^2}. \quad (2.4)$$

Como se desea regular la presión dentro del tanque cerrado se requiere la expresión del caudal de salida. Aplicando la ley de Euler en el interfase gas-líquido, se consigue la expresión (2.5)

$$\begin{aligned} \frac{p_3}{\rho} - \frac{p(0)(L - h(0))}{\rho(L - h(t))} + \frac{1}{2}\left(\frac{Q_o(t)}{A_3\rho}\right)^2 - \frac{1}{2}(x_2(t))^2 + \\ \rho h(t) - \frac{1}{2}h(t)\frac{d}{dt}x_2(t) + \frac{1}{2}\frac{h(t)}{A_3\rho}\frac{d}{dt}Q_o(t) = 0, \end{aligned} \quad (2.5)$$

al despejar $\frac{d}{dt}Q_o(t)$ de la ecuación anterior, se obtiene entonces la dinámica (2.6) para el caudal de salida del sistema hidráulico presurizado

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}Q_o(t) = \frac{2A_3\rho}{h(t)} \left(-\frac{p_3}{\rho} + \frac{p(0)(L - h(0))}{\rho(L - h(t))} - \frac{1}{2}\left(\frac{Q_o(t)}{A_3\rho}\right)^2 + \frac{1}{2}x_2(t)^2 - gh(t) \right) \\ + A_3\rho\frac{d}{dt}x_2(t) \end{aligned} \quad (2.6)$$

2.2 Modelo del servo actuador neumático de diafragma y resorte

En el diagrama P&ID mostrado en la Figura 2.1 se incluye en la salida del tanque cerrado una servo válvula neumática con actuador de diafragma y resorte, denotada por la etiqueta CV-2, la cual se encarga de realizar variaciones sobre el área (A_3) de la tubería y por ende sobre el caudal de salida ($Q_o(t)$) del sistema para regular la presión del tanque cerrado a un valor deseado. La Figura 2.2 muestra en detalle las piezas y partes que constituyen la servo válvula CV-2.

Para obtener la dinámica del movimiento del vástago del actuador es necesario atender a las características mecánicas del mismo, dichas características se encuentran referenciadas en el trabajo realizado por Shang y Wolfe (2008), el cual se basa en la ley

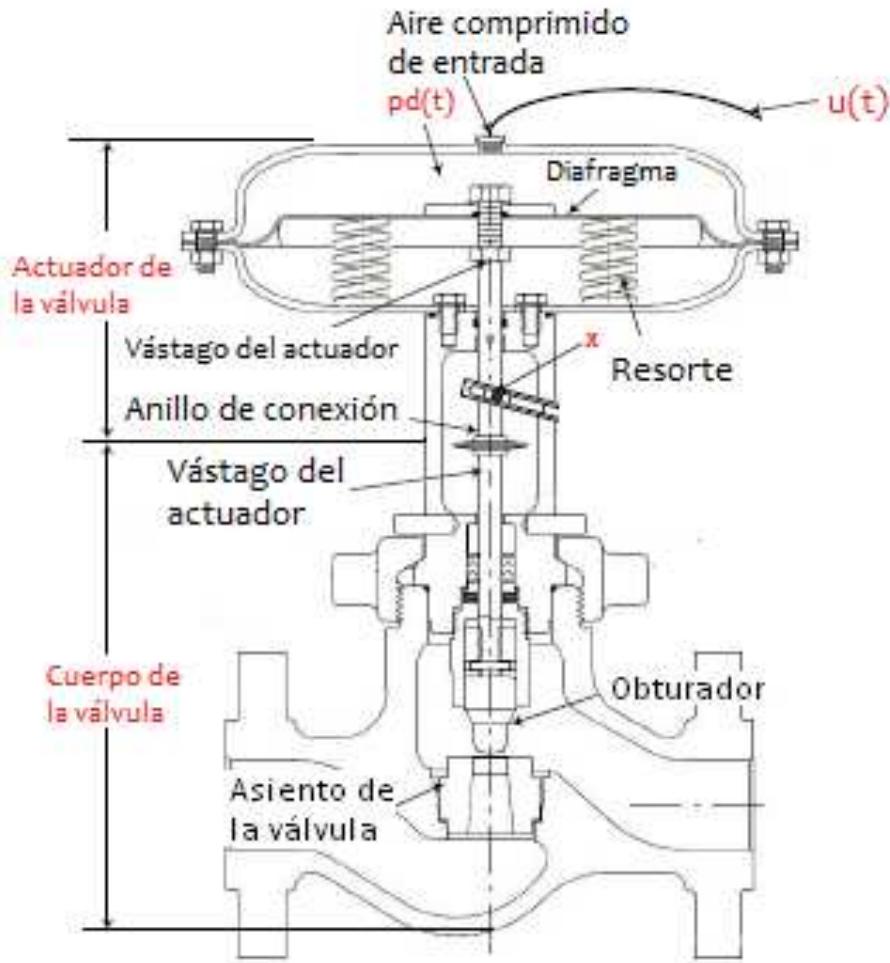


Figura 2.2: Cuerpo de la válvula de control y su actuador de diafragma y resorte.

de movimiento de Newton para desarrollar la cinemática asociada al desplazamiento del vástago.

El movimiento del vástago es traslacional, se indica con la variable $x_V(t)$ y su dinámica se muestra en la ecuación (2.7),

$$m \frac{\partial^2}{\partial t^2} x_V(t) + f \frac{d}{dt} x_V(t) + kx_V(t) + F_s + F_d = p_D(t)A_D, \quad (2.7)$$

donde m es la masa de vástago, f es el coeficiente de viscosidad para el diafragma, k es el coeficiente del resorte, F_s es la fuerza de precompresibilidad del resorte, F_d es la fricción dinámica, $p_D(t)$ la presión dentro de la cámara del diafragma y A_D es el área efectiva del mismo.

En la ecuación (2.7) es necesario introducir las expresiones no lineales que representan la fuerza ejercida por el resorte y el diafragma; del trabajo de H. Lam y F. Leung (2001) se extraen dichas expresiones, las cuales están dadas por (2.8) y (2.9), respectivamente,

$$kx_V(t) = c_3x_V(t) + c_4x_V(t)^3, \quad (2.8)$$

$$f\frac{d}{dt}x_V(t) = c_1x_V(t) + c_2\frac{d}{dt}x_V(t), \quad (2.9)$$

donde c_1, c_2, c_3, c_4 son constantes.

Al sustituir las ecuaciones (2.8) y (2.9) en la expresión (2.7) se obtiene la ecuación (2.10)

$$m\frac{d^2}{dt^2}x_V(t) + c_2\frac{d}{dt}x_V(t) + c_4x_V(t)^3 + (c_1 - c_3)x_V(t) + F_s + F_d = A_D p_D(t). \quad (2.10)$$

Para completar la ecuación (2.10) se requiere la dinámica de la variable $p_D(t)$, la cual corresponde a la variación de la presión dentro de la cámara del diafragma. Debido a las dimensiones de la cámara se asumira que esta dinámica es lineal. Dicha dinámica se encuentra referenciada en el trabajo realizado por T. Li y L. Fang (2015), en el cual se establece la ecuación diferencial para $p_D(t)$ en función de la entrada de aire proveniente del convertidor. El caudal de aire que entra a la cámara es proporcional a la diferencia de presiones entre la entrada y la presión de la cámara y queda expresada por (2.11),

$$Q_{ae}(t) = \frac{u(t) - p_D(t)}{R}, \quad (2.11)$$

donde $Q_{ae}(t)$ es la velocidad del aire entrante, R la resistencia del mismo y $u(t)$ es la presión del aire entrante al sistema.

Aplicando la ley de gases ideales al aire contenido en la cámara del diafragma, se obtiene la ecuación (2.12), donde V es el volúmen de la cámara, $N(t)$ el número de moles del aire contenido en la misma y k_T es una constante

$$p_D(t)V = k_T N(t). \quad (2.12)$$

La velocidad de flujo $Q_{ae}(t)$ es igual a la variación respecto al tiempo de la cantidad de moles $N(t)$ del aire contenido en la cámara, por lo que al despejar de la ecuación

(2.12) la variable $N(t)$ y derivarla respecto al tiempo, se establece la expresión (2.13)

$$Q_{ae}(t) = \frac{d}{dt}N(t) = \frac{V}{k_T} \frac{d}{dt}p_D(t) = \frac{u(t) - p_D(t)}{R}. \quad (2.13)$$

En tal sentido, al despejar $\frac{d}{dt}p_D(t)$ de (2.13), se establece la dinámica para la presión $p_D(t)$ en función de la entrada de aire comprimido, mostrada en (2.14),

$$\frac{d}{dt}p_D(t) = \frac{(u(t) - p_D(t)) k_T}{RV}. \quad (2.14)$$

El convertidor I/P es un dispositivo utilizado durante la implementación de este trabajo; desde el punto de vista teórico no es necesario hacer una transformación en corriente para la entrada y otra en presión para la salida del controlador, por lo tanto, la entrada a este es directamente $P(t)$ y su salida será $u(t)$. Además, desde el punto de vista práctico, el convertidor tiene un tiempo de respuesta más rápido que el tanque presurizado, por lo tanto, la dinámica propia de dicho convertidor se desprecia y simplemente se utiliza la conversión de corriente en presión, es decir, 4 – 20ma a 3 – 15psi.

Así la dinámica correspondiente al servo actuador queda expresada a través de las ecuaciones (2.10) y (2.14). Dado que (2.10) es una ecuación de segundo orden se procede a realizar un cambio de variables de modo que se pueda representar la dinámica del servo actuador a través de un espacio de estados, donde $x_{V_1}(t) = x_V(t)$ y $\dot{x}_{V_1}(t) = x_{V_2}(t)$. Por consiguiente, el sistema queda representado en (2.15),

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt}x_{V_1}(t) = x_{V_2}(t) \\ \frac{d}{dt}x_{V_2}(t) = \frac{1}{m} (-c_2x_{V_2}(t) - c_4x_{V_1}(t)^3 - (c_1 - c_3)x_{V_1}(t) - F_s - F_d + A_D p_D(t)) \\ \frac{d}{dt}p_D(t) = \frac{(u(t) - p_D(t)) k_T}{RV}. \end{array} \right. \quad (2.15)$$

2.3 Modelo de la válvula de globo de asiento simple

El movimiento del vástagos se traduce en una variación del área efectiva (A_3) de la válvula de globo de asiento simple. En este sentido se utiliza la expresión polinómica

(2.16) de grado m para aproximar su comportamiento

$$A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V_1}(t)^i, \quad (2.16)$$

donde los α_i son los coeficientes del polinomio.

La obtención de los α_i se hace a través de un procedimiento práctico realizado en la planta y que se detalla en el capítulo 4.

2.4 Modelo en lazo abierto del tanque presurizado con la servo-válvula

El modelo a lazo abierto del sistema hidráulico presurizado descrito en el diagrama P&ID de la Figura 2.1, se forma utilizando el modelo realizado por [Zerpa \(2014\)](#), las ecuaciones diferenciales (2.4) y (2.6), además de la expresión (2.15), con lo cual se

obtiene un modelo continuo, no lineal y de octavo orden, dado por la expresión (2.17)

$$\left\{
 \begin{aligned}
 \frac{d}{dt}h(t) &= x_2(t) \\
 \frac{d}{dt}x_2(t) &= \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(2a_1\rho(a_1 - 1)x_2(t)^2 + \frac{1}{2A_3(t)}h(t)\frac{d}{dt}Q_i(t) + \frac{1}{2\rho A_3(t)^2}Q_i(t)^2 \right) \\
 &\quad + \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(\frac{1 - 2a_1}{A_3(t)}Q_i(t)x_2(t) + \rho gh(t) + p_3 - p(0)\frac{(L - h(0))}{(L - h(t))} \right) \\
 \frac{d}{dt}P(t) &= \frac{x_2(t)p(0)(L - h(0))}{(L - h(t))^2} \\
 \frac{d}{dt}Q_i(t) &= \frac{A_1}{l_{B1}} \sum_{j=0}^n \frac{1}{\rho^j A_1^j} b_j Q_i(t)^j - \frac{A_1}{l_{B1}} \left(p(0)\frac{L - h(0)}{L - h(t)} + \rho g(h(t) - \Delta L_1) \right) \\
 &\quad - \frac{f_1}{2l_{B1}A_1\rho} Q_i(t)^2 \\
 \frac{d}{dt}Q_o(t) &= \frac{2A_3(t)\rho}{h(t)} \left(-\frac{p_3}{\rho} + \frac{p(0)(L - h(0))}{\rho(L - h(t))} - \frac{1}{2} \left(\frac{Q_o(t)}{A_3(t)\rho} \right)^2 + \frac{1}{2}x_2(t)^2 - gh(t) \right) \\
 &\quad + A_3(t)\rho \frac{d}{dt}x_2(t) \\
 \frac{d}{dt}p_D(t) &= \frac{(u(t) - p_D(t))k_T}{RV} \\
 \frac{d}{dt}x_{V_1}(t) &= x_{V_2}(t) \\
 \frac{d}{dt}x_{V_2}(t) &= \frac{1}{m} \left(-c_2x_{V_2}(t) - c_4x_{V_1}(t)^3 - (c_1 - c_3)x_{V_1}(t) - F_s - F_d + A_D p_D(t) \right).
 \end{aligned}
 \right. \tag{2.17}$$

donde $a_1 = \frac{1}{2} \frac{A_3(t) + A}{A_3(t)}$ y $A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V_1}(t)^i$. Todos los demás parámetros han sido incluido en el transcurso de este capítulo.

2.5 Modelo del controlador lineal de acción proporcional-integral (PI)

Uno de los objetivos del trabajo a desarrollar es incluir una ley de control lineal que actúe sobre la servo válvula y varíe el caudal de salida del sistema hidráulico presurizado, regulando con ello la presión dentro del tanque cerrado a un valor constante deseado.

La arquitectura del sistema de control a lazo cerrado empleado en la presente investigación se puede observar en la Figura 2.3.

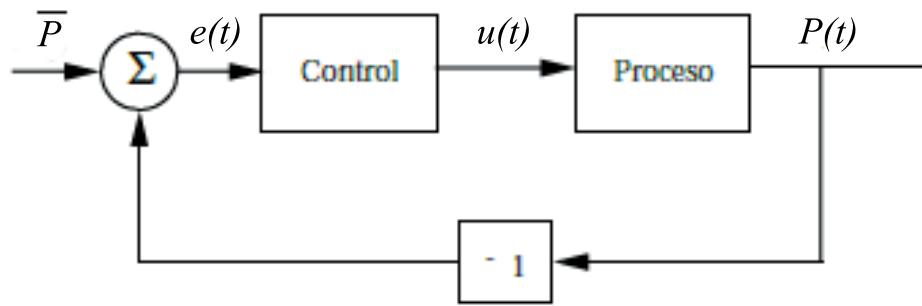


Figura 2.3: Diagrama de bloques del proceso en lazo cerrado

El bloque etiquetado como "Proceso" representa al sistema hidráulico presurizado modelado en (2.17). La variable $u(t)$ es la salida del controlador, denominada variable de control, la cual se encarga de accionar la servo válvula con actuador de diafragma y resorte. La salida del proceso se denomina variable de proceso y se representa por la presión $P(t)$ del tanque presurizado. El valor deseado para la presión del tanque presurizado se denomina punto de consigna o valor de referencia, denotado por \bar{P} y la señal e representa el error de control dado por (2.18)

$$e(t) = \bar{P} - P(t). \quad (2.18)$$

El bloque denominado "Control", representa al controlador lineal de acción proporcional e integral o controlador PI que se utiliza en esta investigación. [Aström y Hägglund \(2009\)](#) plantea el modelo matemático para un controlador PI representado por (2.19)

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau \right) + \bar{U}, \quad (2.19)$$

donde K_p es la ganancia de proporcionalidad, T_i el tiempo de integración y \bar{U} el valor de equilibrio para la señal de control que hace que la variable de proceso se mantenga en el valor de referencia, es decir, cuando $e(t) = 0$.

Al sustituir en (2.19) la ecuación para el error mostrada en (2.18), se obtiene la expresión (2.20) que modela el control requerido para el sistema bajo estudio.

$$u(t) = K_p \left((\bar{P} - P(t)) + \frac{1}{T_i} \int_0^t (\bar{P} - P(\tau)) d\tau \right) + \bar{U}. \quad (2.20)$$

2.5.1 Banda proporcional

La banda proporcional es el intervalo $[B_L - B_H]$ que evita la saturación del actuador si el valor instantáneo de la salida del proceso en lazo cerrado, se encuentra dentro de dicho intervalo.

En este sentido, la banda proporcional se define por la expresión (2.21) la cual está en función de la ganancia proporcional del controlador, del rango de la variable de proceso y del valor deseado para dicha variable de proceso,

$$\begin{aligned} B_H &= \bar{P} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{k_p} Rng_{P(t)} \right), \\ B_L &= \bar{P} - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{k_p} Rng_{P(t)} \right), \end{aligned} \quad (2.21)$$

donde B_L y B_H representan el límite inferior y superior de la banda proporcional, respectivamente, k_p es la ganancia proporcional, \bar{P} el valor deseado para la presión del tanque presurizado y $Rng_{P(t)}$ el rango de la presión del tanque presurizado.

2.6 Modelo a lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado

Para obtener el modelo en lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado se debe incluir en la ecuación (2.20) en la expresión (2.17). Para eliminar el término integral de la ecuación (2.20), se procede a extender el sistema a través de la inclusión de la ecuación diferencial (2.22) de modo que el modelo quede representado por medio de una ecuación en espacio de estado,

$$\frac{d}{dt} x_I(t) = \bar{P} - P(t), \quad (2.22)$$

donde la variable $x_I(t)$, representa la parte integral del controlador (2.20). Por consiguiente, el modelo en lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado está dado por (2.23), el cual es un modelo continuo, no lineal y de 9no orden

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt}h(t) = x_2(t) \\ \frac{d}{dt}x_2(t) = \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(2a_1\rho(a_1 - 1)x_2(t)^2 + \frac{1}{2A_3(t)}h(t)\frac{d}{dt}Q_i(t) + \frac{1}{2\rho A_3(t)^2}Q_i(t)^2 \right) \\ \quad + \frac{1}{a_1\rho h(t)} \left(\frac{1 - 2a_1}{A_3(t)}Q_i(t)x_2(t) + \rho gh(t) + p_3 - p(0)\frac{(L - h(0))}{(L - h(t))} \right) \\ \frac{d}{dt}P(t) = \frac{x_2(t)p(0)(L - h(0))}{(L - h(t))^2} \\ \frac{d}{dt}Q_i(t) = \frac{A_1}{l_{B1}} \sum_{j=0}^n \frac{1}{b_j A_1^j} b_j Q_i(t)^j - \frac{A_1}{l_{B1}} \left(p(0)\frac{L - h(0)}{L - h(t)} + \rho g(h(t) - \Delta L_1) \right) - \frac{f_1}{2l_{B1}A_1\rho} Q_i(t)^2 \\ \frac{d}{dt}Q_o(t) = \frac{2A_3(t)\rho}{h(t)} \left(-\frac{p_3}{\rho} + \frac{p(0)(L - h(0))}{\rho(L - h(t))} - \frac{1}{2} \left(\frac{Q_o(t)}{A_3(t)\rho} \right)^2 + \frac{1}{2}x_2(t)^2 - gh(t) \right) \\ \quad + A_3(t)\rho \frac{d}{dt}x_2(t) \\ \frac{d}{dt}x_I(t) = \overline{P} - P(t) \\ \frac{d}{dt}p_D(t) = \frac{\left(K_p \left((\overline{P} - P(t)) + \frac{1}{T_i}x_I(t) \right) + \overline{U} - p_D(t) \right) kt}{RV} \\ \frac{d}{dt}x_{V1}(t) = x_{V2}(t) \\ \frac{d}{dt}x_{V2}(t) = \frac{1}{m} \left(-c_2 x_{V2}(t) - c_4 x_{V1}(t)^3 - (c_1 - c_3) x_{V1}(t) - F_s - F_d + A_D p_D(t) \right), \end{array} \right. \quad (2.23)$$

donde $a_1 = \frac{1}{2} \frac{A_3(t) + A}{A_3(t)}$ y $A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V1}(t)^i$.

Capítulo 3

Síntesis de un controlador tipo PI por linealización aproximada

En el presente capítulo se procederá a sintetizar una ley de control lineal para el modelo no lineal del sistema hidráulico presurizado representado por la expresión (2.17). El controlador lineal sintetizado es del tipo proporcional–integral, el mismo se obtiene siguiendo la metodología de la linealización aproximada con el cual se desea aumentar solamente en un orden del sistema en lazo cerrado.

Para la obtención de un controlador válido en la circunvencidad del equilibrio, el procedimiento de linealización aproximada se realiza a través de los siguientes pasos:

- Utilizando la representación en espacio de estado del modelo no lineal del sistema hidráulico presurizado, se determinan los puntos de equilibrio constantes.
- Por medio de la matriz Jacobiana y evaluando en el punto de equilibrio seleccionado, se obtiene un modelo lineal del sistema hidráulico presurizado denominado sistema en variables incrementales (x_δ).
- Utilizando el sistema en variables incrementales y expresado en términos de un espacio de estados lineal, se sintetiza un controlador tipo proporcional-integral (PI).
- Se sintonizan los parámetros del controlador tipo PI por medio de la técnica de Chien, Hrnoes y Reswick.

Es de hacer notar que todo este procedimiento es para la sintonización de los parámetros

K_p y K_i correspondiente al controlador, de manera que la convergencia al equilibrio se realice sin la saturación del control.

3.1 Puntos de equilibrio del sistema hidráulico presurizado

Los puntos de equilibrio del sistema hidráulico presurizado se obtienen al resolver el sistema de ecuaciones resultante de igualar a cero el conjunto de derivadas del modelo (2.17). La expresión (3.1) muestra dicho sistema de ecuaciones,

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 = x_2(t) \\ 0 = \frac{1}{a_1 \rho h(t)} \left(\frac{1}{2A_3(t)} h(t) \frac{d}{dt} Q_i(t) + \frac{1}{2\rho A_3(t)^2} Q_i(t)^2 \right) \\ \quad + \frac{1}{a_1 \rho h(t)} \left(\rho g h(t) + p_3 - p(0) \frac{(L - h(0))}{(L - h(t))} \right) \\ 0 = \frac{A_1}{l_{B1}} \sum_{j=0}^n \frac{1}{\rho^j A_1^j} b_j Q_i(t)^j - \frac{A_1}{l_{B1}} \left(p(0) \frac{L - h(0)}{L - h(t)} + \rho g (h(t) - \Delta L_1) \right) \\ \quad - \frac{f_1}{2l_{B1} A_1 \rho} Q_i(t)^2 \\ 0 = \frac{2A_3(t)\rho}{h(t)} \left(-\frac{p_3}{\rho} + \frac{p(0)(L - h(0))}{\rho(L - h(t))} - \frac{1}{2} \left(\frac{Q_o(t)}{A_3(t)\rho} \right)^2 - gh(t) \right) \\ 0 = \frac{(u(t) - p_D(t)) k_T}{RV} \\ 0 = x_{V_2}(t) \\ 0 = \frac{1}{m} \left(-c_4 x_{V_1}(t)^3 - (c_1 - c_3) x_{V_1}(t) - F_s - F_d + A_D p_D(t) \right) \end{array} \right. \quad (3.1)$$

donde $a_1 = \frac{1}{2} \frac{A_3(t) + A}{A_3(t)}$ y $A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V_1}(t)^i$. En lo sucesivo, se aproximara el comportamiento del área efectiva $A_3(t)$ a un polinomio de tercer grado, por lo tanto, $m = 3$.

