



DISEÑO DE CONTROL OPTIMO Y CONTROL ROBUSTO PARA REGULAR LA TEMPERATURA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

PRESENTA: SAID YAMIL GANDUR ADARME



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA (UNAB)
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECANICAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECATRONICA

**DISEÑO DE CONTROL OPTIMO Y CONTROL ROBUSTO PARA REGULAR LA
TEMPERATURA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

PRESENTA:

SAID YAMIL GANDUR ADARME

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR POR
EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECATRONICO**

DIRECTOR:

M.Sc. HERNANDO GONZALEZ ACEVEDO

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA (UNAB)
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
PROGRAMA DE INGENIERIA MECATRONICA
BUCARAMANGA, COLOMBIA.**

2016

NOTA DE ACEPTACIÓN

FIRMA DE DIRECTOR DE PROYECTO

FIRMA EVALUADOR

AGRADECIMIENTOS

A Dios primero que todo. A mi familia, todos y cada uno de ellos en especial a mis padres y hermanas quienes son todo para mí, por todo el esfuerzo, dedicación y apoyo no solo económico sino además espiritual y moral.

A los docentes y director de proyecto, directivos y ayudantes de laboratorio que permitieron la realización de este trabajo.

A todas las personas que me colaboraron en la realización de la tesis y me animaron a seguir adelante.

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|---|----|
| INTRODUCCION..... | 12 |
| OBJETIVOS..... | 14 |
| OBJETIVO GENERAL..... | 14 |
| OBJETIVOS ESPECIFICOS..... | 14 |
| 1. INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 15 |
| 1.1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU ESTRUCTURA..... | 16 |
| 1.1.1. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 16 |
| 1.1.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS..... | 18 |
| 1.1.3. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA..... | 19 |
| 1.2. PRINCIPIOS MATEMÁTICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR..... | 19 |
| 1.3. METODO DE OPTIMIZACION DEL MODELO..... | 21 |
| 1.3.1. PROGRAMACIÓN LINEAL SECUENCIAL (SLP)..... | 22 |
| 1.3.2. FUNCION FMINIMAX..... | 22 |
| 1.4. RESULTADOS DE OPTIMIZACIÓN DEL MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 24 |
| 1.4.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA..... | 25 |
| 1.4.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS..... | 29 |
| 1.4.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 31 |
| 1.5. MODELO ARMAX..... | 33 |
| 1.6. MODELO CAJA NEGRA..... | 35 |
| 1.6.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA..... | 36 |
| 1.6.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS..... | 37 |
| 1.6.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 39 |
| 2. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL..... | 42 |
| 2.1. CONTROL PID..... | 42 |
| 2.1.1. DISEÑO DEL CONTROLADOR PID..... | 43 |
| 2.1.1.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA..... | 45 |
| 2.1.1.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS..... | 46 |
| 2.1.1.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 47 |
| 2.2. CONTROL LINEAL CUADRÁTICO GAUSSIANO (LQG)..... | 48 |

| | | |
|----------|--|----|
| 2.2.1. | DISEÑO CONTROLADOR LQG | 49 |
| 2.2.1.1. | INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA | 52 |
| 2.2.1.2. | INTERCAMBIADOR DE ALETAS | 54 |
| 2.2.1.3. | INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 55 |
| 2.3. | CONTROL ROBUSTO | 57 |
| 2.3.1. | CONTROL MIXTO H_2/ H_∞ | 58 |
| 2.3.1.1. | DISEÑO DEL CONTROLADOR ROBUSTO | 59 |
| 2.3.1.2. | INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BAYONETA | 60 |
| 2.3.1.3. | INTERCAMBIADOR DE CALOR DE ALETAS | 63 |
| 2.3.1.4. | INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 65 |
| 3. | IMPLEMENTACION | 68 |
| 3.1. | SISTEMAS DE CONTROL DISTRIBUIDO EMERSON DELTA V | 68 |
| 3.2. | INTERFAZ HMI | 69 |
| 3.3. | RESULTADOS OBTENIDOS | 71 |
| 3.3.1. | INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA | 71 |
| 3.3.1.1. | CONTROL PID..... | 72 |
| 3.3.1.2. | CONTROL LQG | 74 |
| 3.3.1.3. | CONTROL ROBUSTO | 75 |
| 3.3.1.4. | INDICES DE ERROR..... | 77 |
| 3.3.2. | INTERCAMBIADOR DE ALETAS | 78 |
| 3.3.2.1. | CONTROL PID..... | 79 |
| 3.3.2.2. | CONTROL LQG | 80 |
| 3.3.2.3. | CONTROL ROBUSTO | 82 |
| 3.3.2.4. | INDICES DE ERROR..... | 83 |
| 3.3.3. | INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS..... | 84 |
| 3.3.3.1. | CONTROL PID..... | 84 |
| 3.3.3.2. | CONTROL LQG | 86 |
| 3.3.3.3. | CONTROL ROBUSTO | 87 |
| 3.3.3.4. | INDICES DE ERROR..... | 89 |
| | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 90 |
| | BIBLIOGRAFIA..... | 93 |
| | ANEXO 1. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL PID PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 95 |

| | |
|--|----|
| ANEXO 2. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL LQG PARA EL INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS. | 95 |
| ANEXO 3. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL ROBUSTO PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR. | 99 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|-----------|
| <i>Figura 1 Intercambiador de calor de cascos y tubos.</i> | <i>17</i> |
| <i>Figura 2 Intercambiador de cascos y tubos en contraflujo</i> | <i>18</i> |
| <i>Figura 3 a) Tubo ordinario b) Tubo aletado.....</i> | <i>18</i> |
| <i>Figura 4 $F(x)$ (línea sólida) es definida como $\max_i f_i(x)$. Las líneas punteadas denotan f_{ix}, para $i = 1,2$. La solución entre el problema ilustrado se encuentra entre f_{1x} y f_{2x}.....</i> | <i>23</i> |
| <i>Figura 5 Implementación de modelo Intercambiadores de Calor en Simulink.</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 6 Flujo de Vapor a la entrada del intercambiador de calor tipo bayoneta [Lb/h].</i> | <i>25</i> |
| <i>Figura 7 Flujo de Agua a la entrada del intercambiador de calor tipo bayoneta. [G/m].....</i> | <i>26</i> |
| <i>Figura 8 Temperatura de entrada del vapor en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]</i> | <i>26</i> |
| <i>Figura 9 Temperatura de entrada del Agua en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]</i> | <i>27</i> |
| <i>Figura 10 Temperatura de salida del Agua en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]</i> | <i>27</i> |
| <i>Figura 11 Temperatura de salida de vapor en el intercambiador de calor tipo bayoneta.</i> | <i>28</i> |
| <i>Figura 12 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador tipo bayoneta.</i> | <i>28</i> |
| <i>Figura 13 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador de aletas.</i> | <i>30</i> |
| <i>Figura 14 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador de cascos y tubos.....</i> | <i>31</i> |
| <i>Figura 15 Respuesta ante entrada escalón y perturbación de los tres intercambiadores superpuestos.....</i> | <i>33</i> |
| <i>Figura 16 Representación simbólica de un sistema lineal general.</i> | <i>34</i> |
| <i>Figura 17 Modelo dinámico del Intercambiador tipo bayoneta.</i> | <i>36</i> |
| <i>Figura 18 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador tipo bayoneta.....</i> | <i>37</i> |
| <i>Figura 19 Modelo dinámico del Intercambiador de aletas.</i> | <i>38</i> |
| <i>Figura 20 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador de aletas.</i> | <i>39</i> |
| <i>Figura 21 Modelo dinámico del Intercambiador de cascos y tubos.....</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 22 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador de cascos y tubos.</i> | <i>40</i> |
| <i>Figura 23 Respuesta de los tres intercambiadores ante entrada escalón.</i> | <i>41</i> |
| <i>Figura 24 Bloques de la estrategia de control PID con anti – windup.</i> | <i>44</i> |
| <i>Figura 25 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador tipo bayoneta.</i> | <i>45</i> |
| <i>Figura 26 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador de aletas.</i> | <i>46</i> |
| <i>Figura 27 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador de cascos y tubos.</i> | <i>47</i> |
| <i>Figura 28 Esquema de la estrategia de control LQG, con anti-windup y observadores.</i> | <i>50</i> |
| <i>Figura 29 Subsistema correspondiente a la estimación de los estados del modelo.</i> | <i>51</i> |
| <i>Figura 30 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador tipo bayoneta.</i> | <i>53</i> |
| <i>Figura 31 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador de aletas.....</i> | <i>55</i> |
| <i>Figura 32 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador de cascos y tubos.....</i> | <i>56</i> |

| | |
|---|----|
| <i>Figura 33 Formulación del problema de control robusto.</i> | 57 |
| <i>Figura 34 Superposición en frecuencia de la función de castigo $G_d(s)$ y la planta con controlador a lazo abierto.</i> | 60 |
| <i>Figura 35 Cambio en la repuesta transitoria, al realizar modificaciones en la ganancia de la función de castigo $G_d(s)$.</i> | 61 |
| <i>Figura 36 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador tipo bayoneta.</i> | 62 |
| <i>Figura 37 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor tipo bayoneta con incertidumbre.</i> | 63 |
| <i>Figura 38 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador de cuatro aletas.</i> | 64 |
| <i>Figura 39 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor de aletas con incertidumbre.</i> | 65 |
| <i>Figura 40 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador de cascos y tubos.</i> | 66 |
| <i>Figura 41 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor de cascos y tubos con incertidumbre.</i> | 67 |
| <i>Figura 42 Interfaz HMI creada para la manipulación de los tres intercambiadores de calor respectivos.</i> | 69 |
| <i>Figura 43 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 73 |
| <i>Figura 44 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 73 |
| <i>Figura 45 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 74 |
| <i>Figura 46 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 75 |
| <i>Figura 47 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 76 |
| <i>Figura 48 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador tipo bayoneta.</i> | 77 |
| <i>Figura 49 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador de aletas.</i> | 79 |
| <i>Figura 50 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador de aletas.</i> | 80 |
| <i>Figura 51 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador de aletas.</i> | 81 |
| <i>Figura 52 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador de aletas.</i> | 81 |
| <i>Figura 53 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador de aletas.</i> | 82 |
| <i>Figura 54 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador de aletas.</i> | 83 |
| <i>Figura 55 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador cascos y tubos.</i> | 85 |
| <i>Figura 56 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador de cascos y tubos.</i> | 85 |
| <i>Figura 57 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador de cascos y tubos.</i> | 86 |
| <i>Figura 58 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador de cascos y tubos.</i> | 87 |

Figura 59 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador de cascos y tubos. 88

Figura 60 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador de cascos y tubos. 88

LISTA DE TABLAS

| | | |
|----------------|--|-----------|
| <i>Tabla 1</i> | <i>Parámetros del intercambiador tipo bayoneta, obtenidos por la función fminimax.</i> | <i>29</i> |
| <i>Tabla 2</i> | <i>Parámetros del intercambiador de cuatro aletas, obtenidos por la función fminimax.</i> | <i>30</i> |
| <i>Tabla 3</i> | <i>Parámetros del intercambiador de cascos y tubos, obtenidos por la función fminimax.</i> | <i>32</i> |
| <i>Tabla 4</i> | <i>Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador tipo bayoneta.</i> | <i>78</i> |
| <i>Tabla 5</i> | <i>Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador de aletas.</i> | <i>83</i> |
| <i>Tabla 6</i> | <i>Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador de cascos y tubos.</i> | <i>89</i> |

INTRODUCCION

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan la transferencia de calor de una corriente fluida a otra, modificando así la temperatura de un fluido, aumentando la capacidad de manejar diferentes procesos de intercambio de energía. Los intercambiadores de calor son muy usados en refrigeración, aire acondicionado, calefacción, producción de energía, y procesamiento químico, y por esto es de vital importancia tener un control total en su funcionamiento y un conocimiento pleno en cuanto a su comportamiento físico.

El laboratorio de planta piloto cuenta con diversos tipos de intercambiadores de calor, los cuales requieren de un sistema de control que permita regular la temperatura de salida en el fluido, al no poseer un controlador adecuado se tienen oscilaciones a la salida del sistema o respuestas no acordes a lo esperado a la hora de utilizar los dispositivos, todo esto debido a que la caldera del laboratorio posee un controlador tipo on-off que genera un comportamiento no óptimo en el sistema.

Los modelos dinámicos de los intercambiadores de calor plantean variables de entrada como lo son: Flujo másico de vapor y agua, y temperatura de vapor y agua, todo esto con el fin de establecer un seguimiento apropiado entre los valores de referencia y las señales de salida de la temperatura del agua y vapor respectivamente en los intercambiadores de calor.

El objetivo de la propuesta es diseñar e implementar dos estrategias de control avanzado, control óptimo y control robusto, para los siguientes intercambiadores: intercambiador de aletas, intercambiador de cascos y tubos e intercambiador tipo bayoneta, esto con el fin de tener resultados que se acoplen a las expectativas referidas a los intercambiadores de calor previamente mencionados. Los códigos se implementarán en el sistema de control distribuido DeltaV.

El proyecto hace parte de la propuesta de investigación “Diseño de controladores avanzados para los procesos térmicos ubicados en el laboratorio de planta piloto” aprobada en la octava convocatoria interna de proyectos de investigación UNAB.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y analizar el comportamiento dinámico de dos estrategias de control, óptimo y robusto, para los intercambiadores de calor tipo aletas, cascos y tubos y tipo bayoneta, ante variaciones de la señal de referencia y señales de perturbación

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Determinar un modelo dinámico para los intercambiadores del laboratorio de planta piloto.
- Diseñar un sistema de control óptimo y control robusto para regular la temperatura de tres intercambiadores de calor de estructuras diferentes, aletas, cascos y tubos y bayoneta.
- Programar las estrategias de control óptimo y control robusto en el lenguaje de programación de control estudio del software Delta V.
- Comparar la respuesta del modelo dinámico en lazo cerrado con los datos experimentales, ante variaciones de la señal de referencia.

1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten cambiar la entalpía de una corriente, es decir, permiten transferir calor de un lugar a otro, o bien de un fluido a otro. Generalmente un intercambiador de calor permite la interacción de dos fluidos separados por una pared metálica que representa la superficie de transferencia de calor y puede tener diversas formas.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar por estructura o funcionamiento modificando así su forma de transferir el calor basándose en la aplicación. El principio físico que rige el comportamiento de los intercambiadores varía levemente entre las formas de transferencia de energía.

Algunas de las principales funciones por las que es necesario implementar un equipo de transferencia de calor, son las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido, mediante un fluido con menor temperatura
- Llevar al punto de ebullición a un fluido, mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso, por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

1.1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU ESTRUCTURA

Los intercambiadores de calor presentan una gran variedad de formas y tamaños, sin embargo, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las tres siguientes categorías: aletas, tipo bayoneta y cascos y tubos [1]. A continuación, se describirá cada estructura mostrando así, sus ventajas y desventajas en la industria.

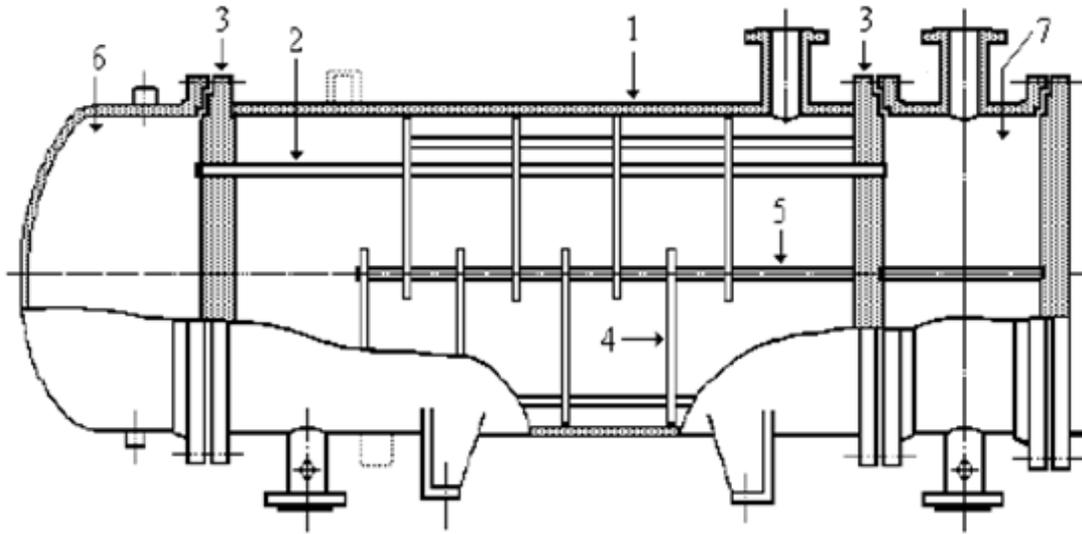
1.1.1. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

Este tipo de intercambiador es muy común en la industria debido a su gran versatilidad y cobertura en diferentes procesos industriales, debido a que:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Proporciona facilidad en su construcción en una gran variedad de tamaños.
- A la hora de realizar un mantenimiento, se facilita el proceso de limpieza y reparación en el intercambiador.
- Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

Los intercambiadores de cascos y tubos manejan la estructura mostrada en la figura 1, en donde se puede apreciar un esquema base de la representación física y del comportamiento de los fluidos dentro del intercambiador de calor respectivo.

Figura 1 Intercambiador de calor de cascos y tubos.

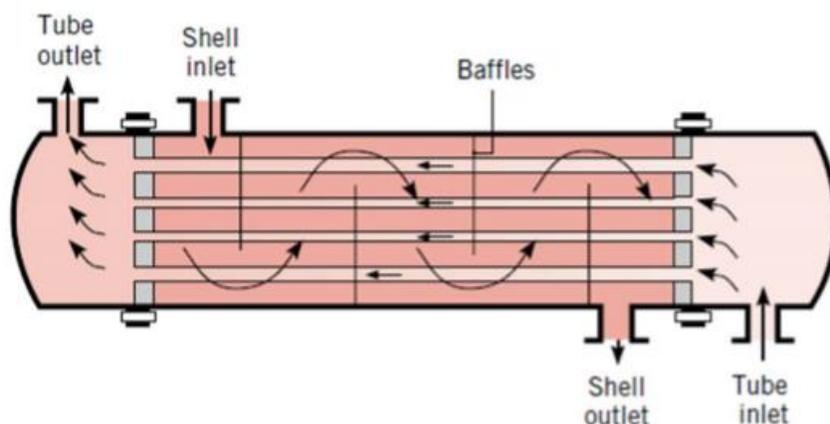


El intercambiador de cascos y tubos se establece un intercambio de energía o transferencia de calor por convección, puesto que los fluidos intercambian sus moléculas modificando su temperatura a través de una superficie de contacto.

Este tipo de intercambiadores consiste una carcasa cilíndrica [1], que contiene un arreglo de tubos [2] paralelos al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas [3]. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores [4] y deflectores longitudinales [5] que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales [6 y 7].

En la figura 2, se puede apreciar una estructura más simple del intercambiador de calor. En esta figura se observa la dirección y el comportamiento de los dos fluidos que interactúan entre sí.

Figura 2 Intercambiador de cascos y tubos en contraflujo



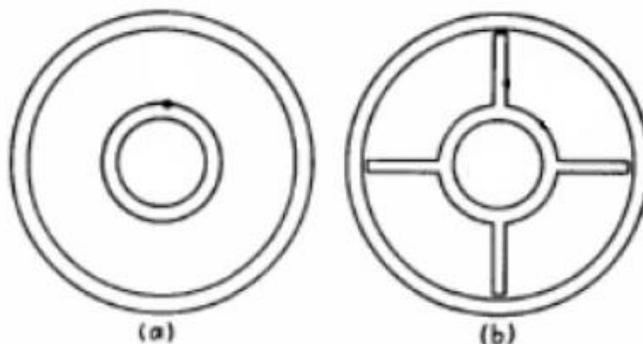
1.1.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS

Existen intercambiadores de calor a los que se les añaden superficies extendidas como aletas para modificar el comportamiento físico del sistema, alterar la forma de transferencia de calor o alterar las características de los fluidos, con fines específicos.

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se le añaden piezas adicionales de metal, éstas últimas extienden la superficie disponible para la transferencia de calor. Mientras que las superficies extendidas aumentan la transferencia total de calor, su influencia como superficie se trata de una manera diferente de la simple conducción y convección.

En la figura 3, se puede observar una clara diferencia entre el comportamiento físico de un sistema, después de agregar aletas a su estructura.

Figura 3 a) Tubo ordinario b) Tubo aletado



Al aumentar la superficie de contacto del tubo interno, habrá una transferencia de calor adicional entre el fluido exterior con el interior. El intercambio de calor entre los fluidos externo e interno del tubo ordinario será menor en comparación con el aumento de superficie obtenida en el tubo aletado.

1.1.3. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

Este tipo de intercambiadores son útiles cuando existe una diferencia extrema de temperatura entre los fluidos del lado de la coraza y lado del tubo, ya que todas las partes sujetas a expansión diferencial son libres para moverse, independientes entre sí [2]. Esta construcción única no sufre falla debido al congelamiento del condensado de vapor, porque el vapor en la parte interna del tubo funde cualquier hielo que pueda formarse durante períodos de operación intermitente. Los costos son relativamente altos, ya que sólo los tubos externos del haz transfieren calor al fluido del lado de la coraza. Los tubos internos no son apoyados. Los tubos externos son apoyados por deflectores convencionales o placas de apoyo.

Estos intercambiadores se utilizan en servicios con cambio de fase donde no es deseable tener un flujo bifásico en contra de la gravedad. Algunas veces se coloca en tanques y equipos de proceso para calentamiento y enfriamiento. Los costos por metro cuadrado para estas unidades son relativamente altos, ya que solamente el tubo externo transfiere calor al fluido que circula por la carcaza. [3]

1.2. PRINCIPIOS MATEMÁTICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para establecer un modelo matemático que se pueda adaptar a los tres tipos de intercambiadores de calor planteados anteriormente, es necesario comprender el funcionamiento o comportamiento de toda la planta en general. Es necesario conocer que entradas y salidas tendrá el sistema para poder plantear un controlador adecuado.

Bajo dicha premisa en la literatura matemática y modelado físico de los intercambiadores de calor se encuentran ecuaciones matemáticas que permiten describir el comportamiento dinámico de la temperatura de los fluidos. Las ecuaciones (1.1) y (1.2) representan el intercambio dinámico del sistema [4]. Basándose en lo dicho anteriormente quedará una igualdad de sumatorias de calor, aplicadas al tubo y a la coraza del intercambiador, respectivamente.

$$m_i C p_i (T_i^i - T_o^i) + AU (T_e - T_i) = \rho_i C p_i V_i \frac{DT_i}{dt} \quad (1.1)$$

$$m_e C p_e (T_e^i - T_o^e) + AU (T_e - T_i) = \rho_e C p_e V_e \frac{DT_e}{dt} \quad (1.2)$$

Donde $C p_i$ es la capacidad calorífica de fluido que fluye por los tubos, T_i^i es la temperatura de entrada del fluido interno, T_o^i es la temperatura de salida del fluido interno, F es el factor de corrección, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor, T_e es la temperatura del fluido externo, T_i es la temperatura del fluido interno, ρ_i es la densidad del fluido interno, V_i es el volumen del fluido interno, $C p_e$ es la capacidad calorífica de fluido externo, T_e^i es la temperatura de entrada del fluido externo, T_o^e es la temperatura de salida del fluido externo, ρ_e es la densidad del fluido externo, V_e es el volumen del fluido externo, t es el tiempo. Las unidades respectivas son:

- Flujo másico: $\frac{Kg}{s}$
- Capacidad calorífica: $\frac{J}{Kg \text{ } ^\circ C}$
- Temperatura: $^\circ C$
- Área: cm^2
- Coeficiente de transferencia de calor: $\frac{W}{cm^2 \text{ } ^\circ C}$
- Densidad: $\frac{Kg}{cm^3}$
- Volumen: cm^3

Dichas ecuaciones de modelamiento en los intercambiadores de calor son encontradas en trabajos previos permitiendo avanzar en el estudio del comportamiento dinámico de los intercambiadores de calor [5,6,7].