La solución a dicho sistema de ecuaciones, está dado por la expresión (3.2), la cual muestra

los puntos de equilibrio constantes para el sistema hidráulico presurizado,

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{x}_2 = 0 \\ \\ \left(2A_1^2\rho^3g - f_1\sigma_1\rho + 2b_2\sigma_1 \right) \bar{h}^2 + \right. \\ \left(f_1\sigma_2\sigma_1\rho - 2\sqrt{\frac{\sigma_1(\bar{h}^2 - \sigma_2\bar{h} - \sigma_3)}{L - \bar{h}}}b_1A_1\rho - 2(gA_1^2\Delta L_1 + gA_1^2L)\rho^3 - 2A_1^2b_0\rho^2 - 2b_2\sigma_2\sigma_1 \right) \bar{h} \\ + 2\sqrt{\frac{\sigma_1(\bar{h}^2 - \sigma_2\bar{h} - \sigma_3)}{L - \bar{h}}}b_1A_1L\rho - 2((-b_0 + p(0))L - p(0)h(0))A_1^2\rho^2 + 2A_1^2\rho^3g\Delta L_1L \\ + f_1\sigma_1\sigma_3\rho - 2b_2\sigma_1\sigma_3 = 0 \\ \\ \bar{P} = p(0)\frac{(L - h(0))}{(L - \bar{h})} - p(0) \\ \\ \bar{Q}_i = \sqrt{\frac{\sigma_1\bar{h}^2 - \sigma_2\sigma_1\bar{h} - \sigma_1\sigma_3}{L - \bar{h}}} \\ \bar{Q}_o^2 = -2\frac{\bar{A}_3(-\bar{A}_3\rho(\bar{A}_3 + A)p(0)(L - h(0)) + \rho\bar{A}_3^2(L - h(0))p(0))}{(L - \bar{h})(\bar{A}_3 + A)} \\ + \frac{(L - \bar{h})(A\rho(\rho g\bar{h} + p_3)\bar{A}_3 - 0.5Q_i^2)}{(L - \bar{h})(\bar{A}_3 + A)} \\ \\ \bar{p}_D = \bar{u} \\ \\ \bar{x}_{V_2} = 0 \\ \\ c_4\bar{x}_{V_1}^3 + (c_3 - c_1)\bar{x}_{V_1} + Av\bar{p}_D - F_d - F_s = 0 \end{array} \right. \quad (3.2)$$

donde $\sigma_1 = 2\bar{A}_3^2\rho^2g$, $\sigma_2 = \frac{L - p_3}{\rho g}$, $\sigma_3 = \frac{L(p_3 - p(0)) + p(0)h(0)}{\rho g}$ y $\bar{A}_3 = \sum_{i=0}^m \alpha_i \bar{x}_{V_1}^i$ y donde

\bar{h} , \bar{x}_2 , \bar{P} , \bar{Q}_i , \bar{Q}_o , \bar{p}_D , \bar{x}_{V_1} , \bar{x}_{V_2} y \bar{A}_3 representan los valores en estado estacionario de la altura del líquido, la velocidad de variación del líquido, la presión en el tanque presurizado, el caudal de entrada, el caudal de salida, la presión de la cámara de la válvula, el desplazamiento del

vástago, la velocidad del vástago y el área equivalente, respectivamente.

3.2 Linealización aproximada del modelo del sistema hidráulico presurizado

El modelo del sistema hidráulico presurizado puede ser representado a través de la expresión general para sistemas no lineales mostrada en (3.3),

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= f(x(t), u(t)) \\ y(t) &= h(x(t)),\end{aligned}\tag{3.3}$$

donde $f(x(t), u(t))$ representa al conjunto de ecuaciones diferenciales del sistema no lineal en función de las variables de estado $x(t)$ y la entrada $u(t)$. Por su parte, $y(t)$ representa la función $h(t)$ de la variable de salida del mismo.

El método de linealización aproximada utilizado para el análisis y diseño de estrategias de control para modelos de sistemas de la forma (3.3), consiste en la obtención del Jacobiano dado por,

$$J = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(x(t), u(t))}{\partial x_1(t)} & \dots & \frac{\partial f_1(x(t), u(t))}{\partial x_n(t)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n(x(t), u(t))}{\partial x_1(t)} & \dots & \frac{\partial f_n(x(t), u(t))}{\partial x_n(t)} \end{pmatrix},\tag{3.4}$$

de las derivadas parciales de primer orden de las coordenadas del vector de estado del sistema no lineal y con el cual se puede obtener el modelo lineal en su representación en espacio de estado que toma la forma (3.5),

$$\begin{aligned}\dot{x}_\delta(t) &= Ax_\delta(t) + Bu_\delta(t) \\ y_\delta(t) &= Cx_\delta(t),\end{aligned}\tag{3.5}$$

donde $x_\delta(t)$ es el vector columna ($n \times 1$) de las variables incrementales, las cuales están representadas por el cambio de variables mostrado en (3.6), $\dot{x}_\delta(t)$ es el vector columna ($n \times 1$) de las derivadas de los estados y $u_\delta(t)$ representa la entrada del sistema, A es la matriz cuadrada ($n \times n$) de coeficientes, B es un vector columna ($n \times 1$) de coeficientes de la entrada y C es el vector fila ($1 \times n$) de coeficientes de la salida .

$$\begin{aligned}x_{1_\delta}(t) &= \bar{h} - h(t), & x_{2_\delta}(t) &= \bar{x}_2 - x_2(t), & x_{3_\delta}(t) &= \bar{P} - P(t), \\ x_{4_\delta}(t) &= \bar{Q}_i - Q_i(t), & x_{5_\delta}(t) &= \bar{Q}_o - Q_o(t), & x_{6_\delta}(t) &= \bar{p}_D - p_D(t), \\ x_{7_\delta}(t) &= \bar{x}_{V_1} - x_{V_1}(t), & x_{8_\delta}(t) &= \bar{x}_{V_2} - x_{V_2}(t).\end{aligned}\tag{3.6}$$

En tal sentido, la matriz A y los vectores B y C , se determinan como lo señalan las ecuaciones (3.7), (3.8) y (3.9), respectivamente.

$$A = \frac{\partial}{\partial x} f \Big|_{(\bar{x}, \bar{u})} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & a_{24} & 0 & 0 & a_{27} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & 0 & a_{54} & a_{55} & 0 & a_{57} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{86} & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix}, \quad (3.7)$$

$$B = \frac{\partial}{\partial u} f \Big|_{(\bar{x}, \bar{u})} = \left[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \frac{k_T}{RV} \ 0 \ 0 \right]^T, \quad (3.8)$$

$$C = \frac{\partial}{\partial x} y \Big|_{(\bar{x}, \bar{u})} = \left[0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \right], \quad (3.9)$$

donde el par (\bar{x}, \bar{u}) representa los equilibrios para las variables de estado y la entrada, respectivamente. Por tanto el modelo lineal del sistema hidráulico presurizado lo constituyen las expresiones (3.10) y (3.11),

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{1_\delta}(t) \\ \dot{x}_{2_\delta}(t) \\ \dot{x}_{3_\delta}(t) \\ \dot{x}_{4_\delta}(t) \\ \dot{x}_{5_\delta}(t) \\ \dot{x}_{6_\delta}(t) \\ \dot{x}_{7_\delta}(t) \\ \dot{x}_{8_\delta}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & a_{24} & 0 & 0 & a_{27} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & 0 & 0 & a_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{51} & a_{52} & 0 & a_{54} & a_{55} & 0 & a_{57} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{86} & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1_\delta}(t) \\ x_{2_\delta}(t) \\ x_{3_\delta}(t) \\ x_{4_\delta}(t) \\ x_{5_\delta}(t) \\ x_{6_\delta}(t) \\ x_{7_\delta}(t) \\ x_{8_\delta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_T}{RV} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u_\delta(t) \quad (3.10)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1\delta}(t) \\ x_{2\delta}(t) \\ x_{3\delta}(t) \\ x_{4\delta}(t) \\ x_{5\delta}(t) \\ x_{6\delta}(t) \\ x_{7\delta}(t) \\ x_{8\delta}(t) \end{bmatrix}, \quad (3.11)$$

donde los parámetros de la matriz A se muestran a continuación.

$$a_{21} = -\frac{2\theta_1}{(\theta_1+A)\rho h^2} \left(\frac{(\theta_1+A)\rho \left(\frac{\theta_1+A}{2\theta_1} - 1 \right) x_2^2}{\theta_1} + \frac{Q_i^2}{2\rho\theta_1^2} + \frac{\left(1 - \frac{\theta_1+A}{\theta_1} \right) Q_i x_2}{\theta_1} + \rho gh + p_3 - \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right)$$

$$+ \frac{2\theta_1 \left(\rho g - \frac{p(0)(L-h(0))}{(L-h)^2} \right)}{(\theta_1+A)\rho h}$$

$$a_{22} = \frac{2}{(\theta_1+A)\rho h} \left(2(\theta_1+A)\rho \left(\frac{\theta_1+A}{2\theta_1} - 1 \right) x_2 + \left(1 - \frac{\theta_1+A}{\theta_1} \right) Q_i \right)$$

$$a_{24} = \frac{2}{(\theta_1+A)\rho h} \left(\frac{Q_i}{\rho\theta_1} + \left(1 - \frac{\theta_1+A}{\theta_1} \right) x_2 \right)$$

$$a_{27} = +\frac{2\theta_2 \left(1 - \frac{\theta_1}{(\theta_1+A)} \right)}{(\theta_1+A)\rho h} \left(\frac{(\theta_1+A)\rho \left(\frac{\theta_1+A}{2\theta_1} - 1 \right) x_2^2}{\theta_1} + \frac{Q_i^2}{2\rho\theta_1^2} + \frac{\left(1 - \frac{\theta_1+A}{\theta_1} \right) Q_i x_2}{\theta_1} + \rho gh + p_3 - \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right)$$

$$- 2 \frac{\theta_2 (\rho^2 x_2^2 A^2 + Q_i^2 - 2AQ_i x_2 \rho)}{\rho^2 \theta_1^2 (\theta_1+A) h}$$

$$a_{31} = \frac{2x_2 p(0)(L-h(0))}{(L-h)^3}$$

$$a_{32} = \frac{p(0)(L-h(0))}{(L-h)^2}$$

$$a_{41} = -\frac{A_1 \left(\frac{p(0)(L-h(0))}{(L-h)^2} + \rho g \right)}{l_{B1}}$$

$$a_{44} = \frac{A_1 \left(\frac{b_1}{A_1 \rho} + \frac{2Q_i b_2}{A_1^2 \rho^2} \right)}{l_{B1}} - \frac{f_1 Q_i}{l_{B1} A_1 \rho}$$

$$\begin{aligned}
a_{51} = & \theta_1 \rho \frac{2p(0)(L-h(0))}{(L-h)^2 \rho h} - \theta_1 \rho \frac{2g}{h} + \theta_1 \rho \frac{2 \left(p_3 - \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right)}{\rho h^2} + \frac{Q_o^2}{\rho h^2 \theta_1} - \frac{\theta_1 \rho x_2^2}{h^2} \\
& + \frac{2\theta_1^2}{(\theta_1+A)h} \left(\left(\rho g - \frac{p(0)(L-h(0))}{(L-h)^2} \right) - \left(\frac{1}{2} \frac{Q_i^2}{\rho \theta_1^2} + \rho gh + p_3 - \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right) \right)
\end{aligned}$$

$$+ \frac{\theta_1 \rho 2gh}{h^2}$$

$$a_{52} = \frac{2x_2 \rho \theta_1}{h}$$

$$a_{54} = \frac{2Q_i}{\rho(\theta_1+A)h}$$

$$a_{55} = -2 \frac{Q_o}{\rho \theta_1 h}$$

$$\begin{aligned}
a_{57} = & \frac{\left(\frac{Q_i^2}{2\rho \theta_1^2} + \rho gh + p_3 - \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right)}{(\theta_1+A)h} \left(4\theta_1 \theta_2 - \frac{2\theta_1^2 \theta_2}{(\theta_1+A)} \right) + \frac{x_2^2}{h} \theta_2 \rho - 2g\theta_2 \rho \\
& - \left(2p_3 - 2 \frac{p(0)(L-h(0))}{L-h} \right) \frac{\theta_2}{h} + \frac{Q_o^2 \theta_2}{\rho \theta_1^2 h} - 2 \frac{Q_i^2 \theta_2}{\theta_1 \rho (\theta_1+A) h}
\end{aligned}$$

$$a_{66} = -\frac{k_T}{RV}$$

$$a_{86} = \frac{A_D}{m}$$

$$a_{87} = \frac{-c_1+c_3+3c_4x_{V_1}^2}{m}$$

$$a_{88} = -\frac{c_2}{m}$$

donde $\theta_1 = \alpha_3 x_{V_1}^3 + \alpha_2 x_{V_1}^2 + \alpha_1 x_{V_1} + \alpha_0$ y $\theta_2 = 3x_{V_1}^2 \alpha_3 + 2x_{V_1} \alpha_2 + \alpha_1$.

3.3 Función de transferencia del sistema hidráulico presurizado

Utilizando la matriz A y los vectores B y C , mostrados en las expresiones (3.7), (3.8) y (3.9), respectivamente, se obtiene la función de transferencia del sistema hidráulico presurizado correspondiente al modelo lineal representado por las expresiones (3.10) y (3.11), por medio

de la aplicación de la ecuación (3.12),

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B. \quad (3.12)$$

En tal sentido, la función de transferencia para el sistema hidráulico presurizado se muestra en (3.13)

$$G(s) = G_1(s)G_2(s), \quad (3.13)$$

donde,

$$G_1(s) = \frac{(s - a_{44})(a_{32}s + a_{31})}{(s^3 - a_{88}s^2 - a_{87}s - a_{86}a_{57}) RVs}$$

$$G_2(s) = \frac{a_{27}a_{86}k_T}{(s^3 + (-a_{44} - a_{22})s^2 + (a_{44}a_{22} - a_{21})s + a_{44}a_{21} - a_{41}a_{24})}.$$

3.4 Técnica de sintonización para el controlador proporcional-integral (PI)

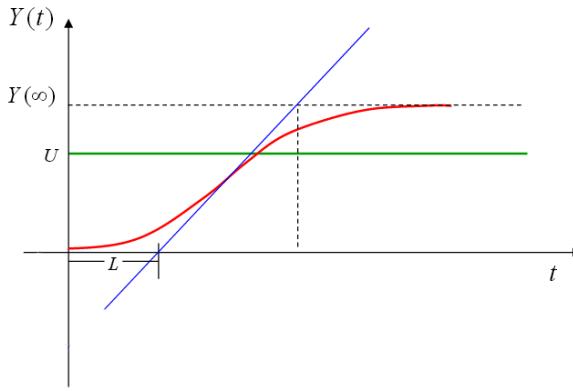
La técnica de control lineal utilizada para la sintonización del controlador de acción proporcional-integral (PI) se denomina método de Chien, Hrnoes y Reswick. En lo sucesivo nos referiremos a éste método por medio del acrónimo CHR. Esta técnica fue elegida en vista de que el resultado de su aplicación experimental, mostró un sistema a lazo cerrado con un mejor desempeño que otras técnicas de sintonización, como por ejemplo, la técnica de Ziegler-Nichols, hecho que es respaldado por la literatura utilizada.

El método CHR propone aproximar la respuesta a una entrada escalon de la función de transferencia del proceso, a una función de transferencia de primer orden con retardo, tal como lo muestra la expresión (3.14) y sugiere un conjunto de valores para las constantes K_p y T_i que hacen que el sistema a lazo cerrado opere de forma estable.

$$G(s)' = \frac{K}{1 + \tau s} e^{-Ls} \quad (3.14)$$

donde τ representa el valor para el cual la señal de salida alcanza el 63.3% del su valor final y L el retardo del sistema.

Para hallar el parámetro L , se determina en primer lugar el punto donde la pendiente de la respuesta al escalón de (3.13) tiene su valor máximo, luego se traza una tangente a dicho punto y la intersección de ésta tangente con los eje de las abscisas da el valor para el retardo L , tal como lo muestra la Figura 3.1,

Figura 3.1: Identificación gráfica de L .

Para calcular la ganancia K del sistema se debe aplicar la ecuación (3.15),

$$\begin{aligned} K &= \frac{\Delta Y(\infty)}{\Delta U(\infty)}, \\ \Delta Y(\infty) &= Y(\infty) - Y(0), \\ \Delta U(\infty) &= U(\infty) - U(0), \end{aligned} \tag{3.15}$$

donde $U(\infty)$ y $Y(\infty)$ representan los valores para la entrada y la salida en estado estacionario, respectivamente. Por su parte, $U(0)$ y $Y(0)$ representan las condiciones iniciales para la entrada y la salida del sistema, respectivamente.

La tabla que sugiere el método CHR para determinar los valores de las constantes del controlador lineal en función de los parámetros τ y L , se muestra en la Tabla 3.1, donde el parámetro a se determina de forma gráfica como lo indica la Figura 3.2, mediante el empleo de $G'(s)$,

Control	Sin Sobre-disparo			20% de sobre-disparo		
	aK_p	$\frac{T_i}{L}$	$\frac{T_d}{L}$	aK_p	$\frac{T_i}{L}$	$\frac{T_d}{L}$
P	0.30			0.7		
PI	0.60	4.0		0.7	2.3	
PID	0.95	2.4	0.42	1.2	2.0	0.42

Tabla 3.1: Tabla de sintonización del método CHR.

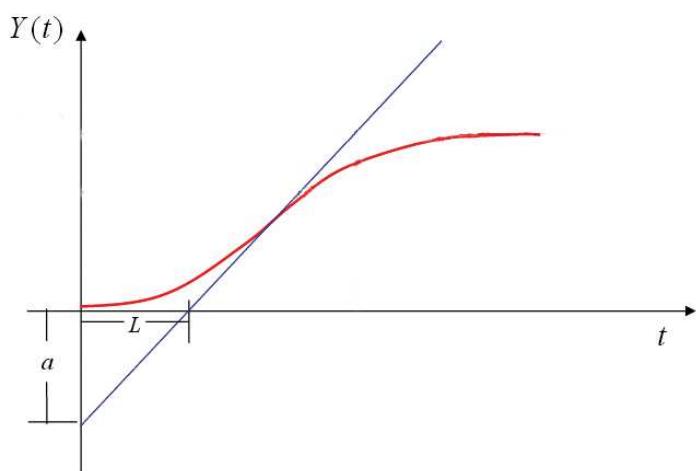


Figura 3.2: Identificación gráfica de a y L .

Capítulo 4

Implementación y validación del sistema hidráulico presurizado

Una vez obtenido el modelo matemático para la servo válvula donde se incluye el polinomio característico de la válvula de asiento simple, el modelo en lazo abierto del sistema hidráulico presurizado y el modelo en lazo cerrado que incluye el convertidor corriente-presión (I/P) y el controlador, es necesario establecer por medio de técnicas de validación que discrepancia existe entre los modelos y el comportamiento real del sistema.

En esta investigación, para establecer la comparación cuantitativa entre los resultados teóricos y los resultados de la implementación, se utiliza la herramienta de validación del porcentaje del error absoluto medio (MAPE, por sus siglas en inglés), la cual establece que las curvas a comparar se consideran semejantes siempre que el error esté por debajo del 10%. Esta información se tomó del trabajo de [Barlas \(1996\)](#).

En el presente capítulo se describirá de forma resumida la planta de entrenamiento DAC-603 y los instrumentos utilizados para configurar el sistema hidráulico presurizado. Se determinarán los valores de los parámetros para cada uno de los modelos obtenidos en el capítulo 2 y se compararán las simulaciones de los mismos con las mediciones hechas del sistema real al que representan. Finalmente, los modelos serán validados por medio de MAPE.

El procedimiento experimental se realizará de la siguiente forma:

- Ajuste de los coeficientes de la válvula de simple asiento.
- Ajuste de los parámetros del modelo del actuador neumático de diafragma y resorte.

- Validación del modelo en lazo abierto del sistema hidráulico presurizado con la inclusión de la servo válvula.
- Sintonización del controlador de acción proporcional-integral (PI) utilizando el algoritmo de auto-sintonización de controlador UDC-3300.
- Sintonización del controlador de acción proporcional-integral (PI) mediante la técnica de Chien, Hrnoes y Reswick.

4.1 Planta de entrenamiento DAC-603

La planta de entrenamiento DAC-603, mostrada en la Figura 4.1, se utiliza para implementar el sistema hidráulico presurizado, cuya configuración está dada por el diagrama P&ID mostrado en la Figura 2.1. En dicha planta el fluido es impulsado por la bomba centrífuga desde el tanque abierto hasta el tanque cerrado, pasando por la placa orificio (FE-3) y un conjunto de válvulas encontradas en la tubería de impulsión. La placa orificio tiene las tomas de presión en la brida, estas se conectan al transmisor diferencial de presión (PDT) que emite una señal eléctrica de 4-20mA proporcional a su entrada. Dicha señal eléctrica es conectada a un osciloscopio (IV-1) para observar y registrar la variación de presión en la placa orificio y por ende, la variación del caudal entrante Q_i al tanque cerrado.

Posteriormente el fluido retorna al tanque abierto desde el tanque presurizado, pasando por la válvula de globo de asiento simple con actuador neumático de diafragma y resorte (CV-2), un conjunto de válvulas y un rotámetro, utilizado este último para visualizar la variación del caudal de salida Q_o del tanque presurizado.

El transmisor de presión (TP) mide la variación de presión neumática en el tanque cerrado y emite una señal eléctrica de 4-20mA proporcional a dicha variación. Esta señal eléctrica es conectada a la entrada del controlador PI y a un osciloscopio (IV-2) para observar y registrar el comportamiento de la presión del tanque presurizado. Por su parte la salida del controlador es una señal eléctrica de 4-20mA que va a la entrada del convertidor de intensidad a presión (I/P), el cual emite una señal neumática de 3-15psi proporcional a dicha entrada. Esta señal neumática es conectada a la servo válvula CV-2, cerrando el lazo de control y realizando la regulación de la presión del tanque presurizado.

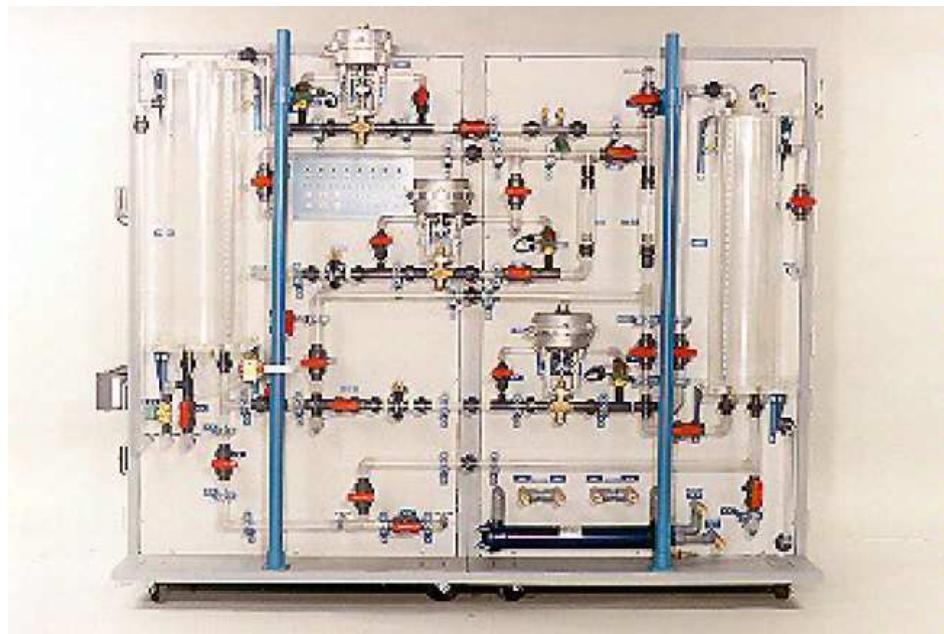


Figura 4.1: Planta de entrenamiento DAC-603.

4.1.1 Controlador UDC-3300

Para la implementación del control se utilizó el controlador UDC-3300 incorporado en la planta de entrenamiento, el cual se muestra en la Figura 4.2.

El UDC-3300 se basa en un microprocesador y posee una entrada y una salida eléctrica analógica que puede ser configurada de 4-20mA. Dicho controlador, puede trabajar en dos modos distintos, manual (lazo abierto) o automático (lazo cerrado), los cuales son escogidos por el usuario.



Figura 4.2: Controlador UDC-3300.

Por medio de la interfaz vista en la figura, el operador observa la variable de proceso

(PV, por sus siglas en inglés) y sus variaciones respecto al punto de consigna (SP, por sus siglas en inglés) introducido por éste, donde las magnitudes de ambas variables se reflejan en porcentajes de la señal de entrada.

El UDC tiene un algoritmo de autoajuste que puede seleccionarse para que sintonice en tiempo real, los parámetros de un controlador tipo PI, PD o PID y su banda proporcional. Al finalizar el autoajuste e iniciar el proceso con el controlador en modo automático, el sistema permanece a lazo abierto hasta que el valor de la variable de proceso se encuentra dentro del rango de la banda proporcional, de modo que el controlador empieza a regular el sistema a partir de este punto, haciendo que la variable de proceso alcance el valor del punto de consigna.

4.2 Ajuste del modelo de la válvula de globo de simple asiento

El modelo de la válvula de globo de simple asiento está dado por la expresión (2.16) mostrada a continuación,

$$A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V_1}(t)^i,$$

donde los α_i son los coeficientes del polinomio.

Para determinar dichos coeficientes, se procede a ejecutar la siguiente secuencia de pasos:

1. Se implementa en la planta de entrenamiento DAC-603 la configuración mostrada en el diagrama P&ID de la Figura 2.1, omitiendo la conexión del controlador, de modo que quede el sistema en lazo abierto.
2. Se conecta una fuente de corriente ajustada en 4mA al convertidor de intensidad a presión (I/P) y la salida de éste se conecta a la servo válvula CV-2.
3. Con la servo válvula CV-2 totalmente abierta, se enciende la bomba centrífuga y se deja que el sistema entre en estado estacionario.
4. Se mide el valor del equilibrio para caudal de entrada \bar{Q}_i y la altura \bar{h} del nivel del líquido dentro del tanque cerrado.
5. Empleando el modelo realizado por [Zerpa \(2014\)](#), se procede a calcular el valor estimado para el área de salida A_3 de la siguiente forma:

- Utilizando la expresión (2.2), se sustituyen los valores de equilibrio para el caudal de entrada \bar{Q}_i y \bar{h} y se halla el valor para la constante de pérdidas f_1 .
- Igualando a cero las derivadas del modelo (2.1), sustituyendo los valores de equilibrio del insiso anterior, el valor para f_1 hallado y los valores para los parámetros mostrados en la tabla 4.1, se despeja el parámetro A_3 correspondiente.

Parámetros	Valores	Unidad
A	0.0410	m^2
A_1	$1.2668 \cdot 10^4$	m^2
L	0.9281	m
ΔL_1	0	m
l_{B1}	2	m
b_0	301692	—
b_1	-6674.9	—
b_2	-2830	—
g	9.81	$\frac{m}{s^2}$
ρ	1000	$\frac{kg}{m^3}$
p_{atm}	81060	Pa
p_3	81060	Pa
f_1	(2.2)	—

Tabla 4.1: Valores para los parámetros del modelo realizado por [Zerpa \(2014\)](#)

6. Se aumenta la corriente de entrada del convertidor I/P y por ende la presión del aire de salida del mismo, estrangulando con ello la servo válvula CV-2, hasta dejarla fija en cada milímetro desplazado.
7. Se deja que el sistema entre de nuevo a estado estacionario y se repite el procedimiento desde el insiso 4.

El registro del experimento se muestra en la Figura 4.3, la cual contiene la gráfica de puntos de equilibrio alcanzados por la altura \bar{h} del nivel del líquido del tanque cerrado respecto

a la posición del vástago de la válvula CV-2. Por su parte, en la Figura 4.4 se muestra los valores para A_3 respecto a la posición del vástago de la servo válvula.

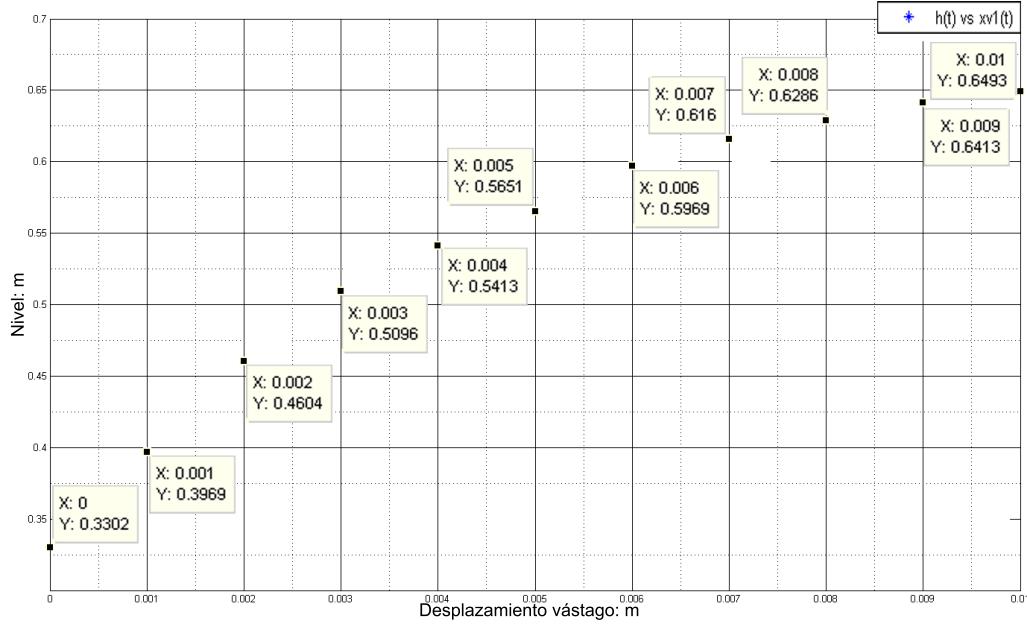


Figura 4.3: Puntos de equilibrio de $h(t)$ respecto a la posición $x_{V1}(t)$ del vástago.

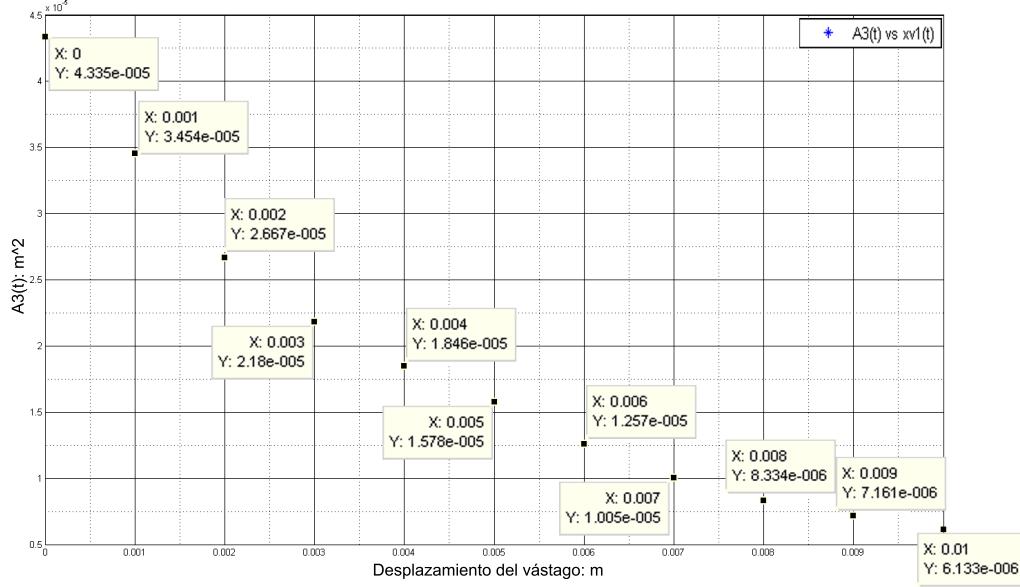


Figura 4.4: Valores estimados para A_3 respecto a la posición $x_{V1}(t)$ del vástago.

Empleando la gráfica de puntos dada por la Figura 4.4, se aproxima un polinomio de grado $m=3$ que modela el comportamiento para la válvula de globo de simple asiento, cuyos

coeficientes corresponden a,

$$\alpha_0 = 0.00004302, \quad \alpha_1 = -0.009472, \quad \alpha_2 = 0.9553, \quad \alpha_3 = -38.1. \quad (4.1)$$

4.3 Modelo del actuador neumático de diafragma-resorte ante un escalón

El modelo del servo actuador neumático de diafragma y resorte está dado por el conjunto de ecuaciones diferenciales representadas por la expresión (2.10), la cual se muestra a continuación,

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}x_{V_1}(t) = x_{V_2}(t) \\ \frac{d}{dt}x_{V_2}(t) = \frac{1}{m} \left(-c_2x_{V_2}(t) - c_4x_{V_1}(t)^3 - (c_1 - c_3)x_{V_1}(t) - F_s - F_d + A_D p_D(t) \right) \\ \frac{d}{dt}p_D(t) = \frac{(u(t) - p_D(t)) k_T}{RV}. \end{cases}$$

donde el desplazamiento del vástagos está dado por la variable $x_{V_1}(t)$, la velocidad de dicho desplazamiento por $x_{V_2}(t)$ y $p_D(t)$ representa la dinámica para la presión dentro de la cámara del diafragma.

El servo actuador es normalmente abierto y la señal de entrada de este dispositivo se caracteriza por operar en el rango de 3-15psi, lo que se traduce en que los extremos del desplazamiento de su vástagos corresponden a los extremos de este rango de operación, es decir, 0m para 3psi y 0.013m para 15psi. En este sentido, se realiza el siguiente procedimiento para registrar la dinámica del mismo:

1. Se conecta una fuente de corriente al convertidor de intensidad a presión (I/P) y la salida de este, al servo actuador.
2. Se enciende la fuente de corriente ajustada a 20mA de modo tal que se genere un escalón de 15psi, haciendo que el vástagos realice un recorrido completo.
3. Con una cámara de video se registra el recorrido realizado por el vástagos.
4. Mediante un computador, se extrae el tiempo para cada milímetro desplazado por el vástagos.

El resultado del experimento anterior se observa en la Figura 4.5,

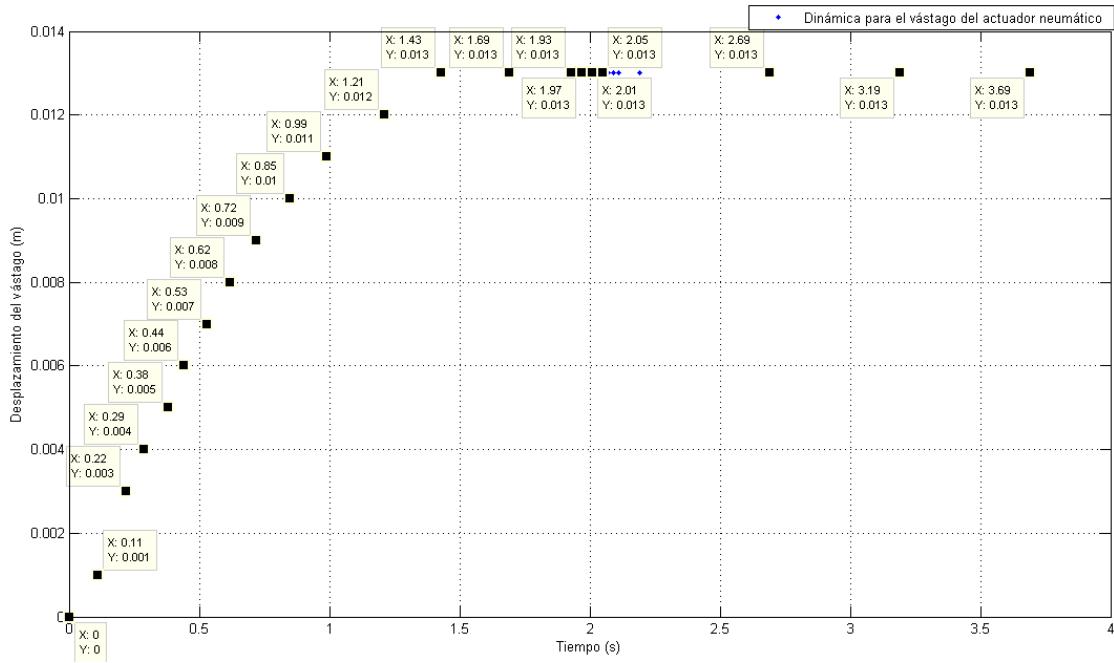


Figura 4.5: Desplazamiento del vástagos del servo actuador.

Tomando en cuenta la dinámica registrada en la gráfica anterior, se procede a simular el modelo del servo actuador introduciendo los valores para cada uno de sus parámetros, donde R , m y A_D se extraen de la ficha técnica del dispositivo, mientras que los demás son ajustados de forma tal que la curva simulada se aproxime a los datos experimentales. La Tabla 4.2 muestra dichos valores,

Parámetros	Valores	Unidad
R	286.9	-
V	$0.760 \cdot 10^{-3}$	m^3
k_T	0.9	-
m	0.3	kg
c_1	218351.98	-
c_2	$0.6 \cdot 10^5$	-
c_3	$0.5074 \cdot 10^5$	-
c_4	$0.10 \cdot 10^3$	-
A_D	$0.260 \cdot 10^{-1}$	m^2
F_s	90	N
F_d	420	N

Tabla 4.2: Coeficientes del modelo del actuador de diafragma y resorte.

La simulación del modelo del servo actuador se muestra en la Figura 4.6, donde se puede observar que el comportamiento simulado alcanza el mismo valor de estado estacionario que el sistema real. Sin embargo, la diferencia más notable se encuentra en su dinámica, ya que la simulación alcanza el estado estacionario en aproximadamente 1.8s y la realidad lo hace en 1.3s aproximadamente. Al aplicar el método MAPE a las curvas, indica que el promedio de error encontrado es de 2.0767%.

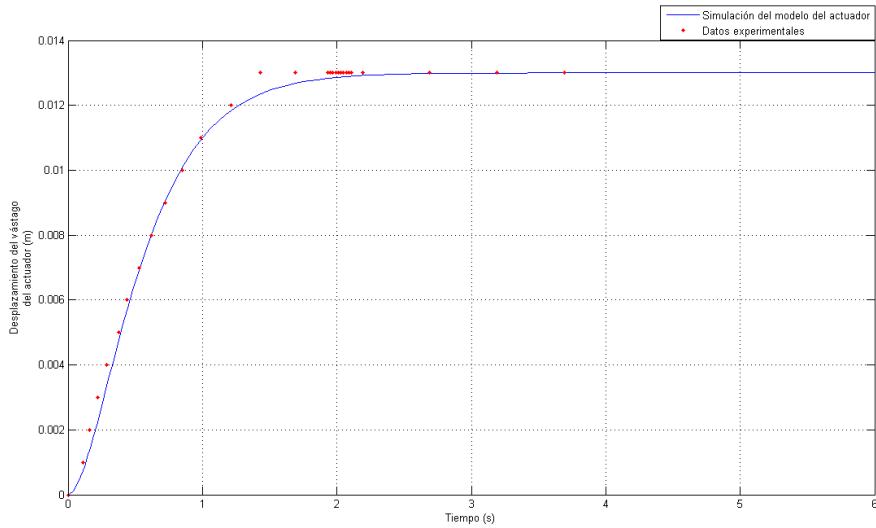


Figura 4.6: Simulación del modelo del actuador neumático de diafragma y resorte.

4.4 Modelo en lazo abierto del sistema presurizado incluyendo servo válvula

El modelo para el sistema hidráulico presurizado en lazo abierto está dado por la expresión (2.17), donde $a_1 = \frac{1}{2} \frac{A_3(t) + A}{A_3(t)}$ y $A_3(t) = \sum_{i=0}^m \alpha_i x_{V_i}(t)^i$, con $m = 3$ y los coeficientes α_i están dados en la expresión (4.1).

Para la medición de las variables del sistema hidráulico presurizado en lazo abierto, se realizó la siguiente secuencia de pasos:

1. Se implementa en la planta de entrenamiento DAC-603 la configuración mostrada en el diagrama P&ID de la Figura 2.1, omitiendo la conexión del convertidor de intensidad a presión (I/P) y el controlador.
2. Se enciende la bomba centrífuga y se deja que el sistema alcance su estado estable, con todas las válvulas, incluyendo la servo válvula CV-2, totalmente abiertas.
3. Se registran las curvas del comportamiento para el caudal de entrada Q_i y la presión P del tanque cerrado.

El resultado del experimento anterior se muestra en la Figura 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10, las cuales describen la dinámica de la altura $h(t)$ del nivel de líquido en el tanque presurizado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$ al tanque presurizado y su caudal

de salida $Q_o(t)$, respectivamente. Nótese que dichas variables de estado alcanzan su punto de equilibrio en $\bar{h} = 0.5666\text{m}$, $\bar{P} = 16.03\text{psi}$, $\bar{Q}_i = 4.089\text{GPM}$ y $\bar{Q}_o = 4.076\text{GPM}$. Para la variable $x_{V_1}(t)$ no se muestran datos experimentales por el hecho de permanecer constante en 0.004m . Además, en lo sucesivo, solo se mostrarán las simulaciones para la variable $p_D(t)$, debido a que no se logró realizar mediciones experimentales de la presión dentro de la cámara del diafragma.

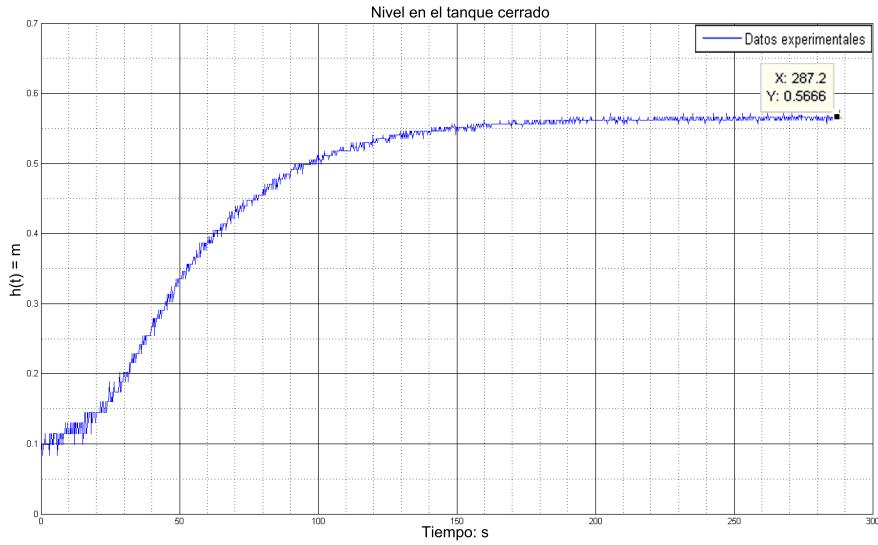


Figura 4.7: Data experimental de la altura del sistema presurizado en lazo abierto.

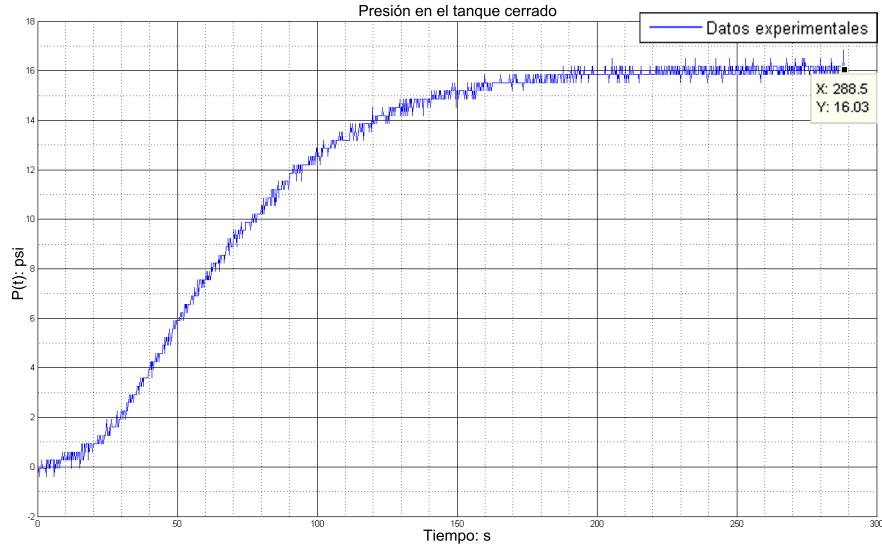


Figura 4.8: Data experimental de la presión del sistema presurizado en lazo abierto.

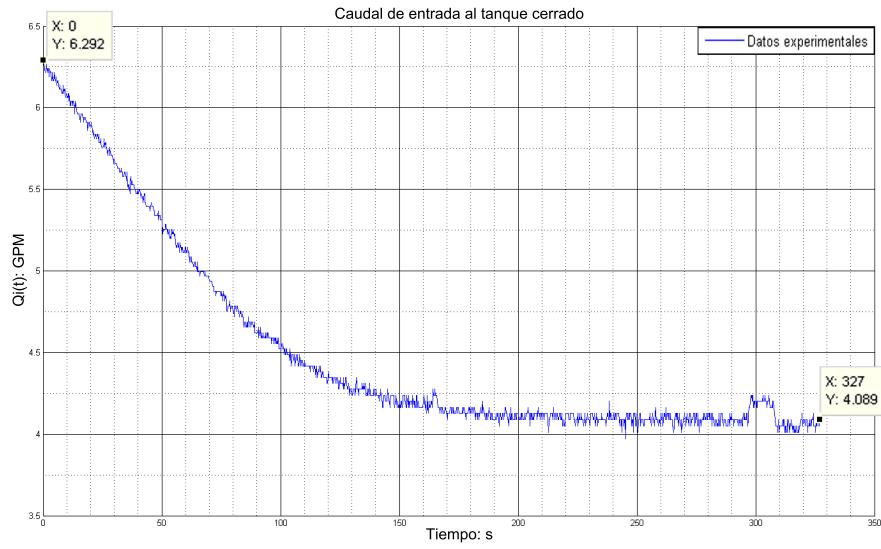


Figura 4.9: Data experimental caudal de entrada al tanque presurizado (lazo abierto).

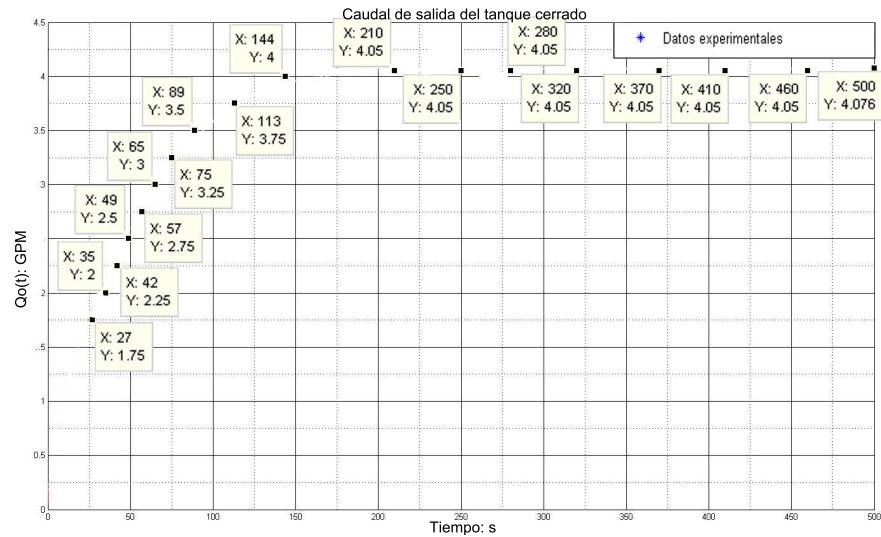


Figura 4.10: Data experimental caudal de salida del tanque presurizado (lazo abierto).

Sustituyendo los puntos de equilibrio alcanzados por el sistema en la ecuación (2.2), se halla el valor estimado para el coeficiente de pérdidas f_1 , el cual se muestra en la Tabla 4.3 junto con los demás parámetros del modelo (2.17). Nótese que la entrada $u(t)$ de la servoválvula es constante en este experimento, cuyo valor de presión de 45436.47pas (6.59psi), corresponde al valor constante de $x_{V_1}(t)$.