Dichas ecuaciones se utilizarán para simular el comportamiento de los intercambiadores de calor.

1.3. METODO DE OPTIMIZACION DEL MODELO

Los métodos de optimización permiten obtener parámetros de ajuste a un problema específico entregando la solución óptima basándose en formulaciones matemáticas.

Los métodos de optimización tienen ciertas características de diseño inherentes al comportamiento real del sistema, se requiere encontrar parámetros que se adecuen no solo a la parte teórica, si no al comportamiento real del sistema, para esto los métodos tienen los siguientes aspectos:

- **Función objetivo:** La función objetivo es un criterio utilizado durante el proceso que permite hacer una comparación de diseños, por lo general la función se plantea para reducir el error de la salida permitiendo obtener un comportamiento óptimo.
- **Variables:** Es necesario entregar un conjunto de variables iniciales que permitan a los métodos de optimización tener un punto de partida en el proceso de análisis matemático.
- **Límites de frontera:** Los límites de frontera en los métodos de optimización permiten establecer un rango límite de operación, dichos límites son muy importantes puesto que es una forma de relacionar en gran parte el comportamiento físico del sistema. En los límites de frontera se restringen los rangos de operación de los parámetros calculados.

Para determinar un modelo adecuado que represente el comportamiento de cada uno de los intercambiadores mencionados basados en entradas como: flujo másico de vapor y agua, temperaturas de entrada y salida de vapor y agua respectivamente, es necesario determinar los parámetros internos de las ecuaciones que satisfagan físicamente el comportamiento dinámico de los intercambiadores.

1.3.1. PROGRAMACIÓN LINEAL SECUENCIAL (SLP)

La programación lineal secuencia o SLP de sus siglas en inglés *Sequential Linear Programming*, resuelve el problema no lineal de programación mediante la resolución de una serie de problemas de programación lineal (LP), en otras palabras, establece la solución para los problemas del mínimo error máximo de funciones utilizando sólo funciones de primer orden. Las restricciones no lineales del problema de programación no lineal se aproximan mediante una expansión de Taylor de primer orden, de esta forma la expansión de Taylor permite aproximar el valor de la función en un punto, en términos del valor de la función y sus derivadas en otro punto.

1.3.2. FUNCION FMINIMAX

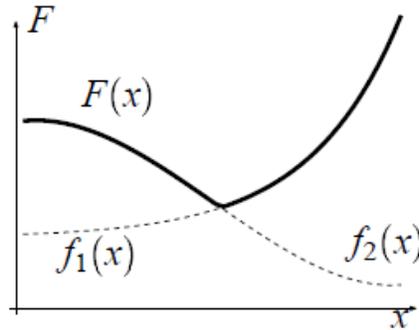
El propósito de la función consiste en reducir al mínimo el error máximo a través de la función objetivo. En el campo práctico existen diversos problemas en donde la solución radica en encontrar el mínimo error, tales problemas abarcan desde el diseño de circuitos electrónicos, hasta el modelamiento de sistemas físicos satelitales. El método minimax encuentra su aplicación en problemas donde las estimaciones de los parámetros del modelo se determinan con respecto a minimizar la diferencia máxima entre la salida del modelo y las especificaciones de diseño [8].

El concepto básico del planteamiento minimax es el siguiente:

$$\min_x F(x), F(x) = \max_i f_i(x), \quad i \in \{1, \dots, m\} \quad (1.3)$$

La ecuación 1.3 pretende encontrar en la función $F(x)$ el mínimo error, de esta forma se reduce al mínimo el error máximo. Un simple ejemplo de un problema minimax es mostrado en la figura 4, donde la línea sólida indica $F(x)$.

Figura 4 $F(x)$ (línea sólida) es definida como $\max_i f_i(x)$. Las líneas punteadas denotan $f_i(x)$, para $i = 1, 2$. La solución entre el problema ilustrado se encuentra entre $f_1(x)$ y $f_2(x)$.



A la hora de aplicar el concepto de obtención del mínimo error máximo, el software de Matlab utiliza la siguiente sintaxis:

$$\min_x F(x), F(x) = \max_i f_i(x). \text{ Tales que } \begin{cases} c(x) \leq 0 \\ ceq = 0 \\ A \cdot x \leq b \\ Aeq \cdot x = beq \\ lb \leq x \leq ub \end{cases} \quad (1.4)$$

Donde A y Aeq son matrices, b y beq son vectores, y $c(x)$, $ceq(x)$ y $F(x)$ son funciones que retornan vectores, vale aclarar que $F(x)$, $c(x)$ y $ceq(x)$ pueden ser funciones no lineales. En el caso de x , lb y ub pueden ser declaradas como vectores o matrices. Es importante enfatizar que todas las restricciones mencionadas anteriormente pueden ser lineales y no lineales.

La sintaxis establecida de la función `fminimax` en el proyecto fue la siguiente: `[x error] = fminimax(fun, xo, [], [], [], [], beq, lb, lu)`, dicha función encuentra el mínimo error máximo para la función fun con un vector de coordenadas iniciales xo .

1.4. RESULTADOS DE OPTIMIZACIÓN DEL MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

A la hora de realizar una adecuada identificación de los parámetros internos del modelo como: Volumen del fluido frío y caliente respectivamente, área de intercambio de calor, coeficientes de transferencia de calor del fluido frío y caliente respectivamente y retardo de los modelos, se sintonizó un controlador PI en el software Delta V, y se registraron los flujos de agua y vapor respectivos, las temperaturas de entrada y salida tanto del agua como del vapor, y las presiones de entrada y salida en los intercambiadores, esto con el fin de tener datos del comportamiento de los intercambiadores de calor que permitieran hallar los parámetros mencionados previamente a través de la función de optimización fminimax.

El controlador sintonizado en DeltaV tiene la siguiente estructura:

$$C = K\left(1 + \frac{1}{T_i s}\right) \quad (1.5)$$

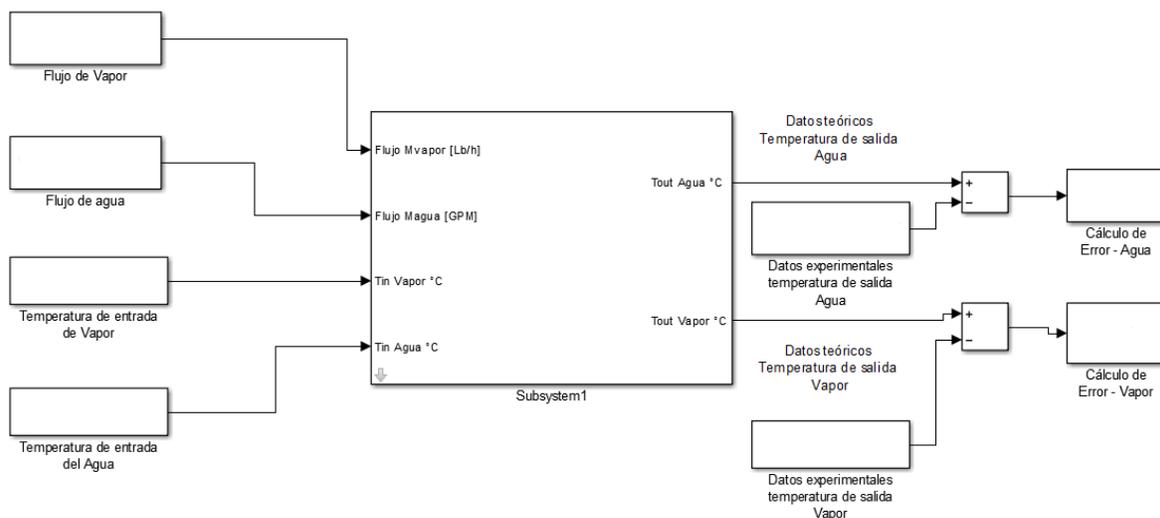
De esta forma:

- $K = 4.1$ (1.6)

- $T_i = 0.11$ (1.7)

En la figura 5 se observa la implementación del modelo en la herramienta Simulink de Matlab de la siguiente forma:

Figura 5 Implementación de modelo Intercambiadores de Calor en Simulink.



1.4.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

Para comprender el procedimiento se mostrarán las señales de entrada y salida en el intercambiador tipo bayoneta, esta metodología se repite en los otros tres intercambiadores de calor. En las siguientes figuras se registra el comportamiento:

Figura 6 Flujo de Vapor a la entrada del intercambiador de calor tipo bayoneta [Lb/h].

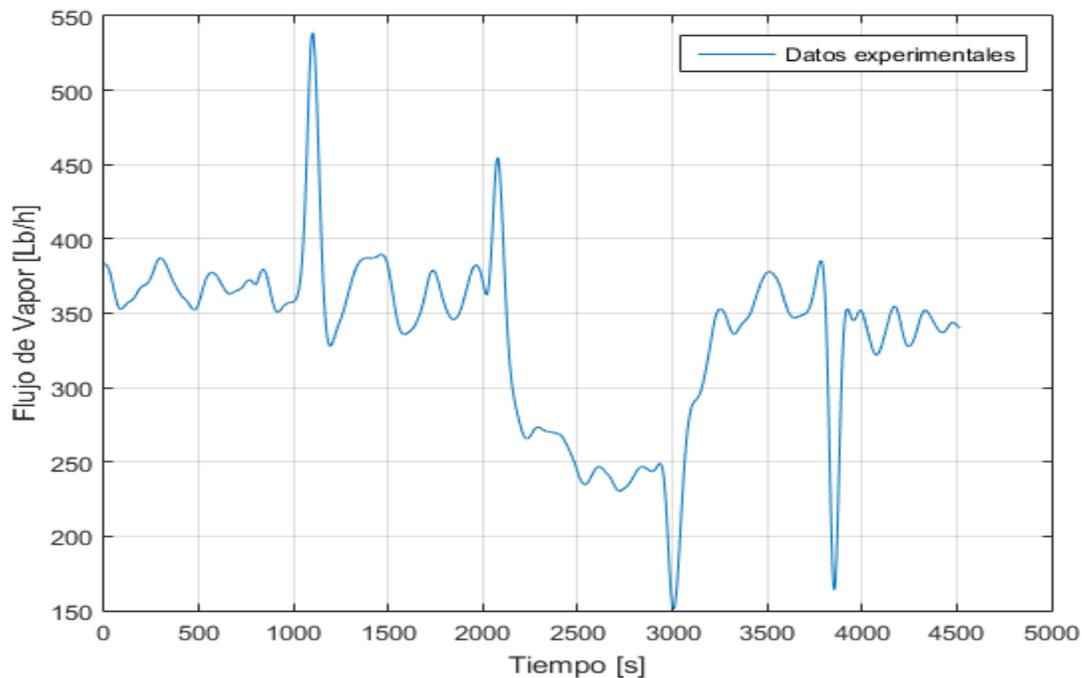


Figura 7 Flujo de Agua a la entrada del intercambiador de calor tipo bayoneta. [G/m]

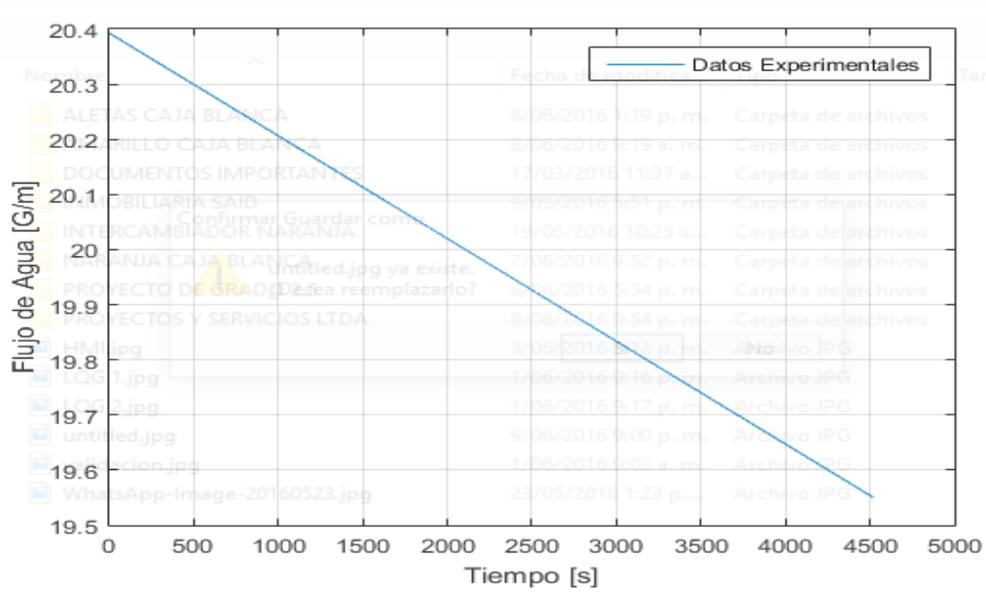


Figura 8 Temperatura de entrada del vapor en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]

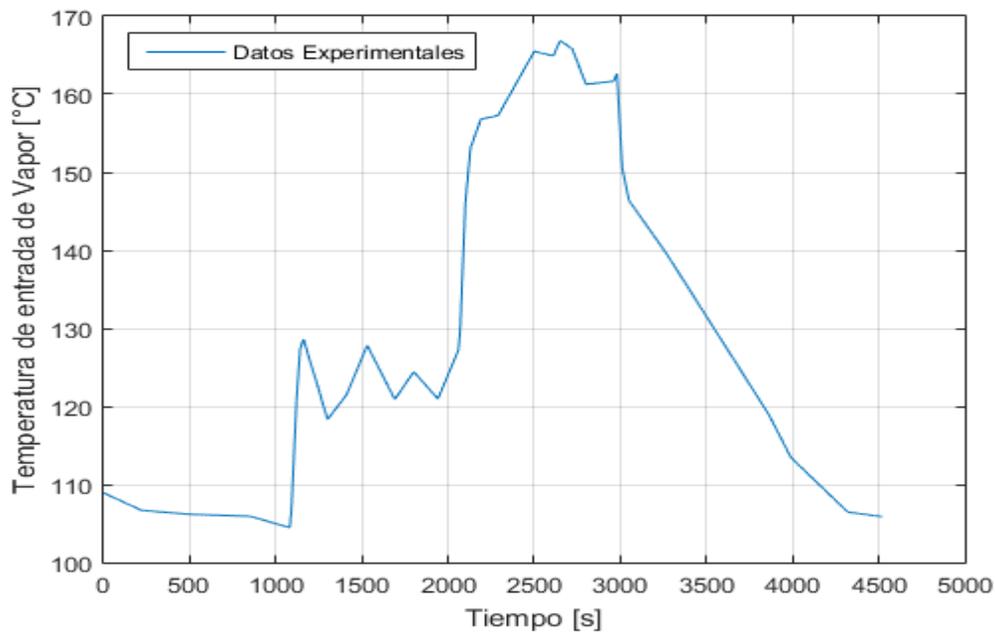
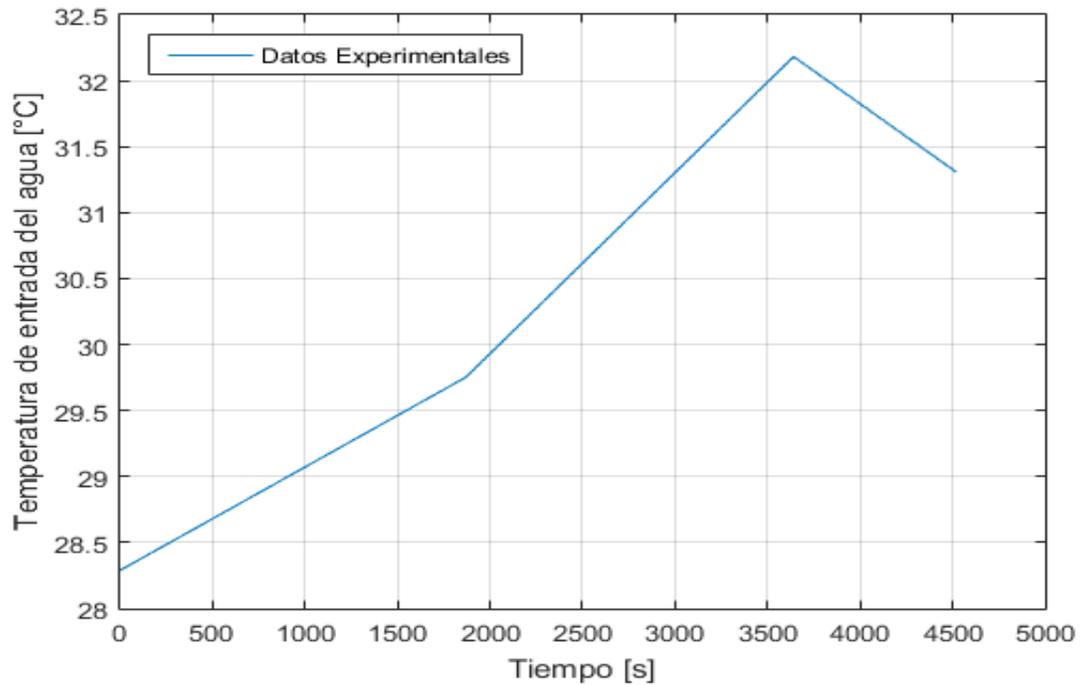


Figura 9 Temperatura de entrada del Agua en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]



Las figuras 6,7,8 y 9 corresponden a las entradas del modelo. Las figuras 10 y 11 corresponderán a los datos experimentales de salida.

Figura 10 Temperatura de salida del Agua en el intercambiador de calor tipo bayoneta. [°C]

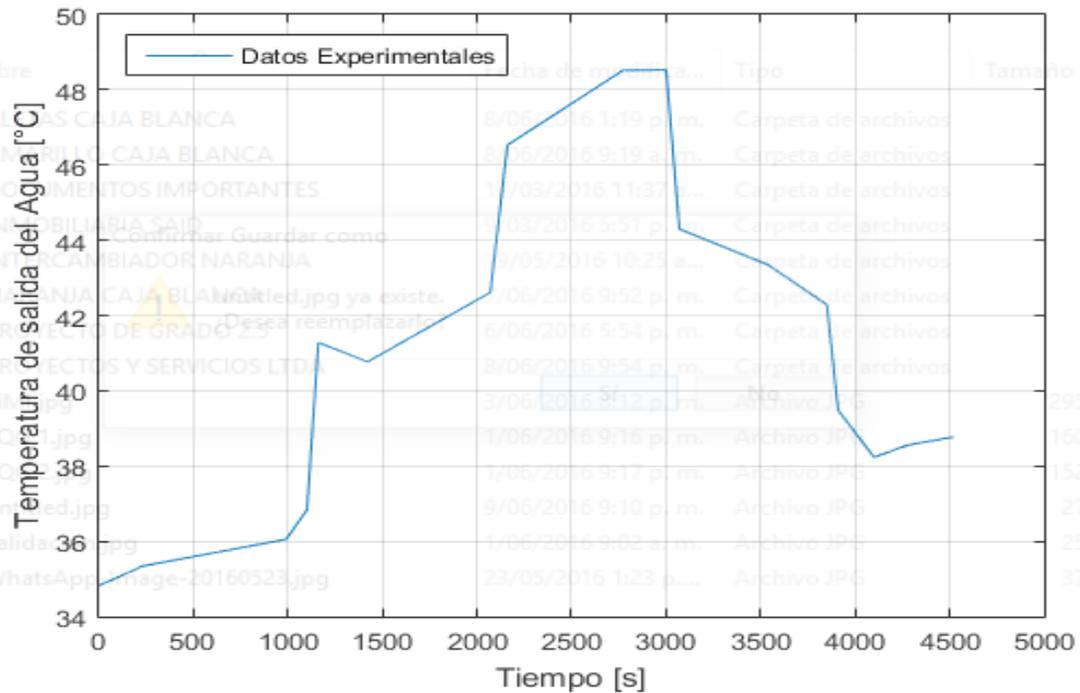
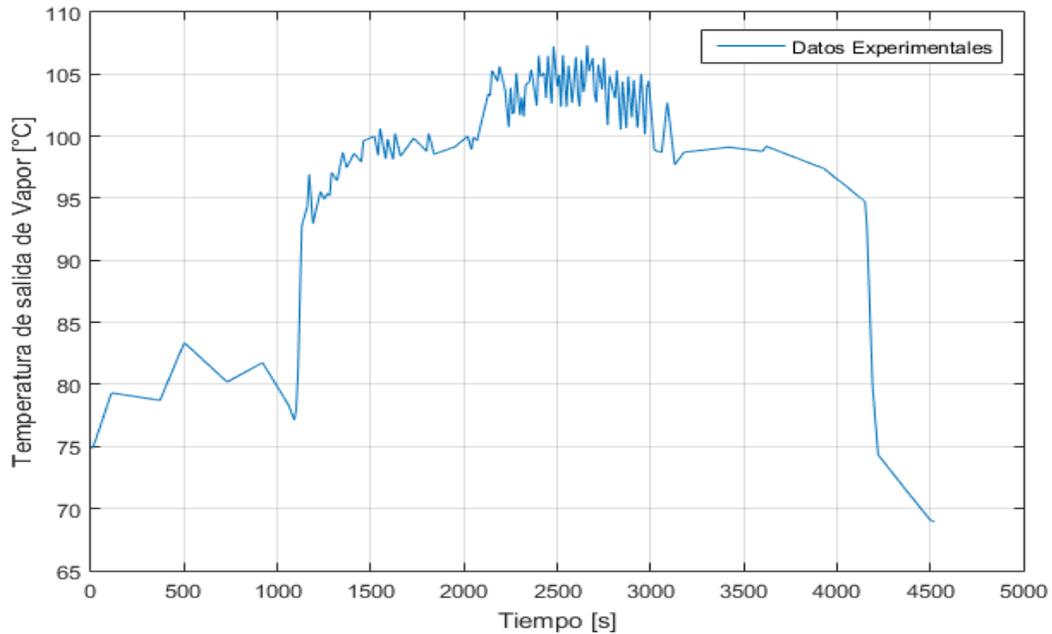
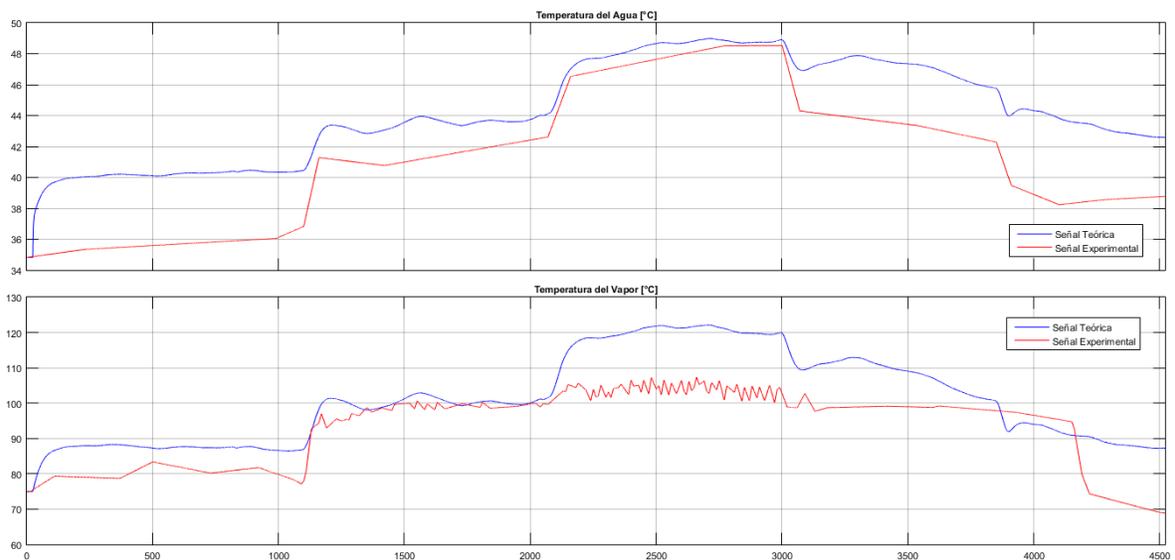


Figura 11 Temperatura de salida de vapor en el intercambiador de calor tipo bayoneta.