Al sustituir los valores de la Tabla 4.3 en el modelo del sistema hidráulico presurizado en

Parámetros	Valores	Unidad	Parámetros	Valores	Unidad
A	0.0410	m^2	α_0	0.0000379	—
A_1	$1.2668 \cdot 10^4$	m^2	α_1	-0.007675	—
L	0.9281	m	α_2	0.607	—
ΔL_1	0	m	α_3	-24.35	—
l_{B1}	2	m	R	286.9	—
b_0	301692	—	V	$0.760 \cdot 10^{-3}$	m^3
b_1	-6674.9	—	k_T	0.9	—
b_2	-2830	—	m	0.3	kg
g	9.81	$\frac{m}{s^2}$	c_1	218351.98	—
ρ	1000	$\frac{kg}{m^3}$	c_2	$0.6 \cdot 10^5$	—
p_{atm}	81060	Pa	c_3	$0.5074 \cdot 10^5$	—
p_3	81060	Pa	c_4	$0.10 \cdot 10^3$	—
$u(t)$	45436.47	Pa	A_D	$0.260 \cdot 10^{-1}$	m^2
f_1	39.85154283	—	F_s	90	N
$h(0)$	0.07	m	F_d	420	N

Tabla 4.3: Tabla de valores para el modelo del sistema hidráulico presurizado

lazo abierto, se generan las simulaciones del mismo para el nivel $h(t)$ del tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$, el caudal de salida $Q_o(t)$, el desplazamiento $x_{V_1}(t)$ del vástago de la servo-válvula y la presión $p_D(t)$ de la cámara del diafragma $p_D(t)$ de la servo-válvula, mostradas en las Figuras 4.11, 4.12 y 4.13, 4.14, 4.15 y 4.16, respectivamente,

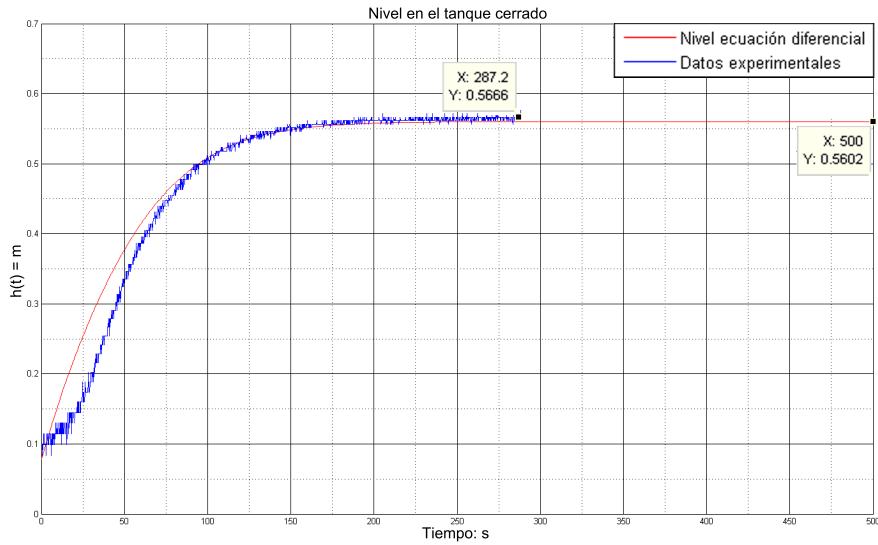


Figura 4.11: Simulación para $h(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

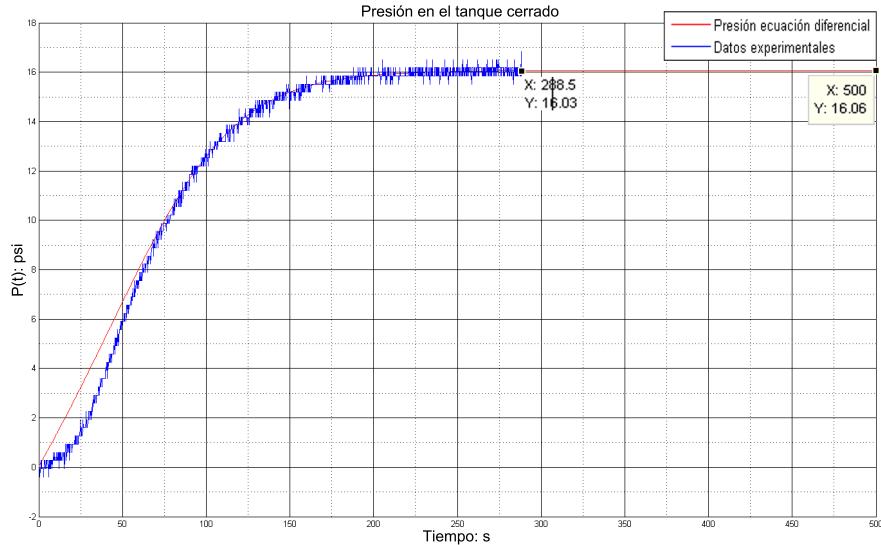


Figura 4.12: Simulación para $P(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

La Figura 4.11 muestra que tanto la simulación como los datos experimentales

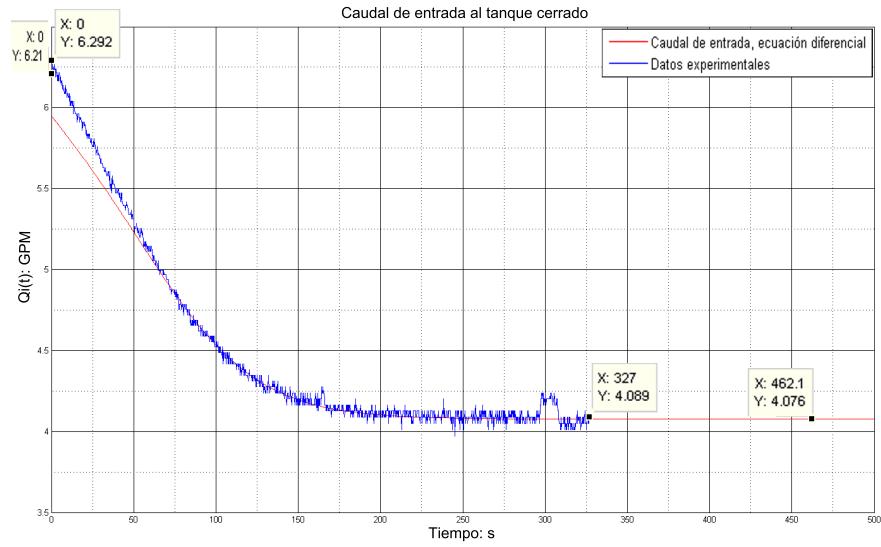


Figura 4.13: Simulación para $Q_i(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

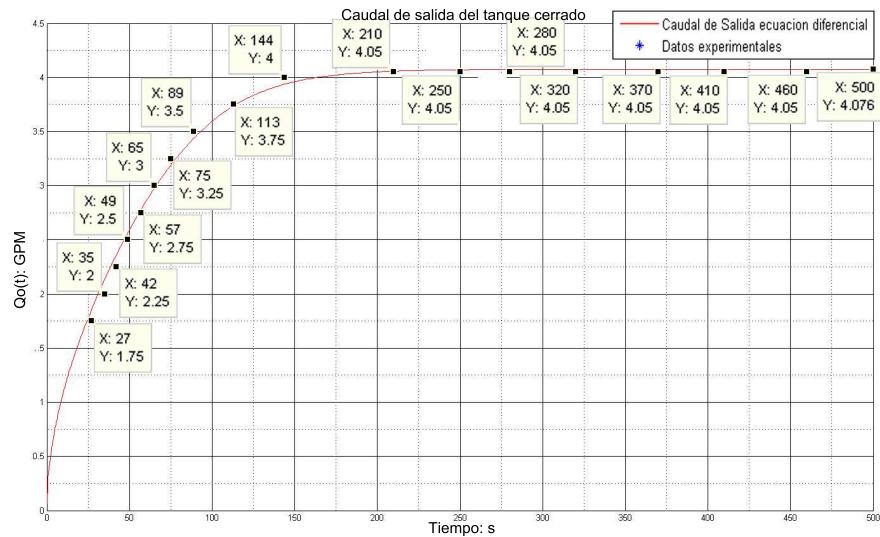


Figura 4.14: Simulación para $Q_o(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

llegan al mismo punto de equilibrio y la diferencia más notable se encuentra antes de los 100 segundos, debido a que el modelo no contempla la representación del cambio de concavidad que en la realidad está presente. Sin embargo, al aplicar la herramienta MAPE arroja como resultado que el error entre ambas curvas es de 6.3924%, considerándose éste como aceptable. Por su parte, la Figura 4.12 muestra que tanto la curva de la simulación como la de los datos experimentales se solapan a partir de los 75 segundos y la diferencia más notable se

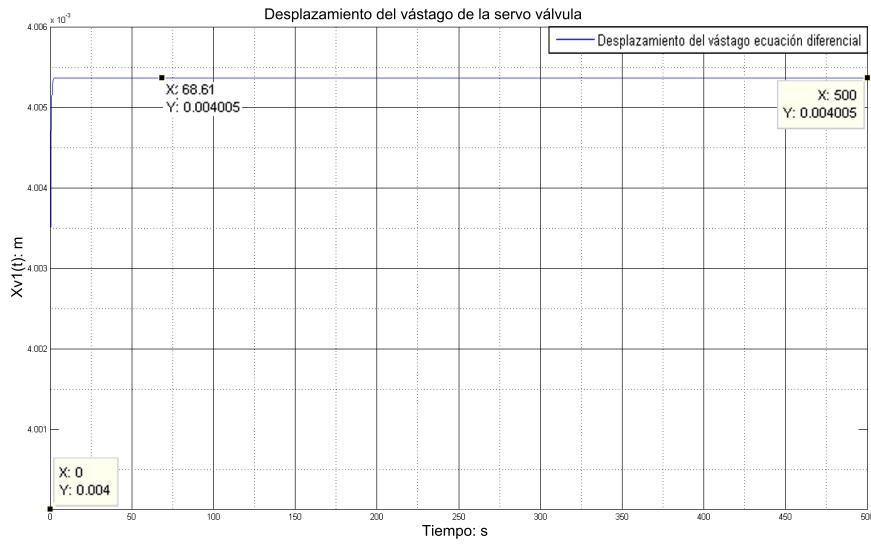


Figura 4.15: Simulación para $x_{V_1}(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

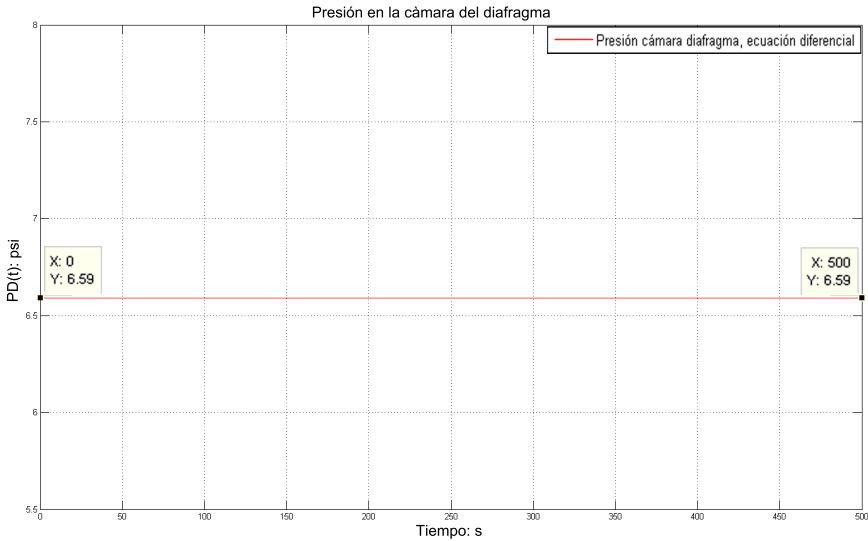


Figura 4.16: Simulación para $p_D(t)$ del modelo del sistema presurizado en lazo abierto.

encuentra por debajo de este tiempo, lo que produce que el error entre ambas curvas para dicha variable sea de 7.3864%. Para la Figura 4.13 del caudal de entrada, existe mayor diferencia en la dinámica desde la condición inicial hasta los 50 segundos aproximadamente y luego de este tiempo, ambas curvas se solapan, teniendo un error absoluto medio de 2.2277%. En cuanto al caudal de salida se refiere, se puede observar en la Figura 4.14 que existe mayor aproximación entre los datos experimentales y la simulación, teniendo como error absoluto

medio de 1.5259%. Cabe destacar que los datos experimentales del caudal de salida $Q_o(t)$ se tomaron por medio de una cámara de video que registraba el movimiento del émbolo del rotámetro (FI-1), el cual presenta un rango de medición de [1.5 – 13]GPM.

4.5 Validación del sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado

El modelo en lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado está representado por la expresión (2.23). Este sistema es implementado en la planta de entrenamiento DAC-603 siguiendo el diagrama P&ID mostrado en la Figura 2.1, obteniendo con ello los datos experimentales para validar el modelo antes mencionado. Debido a que el controlador UDC-3300 tiene como entrada una señal eléctrica de 4 – 20mA, se convierte la variable de proceso $P(t)$ a corriente por medio de la expresión (4.2),

$$I_{TP} = 0.0004603(P(t)) + 0.003487. \quad (4.2)$$

La salida del UDC-3300 también es una señal eléctrica de 4 – 20mA, por lo que para convertir ésta en una señal neumática, se emplea la relación algebráica (4.3) que representa al convertidor de intensidad a presión (I/P). Por su parte, la ecuación que convierte en corriente el valor del punto de equilibrio \bar{U} para la señal de control se muestra en la expresión (4.4),

$$P_{I/P} = 750(I) - 9.553e - 16. \quad (4.3)$$

$$I_U = 8.267e5(\bar{U})^2 + 0.002821(\bar{U}) - 0.00372. \quad (4.4)$$

Como se mencionó anteriormente, el controlador UDC-3300 calcula la banda proporcional con la finalidad de realizar regulaciones solo cuando el valor de la variable de proceso se encuentra dentro de ésta y saturando el actuador en caso contrario. En tal sentido, para copiar éste comportamiento se emplean estructuras de decisión en el código utilizado para generar las simulaciones del modelo. Es importante resaltar que el valor de referencia \bar{P} es válido si se encuentra dentro del rango (6 – 26.75)psi, donde el límite superior es impuesto por las características de la planta de entrenamiento y el límite inferior por la configuración propia del sistema implementado, ya que cuando las válvulas en la tubería de salida del tanque

cerrado están totalmente abiertas, el mismo se presuriza hasta alcanzar aproximadamente 6psi.

Además, cada tiempo de integración T_i sintonizado, ya sea por el UDC-3300 o por el método CHR, se calculan en unidades de minutos por repetición, lo que conlleva a cambiar de segundos a minutos, la base de tiempo de la parte integral del controlador modelado por la expresión (2.20).

Tomando en cuenta las consideraciones antes descritas, la validación del modelo en lazo cerrado del sistema se realiza de dos formas, la primera consiste en calcular los parámetros k_p y T_i del controlador mediante la aplicación de la técnica de sintonización de Chien, Hrnoes y Reswick, con la finalidad de sustituirlos en el modelo para obtener posteriormente la simulación del mismo. Luego los valores para k_p y T_i calculados son introducidos en el controlador UDC-3300 y se registra el comportamiento del sistema real en lazo cerrado, para finalmente comparar dichos datos experimentales con la simulación del modelo obtenida. La segunda consiste en ejecutar el autoajuste del controlador UDC-3300 para que por medio de su algoritmo de sintonización interno, establezca los valores para los parámetros k_p y T_i los cuales se introducen en el modelo del sistema y se generan las simulaciones de éste para ser comparadas con los datos experimentales registrados del sistema real bajo la acción del controlador sintonizado. Todas las comparaciones se realizan de forma cuantitativa por medio de MAPE.

4.5.1 Sintonización del PI mediante Chien, Hrnoes y Reswick

Como se explicó en el capítulo 3, la técnica de sintonización de Chien, Hrnoes y Reswick consiste en aproximar la respuesta de la función de transferencia del sistema ante una entrada escalón a una función de transferencia con retardo de la forma,

$$G(s)' = \frac{K}{1 + \tau s} e^{-Ls},$$

de modo tal que los parámetros del controlador son calculados como lo indica la Tabla 3.1.

Antes de calcular el controlador para el sistema hidráulico presurizado se debe determinar si dicho sistema es completamente controlable, es decir, si es posible construir una señal de control que permita transferir la variable de proceso desde un estado inicial a cualquier otro estado en un tiempo finito.

Un sistema es controlable si la matriz de controlabilidad MC posee n vectores linealmente independientes, es decir, si su determinante es distinto de cero. Dicha matriz

de controlabilidad se halla por medio de la expresión (4.5),

$$MC = \left[\begin{array}{c|c|c|c|c} B & AB & \dots & A^{n-1}B. \end{array} \right] \quad (4.5)$$

donde A es la matriz (3.10) y B está dado en la expresión (3.11).

En este sentido, al sustituir en la matriz A y en los vectores B y C de la expresión (3.10) y (3.11), los valores de los parámetros mostrados en la tabla 4.3 y los puntos de equilibrio alcanzados por el sistema en lazo abierto, $\bar{P} = 110316,16\text{pas}$ ($\bar{P} = 16\text{psi}$), $\bar{h} = 0.5672\text{m}$ ($\bar{h} = 22.33\text{pulgadas}$), $\bar{Q}_i = 0.25236 \frac{Kg}{s}$ (4GPM), $\bar{Q}_o = 0.25236 \frac{Kg}{s}$ (4GPM), $\bar{x}_{V_1} = 45436.47\text{pas}$ ($\bar{p}_D = 6.59\text{psi}$) y $\bar{x}_{V_1} = 0.004\text{m}$, se obtiene como resultado las expresiones (4.6) y (4.7), que constituyen el modelo lineal del sistema hidráulico presurizado,

$$A = \left[\begin{array}{ccccccccc} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0.7567 & -51.2811 & 0 & 1.2508 & 0 & 0 & 59.7541 & 0 & 0 \\ 0 & 5.3398 * 10^5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -34.4438 & 0 & 0 & -50.423 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 36.2552 & 0 & 0 & 0.02102 & -58.5093 & 0 & -3186.5228 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4.1276 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.0867 & -5.5871 * 10^5 & -2 * 10^5 & (4.6) \end{array} \right],$$

$$B = \left[\begin{array}{ccccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4.1276 & 0 & 0 \end{array} \right]^T, \quad (4.7)$$

$$C = \left[\begin{array}{cccccccc} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array} \right].$$

Por tanto, al utilizar la expresión (4.5), se obtiene la expresión (4.8) que constituye la matriz de controlabilidad MC ,

$$MC = \left[\begin{array}{cccccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 21 & -4 * 10^6 & 9 * 10^{11} & -2 * 10^{17} \\ 0 & 0 & 0 & 21 & -4 * 10^6 & 9 * 10^{11} & -2 * 10^{17} & 3 * 10^{22} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 * 10^7 & -2 * 10^{12} & 5 * 10^{17} & -9 * 10^{22} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -736 & 1 * 10^8 & -3 * 10^{13} \\ 0 & 0 & 0 & -1140 & 2 * 10^8 & -4 * 10^{13} & 9 * 10^{18} & -2 * 10^{24} \\ 4 & 17 & 70 & -290 & 1198 & -4945 & 20412 & -84253 \\ 0 & 0 & 0.4 & -71547 & 1 * 10^{10} & -3 * 10^{15} & 6 * 10^{20} & -1 * 10^{26} \\ 0 & 0.4 & -71547 & 1 * 10^{10} & -3 * 10^{15} & 6 * 10^{20} & -1 * 10^{26} & 2 * 10^{31} \end{array} \right]. \quad (4.8)$$

donde el determinante de dicha matriz es $\det(MC) \neq 0$, lo que indica al ser distinto de cero, que el sistema es completamente controlable.

Empleando la ecuación (3.12) y la matriz (4.6) y los vectores (4.7), la función de transferencia del sistema hidráulico presurizado se muestra en la expresión (4.9),

$$G(s) = G_1(s)G_2(s), \quad (4.9)$$

donde,

$$G_1(s) = \left(\frac{11414205.60s^3 + 1160871541.0s^2 + 29522886060.0s + 435533359.4}{(s + 4.127607272)(s^3 + 101.7041029s^2 + 2586.503791s + 81.23807536)} \right)$$

$$G_2(s) = \left(\frac{1}{(s^2 + 200000.0s + 558706.5839)(s^2 + 51.28110736s + 0.7567406970)} \right).$$

La respuesta de $G(s)$ ante una entrada escalón unitario se puede observar en la Figura 4.17, donde se puede observar que el sistema hidráulico presurizado en lazo abierto tiene un

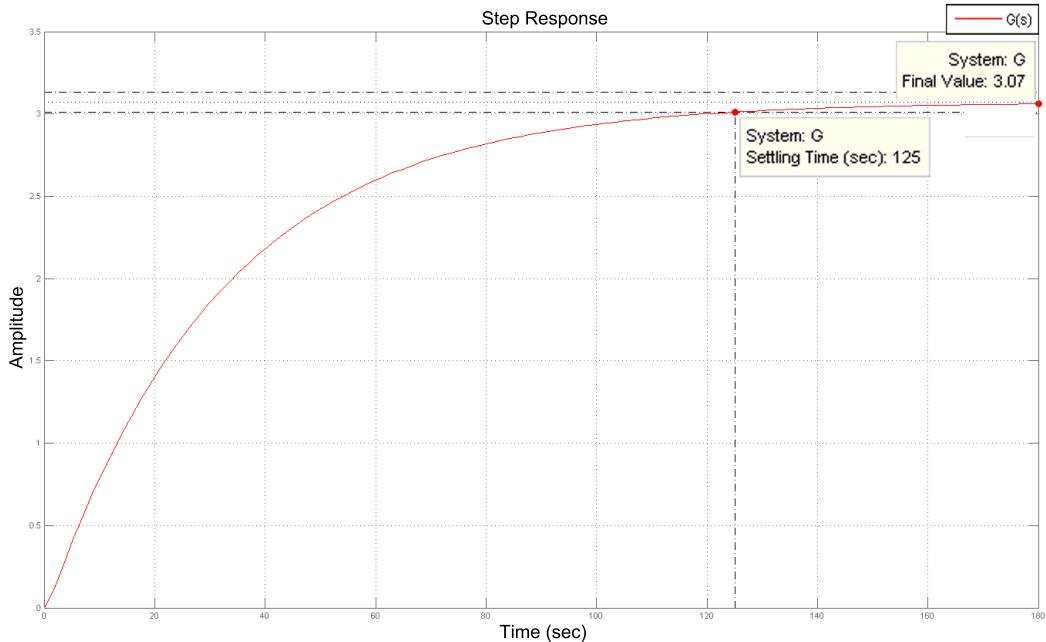


Figura 4.17: Respuesta de $G(s)$ ante una entrada escalón unitario.

tiempo de establecimiento correspondiente al 2% de 125 segundos.

El resultado del proceso de identificación establece que $\tau = 32.5$ y $L = 0.347$, y la ganancia K está dada por,

$$K = \frac{\Delta Y(\infty)}{\Delta U(\infty)} = \frac{Y(\infty) - Y(0)}{U(\infty) - U(0)} = \frac{3.07 - 0}{1 - 0}$$

$$K = 3.07,$$

de modo tal, que la función de transferencia con retardo que aproxima el comportamiento de $G(s)$ ante una entrada escalón está dada en la expresión (4.10) y su respuesta se observa en la Figura 4.18,

$$G(s)' = \frac{3.07}{1 + 32.5\tau} e^{-0.347}, \quad (4.10)$$

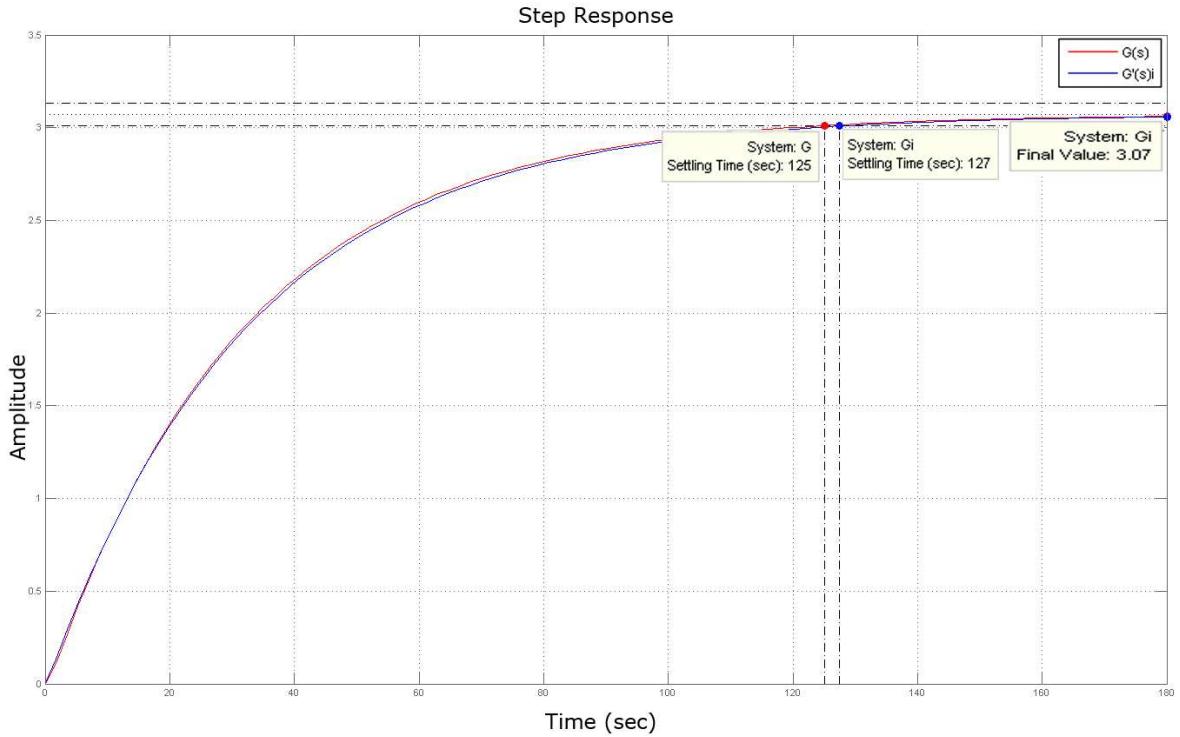
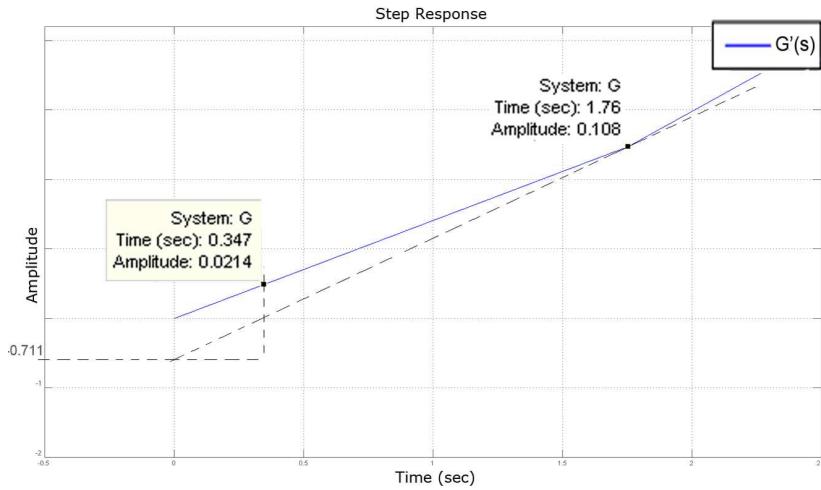


Figura 4.18: Grafica de $G'(s)$.

Posteriormente, se identifica el parámetro a para poder ajustar el controlador segun la Tabla 3.1. Dicha identificación se muestra en la Figura 4.19, donde $a = 0.711$ y $L = 0.347$.

Utilizando los valores para el cálculo de un controlador tipo PI que genere una respuesta

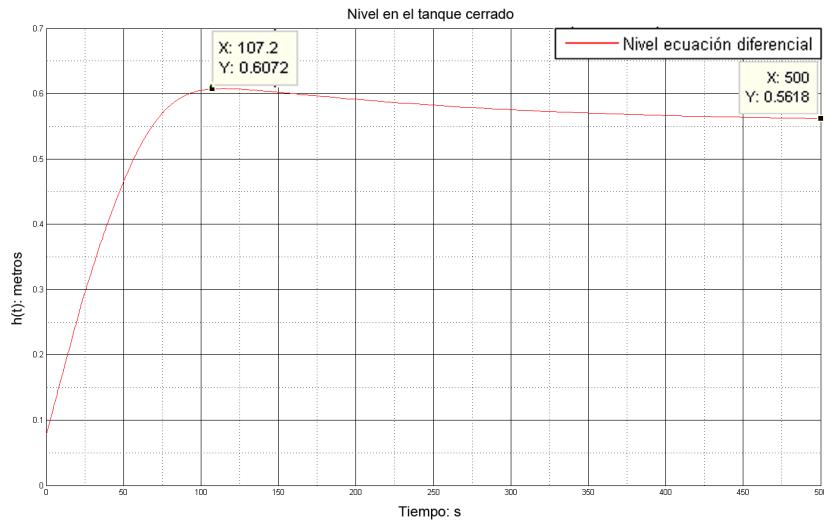
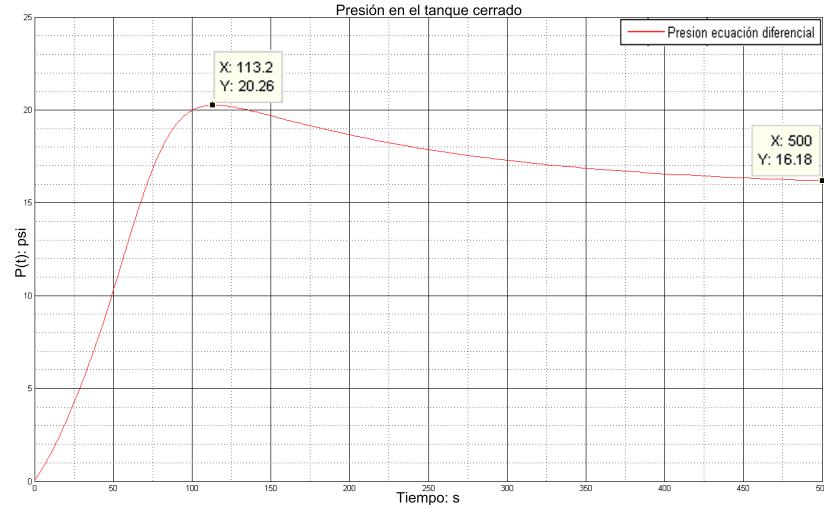
Figura 4.19: Grafica de $G'(s)$.

sin sobre-disparo, los valores para k_p y T_i se muestran en la expresión (4.11),

$$\begin{aligned} K_p a &= 0.6 \Rightarrow K_p (0.711) = 0.6 \Rightarrow K_p \approx 0.844 \\ \frac{T_i}{L} &= 4 \Rightarrow \frac{T_i}{0.347} = 4 \Rightarrow T_i \approx 1.4 \end{aligned} \quad (4.11)$$

Al sustituir los valores de k_p y T_i en el modelo en lazo cerrado representado por la expresión (2.23) y escoger como valor de referencia $\bar{P} = 16$ psi, se obtiene las curvas observadas en las Figuras 4.20, 4.21, 4.22, 4.23, 4.24 y 4.25, las cuales representan la dinámica del nivel $h(t)$ del tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$, el caudal de salida $Q_o(t)$, el desplazamiento $x_{V_1}(t)$ del vástagos de la servo-válvula y la presión $p_D(t)$ de la cámara del diafragma $p_D(t)$ de la servo-válvula, respectivamente. En lo sucesivo, todas las simulaciones se generan al ajustar el modelo para el área efectiva $A_3(t)$, haciendo $\alpha_1 = -0.009272$ cuando $P(t)$ se encuentra por debajo de la banda proporcional y $\alpha_3 = -39.1$ y $\alpha_1 = -0.009572$ cuando el valor de $P(t)$ se encuentra dentro de dicha banda.

De las figuras anteriores puede observarse que para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, el estado estacionario se encuentra en 0.5618m (22.1181 pulgadas) y un sobre-disparo de 8.08%, representado por 0.6072m (23.9055 pulgadas). Por su parte, para la presión $P(t)$ del tanque cerrado, el valor de estado del estacionario se encuentra en 16.18 psi (111557.2168 pascales), teniendo este último 1.13% de discrepancia parcial respecto al valor de referencia deseado \bar{P} , además de tener un sobre-disparo de 25.22%, representados por 20.26 psi (139687.8376 pascales). El caudal de entrada $Q_i(t)$ tiene como valor de estado estacionario 4.059GPM ($0.2561 \frac{Kg}{s}$), un sobredisparo de 14.83% cuyo valor pico es

Figura 4.20: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.Figura 4.21: Respuesta $P(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.

de 3.457GPM ($0.2181 \frac{Kg}{s}$) y condición inicial en 6.2GPM ($0.3912 \frac{Kg}{s}$). Para el caudal de salida se observa que no presenta sobredisparo y el valor de estado estacionario es de 4.081GPM ($0.2575 \frac{Kg}{s}$), además noteese los errores de modelado presentes por debajo de los 25 segundos, debido a que la ecuación diferencial trata de representar el comportamiento turbulento del fluido al pasar por el rotámetro (FI-1), en esos instantes de tiempo. En cuanto al desplazamiento $x_{V_1}(t)$ se refiere, notese que inicialmente la válvula se mantiene cerrada por estar la presión $P(t)$ por debajo de la banda proporcional y se comienza a abrir una vez

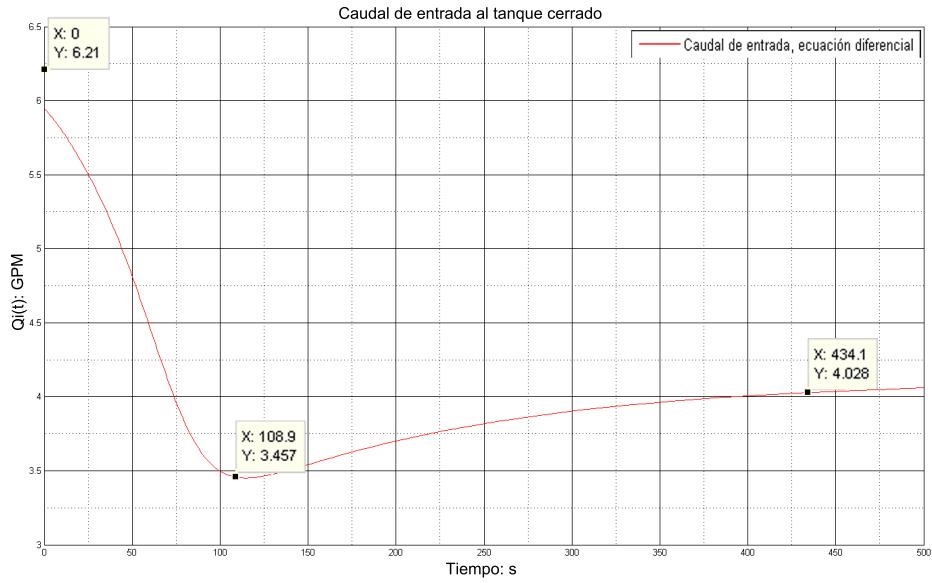


Figura 4.22: Respuesta $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.

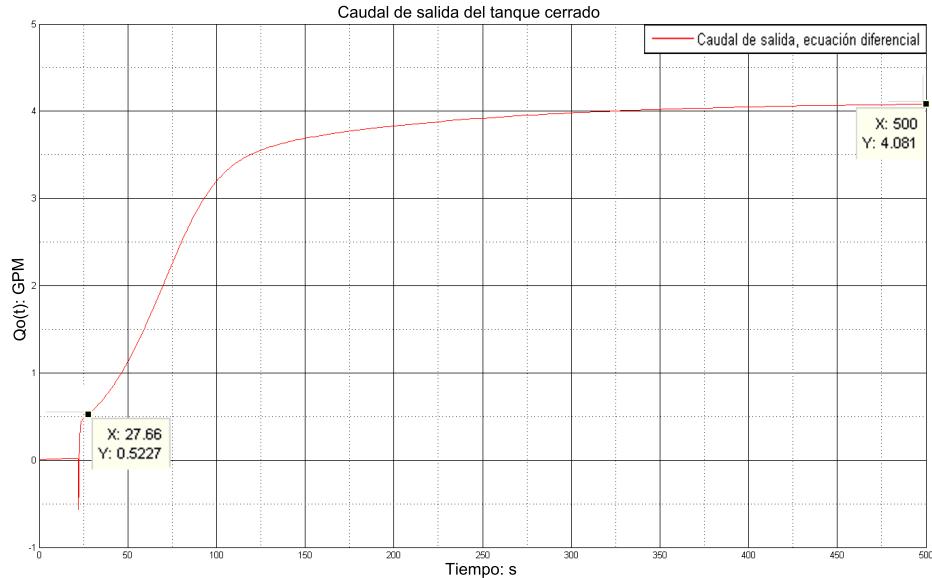


Figura 4.23: Respuesta $Q_o(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.

que está dentro de la misma hasta alcanzar su estado estacionario de 0.003896m. La presión de la cámara $p_D(t)$ de la servo-válvula muestra un comportamiento similar al descrito en el desplazamiento del vástagos, lo que tiene sentido ya que el mismo es función de dicha presión, alcanzando un valor de equilibrio de 6.489psi (44740.0976pas).

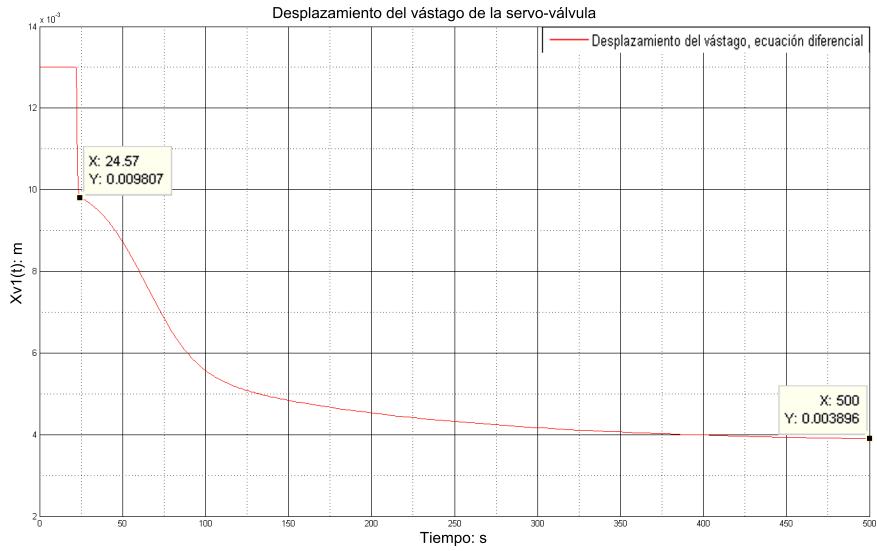


Figura 4.24: Respuesta $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.

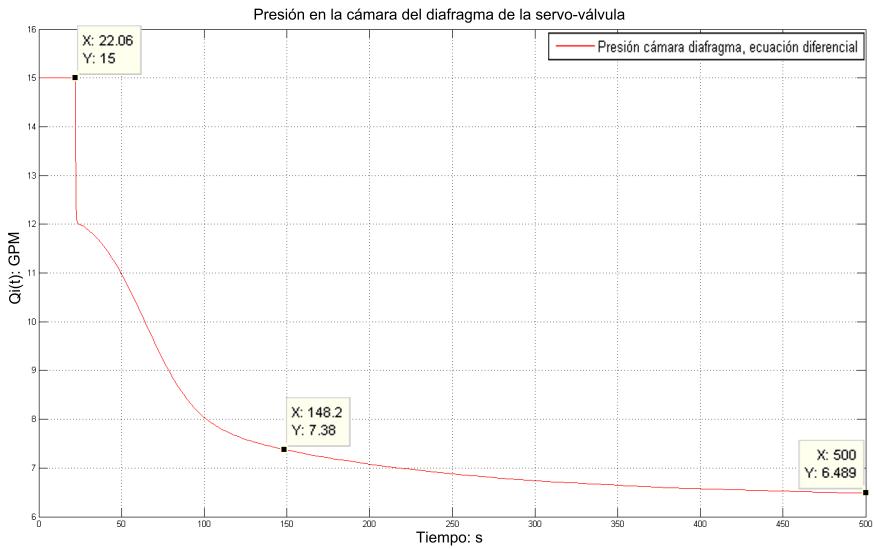


Figura 4.25: Respuesta $p_D(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$.

Una vez sintonizados los valores del controlador por medio de CHR, se procede a insertar éstos en el controlador UDC-3300, junto con el punto de consigna (SP) de 40% que representa $\bar{P} = 16\text{psi}$. En las Figuras 4.26, 4.27, 4.28, 4.29 y 4.30, se muestran los datos experimentales registrados del sistema real en lazo cerrado bajo la política de control establecida, para las variables $h(t)$, $P(t)$, $Q_i(t)$, $Q_o(t)$ y $x_{V_1}(t)$, respectivamente,

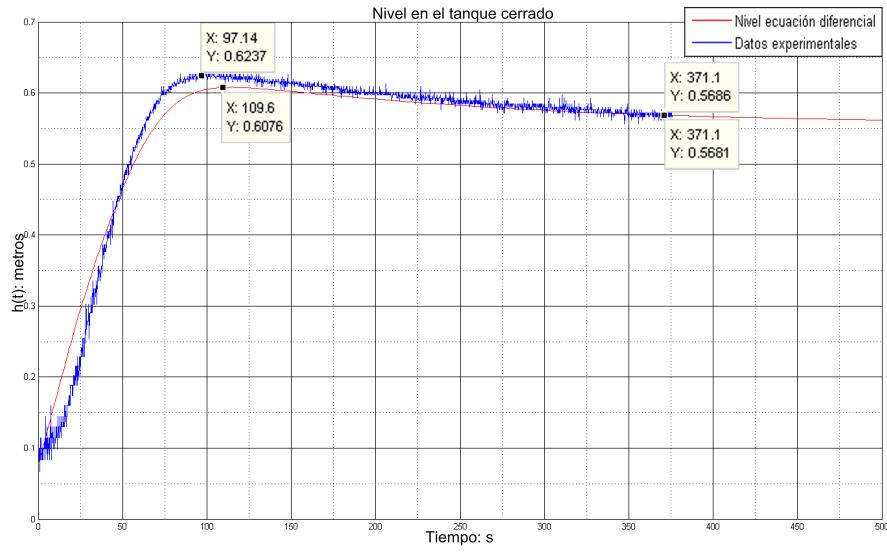


Figura 4.26: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

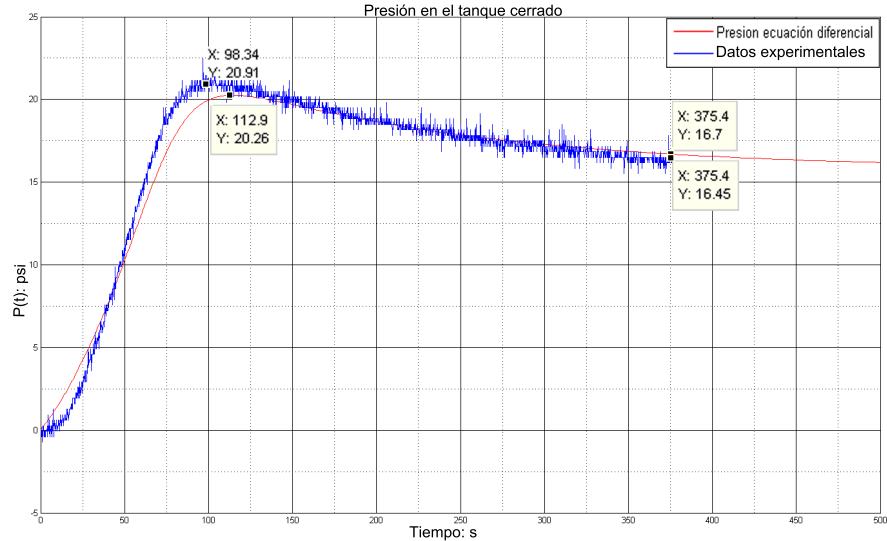


Figura 4.27: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

De la Figura 4.26 la diferencia más notable se encuentra en la parte dinámica de ambas repuestas, además de tener un sobre-disparo mayor al obtenido en la simulación del modelo, sin embargo las señales se van solapando a medida que se van acercando al valor de referencia. Al aplicar el método MAPE a éstas curvas da como resultado un error medio absoluto de 7.1282%, considerándose como aceptable. Análogamente, para la figura 4.27 la diferencia más notable se encuentra en la parte dinámica de ambas representaciones, teniendo también

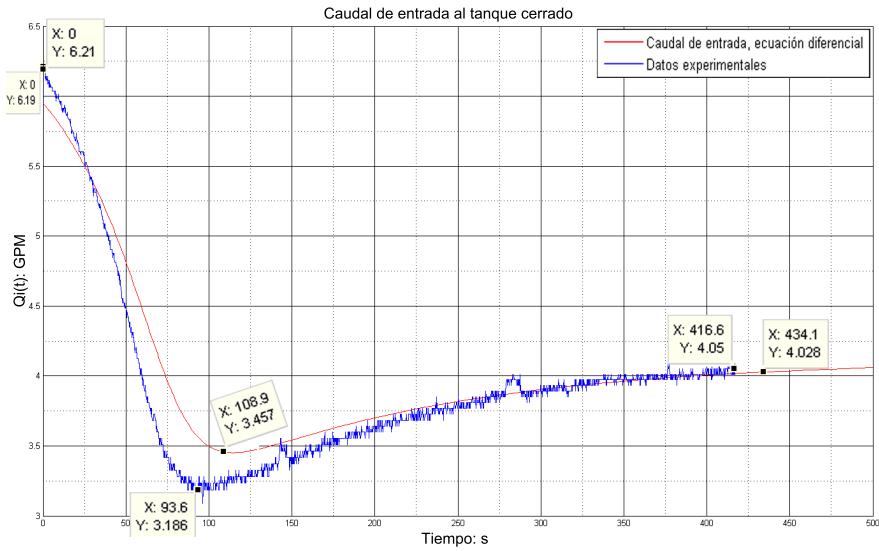


Figura 4.28: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

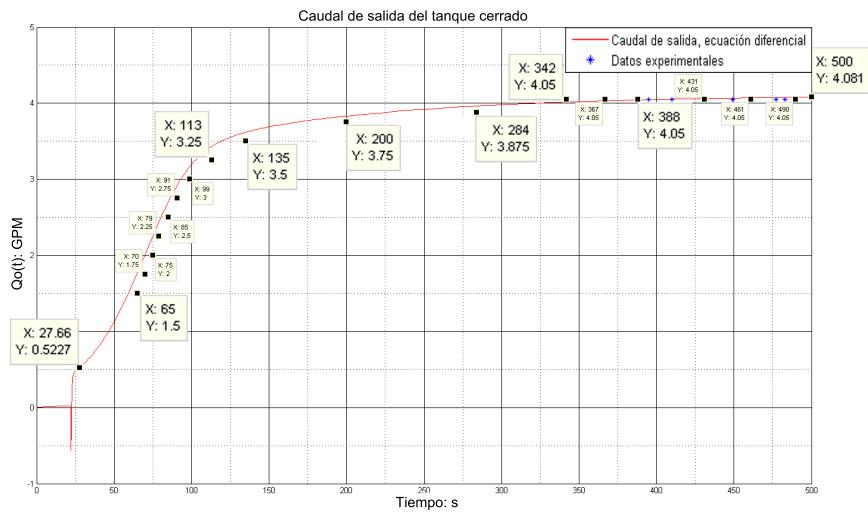


Figura 4.29: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

un sobre-disparo mayor que el mostrado en la simulación del modelo, sin embargo, a medida que las señales se van acercando al valor de referencia, las mismas se van solapando progresivamente; el error medio absoluto para este caso es de 7.2944%, considerandose como aceptable. Para el caudal de entrada $Q_i(t)$, se observa en la Figura 4.28 que la discrepancia mayor se encuentra en su dinámica, justo antes de llegar al valor pico del sobredisparo y a medida que se va acercando a su valor de estado estacionario, ambas curvas se van solapando;

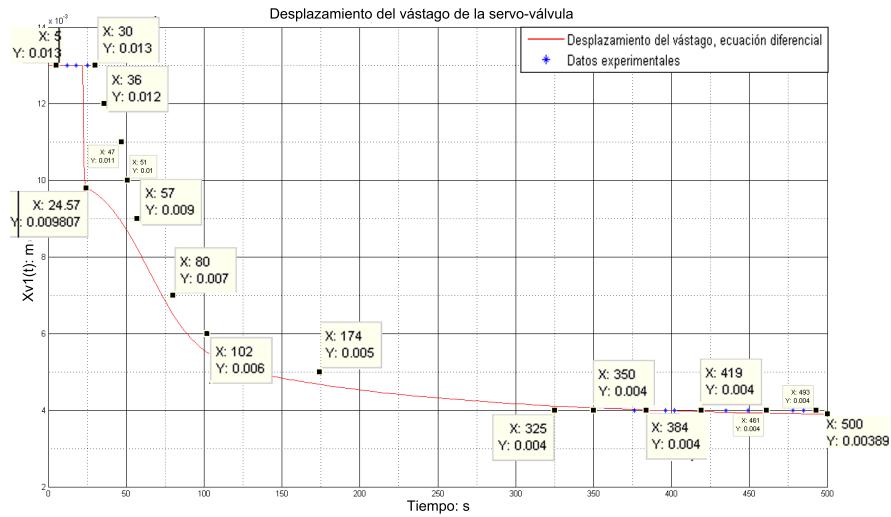


Figura 4.30: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

el error medio absoluto en este caso es de 4.3057%. Por su parte, para el caudal de salida $Q_o(t)$ representado en la Figura 4.29 se observa mayor presión entre la curva y los datos experimentales, tanto en la dinámica como en régimen estacionario, teniendo un error medio absoluto de 1.8131%. Análogamente, para el desplazamiento del vástago $x_{V_1}(t)$ de la servoválvula, mostrado en la Figura 4.30, se observa mayor discrepancia en la parte dinámica de la misma y más precisión cuando la señal entra en régimen estacionario; en este caso, el error medio absoluto es de 9.2382%.