Basándose en la estrategia de simulación planteada anteriormente y en los datos tomados de la sintonización del controlador se obtuvo la respuesta planteada en la figura 12 de la siguiente forma:

Figura 12 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador tipo bayoneta.



La función de optimización que se usó para determinar los parámetros fue la siguiente:

$$f(x) = [2550.0 \ 2700.0 \ 2750.0 \ 00004 \ 1.8 \ 60.0] \quad (1.8)$$

$$error = [51970 \ 479680] \quad (1.9)$$

En la tabla 1, se presentan los parámetros obtenidos por la función fminimax:

Tabla 1 Parámetros del intercambiador tipo bayoneta, obtenidos por la función fminimax.

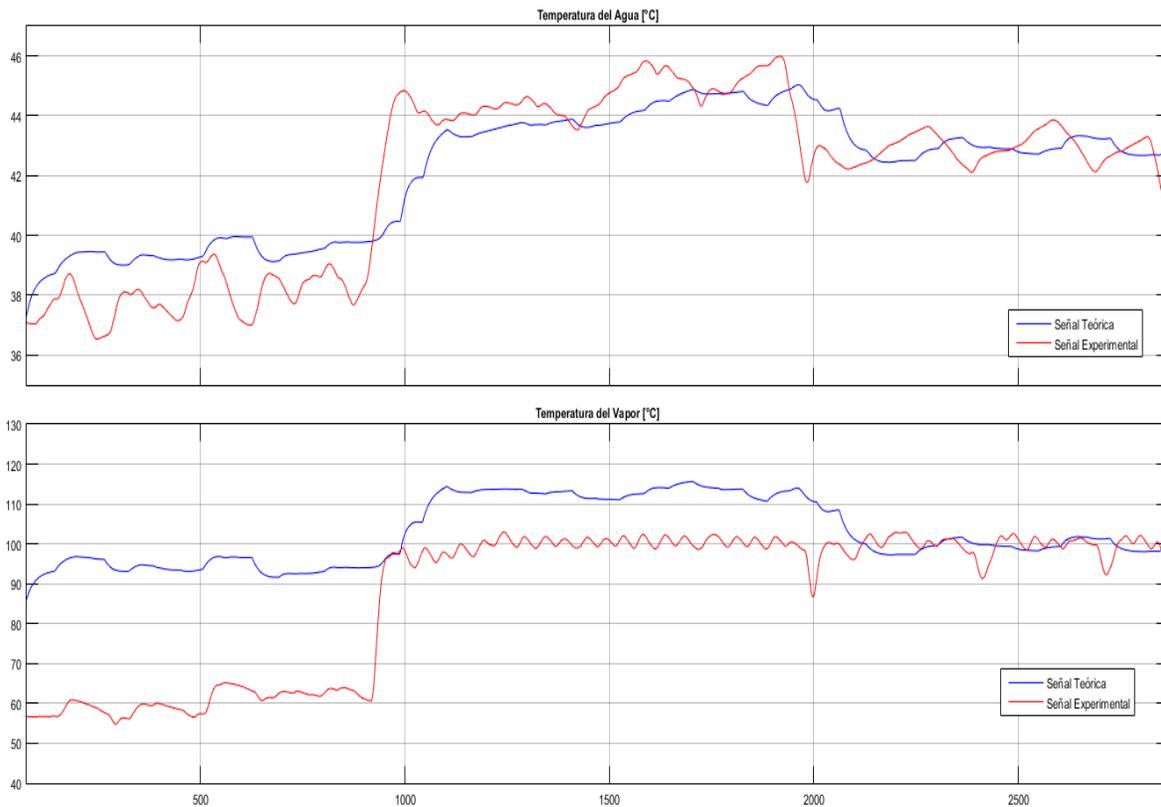
| DESCRIPCION | VALOR DE OPTIMIZACION | UNIDADES |
|--|------------------------------|----------------------------|
| Volumen de fluido frío. | 0.003 | m^3 |
| Volumen de fluido caliente. | 0.003 | m^3 |
| Área de intercambio de calor. | 0.5006 | m^2 |
| Coeficiente de transferencia de calor – fluido frío. | 2600 | $\frac{W}{m^2 \ ^\circ C}$ |
| Coeficiente de transferencia de calor - fluido caliente. | 20.000 | $\frac{W}{m^2 \ ^\circ C}$ |
| Retardo del modelo. | 24.2 | s |

En la figura 15 se analizará el comportamiento superpuesto de los tres modelos frente a las mismas condiciones de operación.

1.4.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS

Utilizando la metodología propuesta en la sección 1.4.1 se obtuvieron los siguientes resultados:

Figura 13 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador de aletas.



La función de optimización que se usó para determinar los parámetros fue la siguiente:

$$f(x) = [2700.0 \quad 2428.0 \quad 2836.0 \quad 0.5 \quad 2.0 \quad 40.0] \quad (1.10)$$

$$error = [5900 \quad 132,300] \quad (1.11)$$

En la tabla 2, se presentan los parámetros obtenidos por la función fminimax:

Tabla 2 Parámetros del intercambiador de cuatro aletas, obtenidos por la función fminimax.

| DESCRIPCION | VALOR DE OPTIMIZACION | UNIDADES |
|-------------------------------|-----------------------|----------|
| Volumen de fluido frío. | 0.0033 | m^3 |
| Volumen de fluido caliente. | 0.0013 | m^3 |
| Área de intercambio de calor. | 0.2784 | m^2 |

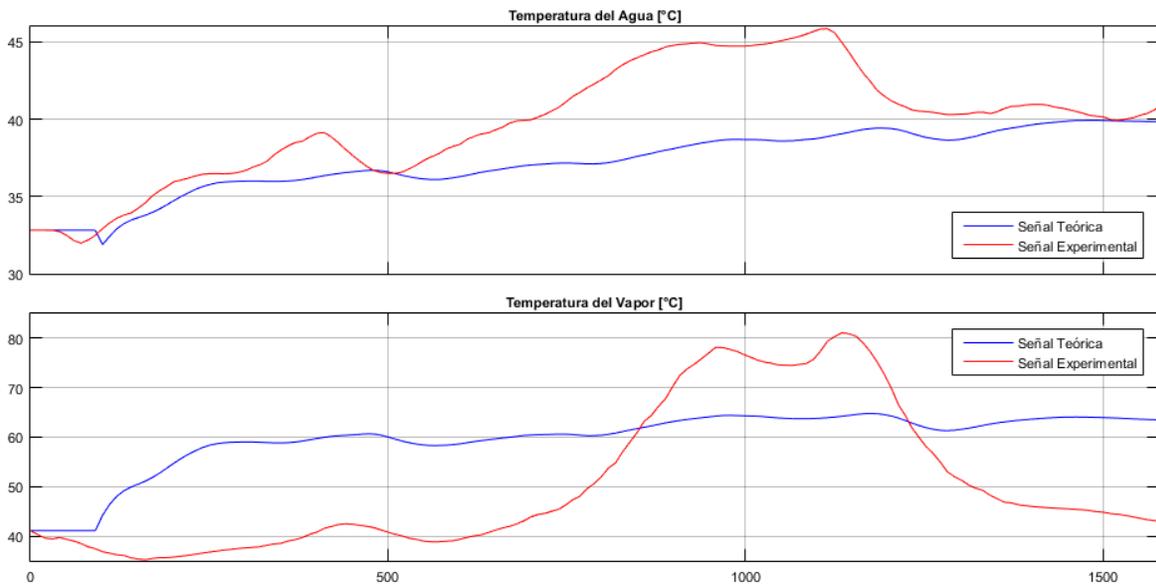
| | | |
|--|--------|-----------------------------------|
| Coeficiente de transferencia de calor – fluido frio. | 4.000 | $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ |
| Coeficiente de transferencia de calor - fluido caliente. | 18.000 | $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ |
| Retardo del modelo. | 40 | s |

En la figura 15 se analizará el comportamiento superpuesto de los tres modelos frente a las mismas condiciones de operación.

1.4.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

Utilizando la metodología propuesta en la sección 1.4.1 se obtuvieron los siguientes resultados:

Figura 14 Superposición de señal experimental con señal teórica del comportamiento de las temperaturas respectivas en el Intercambiador de cascos y tubos.



La función de optimización que se usó para determinar los parámetros fue la siguiente:

$$f(x) = [2932.63 \ 1160.28 \ 3478.98 \ 0.54 \ 4.37 \ 1.04] \quad (1.12)$$

$$error = [1889.0 \quad 37644]$$

$$(1.13)$$

En la tabla 3, se presentan los parámetros obtenidos por la función fminimax:

Tabla 3 Parámetros del intercambiador de cascos y tubos, obtenidos por la función fminimax.

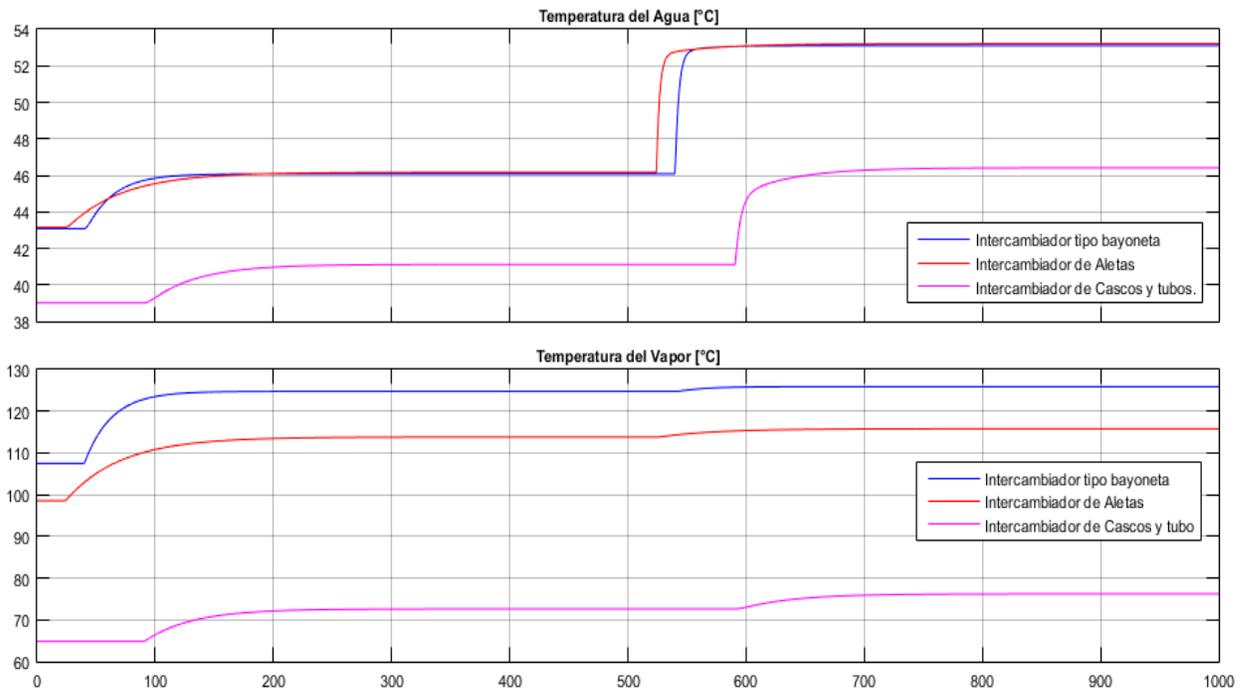
| DESCRIPCION | VALOR DE OPTIMIZACION | UNIDADES |
|--|-----------------------|-----------------------------------|
| Volumen de fluido frío. | 0.040248 | m^3 |
| Volumen de fluido caliente. | 0.049252 | m^3 |
| Área de intercambio de calor. | 0.3896 | m^2 |
| Coeficiente de transferencia de calor – fluido frío. | 5000 | $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ |
| Coeficiente de transferencia de calor - fluido caliente. | 14200 | $\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$ |
| Retardo del modelo. | 90.9 | s |

Para una mejor comprensión de los resultados de los tres modelos propuestos anteriormente, se analizará la respuesta dinámica bajo las siguientes condiciones: flujo de vapor constante, flujo de agua constante y temperatura de agua. De esta forma se realizará un cambio en la temperatura de entrada de vapor y después de un tiempo se aplicará una perturbación cambiando el flujo del caudal del agua. La figura 15 ilustra el comportamiento descrito de los tres modelos caja blanca de los intercambiadores de calor.

Las condiciones de operación en las que se analizaron los tres modelos fueron las siguientes:

- Flujo de vapor: 375 [Lb/h]
- Flujo de agua: 20 [G/m] con un cambio en el flujo a 13 [G/m] a los 500 segundos.
- Temperatura de entrada de Vapor: 140 [°C]
- Temperatura de entrada de Agua: 29.5 [°C]

Figura 15 Respuesta ante entrada escalón y perturbación de los tres intercambiadores superpuestos.

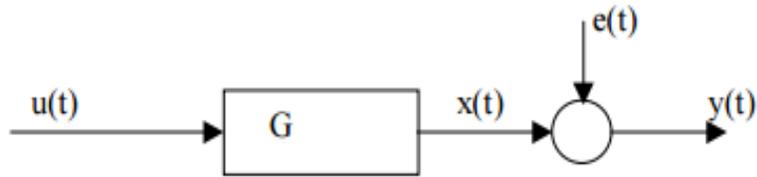


En la figura 15 en el intercambiador tipo bayoneta, se puede apreciar que la temperatura de salida de vapor presenta un error del 10.85% en comparación con la señal de referencia, el intercambiador de aletas presenta un error del 18.7232 % en comparación con la señal de referencia y el intercambiador de cascos y tubos presenta un error del 48.1276% en comparación con la señal de referencia. Vale aclarar que el modelo es a lazo abierto sin controlador. A los 500 segundos se aplicó una perturbación en el flujo de agua, aplicando un cambio de caudal de 20 a 13 [G/m], se observa que al reducir el flujo de agua la temperatura de salida de la misma aumenta y la temperatura del vapor no es afectada por los cambios en el flujo, lo que es consistente con el comportamiento físico del sistema.

1.5. MODELO ARMAX

La estructura ARMAX de sus siglas en inglés *Auto Regressive Moving Average Exogen*, está basada en modelos lineales generales de la siguiente forma:

Figura 16 Representación simbólica de un sistema lineal general.



Es importante aclarar que en la dinámica del sistema se trabaja sobre deltas de temperatura, es decir, se hace una resta entre la temperatura de salida del agua con la de la temperatura de entrada en el intercambiador de calor, esta metodología será aplicada en el transcurso de todo el proyecto. En adición a esto, la entrada al modelo corresponde a la apertura de la válvula reguladora de flujo de caudal.

La ecuación simbólica de la figura 16 corresponde a:

$$y = Gu + He \quad (1.14)$$

que dice que la salida medida y , es debida a la entrada medida u y al ruido e . Donde G denota las propiedades dinámicas del sistema, es decir, cómo la salida se forma desde la entrada. Para sistemas lineales se llama función de transferencia entre la entrada y la salida. La expresión H refiere las propiedades del ruido y se le llama también modelo del ruido, y describe cómo está formada la perturbación en la salida [9].

Así mismo, existe una forma útil de representar G y H en funciones racionales de q^{-1} , esta es una representación polinomial de la función de transferencia:

$$G(q) = q^{-nk} \frac{B(q)}{A(q)} \quad H(q) = \frac{1}{A(q)} \quad (1.15)$$

Donde B y A son polinomios en el operador de retraso q^{-1} de la siguiente forma:

$$A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{na}q^{-na} \quad (1.16)$$

$$B(q) = b_1 + b_2q^{-1} + \dots + b_{nb}q^{-nb+1} \quad (1.17)$$

Los términos na y nb dan cuenta de los órdenes de los polinomios $A(q)$ y $B(q)$ respectivamente y nk es el número de retrasos de la entrada a la salida. Usualmente se escribe el modelo de la siguiente forma:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + e(t) \quad (1.18)$$

En la estructura ARMAX, se introduce un polinomio extra $C(q)$ al modelo de la siguiente forma:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + C(q)e(t) \quad (1.19)$$

Donde C se puede expresar según:

$$C(q) = 1 + c_1q^{-1} + \dots + c_{nc}q^{-nc} \quad (1.20)$$

Esto da lugar a un sistema de ecuaciones donde las incógnitas son los coeficientes del modelo discreto, cuyas soluciones se obtienen por predicción del error con el Método de Máxima Verosimilitud.

1.6. MODELO CAJA NEGRA

A la hora de implementar los controladores en el laboratorio de planta piloto era necesario tener un modelo que describiera el comportamiento general de toda la planta, para ello era necesario encontrar un modelo adecuado entre la apertura de la válvula y el flujo de vapor, y la apertura de la válvula con la temperatura de entrada de vapor al intercambiador, encontrar estos modelos y adaptarlos al comportamiento caja blanca de cada uno de los intercambiadores de calor es un proceso complejo para los límites del proyecto.

El modelo caja blanca planteado anteriormente, describe el comportamiento apropiado de los intercambiadores de calor, sin embargo, no describe el comportamiento de toda la planta en general, debido a esto, surgió la necesidad de encontrar un modelo caja negra que pudiese expresar el comportamiento de la planta junto con las variaciones de apertura en la válvula, para esto se usaron los

modelos armax descritos anteriormente y se obtuvieron tres diferentes ecuaciones de transferencia que simbolizan el comportamiento de cada uno de los intercambiadores de calor respectivamente.

En todos los intercambiadores se utilizó un tiempo de muestreo de 1 segundo.

1.6.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

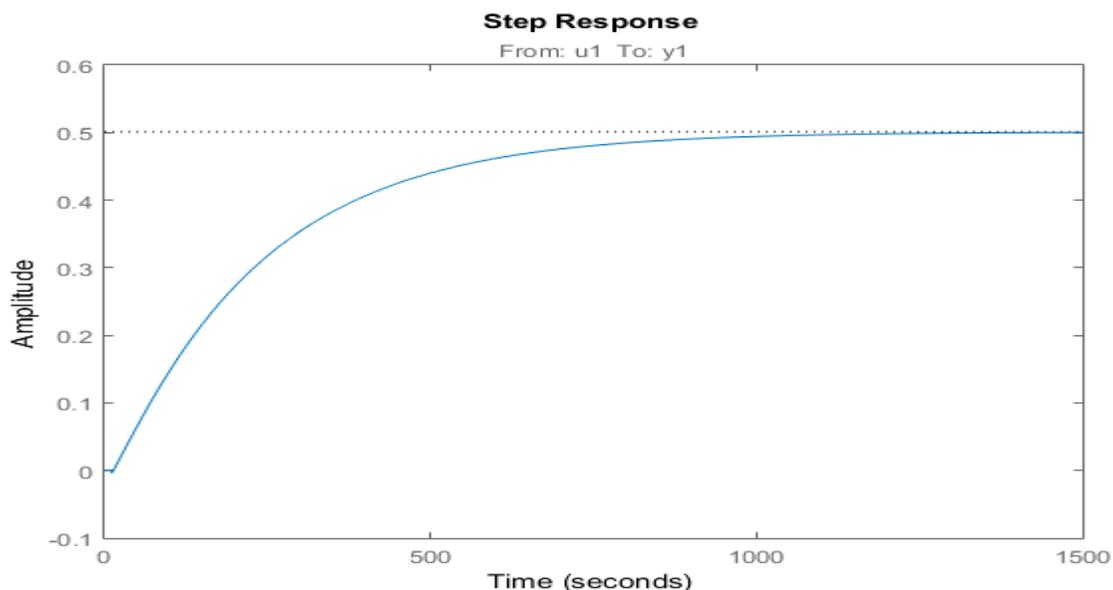
Para el intercambiador de calor tipo bayoneta se obtuvo la siguiente función de transferencia que caracteriza el comportamiento del intercambiador de calor junto con el de la planta en general:

$$G(z) = z^{-9} \frac{0.00080987 z^{-1} (1 - 5.375 z^{-1}) (1 - 1.506 z^{-1}) (1 - 0.9685 z^{-1})}{(1 - 0.9956 z^{-1}) (1 - 0.9744 z^{-1})} \quad (1.21)$$

Dicha ecuación de transferencia describe el comportamiento de la planta, para el intercambiador tipo bayoneta.

En la figura 17 se observa el comportamiento transitorio del modelo obtenido.

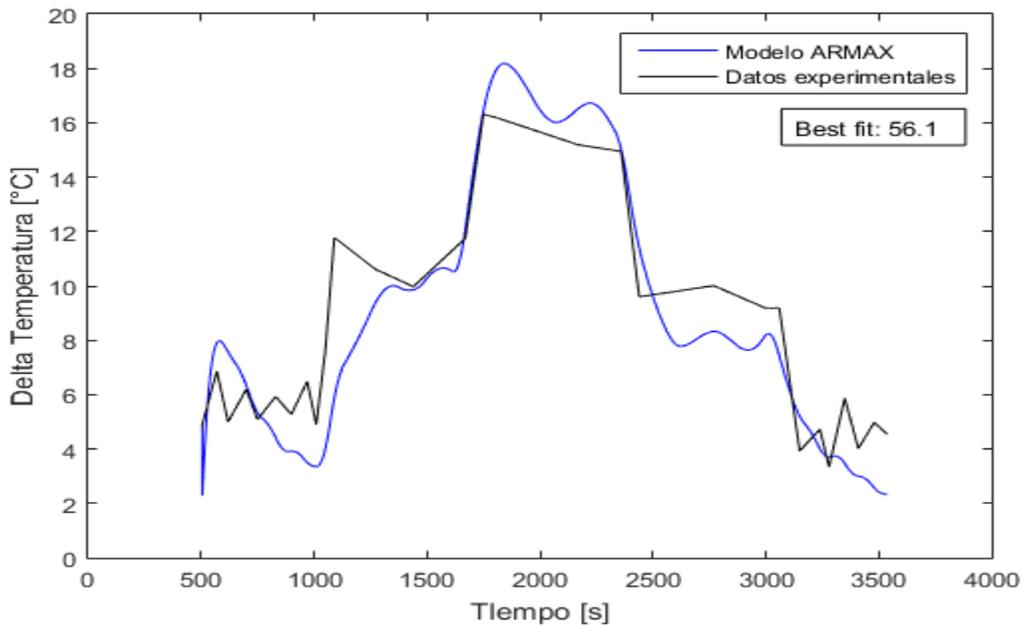
Figura 17 Modelo dinámico del Intercambiador tipo bayoneta.



Se puede apreciar que tanto el modelo caja blanca como el modelo ARMAX obtenido presentan un retardo característico del sistema, aunque el modelo ARMAX presenta un tiempo de establecimiento de 900 segundos frente al de 250 segundos del modelo caja blanca. Por medio de la herramienta *ident*, de Matlab se obtuvieron los modelos respectivos para cada intercambiador de calor.

De igual forma, en la figura 18 se presenta la gráfica con el best fit obtenido, es importante aclarar que el modelo ARMAX es el que mejor presenta un comportamiento en el proceso de identificación.

Figura 18 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador tipo bayoneta.



1.6.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS

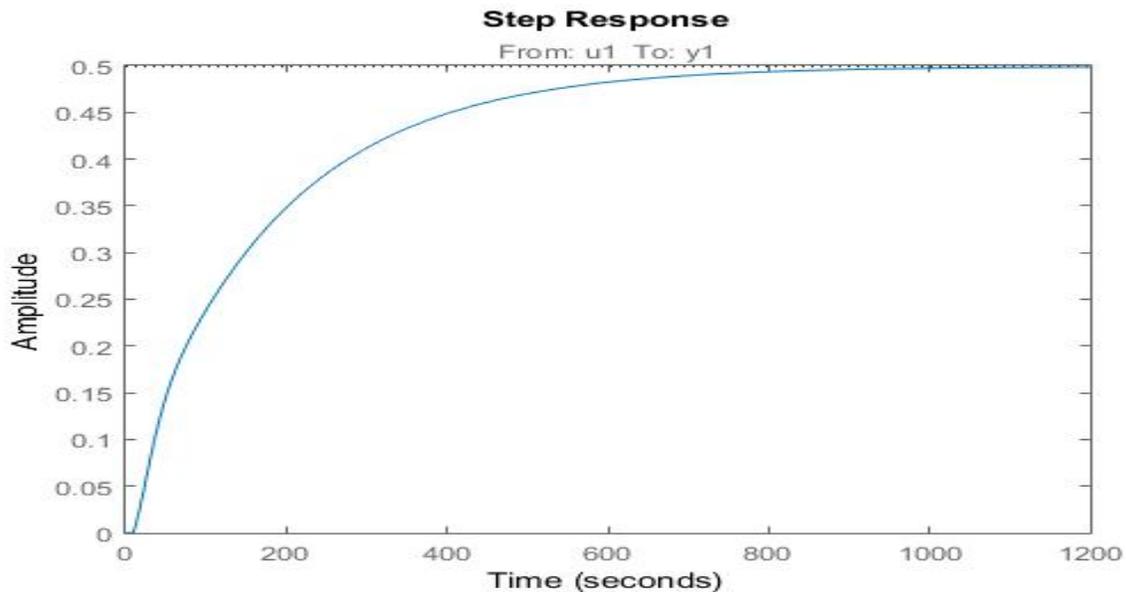
Para el intercambiador de calor de cuatro aletas se obtuvo la siguiente función de transferencia que caracteriza el comportamiento del intercambiador de calor junto con el de la planta en general:

$$G(z) = z^{-9} \frac{0.003104 z^{-1} (1 - 0.9762 z^{-1}) (1 - 0.7473 z^{-1})}{(1 + 0.4923 z^{-1}) (1 - 0.9945 z^{-1}) (1 - 1.888 z^{-1} + 0.8928 z^{-2})} \quad (1.22)$$

Dicha ecuación de transferencia describe el comportamiento de la planta, para el intercambiador de cuatro aletas.

En la figura 19 se observa el comportamiento transitorio del modelo obtenido.

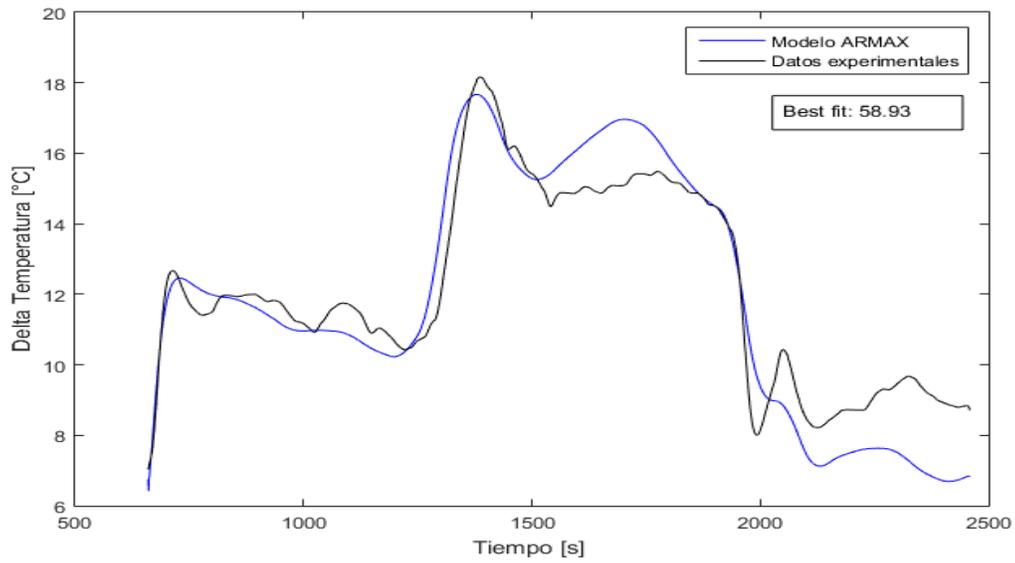
Figura 19 Modelo dinámico del Intercambiador de aletas.



Se puede apreciar que tanto el modelo caja blanca como el modelo ARMAX obtenido presentan un retardo característico del sistema, aunque el modelo ARMAX presenta un tiempo de establecimiento de 690 segundos frente al de 250 segundos del modelo caja blanca.

De igual forma, en la figura 20 se presenta la gráfica con el best fit obtenido, es importante aclarar que el modelo ARMAX es el que mejor presenta un comportamiento en el proceso de identificación.

Figura 20 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador de aletas.



1.6.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

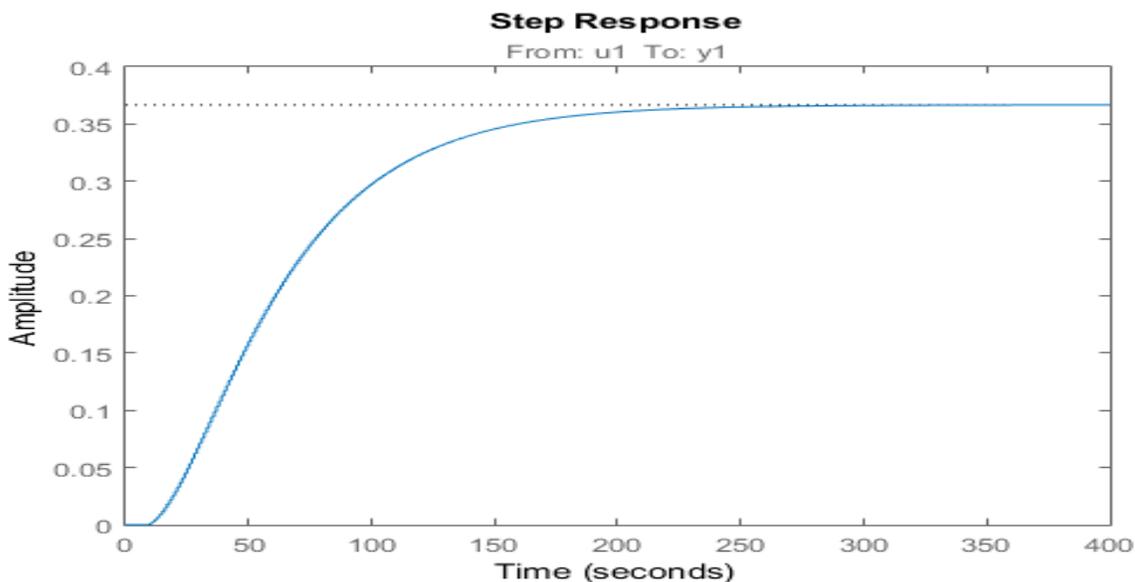
Para el intercambiador de calor de cascos y tubos, se obtuvo la siguiente función de transferencia que caracteriza el comportamiento del intercambiador de calor junto con el de la planta en general:

$$G(z) = z^{-9} \frac{0.0012194 z^{-1} (1 - 0.634 z^{-1})}{(1 + 0.9759 z^{-1}) (1 - 0.9495 z^{-1})} \quad (1.23)$$

Dicha ecuación de transferencia describe el comportamiento de la planta, para el intercambiador de cascos y tubos.

En la figura 21 se observa el comportamiento transitorio del modelo obtenido.

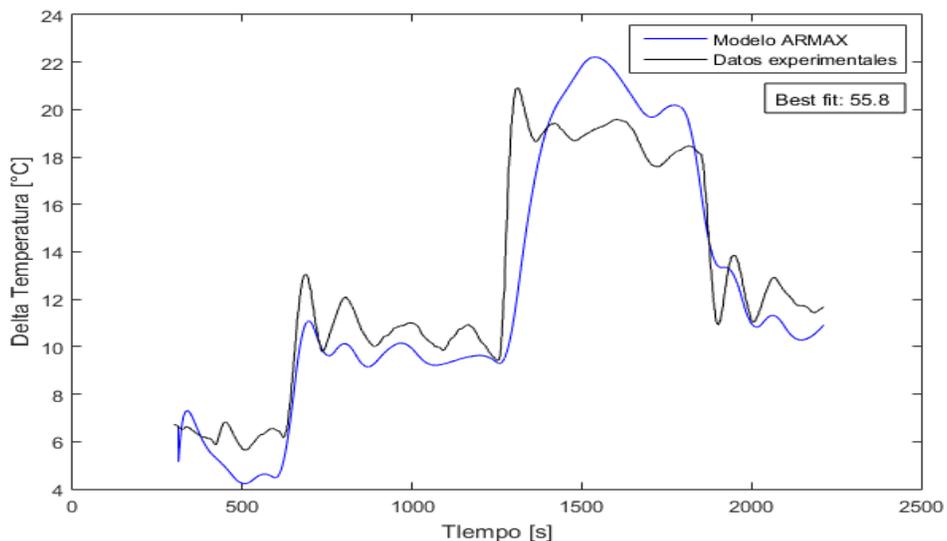
Figura 21 Modelo dinámico del Intercambiador de cascos y tubos.



Se puede apreciar que tanto el modelo caja blanca como el modelo ARMAX obtenido presentan un retardo característico del sistema, aunque el modelo ARMAX presenta un tiempo de establecimiento de 193 segundos frente al de 150 segundos del modelo caja blanca.

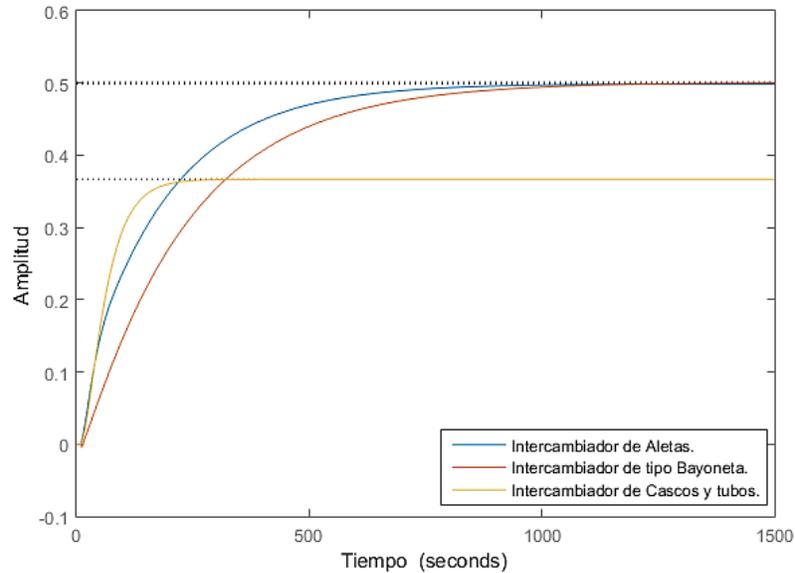
De igual forma, en la figura 22 se presenta la gráfica con el best fit obtenido, es importante aclarar que el modelo ARMAX es el que mejor presenta un comportamiento en el proceso de identificación.

Figura 22 Datos Experimentales vs Modelo ARMAX del intercambiador de cascos y tubos.



En la figura 23 se presenta la respuesta de los tres intercambiadores de calor ante una entrada escalón:

Figura 23 Respuesta de los tres intercambiadores ante entrada escalón.



Se observa que el intercambiador de cascos y tubos presenta un tiempo de levantamiento y de establecimiento menores en comparación con los otros dos intercambiadores de calor, es decir que el comportamiento dinámico del intercambiador de cascos y tubos es mucho más rápido, sin embargo, presenta una menor ganancia en comparación con los otros dos intercambiadores de calor.

2. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

En los intercambiadores de calor industriales es necesario implementar una estrategia de control que permita regular la temperatura de salida del sistema a conveniencia del operario, en el caso del proyecto se implementó una estrategia basada en los cambios de temperatura de salida del agua respecto a la temperatura de entrada al intercambiador de calor, de esta forma se pretende mantener un delta de temperatura constante con respecto a la temperatura de entrada al sistema. Dicha estrategia de control, también permite controlar la temperatura de salida del agua en el intercambiador de calor respectivo.

2.1. CONTROL PID

El control PID analógico ha sido usado de manera exitosa en muchos sistemas de control industrial por más de medio siglo. El principio básico del esquema del control PID es que actúa sobre la variable a ser manipulada a través de una apropiada combinación de tres acciones de control: acción de control proporcional (donde la acción de control es proporcional a la señal de error actuante, la cual es la diferencia entre la entrada y la señal de realimentación); la acción de control integral (donde la acción de control es proporcional a la integral de la señal de error actuante) y la acción de control derivativa (donde la acción de control es proporcional a la derivada de la señal de error actuante).

La acción de control PID en controladores analógicos está dada por:

$$m(t) = K \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (2.1)$$

Donde $e(t)$ es la entrada al controlador (señal de error actuante), $m(t)$ es la salida del controlador (señal manipulada), K es la ganancia proporcional, T_i es el tiempo integral (o tiempo de reajuste) y T_d es el tiempo derivativo (o tiempo de adelanto).

Al trabajar en el dominio de la frecuencia la función del controlador (ecuación 2.1), queda expresada de la siguiente forma:

$$C(s) = K \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.2)$$

En la práctica es necesario trabajar los controladores en tiempo discreto para poder hacer una correcta implementación en el hardware [10], para ello se procede a discretizar la ecuación (2.1), cuya expresión es mostrada en la ecuación (2.3).

$$M(z) = \left[K_P + \frac{K_I}{1-z^{-1}} + K_D(1-z^{-1}) \right] E(z) \quad (2.3)$$

Donde:

- Ganancia proporcional: $K_P = K - \frac{KT}{2T_i} = K - \frac{K_I}{2}$ (2.4)

- Ganancia Integral: $K_I = \frac{KT}{T_i}$ (2.5)

- Ganancia derivativa: $K_D = \frac{KT_d}{T}$ (2.6)

Donde T es el tiempo de muestreo.

2.1.1. DISEÑO DEL CONTROLADOR PID

Para diseñar el controlador se utilizó la técnica de ubicación de polos en lazo cerrado en una posición específica, permitiendo variar parámetros como sobrepaso, tiempo de establecimiento y tiempo de levantamiento en la planta. Es importante aclarar que en los procesos de temperatura es necesario determinar qué criterios de diseño son importantes en un determinado proceso, al tener que regular variables de temperatura la condición primordial en el diseño del controlador fue la

de llegar al punto de consigna, independientemente del tiempo de establecimiento, puesto que son procesos de naturaleza lenta.

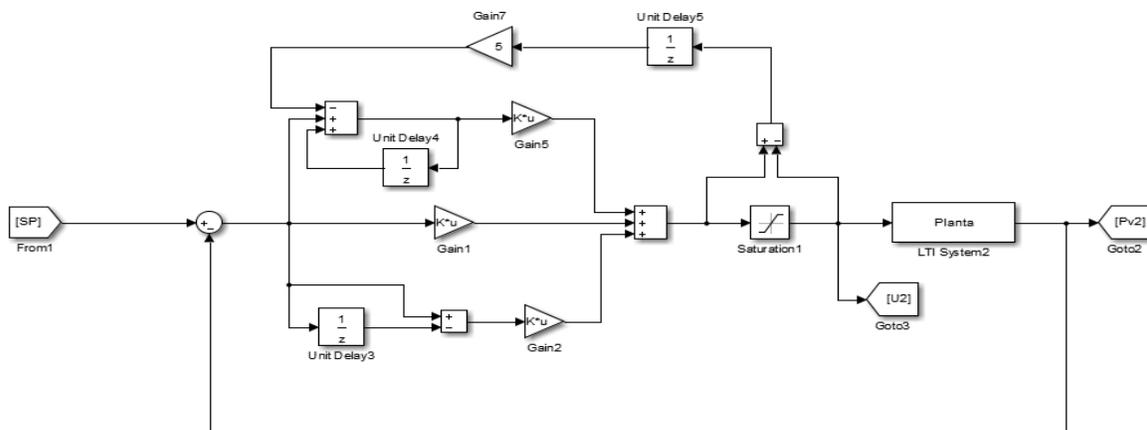
Para un sistema de control con un amplio rango de condiciones de operación, puede suceder que la variable de control alcance los límites prefijados del actuador. Cuando esto pasa, el bucle realimentado permanece en su límite independientemente de la salida del proceso. Si se usa un controlador con acción integral, el error continuará siendo integrado, incrementando aún más su valor. Esto significa que el término integral puede volverse muy grande y producirse el efecto llamado “windup”.

Para evitar que ocurra este fenómeno hay dos formas:

- Introducir limitadores en las variaciones de la referencia tal que la salida del controlador nunca alcance los límites del actuador. Esto, a menudo, produce límites en el funcionamiento del controlador y no evita el windup causado por las perturbaciones.
- Otra forma es el re-cálculo de la integral: cuando la salida se satura, la integral es recalculada tal que su nuevo valor proporciona una salida en el límite de la saturación.

En la figura 24 se puede apreciar la estrategia implementada para el controlador PID en la herramienta Simulink de Matlab fue la siguiente:

Figura 24 Bloques de la estrategia de control PID con anti – windup.



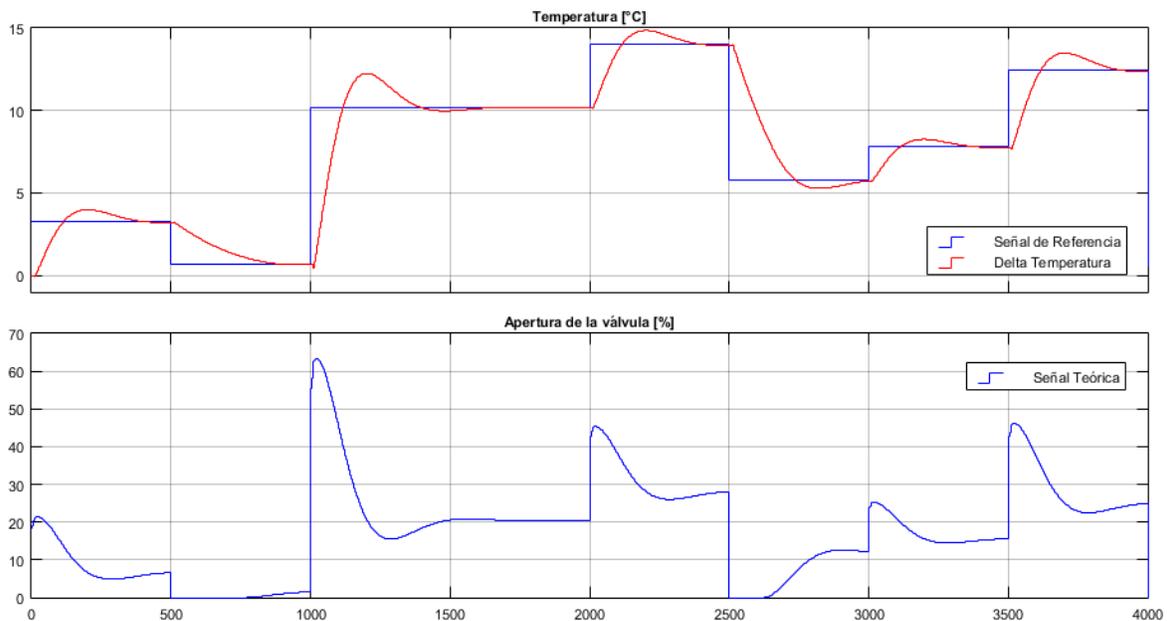
2.1.1.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

Para el intercambiador tipo bayoneta se sintonizó un controlador cuya ecuación característica fue la siguiente:

$$C(z) = 5.5 + \left(\frac{0.068}{1-z^{-1}} \right) \quad (2.7)$$

En la figura 25 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador PI se tiene un tiempo de establecimiento de 367 segundos, con un sobrepaso del 15% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 25 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador tipo bayoneta.



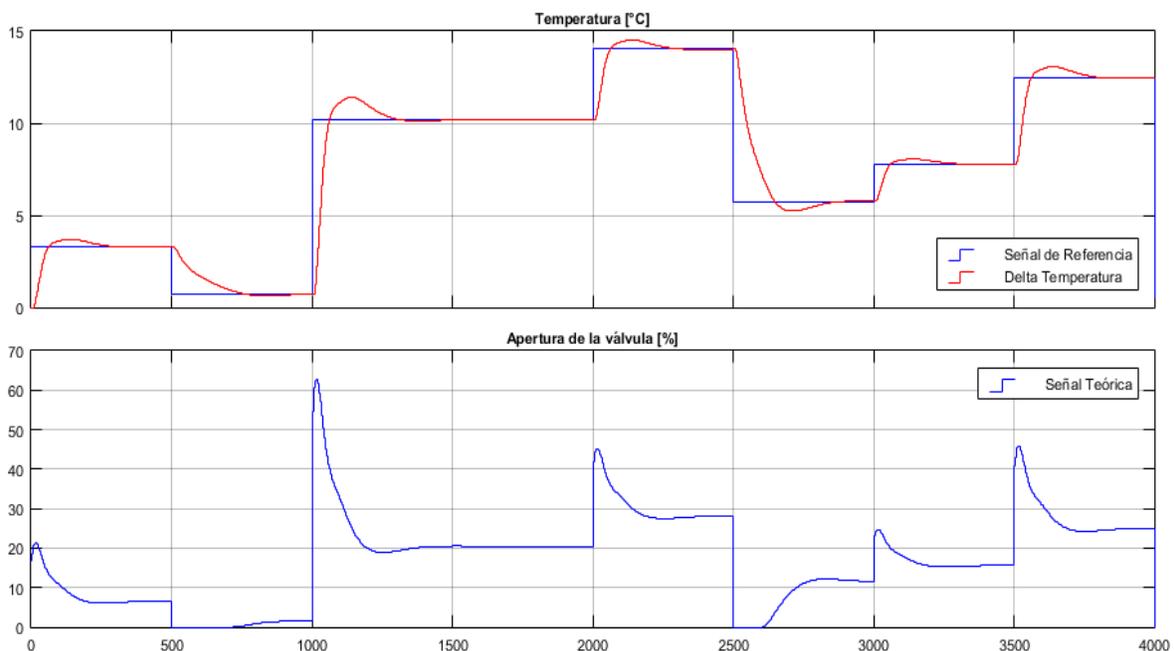
2.1.1.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS

Para el intercambiador de cuatro aletas se sintonizó un controlador cuya ecuación característica fue la siguiente:

$$C(z) = 5 + \left(\frac{0.125}{1-z^{-1}}\right) \quad (2.8)$$

En la figura 26 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador PI se tiene un tiempo de establecimiento de 268 segundos, con un sobrepaso del 13% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 26 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador de aletas.