Con la finalidad de disminuir el sobre-disparo presente en la sintonización anterior, se procede a reajustar el valor para el parámetro k_p del controlador, modificándolo a $k_p = 1.5$. Al sustituir dicho valor en el modelo del sistema representado por la expresión (2.23), manteniendo el valor para $T_i = 1.4$, el valor de referencia $\bar{P} = 110316.16\text{pas}$ ($\bar{P} = 16\text{psi}$) y el valor de equilibrio del control $\bar{U} = 45436.47$ ($\bar{U} = 6.59\text{psi}$), se obtiene las respuestas mostradas en las Figuras 4.31, 4.32, 4.33, 4.34, 4.35 y 4.36, que representan la dinámica para el nivel $h(t)$ del tanque presurizado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$, su caudal de salida $Q_o(t)$, el desplazamiento del vástago $x_{V_1}(t)$ de la servoválvula y la presión de la cámara del diafragma $p_D(t)$ de la misma, respectivamente,

Se puede observar que en la Figura 4.31 la altura $h(t)$ tiene como valor de estado estacionario $\bar{h} = 0.558\text{m}$ ($\bar{h} = 21.9685\text{pulgadas}$) y el valor porcentual del sobre-disparo es de 5.5376%, representado por el valor $h(t) = 0.5889\text{m}$ ($h(t) = 23.185\text{pulgadas}$). Por su parte, en la Figura 4.32 la presión $P(t)$ presenta como valor de estado estacionario $\bar{P} = 15.89\text{psi}$

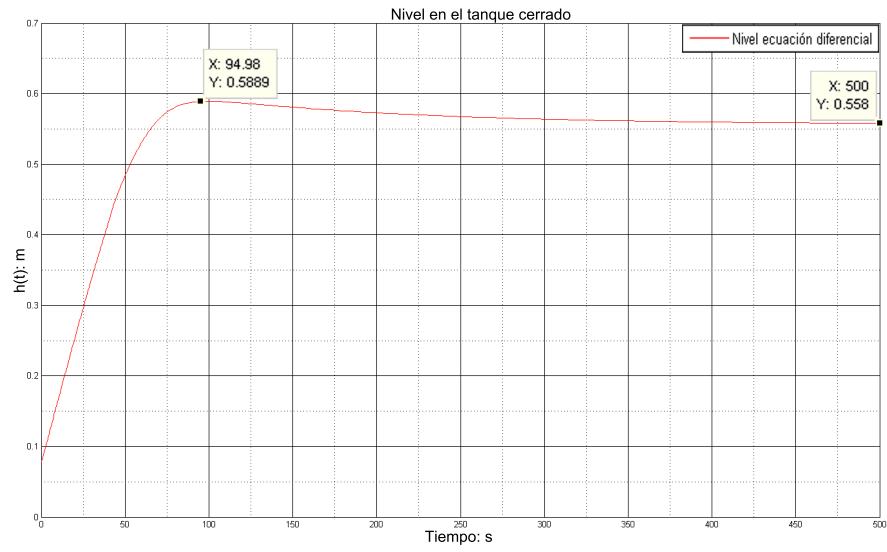


Figura 4.31: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

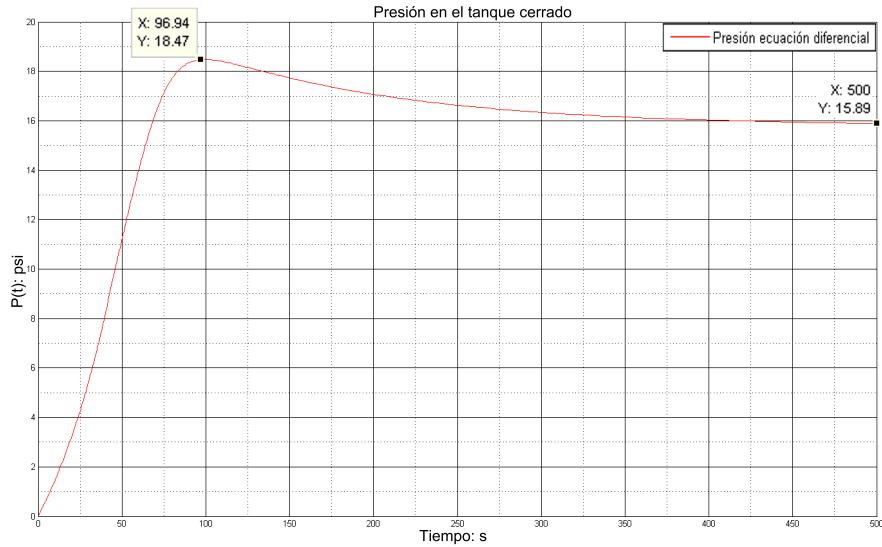


Figura 4.32: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

$(\bar{P} = 109557.7364 \text{ pas})$, teniendo un error parcial de 0.6923% respecto al valor de referencia deseado. Al mismo tiempo, se observa un sobre-disparo cuyo valor porcentual es de 16.2366%, representado por $P(t) = 18.47 \text{ psi}$ ($P(t) = 127346.2172 \text{ pas}$). Respecto al caudal de entrada $Q_i(t)$, se observa que el valor de estado estacionario es de 4.1GPM ($0.2587 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$) y un sobre disparo de 9%, representado por el valor pico de 3.729GPM ($0.2352 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$). El caudal de salida $Q_o(t)$ no presenta sobredisparo y el valor de estado estacionario es de 4.107GPM ($0.2591 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$).

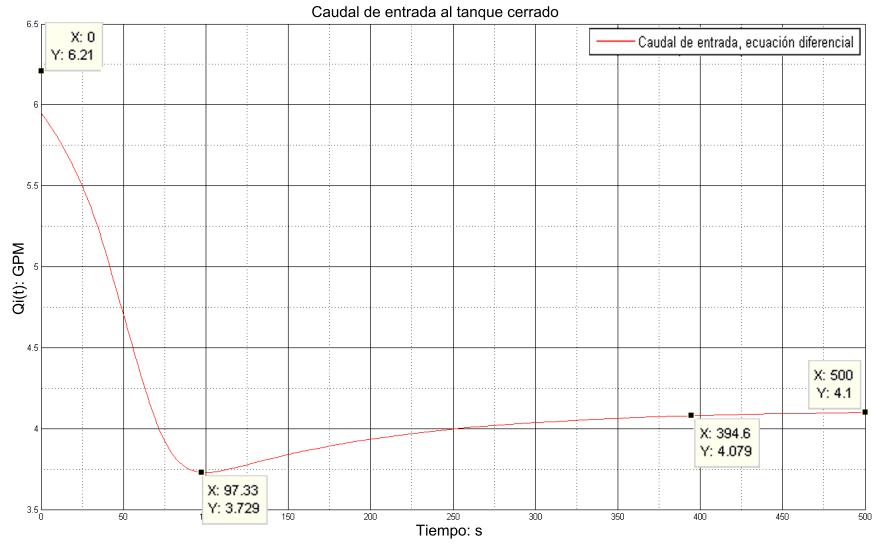


Figura 4.33: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

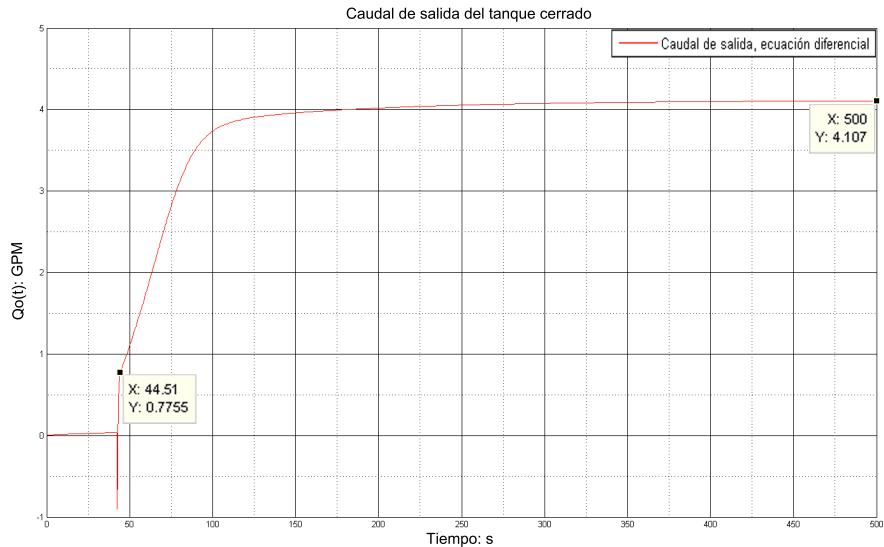


Figura 4.34: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

Por su parte la presión de la cámara del diafragma $p_D(t)$ tiene su valor de estado estacionario en 6.422psi (44278.1487pas), sin presentar sobredisparo y antes de los 42.41 segundos, su valor corresponde a los 15psi que mantiene cerrada la servo-válvula, debido a que la señal $P(t)$ se encuentra por debajo de la banda proporcional.

Al sustituir en el controlador UDC-3300 los valores de $k_p = 1.5$, $T_i = 1.4$ y $SP = 40\%$

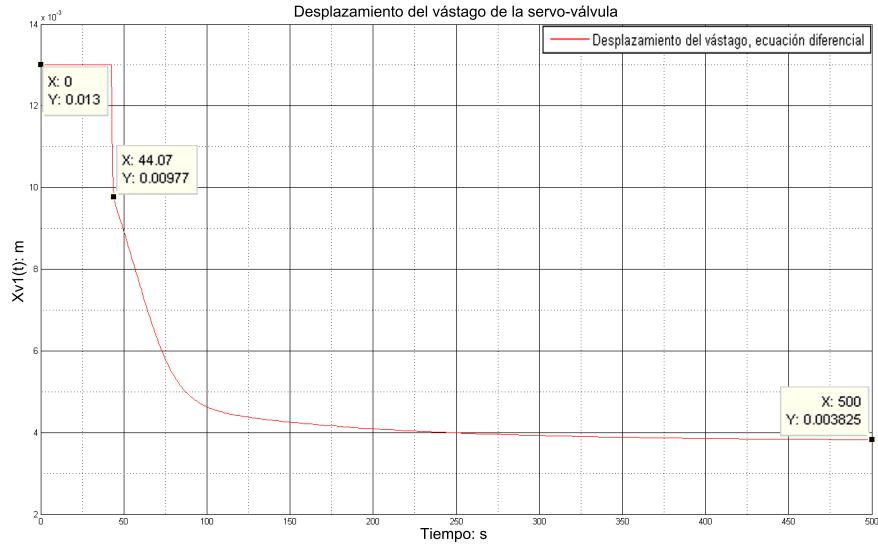


Figura 4.35: Respuesta de $x_{V1}(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

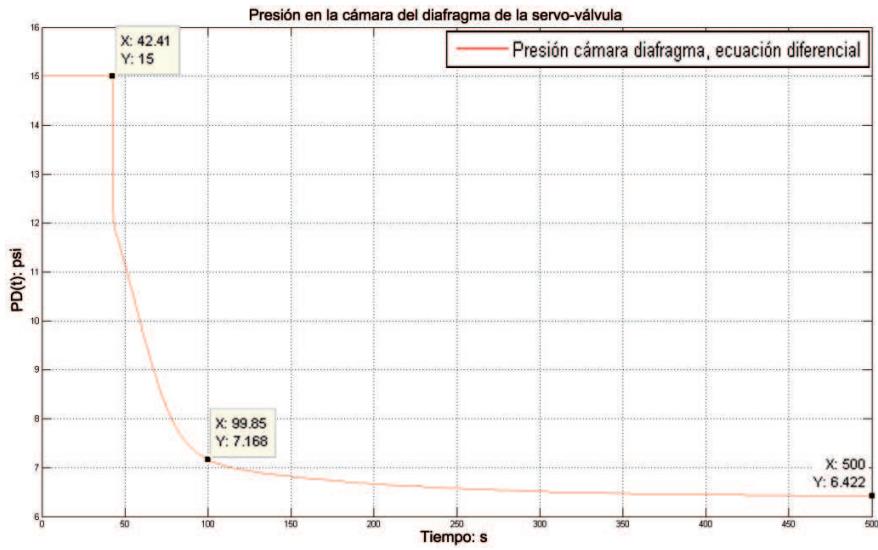


Figura 4.36: Respuesta de $p_D(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ del modelo del sistema.

que representa el valor de referencia $\bar{P} = 16\text{psi}$, se obtienen las respuestas mostradas en las Figuras 4.37, 4.38, 4.39, 4.40 y 4.41, siendo éstas la dinámica para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, la presión $P(t)$ del tanque, el caudal de entrada $Q_i(t)$ al mismo, su caudal de salida $Q_o(t)$ y el desplazamiento $x_{V1}(t)$ del vástago de la servo-válvula, respectivamente,

En la Figura 4.37 se observa que la diferencia más notable entre ambas curvas se encuentra

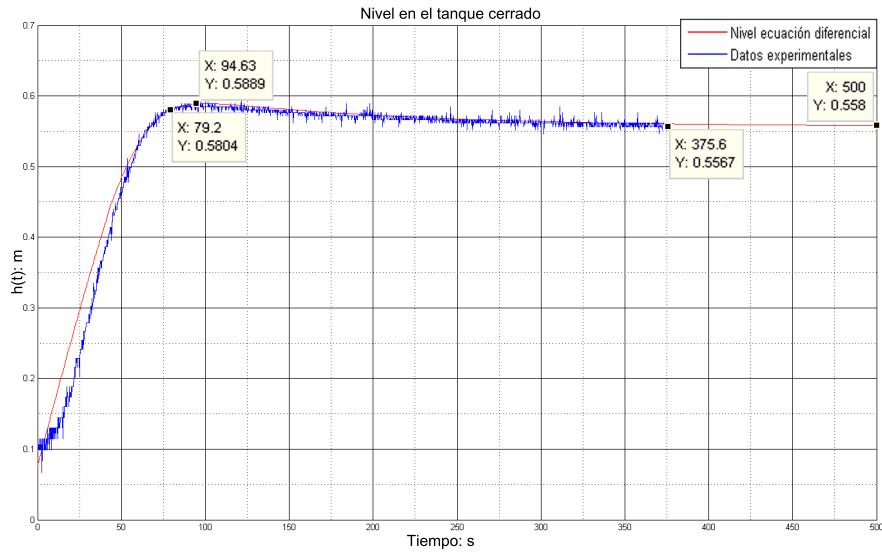


Figura 4.37: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

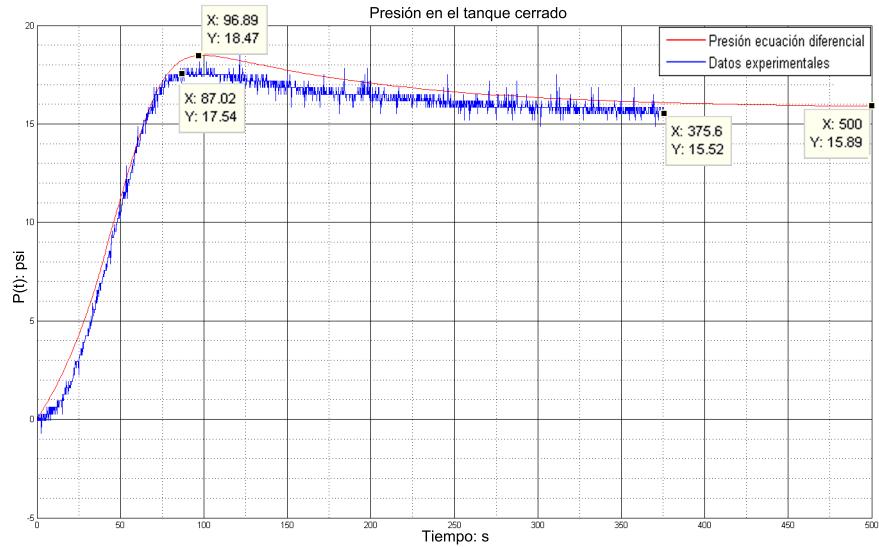


Figura 4.38: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

en la parte dinámica de las señales, justo antes de llegar al valor de sobre-disparo, sin embargo, a partir de este punto, las mismas se van solapando hasta alcanzar el estado estacionario. El método MAPE aplicado a ambas curvas indica que se obtiene un error absoluto medio de 4.9765%, considerandose como aceptable ya que se encuentra por debajo del 10% establecido por éste. Por su parte, en la Figura 4.38 se observa que la diferencia entre ambas curvas es

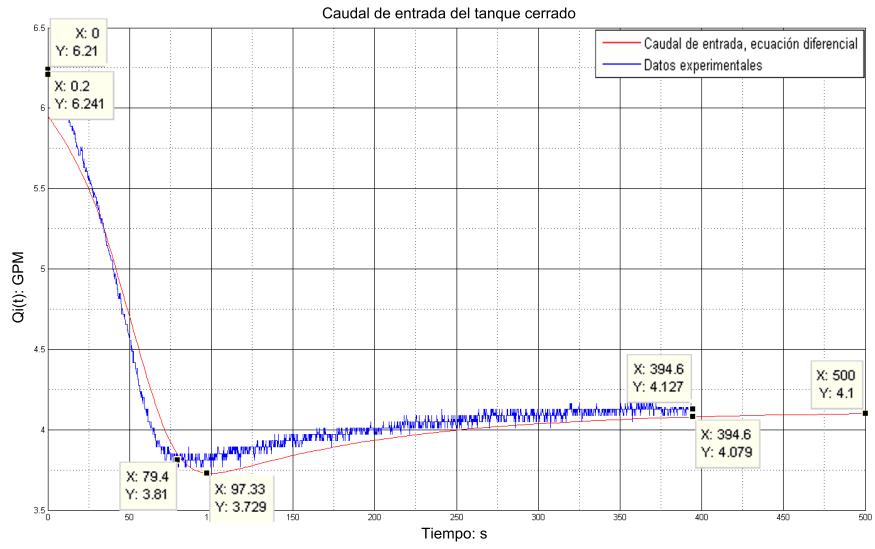


Figura 4.39: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

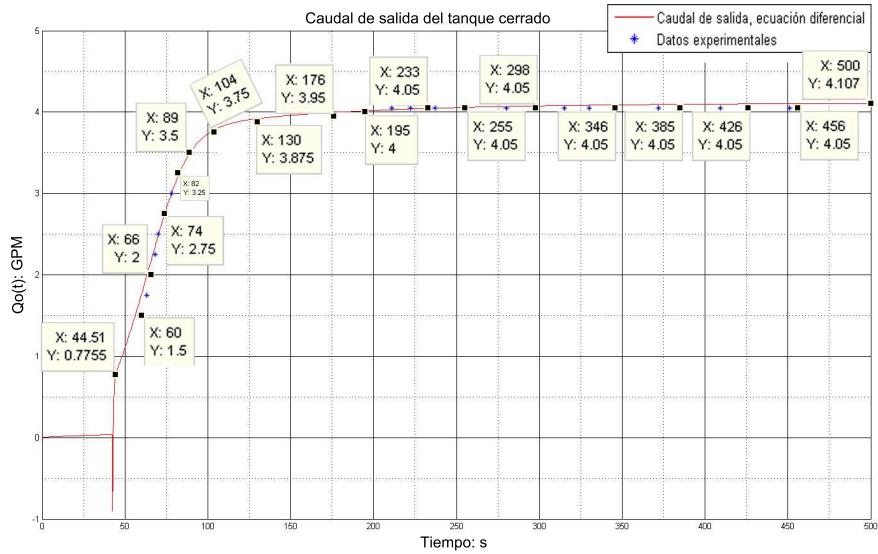


Figura 4.40: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

mayor a partir del sobrepico alcanzado por ambas y se van aproximando a medida que se acercan al valor de referencia $\bar{P} = 16\text{psi}$ ($\bar{P} = 110316, 16\text{pas}$); el error medio absoluto en este caso es de 8.2431%. Respecto al caudal de entrada $Q_i(t)$, se observa una mayor presión en la medida que la señal se va acercando a su valor de estado estacionario, presentando mayor discrepancia su parte dinámica; el error medio absoluto entre dichas curvas es de

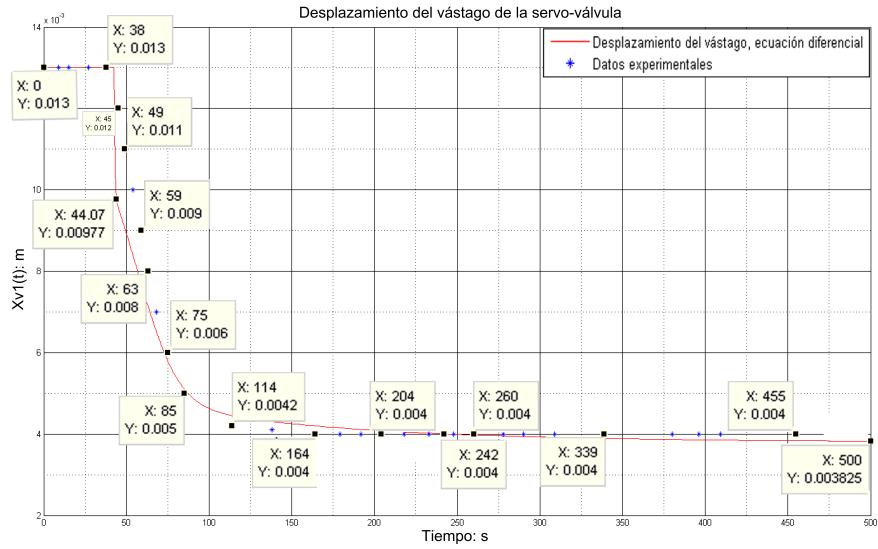


Figura 4.41: Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ en la planta DAC-603.

2.4477%. Para el caudal de salida $Q_o(t)$, se observa mayor presión entre ambas curvas, tanto en régimen estacionario como en la parte dinámica de la señal, por lo que el error en este caso es de 1.8131%. Análogamente, para la variable $x_{V_1}(t)$ el error medio absoluto es de 6.2371%.

4.5.2 Sintonización del PI mediante el controlador UDC-3300

El UDC-3300 posee varios tipos de controladores que pueden ser seleccionados por el usuario, ya sea proporcional (P), proporcional-integral (PI), proporcional-derivativo (PD) o proporcional-integral-derivativo (PID). Además, cuenta con varios algoritmos de sintonización por medio del cual ajusta los valores para las constantes del tipo de control seleccionado, con la finalidad de que la variable de entrada se mantenga en las cercanías del punto de consigna (SP, por sus siglas en inglés) deseado.

Para poner en marcha el autoajuste del UDC-3300 para un controlador tipo PI, se debe seguir la siguiente secuencia de pasos:

- Se coloca el UDC-3300 en modo MANUAL por medio de la tecla AUTOMATIC/MANUAL encontrada en la interfaz del operador.
- Presionando de la tecla SETUP, se accede al menú de configuraciones del dispositivo y usando las teclas direccionales se selecciona el menú ALGORITHM, al cual se accede

presionando la tecla FUNCTION.

- Usando las teclas direccionales se selecciona el tipo de controlador a sintonizar; para este caso, se selecciona la opción PID A.
- Se vuelve a presionar la tecla SETUP para regresar al menú principal y por medio de las teclas direccionales se selecciona el sub-menú ACCUTUNE y se accede a este por medio de la tecla FUNCTION.
- Presionando la tecla FUNCTION para recorrer todos los sub-menú, se procede a desabilitar todas las opciones por medio de las teclas direccionales, a excepción del sub-menú ACCTUNE, al cual hay que configurar en la opción SP+PV.
- Se preciona la tecla LOWER DISPLAY para salir del menú y regresar a la pantalla principal.
- Presionando la tecla LOWER DISPLAY se selecciona la opción SP que se muestra en la parte inferior de la pantalla y usando las teclas direccionales, se configura el punto de consigna deseado.
- Se coloca el UDC-3300 en modo AUTOMÁTICO por medio de la tecla AUTOMATIC/MANUAL y se enciende la bomba centrífuga, iniciando el llenado del tanque cerrado y al mismo tiempo la sintonización automática del controlador.

Configurado el sistema hidráulico presurizado descrito en el diagrama P&ID de la Figura 2.1 e iniciado el ciclo de sintonización automática del controlador con $SP = 40\%$, el resultado de dicho autoajuste es un controlador tipo PI con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$. El comportamiento para las variables de estado del proceso se muestran en las Figuras 4.42, 4.43, 4.44, 4.45 y 4.46, las cuales representan la dinámica registrada para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$ del tanque cerrado, su caudal de salida $Q_o(t)$ y el desplazamiento del vástagos $x_{V_1}(t)$ de la servo-válvula, respectivamente,

En la Figura 4.42 se observa que el nivel del líquido dentro del tanque cerrado tiene su punto de equilibrio en 0.5587m (21.9961 pulgadas) y un sobredisparo de 13.28%, cuyo valor pico es de 0.6329m (21.9173 pulgadas). La variable $P(t)$ observada en la Figura 4.43, tiene como punto de equilibrio 15.71psi (108316.6796pas), presentando un error parcial de 6.1367% respecto al valor deseado ($\bar{P} = 16\text{psi}$) y un sobredisparo de 38.8288%, cuyo valor pico es de

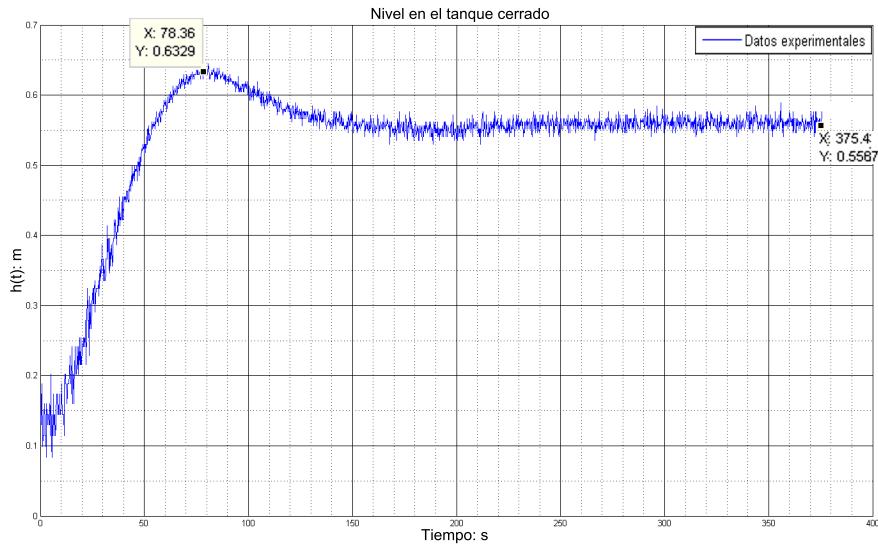


Figura 4.42: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.