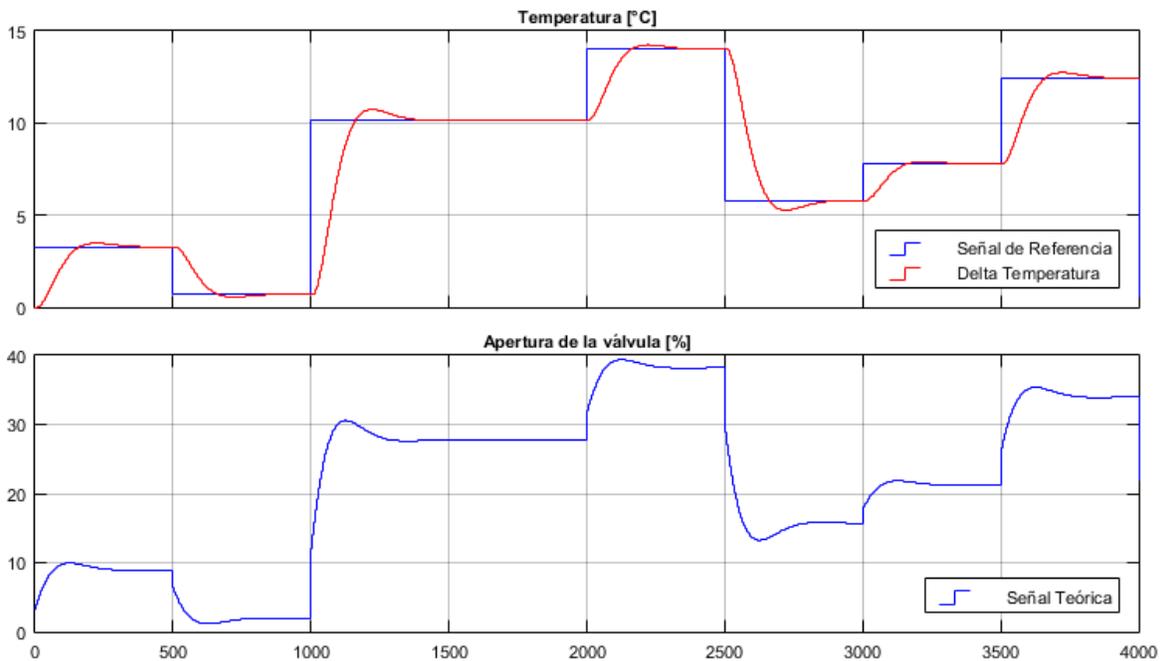
2.1.1.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

Para el intercambiador de cascos y tubos se sintonizó un controlador cuya ecuación característica fue la siguiente:

$$C(z) = 0.9809 + \left(\frac{0.0374}{1-z^{-1}}\right) \quad (2.9)$$

En la figura 27 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador PI se tiene un tiempo de establecimiento de 313 segundos, con un sobrepaso del 5.79% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 27 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control PID – Intercambiador de cascos y tubos.



2.2. CONTROL LINEAL CUADRÁTICO GAUSSIANO (LQG)

El control LQG (del inglés Linear Quadratic Gaussian) es una variante del control LQR (del inglés Linear Quadratic Regulator). Las principales estrategias en el uso de esta estrategia de control consisten en considerar el sistema en estudio mediante su modelo matemático lineal y en utilizar modelos de ruido estocásticos (ruidos de medición y perturbaciones del sistema) con propiedades estadísticas conocidas [11].

Por tanto, la expresión del modelo lineal del sistema, obtenida mediante un procedimiento previo de linealización a partir del modelo no lineal es escrita como:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.10)$$

$$y = Cx + Du \quad (2.11)$$

Donde las matrices A , B , C , D corresponden a las matrices de los sistemas de dimensiones apropiadas; x - son los estados del sistema; u - entradas del sistema.

El propósito de la estrategia de control consiste en encontrar el vector óptimo de señales de control $u(t)$ tal que se minimice la función de coste:

$$J = E \left\{ \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [x^T Q x + u^T R u] dt \right\} \quad (2.12)$$

Donde las matrices de sintonía Q y R son seleccionadas apropiadamente cumpliendo las condiciones de diseño $Q = Q^T \geq 0$ y $R = R^T > 0$. Las matrices Q y R son conocidas como matrices de penalización estado y entrada, respectivamente. Ellas se encargan de dar prioridad bien sea al seguimiento de una trayectoria por parte de los estados o a la penalización de la energía de control requerida por el sistema para alcanzar los objetivos de control deseados.

La solución de problema de control LQG, es decir, hallar el $u(t)$ óptimo, consiste en la determinación de una ganancia estabilizante K , la cual se aplica al sistema mediante una ley de realimentación de estado expresada como:

$$u(t) = -K_r x(t) \quad (2.13)$$

Donde K_r es la matriz de ganancia del controlador.

Con el fin de calcular la matriz K_r , es necesario disponer de la medición de todo el vector de estado, lo cual no es siempre posible. Por lo tanto, es posible diseñar un observador de estados a partir de las mediciones de las salidas de la planta. Este sistema auxiliar se encarga de estimar las trayectorias del sistema con un error y velocidad de convergencia dados mediante el parámetro de diseño K_e , el cual es conocido como la ganancia de estimación.

Así pues, la ley de control es calculada como $u(t) = -K_r \hat{x}(t)$, donde $\hat{x}(t)$ es el vector de estado estimado por el observador. Nótese que los diseños del controlador y estimador pueden ser realizados independientemente. Sin embargo, pueden ser combinados en el diseño final de la arquitectura de control.

Por otro lado, a fin de mejorar la regulación del sistema, es posible agregar al esquema en lazo cerrado un estado dado por un integrador. Esto permite que el error de estado estacionario tienda a cero y, por lo tanto, que la salida de la planta siga más precisamente a la señal de referencia. Así, el diseño de la ley LQG implica la obtención de una ganancia K_r considerando la variable adicional relacionada con el integrador.

Es importante aclarar que en los procesos de temperatura es necesario determinar qué criterios de diseño son importantes en un determinado proceso, al tener que regular variables de temperatura la condición primordial en el diseño del controlador fue la de llegar al punto de consigna, independientemente del tiempo de establecimiento, puesto que son procesos de naturaleza lenta.

2.2.1. DISEÑO CONTROLADOR LQG

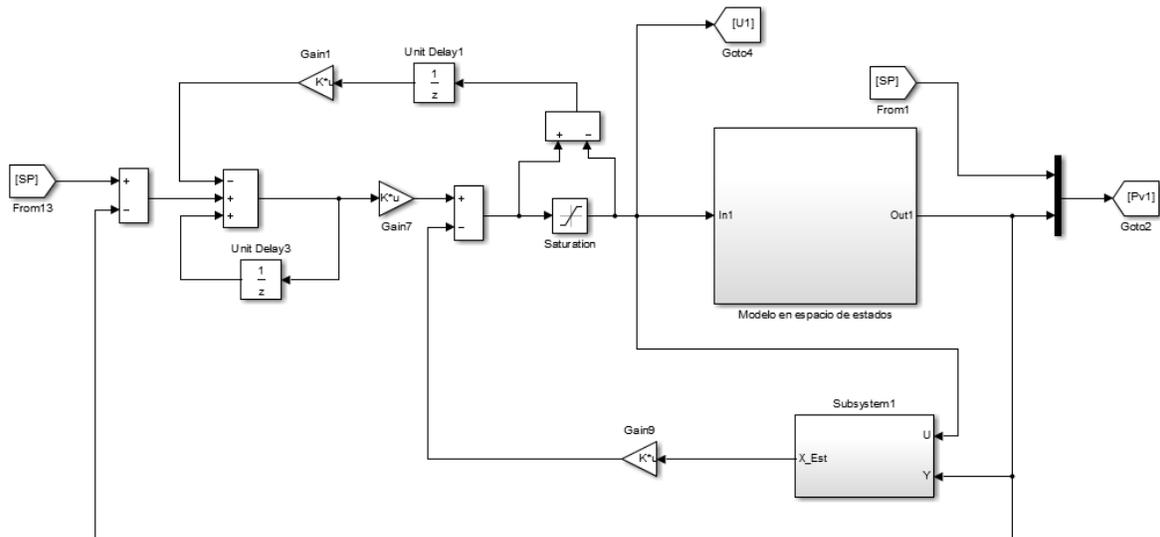
Para el diseño del controlador LQG, se tuvo en cuenta los modelos previamente mencionados de cada uno de los intercambiadores de calor respectivamente. En el

caso del controlador LQG se pretende variar los valores de las matrices Q y R , con el fin de obtener una respuesta lógica y óptima del sistema.

La matriz R permite restringir el comportamiento de la acción de control, hay que recordar que la apertura de la válvula tiene un rango de operación entre 0 y 100%. De la misma forma, la matriz Q permite restringir el comportamiento de la salida, modificando parámetros como tiempo de establecimiento, sobrepaso, tiempo de retardo, etc.

En la figura 28 se observa el sistema de bloques implementado en la herramienta Simulink de Matlab. En dicho esquema se observan parámetros como la ganancia anti-windup que permite reducir el comportamiento de la saturación del actuador, la constante integral K_I que penaliza la entrada, la constante de penalización de los estados K_Q y el modelo en tiempo discreto expresado en espacio de estados.

Figura 28 Esquema de la estrategia de control LQG, con anti-windup y observadores.



La estimación de los estados se ha realizado mediante la implementación de un filtro de Kalman, este filtro se define:

$$X_{ob} = (G1 - K_e \cdot C)X_{ob1} + H1 \cdot U + K_e \cdot PV \quad (2.14)$$

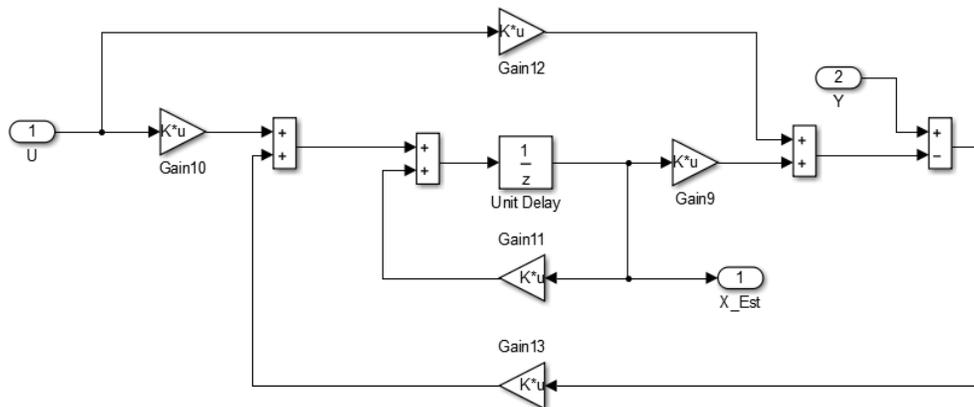
Donde:

- X_{ob} : Estados observados

- GI : Matriz A del modelo lineal discreto
- HI : Matriz B del modelo lineal discreto
- C : Matriz del modelo lineal discreto;
- X_{ob_1} : Valor anterior de la matriz X_{ob}
- U : Señal de control
- PV : Variable del proceso o señal de salida
- K_e : Ganancia de estimación.

En la parte inferior de la figura 28, se observa un subsistema, dicho bloque corresponde a la estimación de los estados adicionales del modelo. En la figura 29, se observa con mayor claridad el bloque correspondiente a la estimación de los estados.

Figura 29 Subsistema correspondiente a la estimación de los estados del modelo.



Para el diseño del filtro del Kalman es necesario generar las matrices de covarianza del sistema, donde Q_n es la matriz de covarianza de la señal de salida y R_n es la matriz de covarianza de la señal de entrada. Para la obtención de los valores de las matrices Q_n y R_n se utilizan los datos de identificación de la señal de entrada y salida, de los cuales se generan los valores de varianza.

Para el diseño de seguimiento es necesario crear una matriz aumentada \hat{G} y \hat{H} , que reemplacen a las matrices G y H en tiempo discreto, referentes a las matrices A y B en tiempo continuo del modelo en espacio de estados. Dichas matrices se crean de la siguiente forma:

$$\hat{G} = \begin{bmatrix} G & Z(n, m) \\ -C \cdot G & I(i, j) \end{bmatrix}; \text{ En donde } \begin{cases} G, \text{ Matriz referetne a la matriz A.} \\ H, \text{ Matriz referente a la matriz B.} \\ Z, \text{ Matriz de ceros.} \\ n, \text{ Número de estados.} \\ m, i \text{ y } j, \text{ Número de integradores.} \\ I, \text{ Matriz de identidad.} \end{cases} \quad (2.15)$$

$$\hat{H} = \begin{bmatrix} H \\ -C \cdot H \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Una vez son creadas estas matrices se introducen en la función de Matlab *dlqr*, dicha función recibe las matrices aumentadas \hat{G} , \hat{H} , Q y R ; la función crea un controlador en lazo cerrado en forma de ganancias K , a partir de un sistema discreto en espacio de estados.

Para el cálculo de las ganancias K_e que multiplican a los estados observados, se utiliza la función *kalman* de Matlab. Dicha función recibe el modelo discreto en espacio de estados que representa a la planta, y las matrices Q_n y R_n correspondientes a la covarianza de la salida y la entrada respectivamente. Es importante aclarar que la respuesta del observador debe ser mayor a la del controlador, de esta forma se garantiza un comportamiento óptimo en la planta.

2.2.1.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

En el diseño del controlador LQG en el intercambiador tipo bayoneta se obtuvieron los siguientes valores de las matrices Q y R , y las dos ganancias K_R y K_Q .

- Q = Una matriz diagonal – cuadrada de 12×12 , cuya diagonal corresponde al valor de 1.0×10^{-6} y su valor en la posición $Q^{12 \times 12} = 0.125$.
- R = [15].
- K_Q = [0.1360, -0.1307, $4.48e - 05$, $-0,00059$, 0.0044 , -0.0050 , 0].
- K_R = [0.0992]

Las matrices de varianza en el filtro kalman son las siguientes:

- $Q_n = [19.3622]$
- $R_n = [407.8046]$

A partir de las matrices de varianza previamente mostradas, se obtiene la ganancia de estimación K_e de la siguiente forma:

- $K_e = [0.0510, 0.0509, 0.0509, 0.0508, 0.0507, 0.0506, 0.0505, 0.0504, 0.0502, 0.0501, 0.0500]$

En la figura 30 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador LQG se tiene un tiempo de establecimiento de 380 segundos, con un sobrepaso del 1.5% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 30 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador tipo bayoneta.

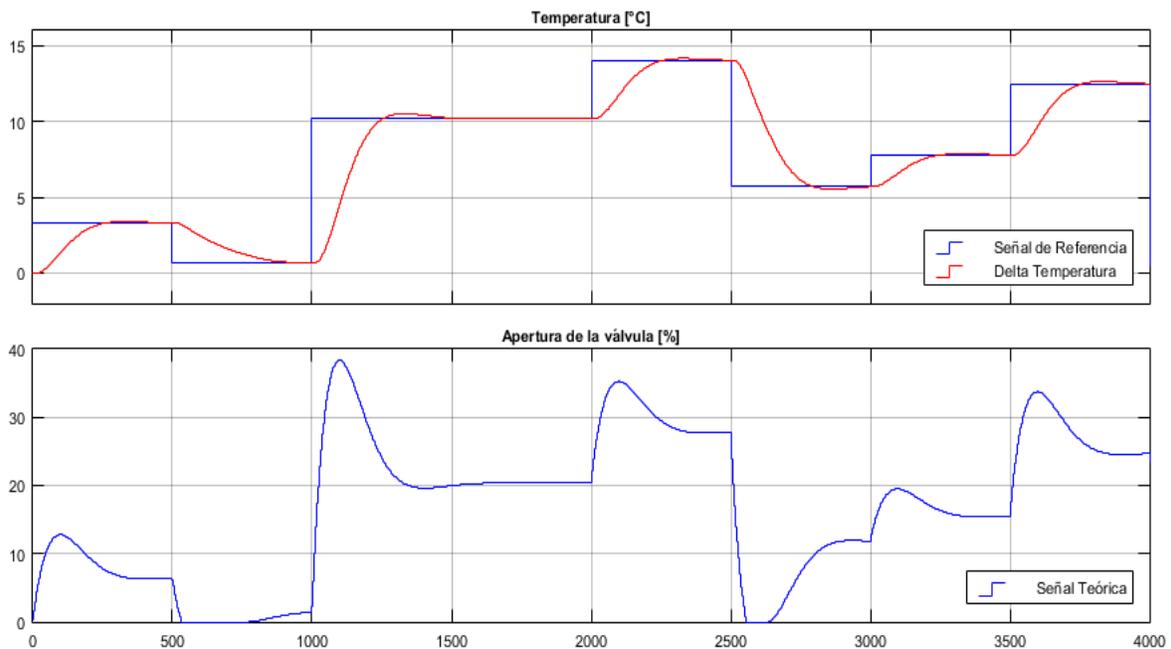
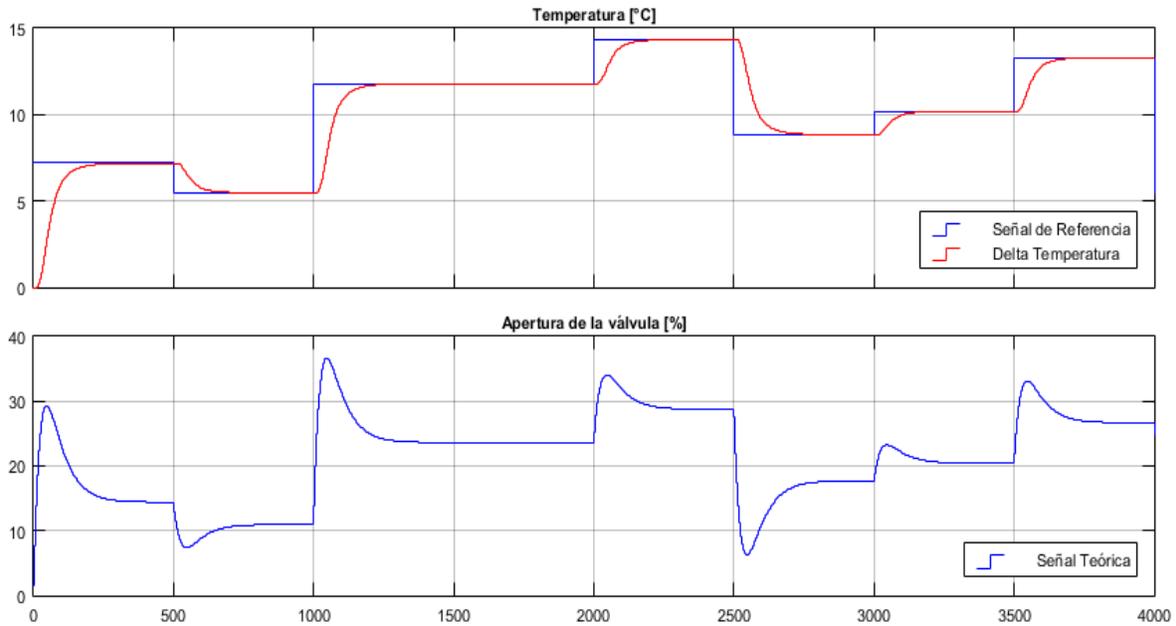


Figura 31 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador de aletas.



2.2.1.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

En el diseño del controlador LQG en el intercambiador de cascos y tubos se obtuvieron los siguientes valores de las matrices Q y R , y las dos ganancias K_R y K_Q .

- Q = Una matriz diagonal – cuadrada de 12×12 , cuya diagonal corresponde al valor de 1.0×10^{-6} y su valor en la posición $Q^{12 \times 12} = 0.001$.
- $R = [0.01]$.
- $K_Q = [0.8391, -0.7557, 0.0022, 0.0022, 0.0022, 0.0022, 0.0022, 0.0022, 0.0022, -0.0038, 0]$.
- $K_R = [0.3080]$

Las matrices de varianza en el filtro kalman son las siguientes:

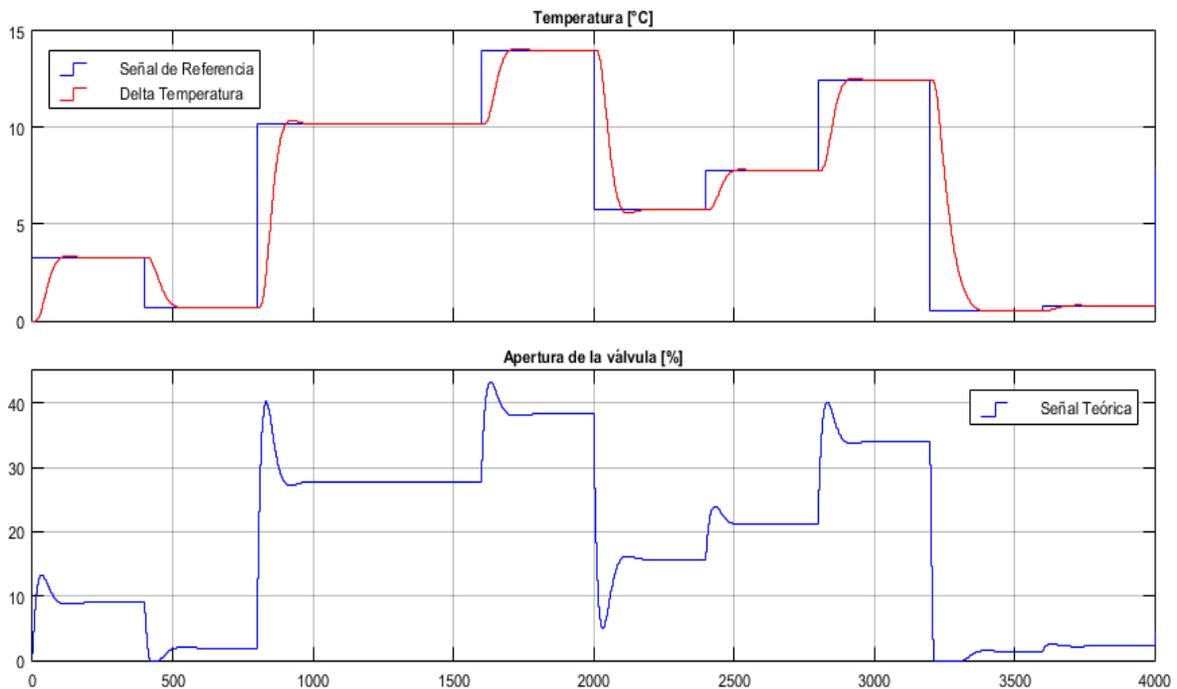
- $Q_n = [20.5848]$
- $R_n = [248.4523]$

A partir de las matrices de varianza previamente mostradas, se obtiene la ganancia de estimación K_e de la siguiente forma:

- $K_e = [0.0125, 0.0126, 0.0127, 0.0127, 0.0128, 0.0128, 0.0129, 0.0129, 0.0129, 0.0129, 0.0129]$

En la figura 32 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador LQG se tiene un tiempo de establecimiento de 140 segundos, con un sobrepaso del 1% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 32 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia. Control LQG – Intercambiador de cascos y tubos.

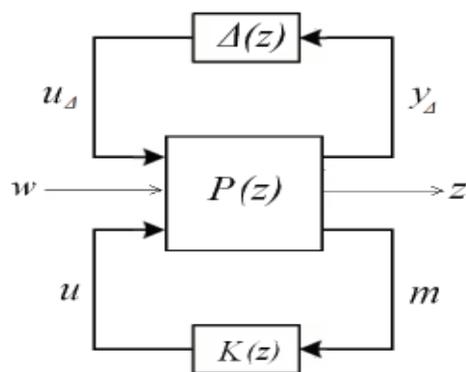


2.3. CONTROL ROBUSTO

En el diseño de controladores para sistemas físicos debe tenerse en cuenta la exactitud del modelo y su complejidad matemática. Los modelos "exactos", si es que se pueden conseguir, requieren demasiado esfuerzo computacional, lo que hace que no sean considerados propicios para propósitos de control. En la práctica, los modelos no lineales de orden muy alto suelen ser linealizados en torno de algún punto de operación y también reducidos para obtener modelos nominales que puedan ajustarse a las limitaciones computacionales o a las restricciones de implementación del controlador. Estas técnicas introducen errores de modelado en la forma de dinámica no modelada, que deben ser tenidos en cuenta en el proceso de cálculo del controlador. Adicionalmente, los parámetros en los modelos nominales y de análisis no son conocidos con precisión y pueden causar inestabilidades en caso de que no se tomen las debidas precauciones [12].

Un controlador robusto puede presentar ventajas en ciertos aspectos como: rechazo a las perturbaciones del sistema, rechazo de ruidos de medida, seguimiento de referencia y reducción de los esfuerzos de control.

Figura 33 Formulación del problema de control robusto.



Donde se definen los siguientes parámetros:

- $P(z)$: modelo nominal.
- $\Delta(z)$: Incertidumbres.

- $K(z)$: Controlador.

2.3.1. CONTROL MIXTO H_2/H_∞

El control H_2/H_∞ es una estrategia de control óptimo que permite diseñar un controlador estabilizante que garantice que el sistema controlado presente un comportamiento óptimo y, al mismo tiempo, que tenga un margen de estabilidad definido con respecto a incertidumbres, es decir, robustez. Así, en la Teoría de Control, el problema de control H_2/H_∞ incorpora las normas H_2 y H_∞ simultáneamente, de forma que se define la minimización de una norma H_2 considerando restricciones en la norma H_∞ . La norma H_2 tiene en cuenta las características de comportamiento del sistema y la norma H_∞ representa una función de transferencia convenientemente escogida con el fin de garantizar estabilidad para una clase de perturbaciones. Mientras que el diseño H_2 resulta en un buen comportamiento nominal, los controladores sólo son eficientes en la planta de diseño, planta que no considera un modelo para el error cometido en el modelado.

Como resultado, el comportamiento alcanzado por sistemas de control H_2 , cuando son implementados en sistemas reales, presentan limitaciones. Para alcanzar niveles adecuados de comportamiento en la implementación, se debe considerar un modelo del error en el modelado cuando se diseña el controlador, tal como se hace en la teoría de diseño de controladores H_∞ .

En el caso del proyecto se usará la norma H_∞ puesto que provee más estabilidad en los controladores implementados en los intercambiadores de calor.

2.3.1.1. DISEÑO DEL CONTROLADOR ROBUSTO

Para el caso del diseño del controlador robusto se estableció una función de transferencia H_∞ convenientemente escogida para cada uno de los intercambiadores de calor respectivamente, y se utilizó la función *loopsyn*. La función usa un método de síntesis de control denominado *loopshaping*, este método es una de las metodologías primarias usadas para el diseño de gran cantidad de controladores. En *loopshaping*, la estructura de control y las ganancias se seleccionan de manera que la magnitud de la respuesta en frecuencia de la función de transferencia en bucle abierto tenga características particulares, o una forma particular.

Dicha función utiliza la norma H_∞ para escoger un controlador a una respectiva planta, en este caso, la planta correspondiente a cada uno de los intercambiadores de calor cuyos modelos matemáticos fueron establecidos en la sección 1.6 del presente libro. En el caso del proyecto se implementó el mismo controlador robusto para los tres intercambiadores de calor gracias a que los tres intercambiadores de calor tienen la misma característica de comportamiento.

Por facilidad de análisis se utilizaron los modelos en tiempo continuo, para esto se utilizó la función de Matlab, *d2c*, que permite pasar de tiempo continuo a discreto una función de transferencia, en este caso se utilizó la aproximación bilineal.

Para el diseño de los controladores robustos se requiere de una función o filtro Gd que castigue en frecuencia el comportamiento de la planta con controlador a lazo abierto. La función filtro para los tres intercambiadores fue la siguiente:

$$Gd(s) = \frac{0.01}{s} \quad (2.17)$$

En los tres intercambiadores de calor se implementó el mismo controlador robusto, debido a la similitud en las características de los comportamientos transitorios de los tres modelos de los intercambiadores de calor.

2.3.1.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BAYONETA

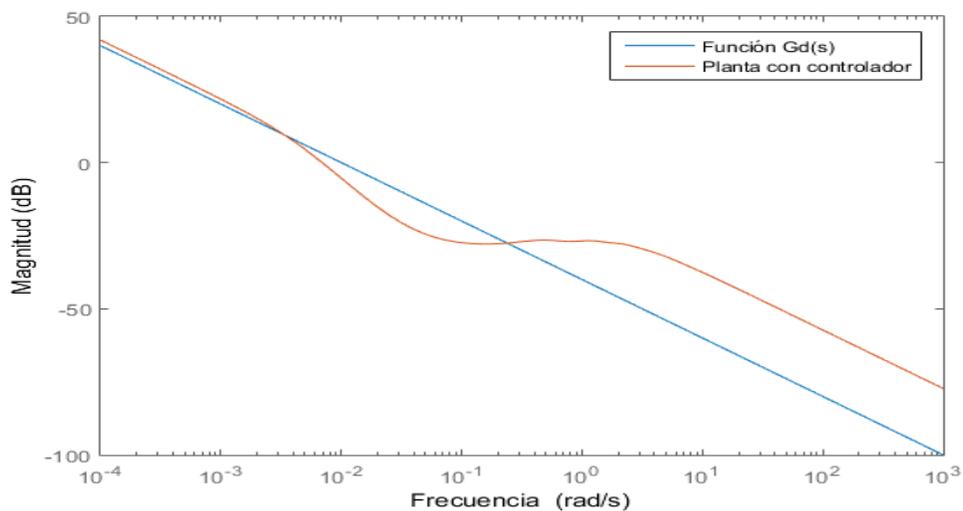
Para el modelo del intercambiador de calor tipo bayoneta obtenido en la sección 1.6.1, se obtuvo el siguiente controlador, expresado en términos de numerador y denominador.

$$\begin{aligned}
 K(z)_{num} = & 7.591 z^{-1} - 34.14 z^{-2} + 68.39 z^{-3} - 82.1 z^{-4} + 67.01 z^{-5} - 39.91 z^{-6} + \\
 & 18.13 z^{-7} - 6.468 z^{-8} + 1.85 z^{-9} - 0.4297 z^{-10} + 0.08184 z^{-11} - 0.01284 z^{-12} + \\
 & 0.001662 z^{-13} - 0.0001772 z^{-14} + 1.547e - 05 z^{-15} - 1.095e - 06 z^{-16} + 6.195e - \\
 & 08 z^{-17} - 2.733e - 09 z^{-18} + 9.064e - 11 z^{-19} - 2.126e - 12 z^{-20} + 3.146e - 14 z^{-21} - \\
 & 2.208e - 16 z^{-22}
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

$$\begin{aligned}
 K(z)_{den} = & -4.329 z^{\wedge} - 1 + 8.505 z^{\wedge} - 2 - 10.2 z^{\wedge} - 3 + 8.448 z^{\wedge} - 4 - 5.196 z^{\wedge} - \\
 & 5 + 2.506 z^{\wedge} - 6 - 1.002 z^{\wedge} - 7 + 0.3464 z^{\wedge} - 8 - 0.101 z^{\wedge} - 9 + 0.02262 z^{\wedge} - 10 - \\
 & 0.003346 z^{\wedge} - 11 + 0.0002042 z^{\wedge} - 12 + 2.964e - 05 z^{\wedge} - 13 - 8.185e - 06 z^{\wedge} - 14 + \\
 & 7.575e - 07 z^{\wedge} - 15 - 1.055e - 08 z^{\wedge} - 16 - 4.36e - 09 z^{\wedge} - 17 + 4.346e - 10 z^{\wedge} - \\
 & 18 - 1.76e - 11 z^{\wedge} - 19 + 2.451e - 13 z^{\wedge} - 20 + 1.472e - 15 z^{\wedge} - 21 + 2.714e - \\
 & 18 z^{\wedge} - 22
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

Para apreciar mejor el comportamiento de la función de castigo $G_d(s)$ la figura 34 muestra como la planta con controlador a lazo abierto debe seguir en frecuencia el comportamiento de la función de castigo de la siguiente forma:

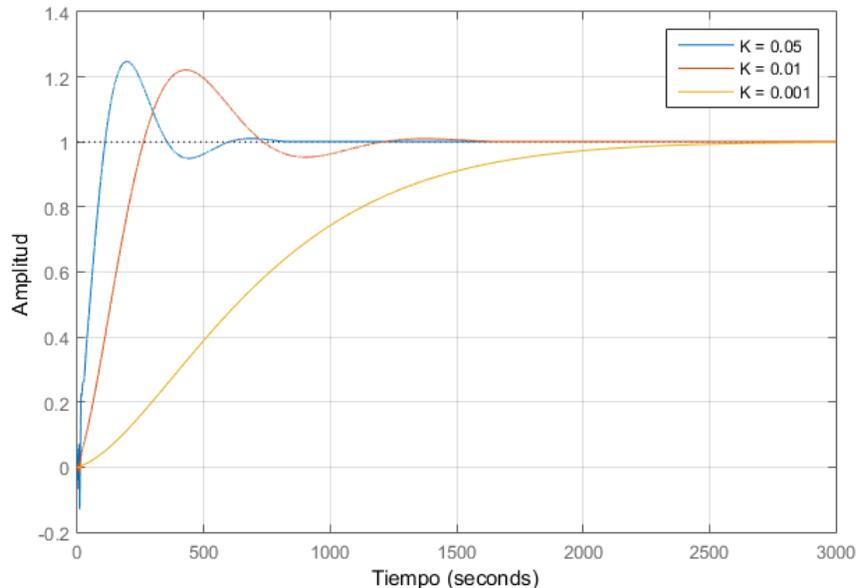
Figura 34 Superposición en frecuencia de la función de castigo $G_d(s)$ y la planta con controlador a lazo abierto.



Este comportamiento se aplica a todos los intercambiadores de calor.

En la figura 35 se puede apreciar la variación en la respuesta transitoria del intercambiador tipo bayoneta, al modificar la ganancia en la función de castigo $Gd(s)$.

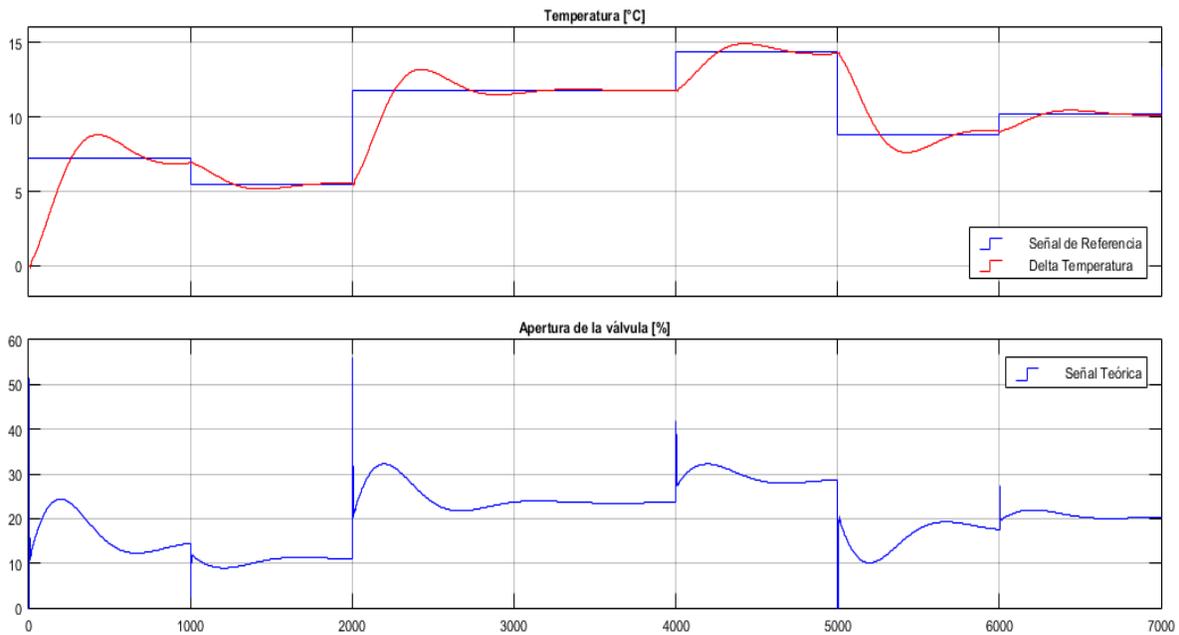
Figura 35 Cambio en la repuesta transitoria, al realizar modificaciones en la ganancia de la función de castigo $Gd(s)$.



La ganancia de 0,05 presenta un comportamiento demasiado rápido por lo que las acciones de control son muy fuertes y pueden generar inestabilidad. La ganancia de 0,001 presenta un comportamiento demasiado lento para el comportamiento real del sistema. La ganancia de 0,01 fue la que obtuvo un mejor comportamiento, debido a esto, se escogió dicha ganancia para trabajar los controladores robustos.

En la figura 36 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador robusto se tiene un tiempo de establecimiento de 700 segundos, presenta sobrepaso de 16% la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 36 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador tipo bayoneta.

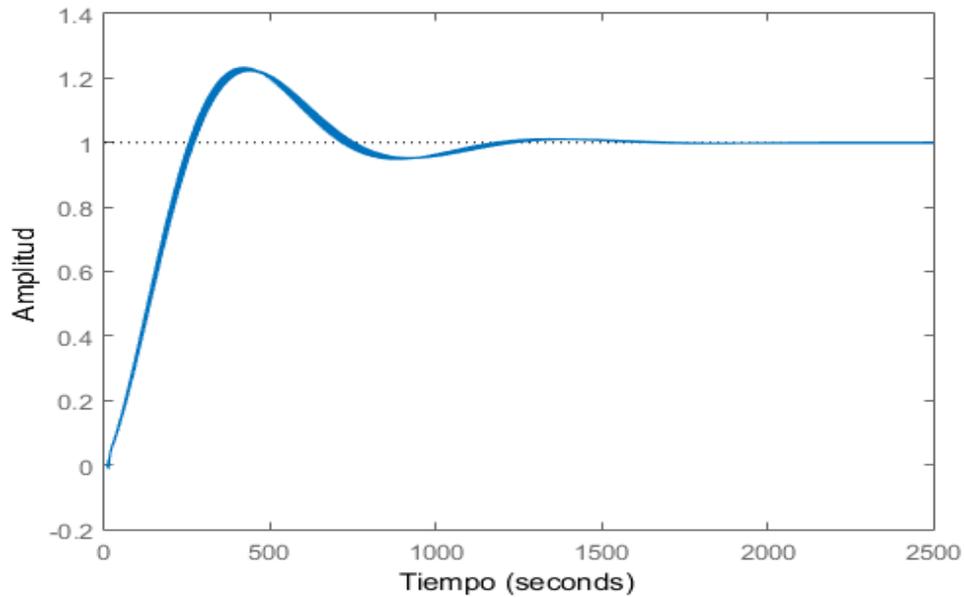


Para el análisis de incertidumbre del intercambiador de calor tipo bayoneta se utilizó el modelo de la planta obtenido anteriormente en continua de la siguiente forma:

$$G(s) = e^{-9s} \frac{a (s - b) (s - c) (s - d) (s + e)}{(s + f)^2 (s + g) (s + h)}$$

Para el análisis de incertidumbre del modelo, se aplicó incertidumbre a cada uno de los parámetros del modelo con un rango de +2 y -2%, la figura 37 muestra las variaciones de la señal de salida a lazo cerrado con el controlador frente a cambios en los parámetros de la función de transferencia del modelo con la incertidumbre previamente mencionada.

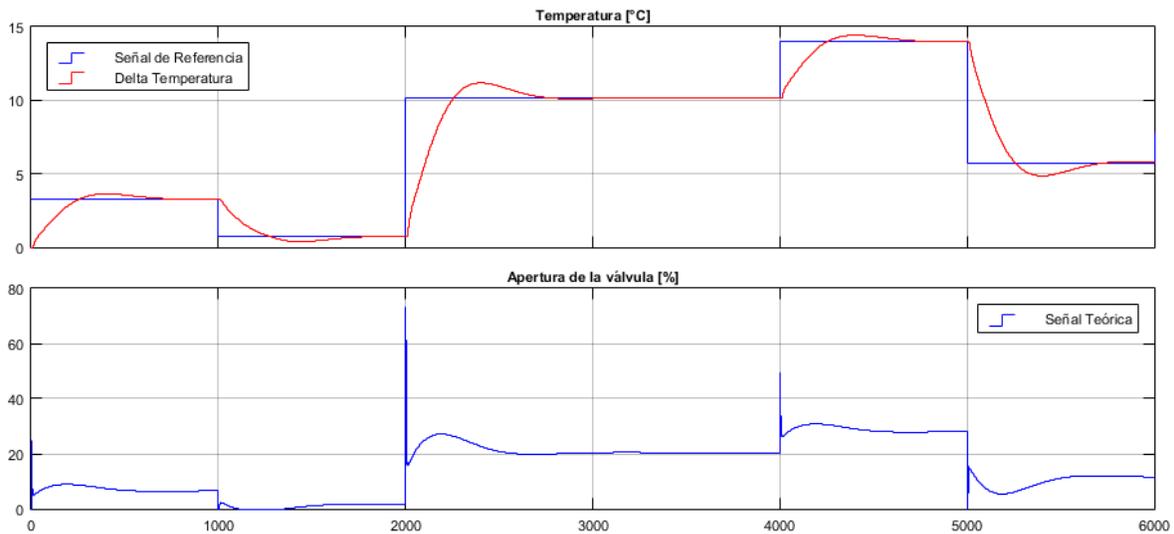
Figura 37 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor tipo bayoneta con incertidumbre.



2.3.1.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE ALETAS

La metodología implementada en el intercambiador tipo bayoneta es la misma en el caso del intercambiador de aletas. En la figura 38 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador robusto se tiene un tiempo de establecimiento de 600 segundos, con un sobrepaso del 10% en la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 38 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador de cuatro aletas.

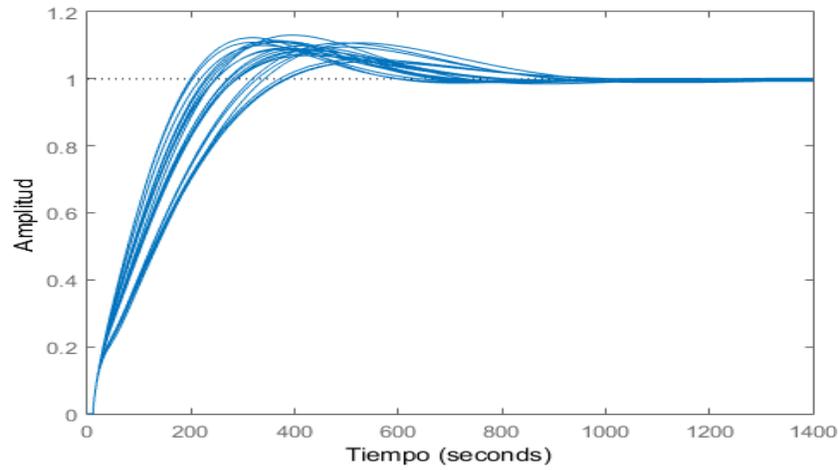


Para el análisis de incertidumbre del intercambiador de calor de cuatro aletas, se utilizó el modelo de la planta obtenido anteriormente en continua de la siguiente forma:

$$G(s) = e^{-9s} \frac{a(s-b)(s+c)(s+d)(s+e)}{(s+f)^2(s+g)(s^2+hs+l)}$$

Para el análisis de incertidumbre del modelo, se aplicó incertidumbre a cada uno de los parámetros del modelo con un rango de +0.1 y -0.1% puesto que el modelo es más susceptible a incertidumbres. La figura 39 muestra las variaciones de la señal de salida a lazo cerrado con el controlador frente a cambios en los parámetros de la función de transferencia del modelo con la incertidumbre previamente mencionada.

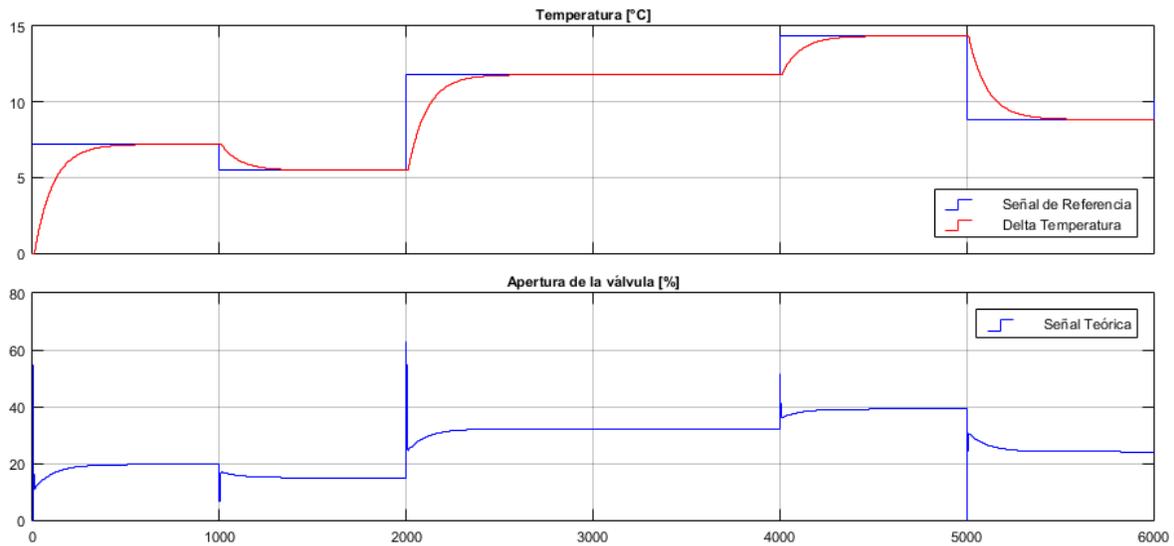
Figura 39 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor de aletas con incertidumbre.



2.3.1.4. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

La metodología implementada en el intercambiador tipo bayoneta es la misma en el caso del intercambiador de aletas. En la figura 40 se aprecia la respuesta del controlador frente a cambios en la señal de referencia, en este caso deltas de temperatura con la temperatura de entrada del agua al intercambiador respectivo como referencia, en la parte inferior se observa el comportamiento en la acción de control referente al porcentaje de apertura de la válvula. Se puede apreciar que en lazo cerrado con el controlador robusto se tiene un tiempo de establecimiento de 450 segundos, no presenta sobrepaso la señal de salida del modelo, referente a la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor respectivo.

Figura 40 Comportamiento de la planta con controlador frente a cambios en la señal de referencia en el intercambiador de cascos y tubos.