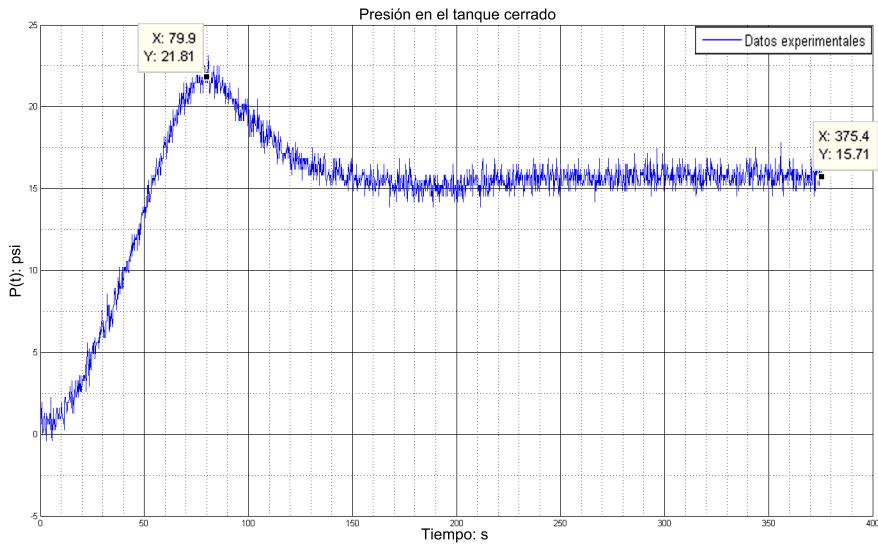


Figura 4.43: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.

21.81psi (150374.7156pas). Por su parte, para el caudal de entrada $Q_i(t)$ mostrado en la Figura 4.49, se observa un sobredisparo de 25.1757%, correspondiente al valor de 3.088GPM ($0.1948 \frac{Kg}{s}$) y el punto de equilibrio es de 4.127GPM ($0.2604 \frac{Kg}{s}$). El caudal de salida $Q_o(t)$ mostrado en la Figura 4.45 tiene un sobredisparo de 17.284%, que representa el valor pico de 4.75GPM ($0.2997 \frac{Kg}{s}$) y el punto de equilibrio en este caso es de 4.05GPM ($0.2555 \frac{Kg}{s}$).

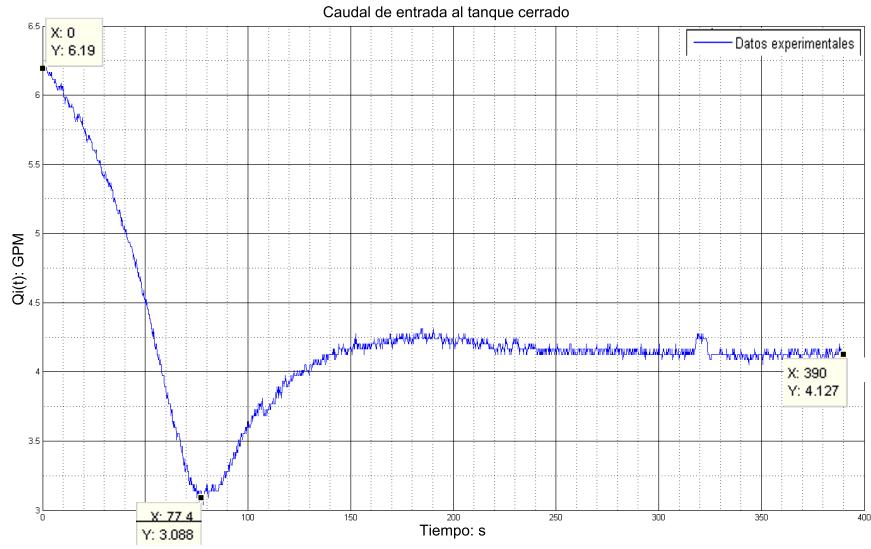


Figura 4.44: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.

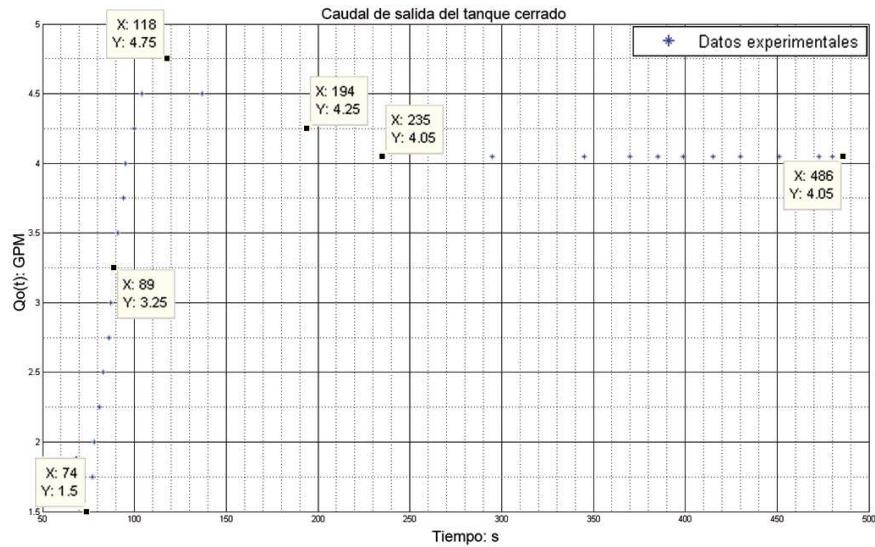


Figura 4.45: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.

Respecto al desplazamiento $x_{V_1}(t)$ del vástagos de la servo-válvula, se observa que se mantiene en 0.013m antes de que $P(t)$ entre en la banda proporcional y a partir de este punto, varía hasta alcanzar el valor de equilibrio 0.0039m, manteniendo constante la presión en el tanque cerrado.

Al introducir en el modelo del sistema hidráulico presurizado (2.23) los valores de $k_p =$

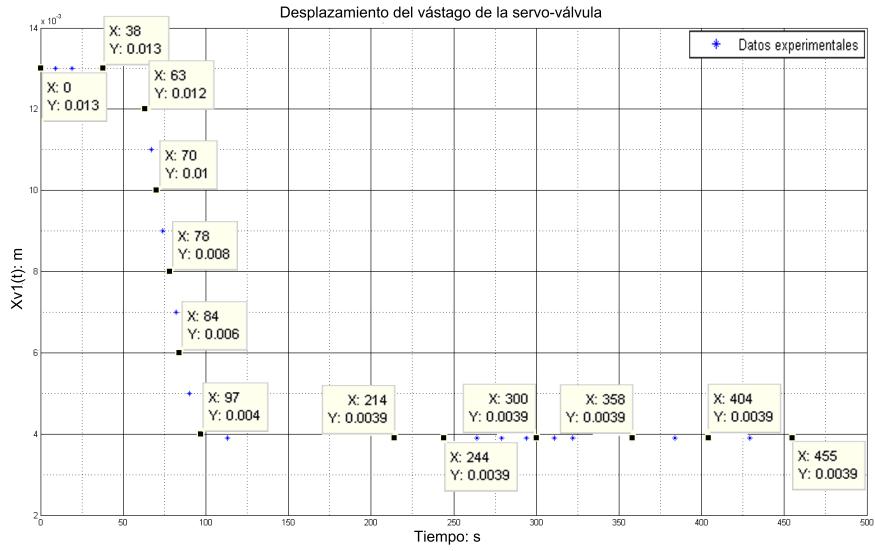


Figura 4.46: Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en la planta DAC-603.

0.987 y $T_i = 0.27$ sintonizados por el UDC-3300, se obtienen las simulaciones mostradas en las Figuras 4.47, 4.48, 4.49, 4.50, 4.51, las cuales representan la dinámica para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$ del tanque cerrado, su caudal de salida $Q_o(t)$ y el desplazamiento del vástago $x_{V_1}(t)$ de la servo-válvula, respectivamente,

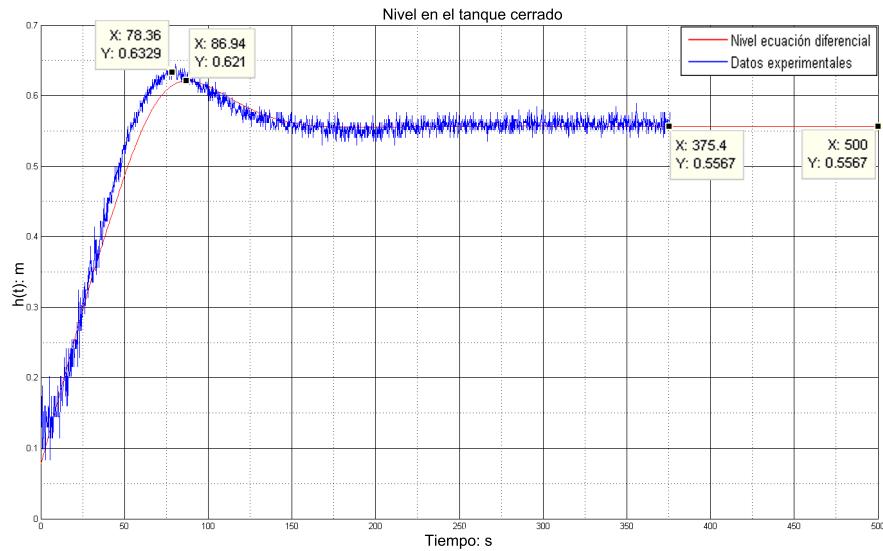


Figura 4.47: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).

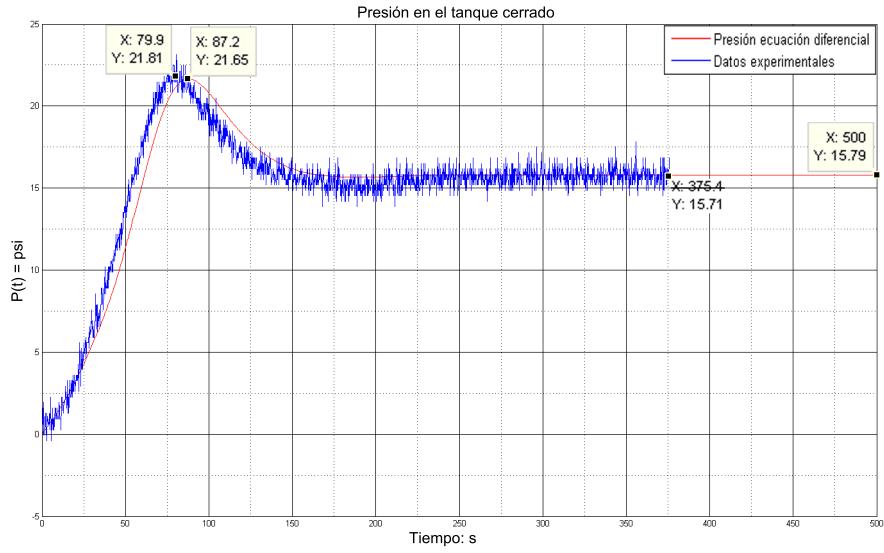


Figura 4.48: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).

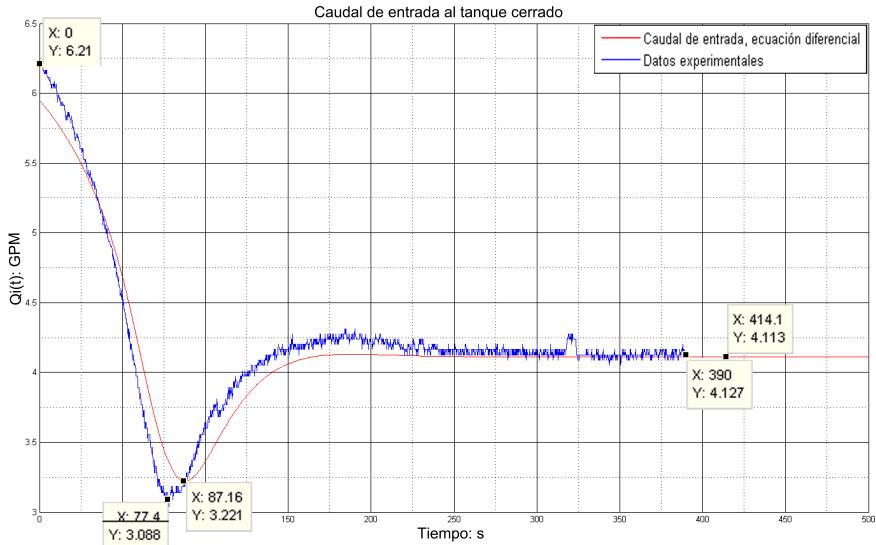


Figura 4.49: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).

En la Figura 4.47 ambas curvas tienen su mayor discrepancia en la parte dinámica antes de llegar a su sobrepico respectivo y a partir de este punto se van solapando hasta alcanzar el estado estacionario de 0.5567m (21.9173pulgadas), presentando como error medio absoluto de 3.4811%. Por su parte, para la presión $P(t)$ observada en la Figura 4.48, ambas curvas se solapan en régimen estacionario, sin embargo, presentan mayor diferencia en la parte

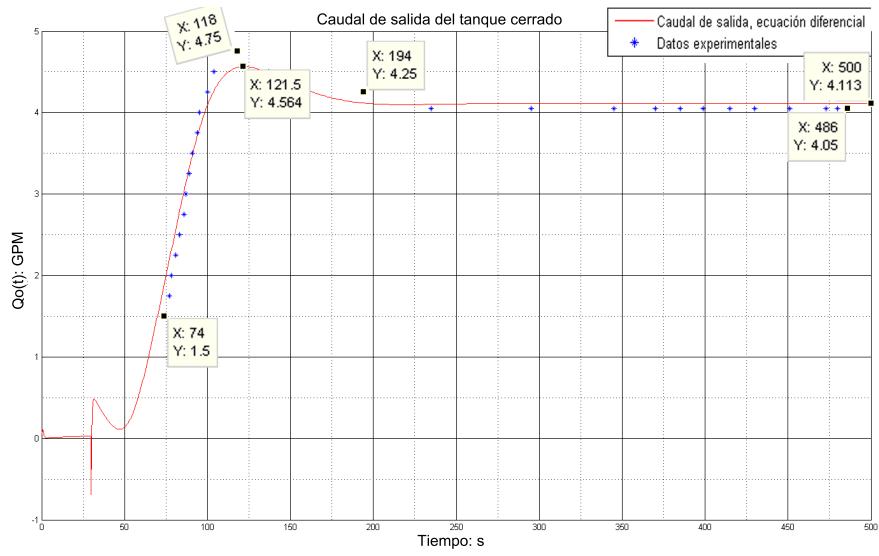


Figura 4.50: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).

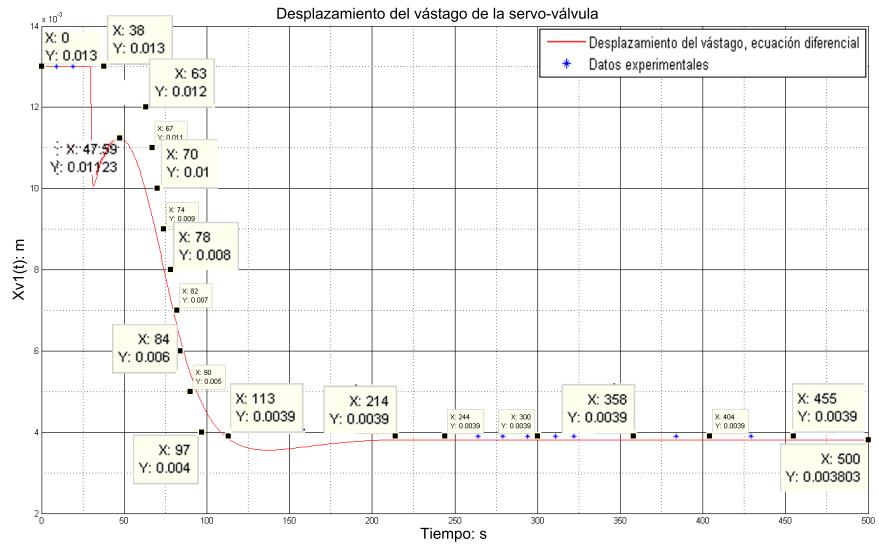


Figura 4.51: Respuesta de $x_{V1}(t)$ con $k_p = 0.981$ y $T_i = 0.27$ en el modelo (2.23).

dinámica, con lo cual se genera un error absoluto medio de 7.8464%.

Para el caudal de entrada $Q_i(t)$ mostrado en la Figura 4.49, se observa mayor discrepancia en la parte dinámica de la señal, antes y después del sobreímpetu alcanzado, pero a medida que se van acercando al punto de equilibrio, dichas curvas se van superponiendo progresivamente, por lo tanto, el error medio absoluto en este caso es de 3.4037%. Respecto al caudal de salida $Q_o(t)$, mostrado en la Figura 4.50, presenta un error absoluto medio de 4.8992%, debido

a la discrepancia en las cercanías al sobrepico alcanzado y en el régimen estacionario. El desplazamiento $x_{V_1}(t)$ presenta mayor diferencia en la parte dinámica, generando con ello un error absoluto medio de 6.8789%.

Al realizar un nuevo autoajuste del controlador UDC-3300 con $SP = 28\%$, que representa el valor de referencia $\bar{P} = 10.6\text{psi}$, da como resultado de dicha sintonización un controlador tipo PI con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$. El comportamiento para las variables de estado del proceso se muestran en las Figuras 4.52, 4.53, 4.54, 4.55 y 4.56, las cuales representan la dinámica registrada para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$ del tanque cerrado, su caudal de salida $Q_o(t)$ y el desplazamiento del vástago $x_{V_1}(t)$ de la servo-válvula, respectivamente,

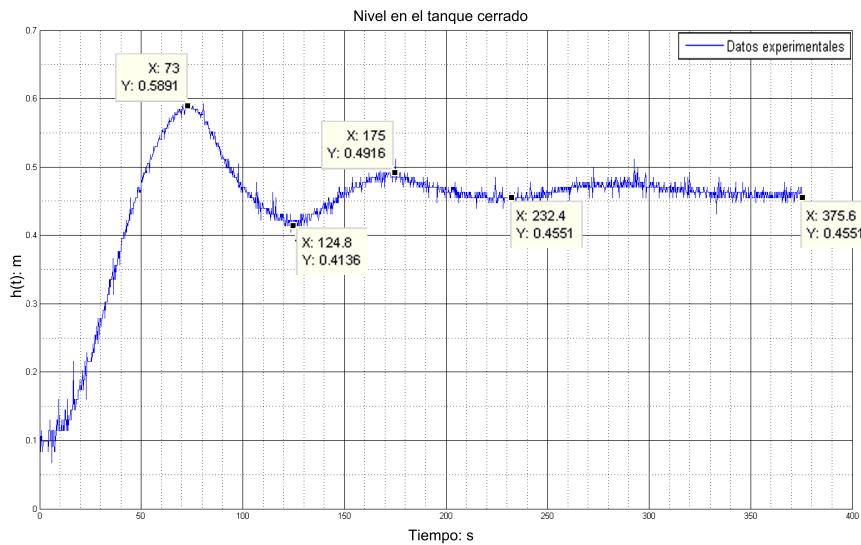


Figura 4.52: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.

En la Figura 4.52 se observa que el nivel del líquido dentro del tanque cerrado presenta un comportamiento sub-amortiguado con varias oscilaciones antes de llegar al régimen estacionario, las cuales se van atenuando a medida que la señal se acerca al punto de equilibrio de 0.4551m (17.9173 pulgadas), además el sobredisparo es de 29.44%, alcanzando un valor pico de 0.5891m (23.1929 pulgadas). La presión $P(t)$ del tanque cerrado mostrada en la Figura 4.53, describe también un comportamiento sub-amortiguado, cuyas oscilaciones se van atenuando a medida que se alcanza el valor de equilibrio de 10.55psi (72739.718pas), además presenta un sobredisparo de 69%, correspondiente a 17.83psi (122933.5708pas).

El caudal de entrada $Q_i(t)$ representado en la Figura 4.59, tiene un sobredisparo de

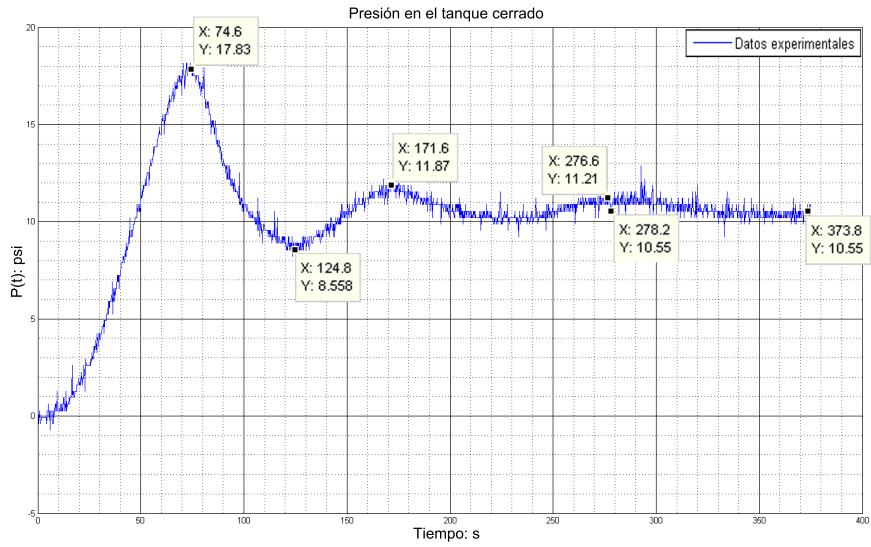


Figura 4.53: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.

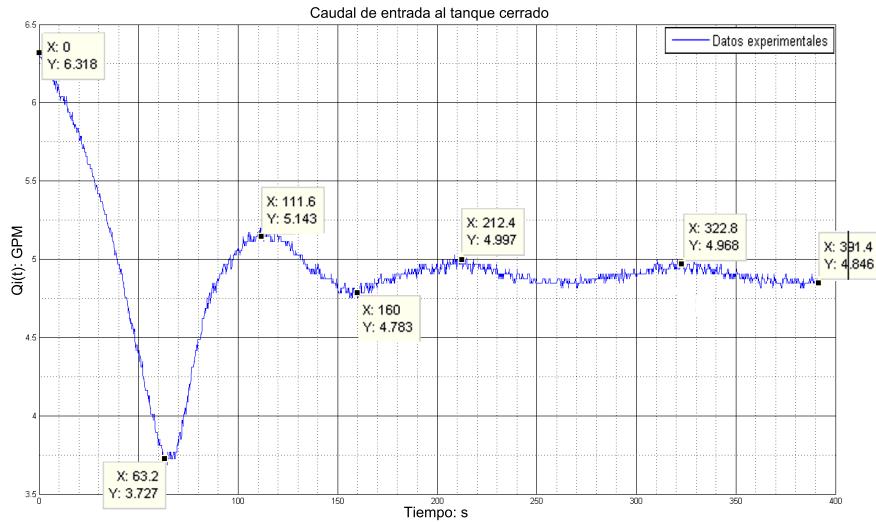


Figura 4.54: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.

23.09%, correspondiente al valor de 3.727GPM ($0.2351 \frac{Kg}{s}$) y a partir de este punto, la señal presenta varias oscilaciones que se van atenuando a medida que alcanza el punto de equilibrio 4.846GPM ($0.3057 \frac{Kg}{s}$). Por su parte, el caudal de salida $Q_o(t)$ mostrado en la Figura 4.55 tiene un sobredisparo de 56.38%, que representa el valor pico de 7.5GPM ($0.4732 \frac{Kg}{s}$) y el punto de equilibrio se encuentra próximo a los 5GPM ($0.3155 \frac{Kg}{s}$), al cual llega luego de realizar varias oscilaciones. El desplazamiento $x_{V_1}(t)$ del vástagos de la servo-válvula describe

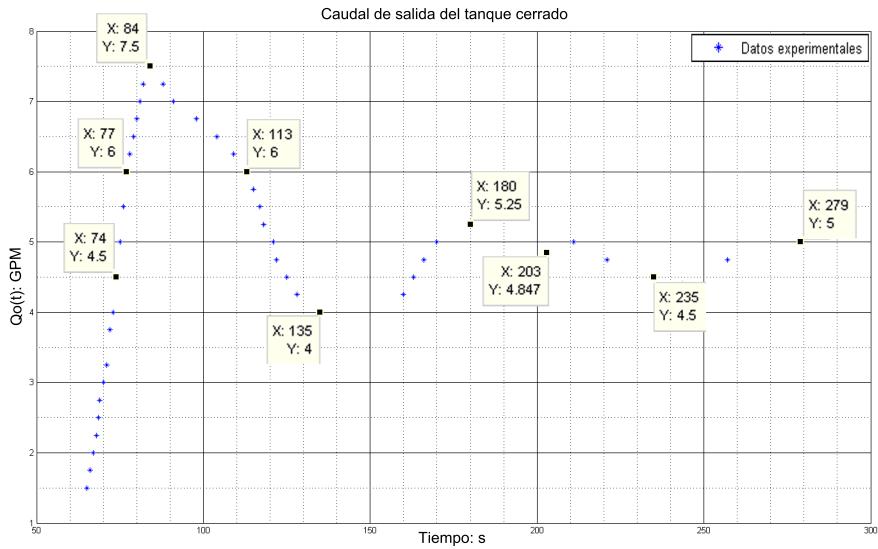


Figura 4.55: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.

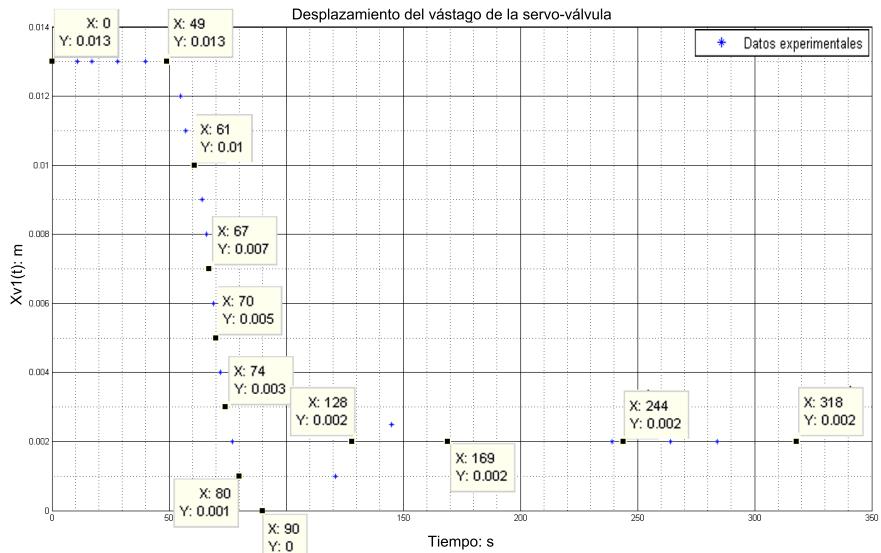


Figura 4.56: Respuesta de $x_{V1}(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en la planta DAC-603.

un comportamiento sub-amortiguado, cuyas oscilaciones se ven limitadas por la saturación del actuador, sin embargo, éstas se van atenuando a medida que se aproxima a su punto de equilibrio de 0.002m.

Al introducir en el modelo del sistema hidráulico presurizado (2.23) los valores de $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ sintonizados por el UDC-3300, junto con el valor de referencia $\bar{P} = 73084.456$ pas

($\bar{P} = 10.6$) y el valor de equilibrio para el control $\bar{U} = 33094.848\text{pas}$ ($\bar{U} = 4.8\text{psi}$), se obtienen las simulaciones mostradas en las Figuras 4.57, 4.58, 4.59, 4.60, 4.61, las cuales representan la dinámica para el nivel $h(t)$ del líquido en el tanque cerrado, la presión $P(t)$ del mismo, el caudal de entrada $Q_i(t)$ del tanque cerrado, su caudal de salida $Q_o(t)$ y el desplazamiento del vástagos $x_{V_1}(t)$ de la servo-válvula, respectivamente,

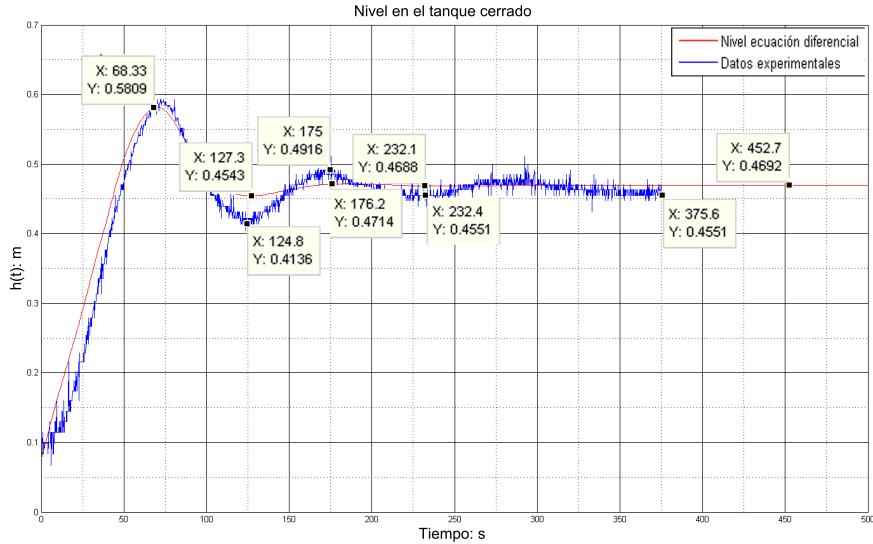


Figura 4.57: Respuesta de $h(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).

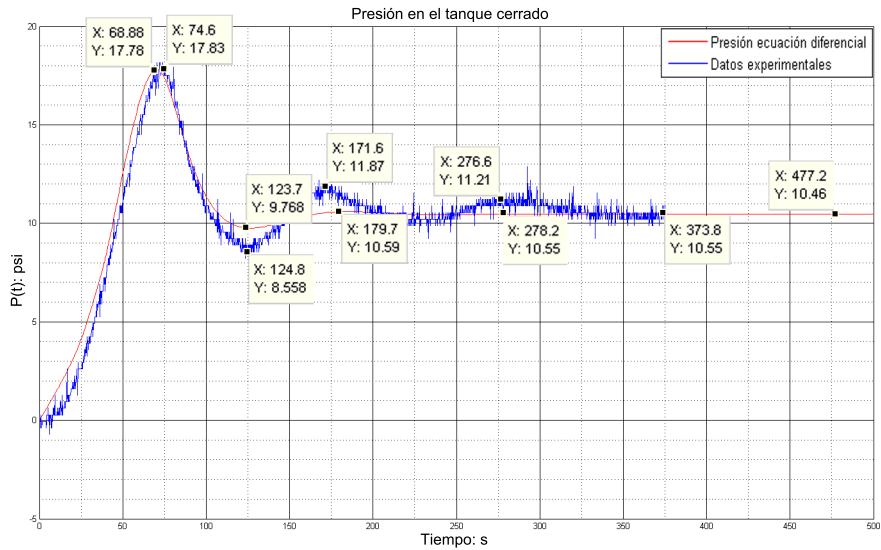


Figura 4.58: Respuesta de $P(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).

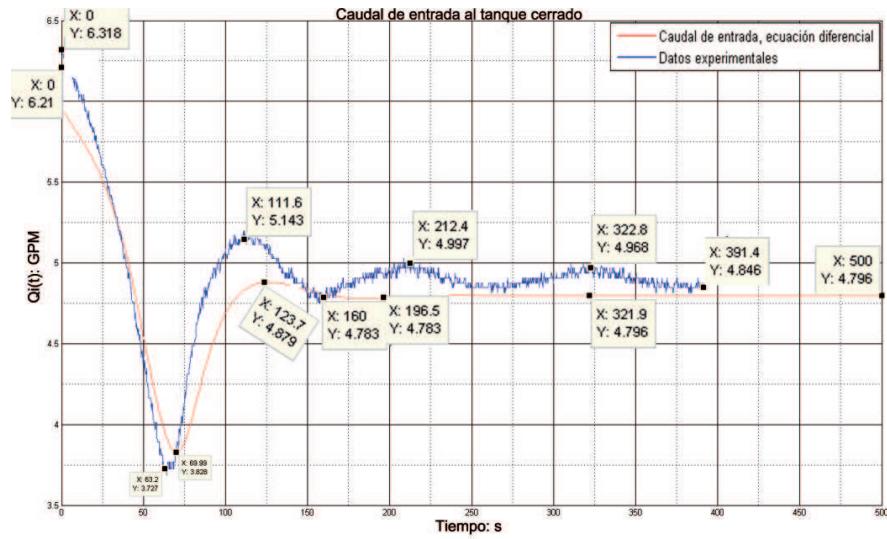


Figura 4.59: Respuesta de $Q_i(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).

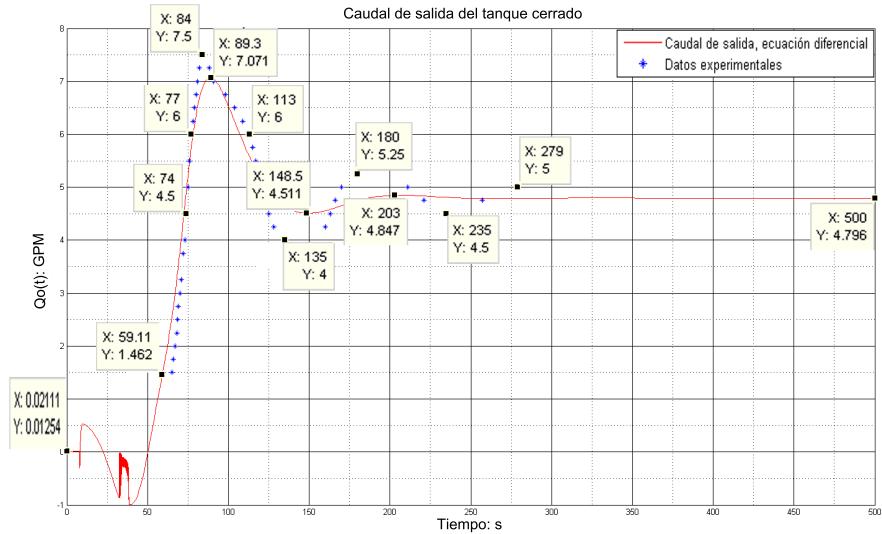


Figura 4.60: Respuesta de $Q_o(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).

En la Figura 4.57 ambas curvas tienen su mayor discrepancia en la parte dinámica antes de llegar al régimen estacionario, ya que la simulación del sistema no reproduce todas las oscilaciones registradas en el sistema real, sin embargo, el sobrepico de ambas se aproximan considerablemente, por lo que el error medio absoluto en este caso es de 6.7254%. Para la presión $P(t)$ observada en la Figura 4.58, ambas curvas se aproximan considerablemente en el sobrepico de la señal y en la dinámica presente en las cercanías de este punto, así como

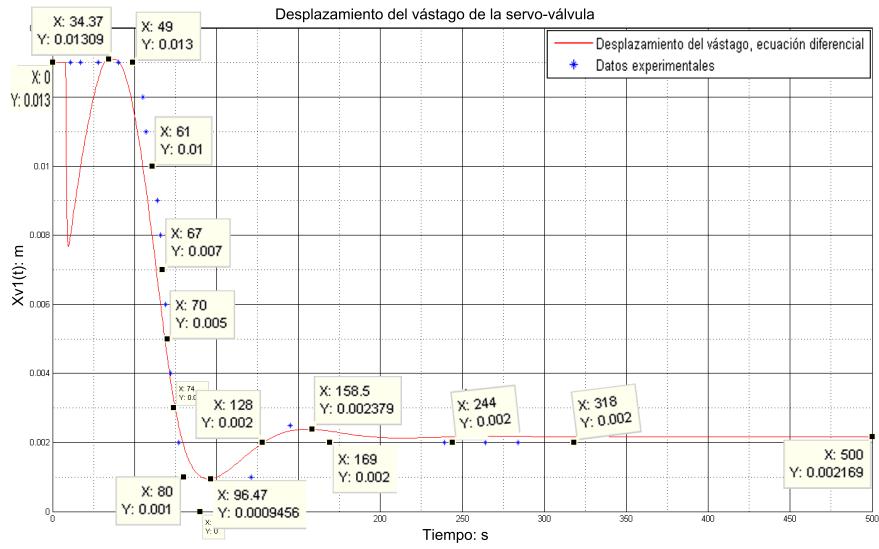


Figura 4.61: Respuesta de $x_{V_1}(t)$ con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ en el modelo (2.23).

también en régimen estacionario; al aplicar la herramienta MAPE a ambas curvas, se obtiene como error medio absoluto 9.349%.

El caudal de entrada $Q_i(t)$ mostrado en la Figura 4.59, presenta mayor discrepancia en la parte osculatoria propia del sistema real, sin embargo, a medida que se acercan al punto de equilibrio, la discrepancia entre éstas empieza a disminuir, haciendo que el error medio absoluto sea de 3.7183%. Respecto al caudal de salida $Q_o(t)$ mostrado en la Figura 4.60, la simulación y los datos experimentales presentan mayor similitud en el régimen estacionario y durante la dinámica de la primer oscilación, la cual contiene el sobredisparo de esta variable de estado, sin embargo, presentan mayor discrepancia durante las oscilaciones cercanas al punto de equilibrio, por lo que el error medio absoluto es de 8.9319%. El desplazamiento $x_{V_1}(t)$ presenta mayor diferencia en la parte dinámica ya que debido a las oscilaciones continuas mostradas por los datos experimentales y la saturación, generando con ello un error absoluto medio de 16.4771%.

4.6 Análisis de resultados

La Tabla 4.4 reúne todos los errores para las variables de estado (medibles) del sistema hidráulico presurizado en lazo abierto y lazo cerrado en sus distintas sintonizaciones, tanto por el método CHR como por la sintonización hecha por el controlador UDC-3300. Las

pruebas a las que se hace referencia en dicha tabla corresponden a:

- Prueba 1: Sistema hidráulico presurizado en lazo abierto.
- Prueba 2: Sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado con $k_p = 0.844$ y $T_i = 1.4$ sintonizados por CHR.
- Prueba 3: Sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado con $k_p = 1.5$ y $T_i = 1.4$ sintonizados por CHR.
- Prueba 4: Sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado con $k_p = 0.987$ y $T_i = 0.27$ sintonizados por el UDC-3300.
- Prueba 5: Sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado con $k_p = 1.1$ y $T_i = 0.15$ sintonizados por el UDC-3300.

Variables	MAPE					Promedio de la variable
	1	2	3	4	5	
$h(t)$	6.3924	7.1282	4.9765	3.4811	6.7254	5.74072
$P(t)$	7.3864	7.2944	8.2798	7.8464	9.349	8.0306
$Q_i(t)$	2.2277	4.3057	2.4477	3.4037	3.7183	3.22062
$Q_o(t)$	1.5259	3.7926	1.8131	4.8995	8.9319	4.1926
$x_{V_1}(t)$	-	9.2382	6.2371	6.8789	16.4771	9.707825
Promedio de la prueba	4.3831	6.35182	4.75084	5.30192	9.04034	

Tabla 4.4: MAPE de todas las pruebas realizadas para cada sintonización.

Los resultados indican:

- Las variables $Q_i(t)$, $Q_o(t)$ y $h(t)$ muestran menores errores durante todos los experimentos realizados, cuya magnitud MAPE corresponden con 3.22062%, 4.1926% y 5.74072%, respectivamente.

- Los errores más grandes los presentan las variables $x_{V_1}(t)$ y $P(t)$, teniendo la magnitud más alta durante la prueba 5.
- En la prueba en lazo abierto la variable $Q_o(t)$ presenta el menor error.
- De todas las pruebas en lazo cerrado, la variable que menor error presenta es $Q_o(t)$, ocurrido en la prueba 3.
- La variable $x_{V_1}(t)$ en la prueba 5 presenta el mayor error observado durante los experimentos, debido a la discrepancia existente durante las oscilaciones.
- En el proceso 5 la variable que menores errores presenta es $Q_i(t)$.
- La prueba 3 es la que mejores resultados obtuvo para las sintonizaciones realizadas, al tener un error MAPE de 4.75084%. Esto se debe a que la magnitud del efecto de la ganancia integral $\frac{k_p}{T_i}$ determina la forma en que la señal de error $e(t)$ tiende a cero, es decir, a medida que dicha ganancia se aleja de cero, más peso tiene el efecto de la integración del error, lo que ocasiona que se repita más numero de veces la acción proporcional, aumentando con ello la frecuencia de oscilaciones con las que llega la variable de proceso al valor deseado.
- La prueba 5 es la que mayor error presenta, lo que indica el incremento del error para las variables de estado del modelo en lazo cerrado cuando el controlador configurado en la planta tenga una ganancia de integración alta.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

El desarrollo de esta investigación se fundamentó en la formulación de un modelo que representa la dinámica para el sistema hidráulico presurizado en lazo cerrado, bajo la acción de un controlador de tipo proporcional-integral (PI), implementado en la planta de entrenamiento DAC-603. El modelo obtenido se expresa por medio de un sistema de ecuaciones diferenciales de noveno orden no lineal, el cual es sustentado en leyes físicas y se constituye principalmente por: una bomba centrífuga, una tubería de impulsión y otra de salida (ambas con sus accesorios), una servo-válvula con actuador neumático de diafragma y resorte y un controlador PI. Además, dicho modelo combina la teoría y la práctica al realizar ajustes de su parte teórica para representar con mayor precisión el comportamiento registrado del sistema real.

Sin haber considerado el modelado de los efectos de saturación de la bomba y de la servo-válvula, la dinámica del convertidor de intensidad a presión (I/P), las perturbaciones y la histéresis, la respuesta del modelo muestra resultados satisfactorios en el proceso de validación, indicando que cuando la magnitud de la ganancia de integración $\frac{k_p}{T_i}$ del controlador no es muy alta, el modelo se aproxima en 93.17% al sistema real, utilizando el promedio MAPE. Sin embargo, cuando esto no se cumple y la acción de control aumenta la frecuencia natural del sistema sin eliminar la amortiguación del mismo y sin generar saturaciones del actuador, el modelo se aproxima en un 90.96% al sistema real. Además, la utilización de la banda proporcional en el diseño de estrategias de control, produce resultados satisfactorios al reducir el esfuerzo del controlador para llevar la variable de proceso al valor de referencia, por lo que se recomienda el uso de la misma.

Para representar la dinámica del actuador de diafragma y resorte se utilizó la segunda ley

de Newton con la finalidad de describir el desplazamiento de su vástago, dando como resultado un modelo lineal. Tal aproximación lineal no fue suficiente para modelar el comportamiento real en lazo abierto del actuador, por lo que se agregó al modelo las representaciones no lineales para el diafragma y el resorte, mejorando con ello su respuesta a pesar que el ajuste de los parámetros se realizó por medio de variaciones sucesivas fundamentadas en la observación. Por su parte, en lazo cerrado, cuando la frecuencia de oscilación es baja, la respuesta del modelo del actuador muestra resultados satisfactorios al representar el sistema real con un 92.55%. Sin embargo, cuando es alta la frecuencia de oscilación, la respuesta del modelo del actuador no muestra resultados satisfactorios, debido a la aproximación lineal establecida para el modelo de la presión dentro de la cámara del diafragma, haciendo que las variaciones rápidas del vástago no sean representadas con precisión.

Respecto al área efectiva del orificio de salida del tanque cerrado, se utilizó una aproximación algebráica para representar su comportamiento en función de la posición del vástago del actuador, la cual proporcionó información suficiente para realizar regulaciones satisfactorias de la presión en el tanque cerrado.

Los resultados obtenidos en este trabajo indican qué tan lejos se está de comprender los comportamientos de la realidad y las características de los materiales. Por lo que se recomienda como directriz combinar la teoría y la práctica, como estrategia para extender el conocimiento.

Los resultados obtenidos permiten establecer las siguientes recomendaciones que pueden aplicarse en futuros trabajos:

- Para mejorar la respuesta del actuador se recomienda utilizar técnicas de identificación paramétrica de sistemas dinámicos, con la finalidad de establecer la mejor aproximación para los valores de sus parámetros.
- La respuesta en lazo cerrado del modelo del sistema hidráulico presurizado asume constante el factor de pérdidas encontrado en la tubería de impulsión, por lo que se recomienda introducir este valor como un parámetro variable o como un modelo promedio para mejorar su respuesta.
- Se sugiere la implementación de controladores no lineales, utilizando instrumentos de medición más precisos.
- Por último, se recomienda complementar el modelo en lazo cerrado del sistema hidráulico presurizado inyectando aire al tanque, con la finalidad de tener una masa de

aire variable.

Bibliografía

- Aström, K. y Hägglund, T. (2009). *Control PID Avanzado*. Pearson, Madrid, España.
- Creus, A. (2011). *Instrumentación industrial*. Alfaomega, España, octava edición.
- H. Lam, F. L. y. P. T. (2001). Nonlinear state feedback controller for nonlinear systems: Stability analysis and design based on fuzzy plant model. *IEEE TRANSACTIONS ON FUZZY SYSTEMS*, p. 657–661.
- Smith C. y Corripio A. (1991). CONTROL AUTOMÁTICO DE PROCESOS. (TEORÍA Y PRÁCTICA). Noriega Limusa, Mexico, D.F.
- Barlas, Y. (1996). Formal aspects of model validity and validation in system dynamics. *System Dynamics Review*, p. 183–210.
- H. Sira, R. Márquez, F. R. y. O. L. (2004). *Control de Sistemas No Lineales*. Pearson, Madrid, España.
- J., S. (2003). *CONTROL AVANZADO DE PROCESOS. (Teoría y práctica)*. Díaz de Santos, Madrid, España.
- Ogata, K. (2010). *Ingeniería de control moderna*. Pearson, Madrid, España, quinta edición edición.
- Shang, G. y. P. W. (2008). Modeling and experiment of pneumatic position system with spring-and-diaphragm actuator. *Proceedings of the 27th Chinese Control Conference*, p. 388–392.
- T. Li, L. Fang, J. W. y. Q. S. (2015). A new semi-physical model for pneumatic control valves with stiction nonlinearity. *CONFERENCE PAPER*.

Zerpa, D. (2014). Modelado e identificación de los componentes de la planta de entrenamiento dac603. Proyecto de Grado EISULA, Universidad de Los Andes, Escuela de Ingeniería de Sistemas.

Apéndice A

Validez de un modelo

Una vez que se obtiene un modelo, surge la interrogante de cuánto se parece éste al sistema. Para responder a esta pregunta, ha sido propuesta una amplia gama de técnicas de validación que permiten comparar las predicciones del modelo con la realidad. Las técnicas cualitativas como la evaluación subjetiva y técnicas visuales sirven como una referencia de las predicciones del modelo. Por su parte, las cuantitativas, como la medida de las desviaciones, permiten asignar un valor a las diferencias entre las observaciones y la simulación.

- **Evaluación subjetiva:** Esta técnica consiste en someter el modelo a evaluación por un número de expertos en el campo de estudio. En este caso, mostrando la respuesta del modelo y los datos reales, se les pide dar su criterio. Sin embargo, dada la naturaleza subjetiva del método es propenso a estar parcializado. Algunos miembros pueden considerarlo aceptable, mientras que otros pueden criticarlo de más. A pesar que ésta técnica puede prestarse para malas interpretaciones, funciona como complemento de las más objetivas mediciones.
- **Técnicas visuales:** Otra forma de validar, consiste en representar en una misma gráfica los datos reales, usualmente discretos y representados por puntos, junto con la respuesta del modelo, que suele ser continua y representada con líneas. A pesar de ser una técnica comúnmente utilizada, depende de la apariencia que presenten los datos respecto al modelo, y no ofrece un valor cuantitativo que indique la qué tanto se ajusta el modelo a los datos.
- **Medida de las desviaciones:** Esta técnica puede aplicarse cuando los datos observados y simulados pueden agruparse en pares respecto al mismo instante de

tiempo, ubicación o tratamiento, es decir, respecto a la misma variable independiente. Para datos numéricos, suele ser utilizado el error absoluto medio (MAE, por sus siglas del inglés *mean absolute error*) y el promedio del error absoluto medio (MAPE, por sus siglas en inglés, *mean absolute percent error*), representados por las ecuaciones (A.1) y (A.2), respectivamente. MAE ofrece una medida de las desviaciones en las mismas unidades de los datos, mientras que MAPE es un valor relativo y porcentual.

$$MAPE = \frac{\sum |y_i - \hat{y}_i|}{n}. \quad (\text{A.1})$$

$$MAPE = \frac{100}{n} \frac{\sum |y_i - \hat{y}_i|}{|y_i|} \quad (\text{A.2})$$

Si es omitido el signo de valor absoluto de la ecuación (A.1), se obtiene la media del error algebraico. Esta no es una verdadera medición de las desviaciones ya que valores positivos y negativos pueden cancelarse entre sí. En consecuencia, se recomienda el uso de MAE en su definición original, la del valor absoluto. La ecuación del (A.2) no está definida para $y_i = 0$. Por otra parte, cuando los valores de y_i tienden a cero, los valores del MAPE tienden a infinito. Es evidente, entonces que los valores de estas mediciones están altamente influenciados por valores pequeños de y_i . Para dar solución a esta limitación, las medidas de las desviaciones pueden ser normalizadas con la media de las observaciones, \bar{y} , tal como se observa en la ecuación (A.3).

$$MAPE = \frac{100}{\bar{y}} \frac{\sum |y_i - \hat{y}_i|}{n}. \quad (\text{A.3})$$

Para MAPE se sugiere como límite superior de aceptación del modelo un 10%. Sin embargo, teniendo en cuenta que la validez del modelo depende tanto del tipo de modelo como de sus usos potenciales, es poco práctico considerar un único límite. En muchos casos estas mediciones son únicamente utilizadas para comparar distintos modelos o técnicas.