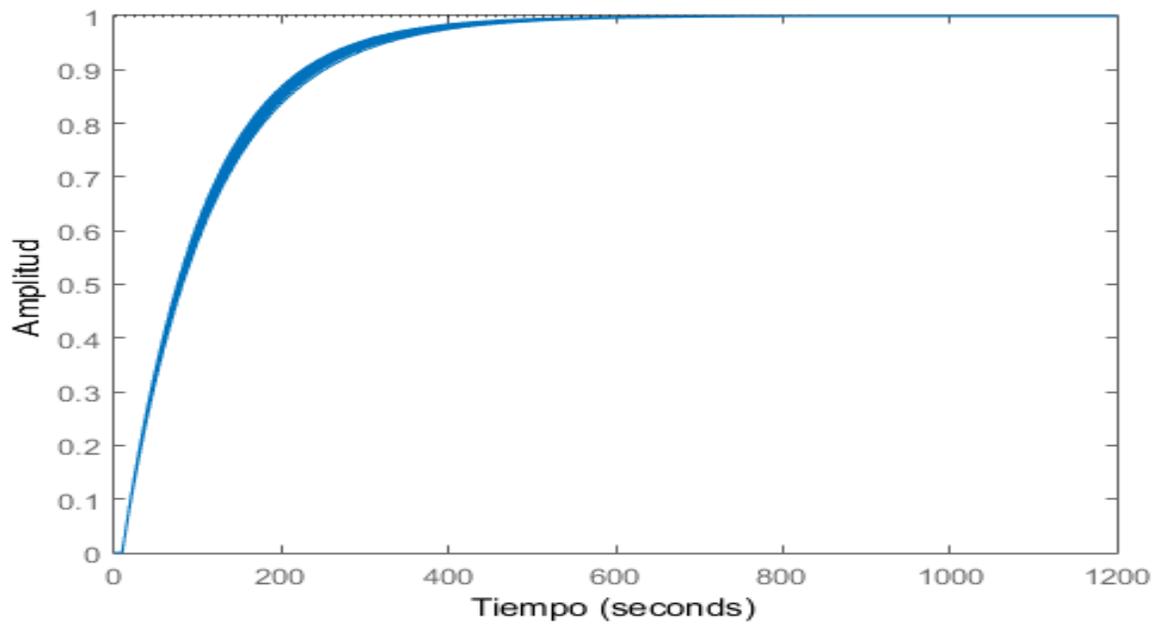


Para el análisis de incertidumbre del intercambiador de cascos y tubos, se utilizó el modelo de la planta obtenido anteriormente en continua de la siguiente forma:

$$G(s) = e^{-9s} \frac{a(s+b)}{(s+c)(s+d)}$$

Para el análisis de incertidumbre del modelo, se aplicó incertidumbre a cada uno de los parámetros del modelo con un rango de +2 y -2%, la figura 41 muestra las variaciones de la señal de salida a lazo cerrado con el controlador frente a cambios en los parámetros de la función de transferencia del modelo con la incertidumbre previamente mencionada.

Figura 41 Cambios en la respuesta transitoria del modelo del intercambiador de calor de cascos y tubos con incertidumbre.



3. IMPLEMENTACION

En este capítulo se presentarán temas relacionados con los sistemas de control distribuido y como se aplican al laboratorio planta piloto de la Universidad Autónoma de Bucaramanga (UNAB), a través del sistema Emerson Delta-V.

3.1. SISTEMAS DE CONTROL DISTRIBUIDO EMERSON DELTA V

Un Sistema de Control Distribuido (SCD) es aquel que usualmente se refiere a procesos de manufactura, de grandes industrias o cualquier tipo de Sistema Dinámico, son fundamentalmente aquellos que operan en tiempo continuo y en el que los elementos de control no se encuentran centralizados en una locación específica, sino que se encuentran instalados a través de todo el sistema, en donde cada componente o subsistema es controlado por uno o más controladores, con el fin de utilizar uno de ellos para uno o más lazos de regulación en el propio sistema.

Emerson Delta V, es un sistema DCS que ofrece un software y hardware de control avanzado para plantas industriales. El sistema Delta V se puede implementar tanto en plantas discretas como analógicas, trabajando con diferentes protocolos de comunicación [13].

Los dispositivos de control se interconectan en forma de una red conectada a un sistema remoto de adquisición de datos (SCADA) que se encarga de la supervisión. Además, el usuario puede ingresar los valores deseados de las variables y realizar el monitoreo del proceso por medio de una Interfaz Humano-Máquina (IHM) [14].

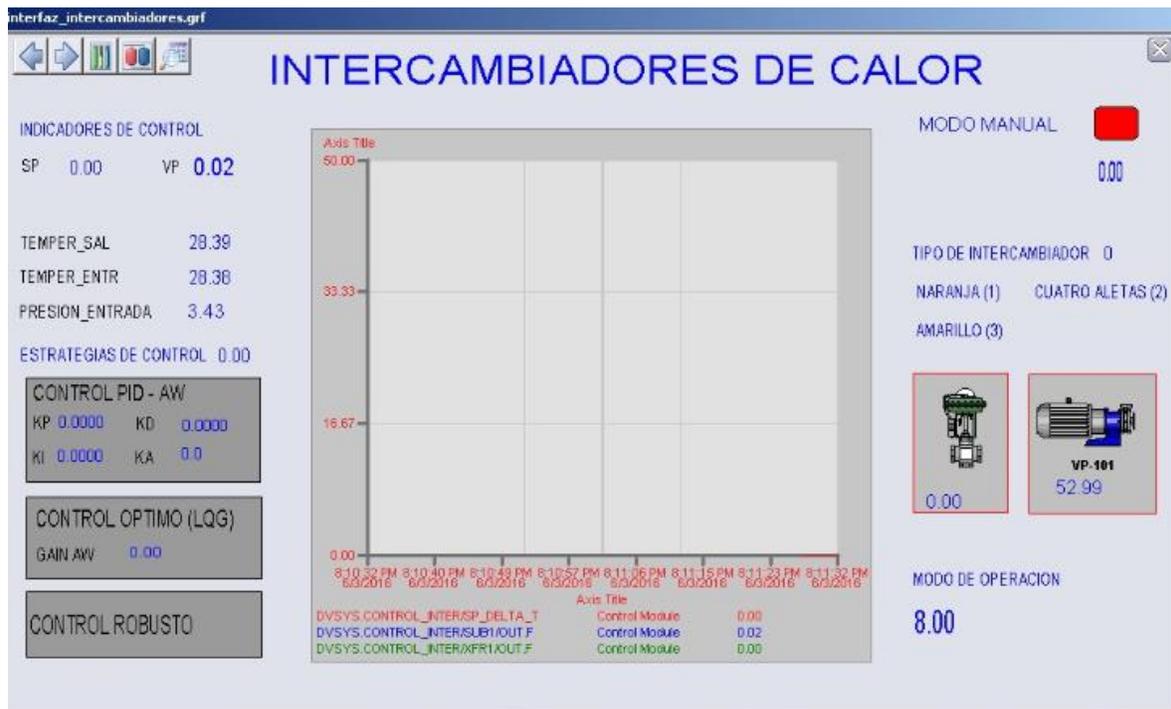
Para las etapas de programación, configuración de instrumentación, diseño de interfaces gráficas, sintonización de lazos y administración del sistema, Delta V cuenta con una diversidad de software, enlazados entre sí, que permiten el

cumplimiento de estas funciones. Las herramientas principales del sistema son el Delta V Explorer, Delta V Control Studio, AMS Device Manager, Delta V Operate y Delta V Insight.

3.2. INTERFAZ HMI

En la industria se observan diversos métodos que le permiten a un determinado operario manipular la planta de una forma sencilla por medio de una interfaz gráfica. En el caso del proyecto se vio la necesidad de crear una interfaz HMI que le permita a cualquier persona, sea estudiante o profesor, manipular el comportamiento de los intercambiadores de calor para un óptimo resultado. En la figura 42 se presenta la gráfica correspondiente a la interfaz HMI creada en el software DeltaV.

Figura 42 Interfaz HMI creada para la manipulación de los tres intercambiadores de calor respectivos.



Vale aclarar que todas las variables que se presentan en la interfaz se están actualizando constantemente para permitir un correcto funcionamiento de la planta.

En la interfaz se observan unos indicadores de control de la siguiente forma:

- SP: Corresponde al valor de Set-Point o valor de referencia al cual se quiere que la salida siga.
- VP: Corresponde a la variable del proceso, en este caso el delta de temperaturas entre la salida y la entrada del intercambiador respectivo.
- TEMPER_SAL: Corresponde al valor de la temperatura de salida del agua en el intercambiador con el que se esté trabajando.
- TEMPER_ENTR: Corresponde al valor de la temperatura de entrada del agua en el intercambiador con el que se esté trabajando.
- PRESION_ENTRADA: Corresponde al valor de la presión de vapor a la entrada del intercambiador de calor, este parámetro se puso como indicador cuando puede indicar cuando hay obstrucción en la línea de operación.

Debajo de los indicadores de control se tienen las estrategias de control, una por cada controlador implementado en cada intercambiador de calor respectivo, dichas estrategias están ubicadas de la siguiente forma:

- Al introducir el valor de 1, se utilizará el controlador PID – AW programado, en este caso, el operario debe introducir las constantes previamente definidas (Sección. 2.1.1.).
- Al introducir el valor de 2, se utilizará el controlador óptimo LQG, en este caso el operario solo debe introducir una ganancia Anti Windup.
- Al introducir el valor de 3, se utilizará el controlador robusto, en este caso el operario no debe introducir ningún parámetro.

A la parte derecha de la interfaz se tiene un botón que permite cambiar el modo de operación en este caso entre manual y automático, rojo para automático y verde en modo manual.

Justo debajo de la selección de modo de operación se tiene el tipo de intercambiador de la siguiente forma:

- Al seleccionar el valor de 1, se trabajará con el intercambiador de cascos y tubos.

- Al seleccionar el valor de 2, se trabajará con el intercambiador de cuatro aletas.
- Al seleccionar el valor de 3, se trabajará con el intercambiador de tipo bayoneta.

Debajo se tienen los módulos de la válvula y la bomba, para regular de forma manual el porcentaje de apertura y el flujo de caudal de agua.

En el software DeltaV se tienen diferentes métodos para regular los diferentes procesos y un solo actuador en el laboratorio de planta piloto que hace referencia a la válvula reguladora del flujo de vapor, por esta razón, se debe seleccionar una forma de operación deseada, en el caso del proyecto se selecciona la salida No. 8 que es el modo de operación que aparece en la interfaz HMI en la parte inferior derecha.

3.3. RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación, se mostrarán los resultados de los controladores implementados a cada intercambiador de calor respectivamente. En este caso se hará una evaluación con índices de error sobre los modelos con perturbaciones para determinar que controlador tiene mejor comportamiento por cada uno de los intercambiadores de calor.

3.3.1. INTERCAMBIADOR TIPO BAYONETA

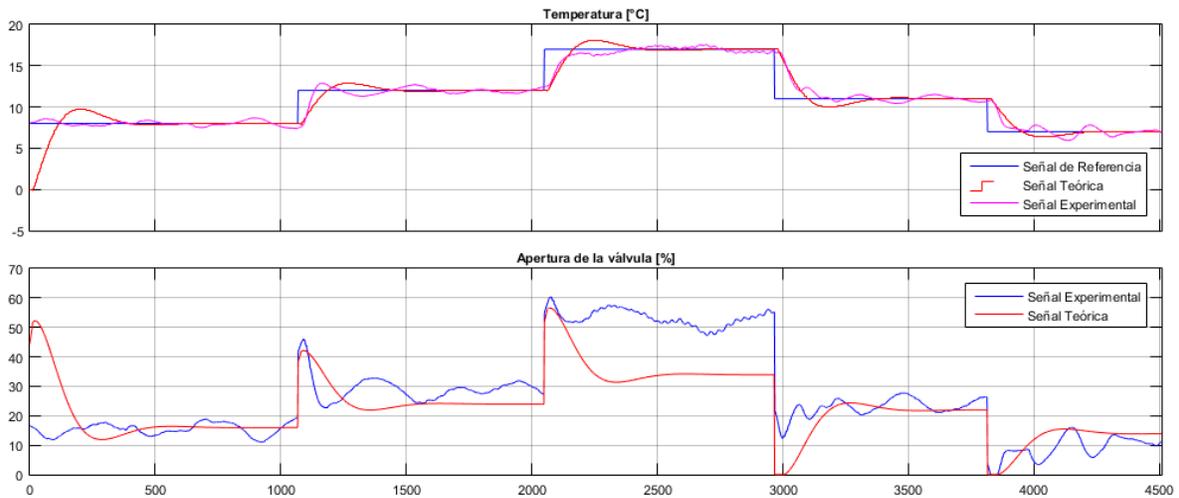
Una vez implementados los tres controladores para el intercambiador tipo bayoneta se procede a superponer los datos obtenidos con las simulaciones del modelo, la idea es demostrar que el modelo se adecua lo más parecido a la realidad, de esta forma se realiza una validación de los datos basados en el modelo teórico.

3.3.1.1. CONTROL PID

Para implementar el controlador PID en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.1 junto con las constantes K_p , K_I y K_D obtenidas en la sección 2.1.1.1.

En la figura 43 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar. En la entrada es difícil lograr que el modelo experimental arranque desde un delta de 0, por lo que se observa esa pequeña diferencia entre el modelo simulado y los datos tomados experimentalmente. También es importante aclarar que por la característica física de retardo que tienen los intercambiadores de calor se presentan oscilaciones en el punto de consigna naturales, la idea es reducir ese rango de oscilaciones a +2 y -2 °C. De la misma forma se puede apreciar el comportamiento de las acciones de control -teórica y experimental-, se debe recordar que la acción de control hace referencia a el porcentaje de apertura de la válvula reguladora de flujo de vapor en el laboratorio de planta piloto. En el laboratorio de planta piloto se presenta una perturbación inherente al sistema debido al controlador ON-OFF que tiene la caldera. Dicho controlador genera oscilaciones en la presión generada por la caldera por lo que el flujo de vapor presenta constantemente variaciones en su comportamiento. Debido a esta característica se observan variaciones en el comportamiento de tipo oscilatorias, en la temperatura del agua a la salida de los intercambiadores de calor respectivos.

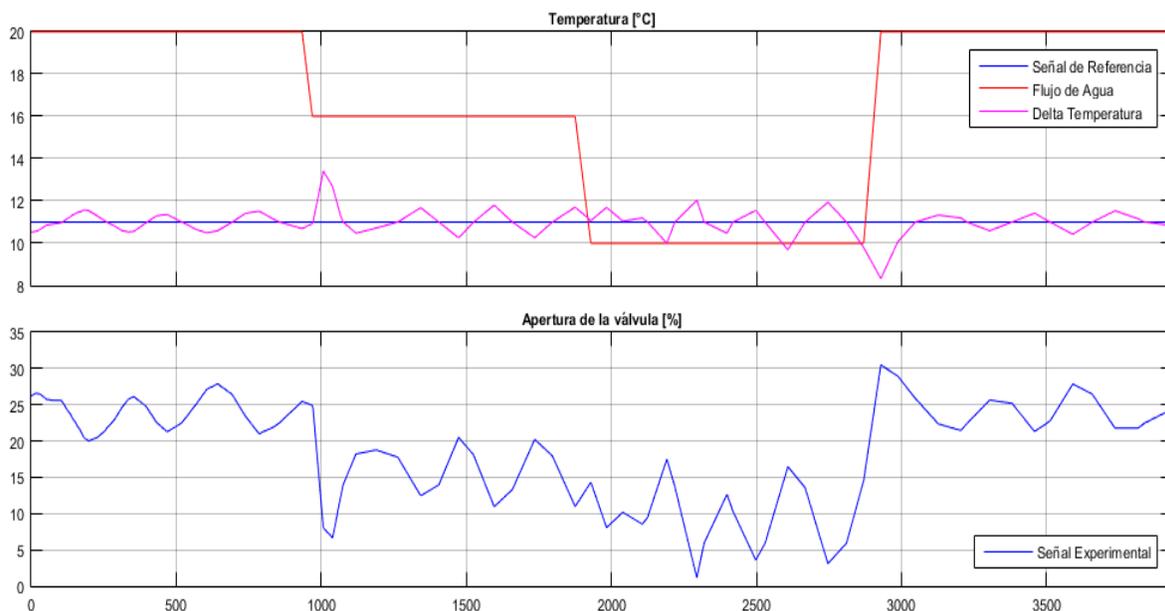
Figura 43 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador tipo bayoneta.



Es importante notar que existe una región en la cual el modelo tiene mayor validez, se observa en el tercer escalón que las acciones de control no son del todo iguales, este comportamiento es debido a las zonas de operación de los intercambiadores, sin embargo, a pesar de estar característica se observa que experimentalmente el controlador logró llegar a su punto de referencia.

En la figura 44 se podrá apreciar el comportamiento de la planta con el controlador frente a perturbaciones, en este caso, cambios en el flujo de caudal de agua.

Figura 44 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador tipo bayoneta.



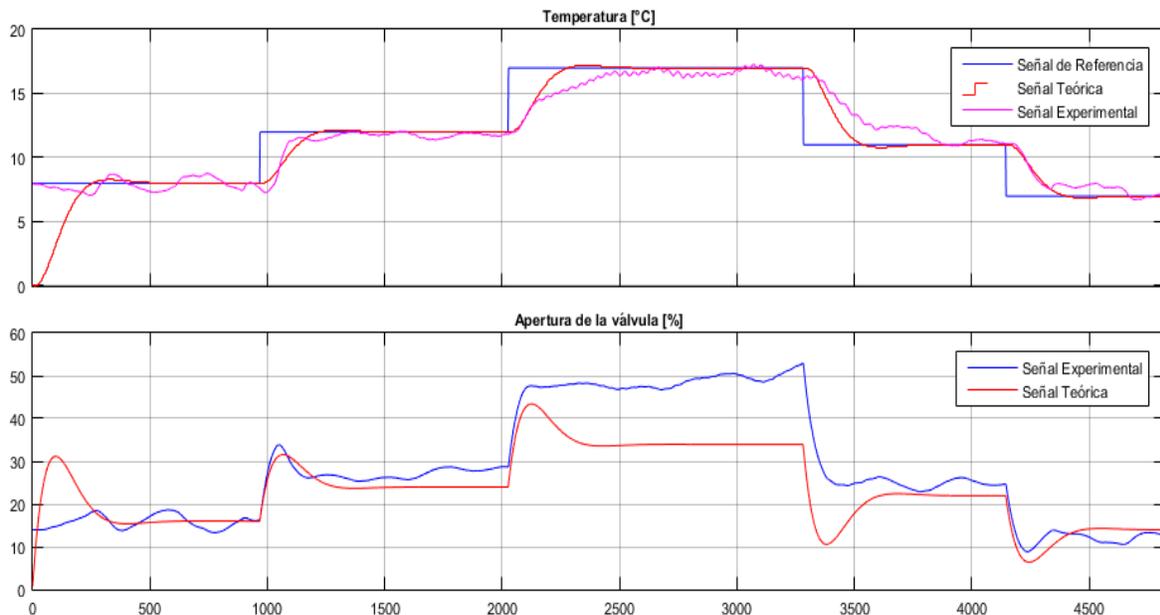
Se observa que, al cambiar el flujo de agua de 20 a 10 galones por minuto, la planta presenta oscilaciones considerables. En los otros casos se conservan los límites establecidos en el diseño de +2 y -2 °C de diferencia.

3.3.1.2. CONTROL LQG

Para implementar el controlador LQG en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.1 junto con los parámetros obtenidos en la sección 2.2.1.1.

En la figura 45 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

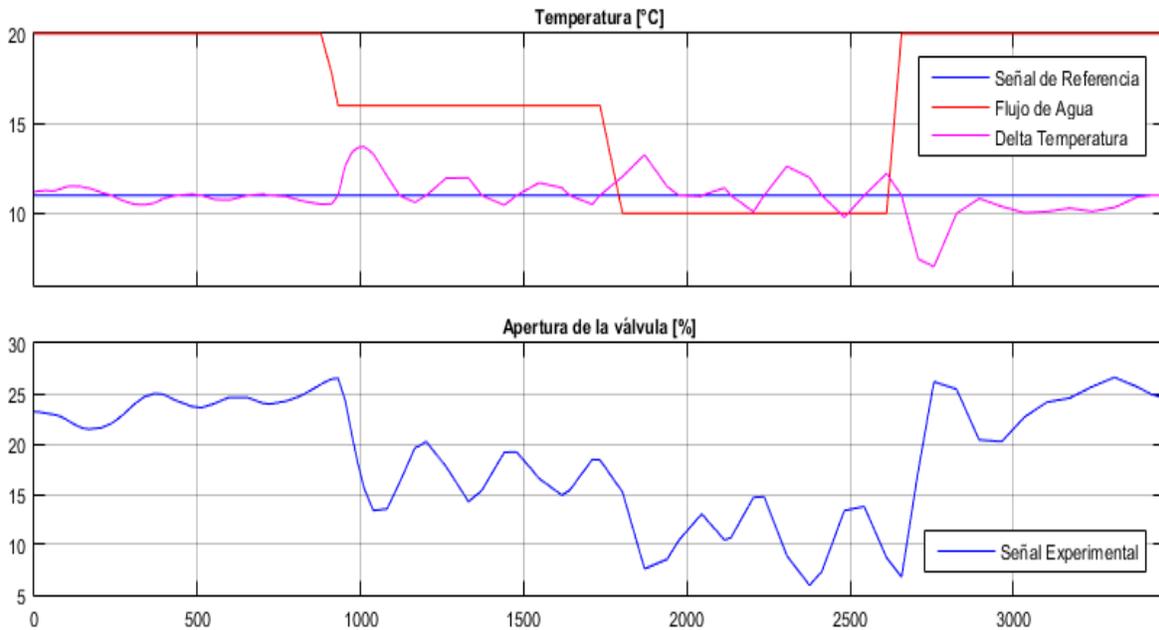
Figura 45 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador tipo bayoneta.



Se observa que el diseño de este controlador no genera sobrepasos en los datos teóricos y experimentales, de la misma forma que el controlador PID se observa que en el tercer escalón no se tiene un comportamiento 100% similar en la acción de control, a pesar de esto, el controlador logró llevar al punto de consigna el valor deseado experimentalmente.

De la misma forma que el controlador PID, la figura 46 muestra el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 46 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador tipo bayoneta.



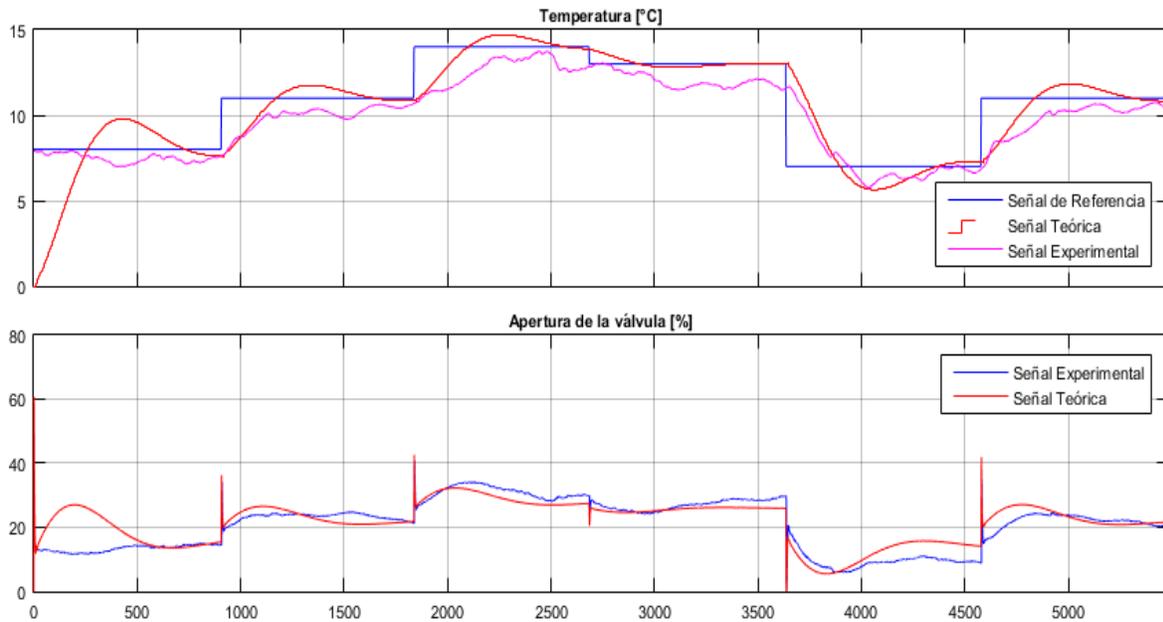
A diferencia del resultado en el controlador PID, se observa que el control LQG reduce el comportamiento oscilatorio de la planta frente a perturbaciones.

3.3.1.3. CONTROL ROBUSTO

Para implementar el controlador robusto en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.1, con el controlador mostrado en la sección 2.3.2.

En la figura 47 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

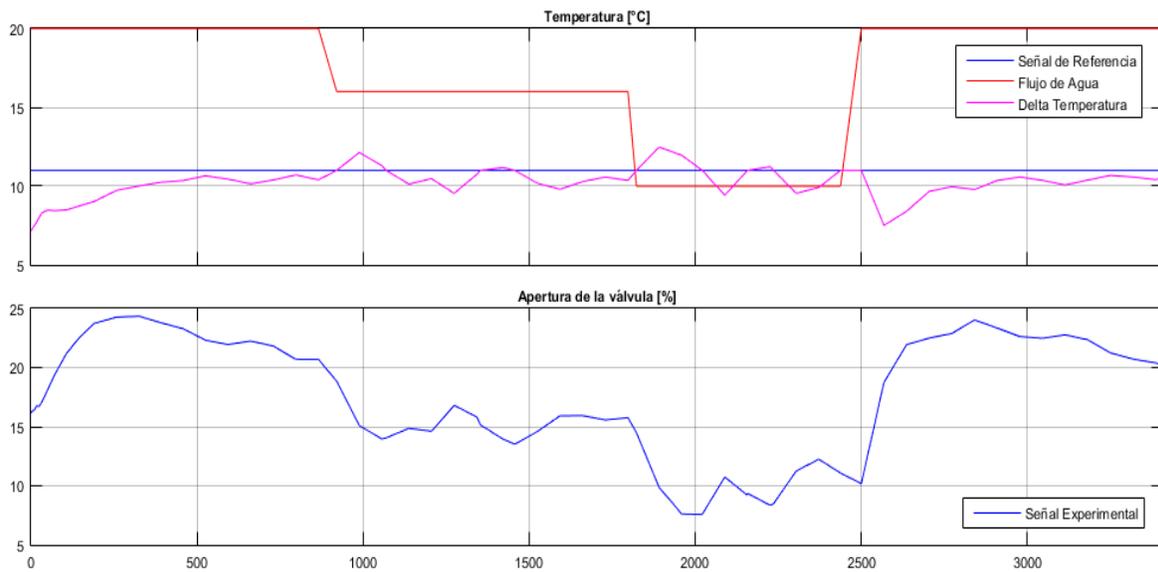
Figura 47 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador tipo bayoneta.



En cuanto al intercambiador robusto se observa exactitud en las acciones de control teórica y experimental, lo que indica que la implementación del controlador y su modelo son semejantes. A pesar de esto se observa un error en estado estable de un grado en la temperatura, independientemente de esto, este comportamiento entra en el rango de temperaturas acordadas en el diseño de los controladores en donde se acota la temperatura del agua en zonas de operación de +2 y -2 °C alrededor del punto de referencia.

De la misma forma que el controlador PID, la figura 48 muestra el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 48 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador tipo bayoneta.



De igual forma el controlador robusto reduce las oscilaciones en el comportamiento de la planta.

3.3.1.4. INDICES DE ERROR

Los índices de comportamiento se definen como un valor que sirve como parámetro para evaluar la calidad de la respuesta de un sistema ante una entrada. Así, la definición del controlador óptimo dependerá del mejor índice de comportamiento que se pueda lograr, donde el mejor índice será el que tenga el mínimo criterio, es decir, el mínimo rango de error. Para esta prueba se aplicaron cuatro índices de desempeño:

- Integral del error absoluto (IAE) que está dada por la ecuación:

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt$$

- Integral del error cuadrático (ISE) que está dado por la ecuación:

$$ISE = \int_0^{\infty} e(t)^2 dt$$

- Integral del tiempo por el error absoluto (ITAE) que está dado por la ecuación:

$$ITAE = \int_0^{\infty} t|e(t)| dt$$

- Integral del tiempo por el error cuadrático (ITSE) que está dado por la ecuación:

$$ITSE = \int_0^{\infty} t \cdot e(t)^2 dt$$

La tabla 4 presenta los resultados obtenidos por los índices previamente mencionados.

Tabla 4 Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador tipo bayoneta.

| | ISE | ITSE | ITAE | IAE |
|----------------|-----------|-----------|-----------|------|
| PID | 4386 | 1.125e+07 | 5.772e+06 | 2346 |
| LQG | 1.148e+04 | 3.176e+07 | 1.227e+07 | 4574 |
| ROBUSTO | 9608 | 2.857e+06 | 1.596e+06 | 5617 |

Según los datos mostrados en la tabla 4, el controlador PID resulta ser la mejor opción en la implementación del intercambiador respectivo, sin embargo, el controlador LQG presenta a su vez un comportamiento sobresaliente frente a las perturbaciones del sistema y los puntos de referencia en la etapa de seguimiento.

3.3.2. INTERCAMBIADOR DE ALETAS

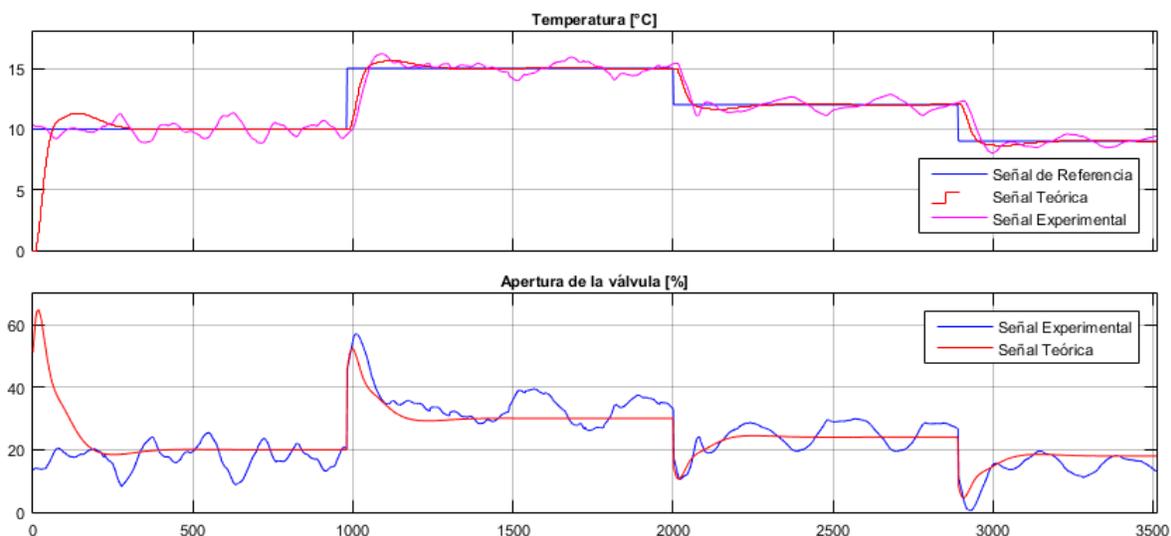
Una vez implementados los tres controladores para el intercambiador de cuatro aletas, se procede a superponer los datos obtenidos con las simulaciones del modelo, la idea es demostrar que el modelo se adecua lo más parecido a la realidad, de esta forma se realiza una validación de los datos basados en el modelo teórico.

3.3.2.1. CONTROL PID

Para implementar el controlador PID en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.2 junto con las constantes K_P , K_I y K_D obtenidas en la sección 2.1.1.2.

En la figura 49 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

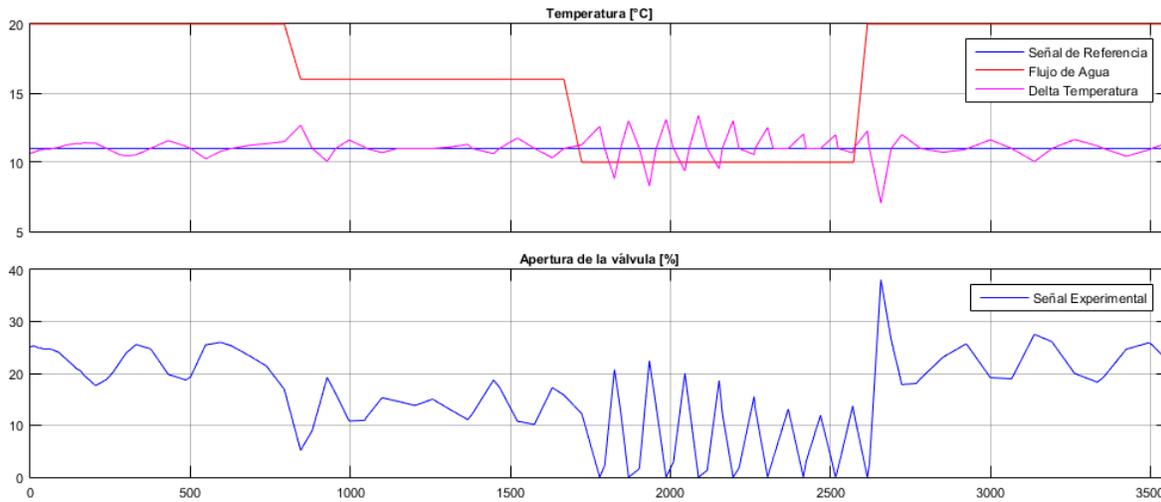
Figura 49 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador de aletas.



Como se observa en la figura 49 el comportamiento del modelo se adapta a la perfección con el comportamiento real del sistema, se observa que la acción de control teórica sigue la media de los datos experimentales y que se mantiene el punto de consigna especificado.

En la figura 50 se podrá apreciar el comportamiento de la planta con el controlador frente a perturbaciones, en este caso, cambios en el flujo de caudal de agua.

Figura 50 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador de aletas.



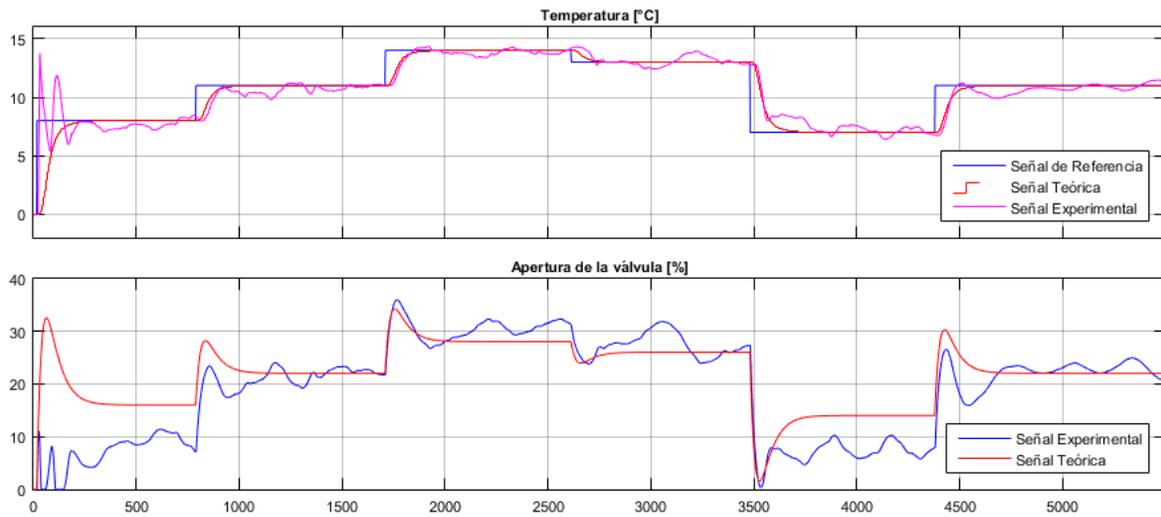
Se observa que, al cambiar el flujo de agua de 20 a 10 galones por minuto, la planta presenta oscilaciones considerables. En los otros casos se conservan los límites establecidos en el diseño de +2 y -2 °C de diferencia.

3.3.2.2. CONTROL LQG

Para implementar el controlador LQG en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.2 junto con los parámetros obtenidos en la sección 2.2.1.2.

En la figura 51 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

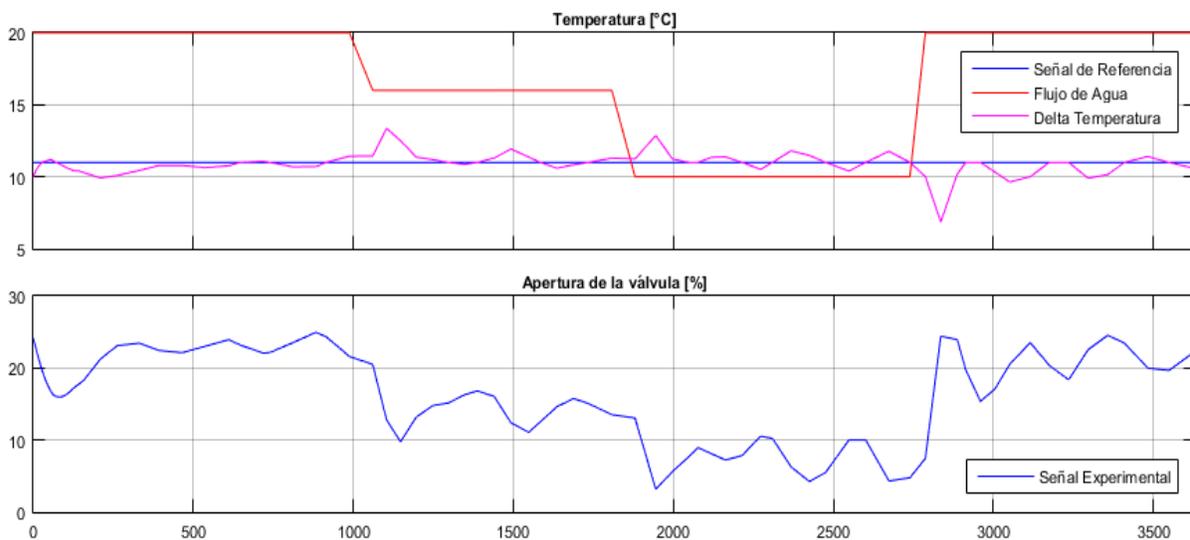
Figura 51 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador de aletas.



Se observa en la figura 51 que el comportamiento de la planta se adapta al modelo teórico obtenido, manteniendo el delta de temperatura alrededor del punto de referencia dado.

De la misma forma que el controlador PID, la figura 52 muestra el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 52 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador de aletas.



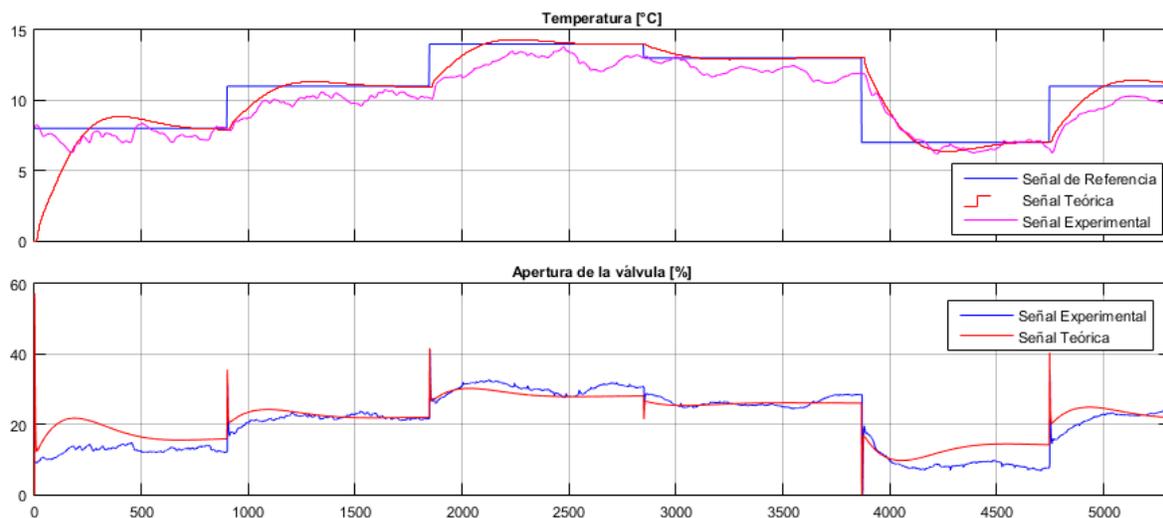
Como se observa en la figura 52, el controlador le permite al sistema mantener su comportamiento alrededor del punto de referencia, independientemente de la perturbación, el delta de temperatura presenta un comportamiento estable.

3.3.2.3. CONTROL ROBUSTO

Para implementar el controlador robusto en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.2, con el controlador mostrado en la sección 2.3.2.

En la figura 53 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

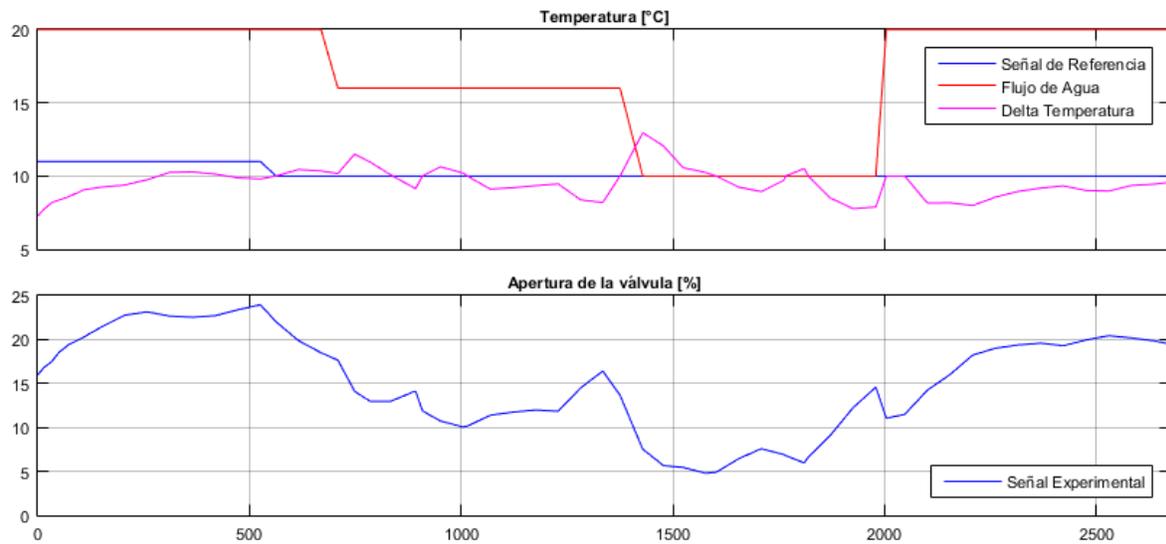
Figura 53 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador de aletas.



En cuanto al intercambiador robusto se observa exactitud en las acciones de control teórica y experimental, lo que indica que la implementación del controlador y su modelo son semejantes. A pesar de esto se observa un error en estado estable de un grado en la temperatura, independientemente de esto, este comportamiento entra en el rango de temperaturas acordadas en el diseño de los controladores en donde se acota la temperatura del agua en zonas de operación de +2 y -2 °C alrededor del punto de referencia.

En la figura 54 se aprecia el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 54 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador de aletas.



En el controlador robusto se aprecian oscilaciones bruscas cuando se cambia el flujo de agua a 10 galones por minuto.

3.3.2.4. INDICES DE ERROR

Basándose en la teoría planteada en la sección 3.3.1.4 respecto a los índices de error, la tabla 5 presenta los resultados obtenidos para el intercambiador de calor de cuatro aletas.

Tabla 5 Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador de aletas.

| | ISE | ITSE | ITAE | IAE |
|----------------|------|-----------|-----------|------|
| PID | 2552 | 4.137e+06 | 3.118e+06 | 1844 |
| LQG | 6387 | 1.56e+07 | 8.512e+07 | 3374 |
| ROBUSTO | 9503 | 2.894e+07 | 1.554e+07 | 5537 |

Basados en los resultados obtenidos el PID y el control LQG resultan una opción óptima la hora de controlar el intercambiador de calor respectivo. El LQG presenta

menos oscilaciones en estado estable y un mejor comportamiento frente a las perturbaciones en el sistema.

3.3.3. INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS

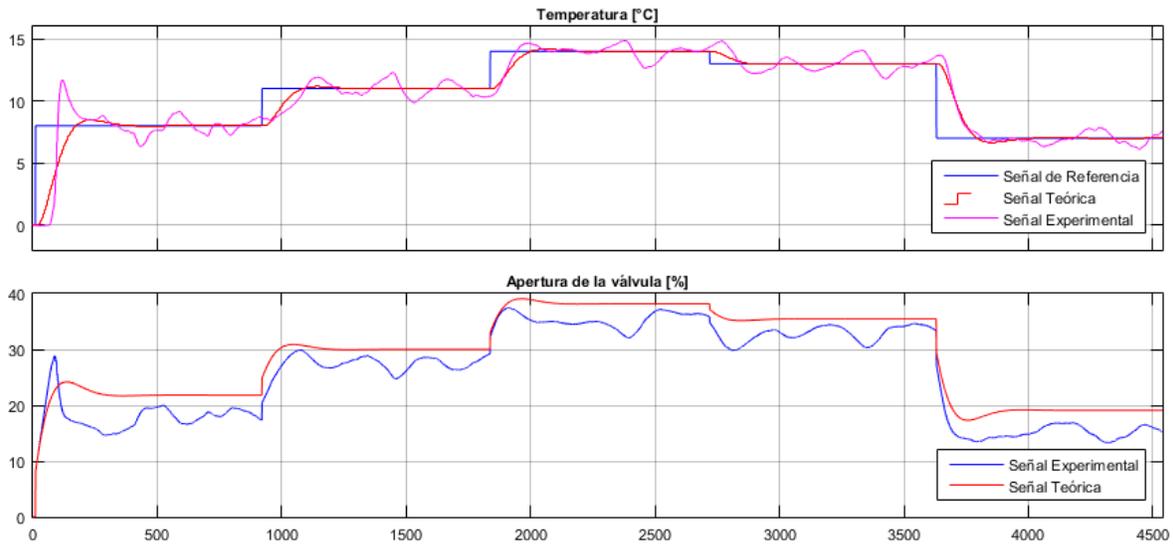
Una vez implementados los tres controladores para el intercambiador de cascos y tubos, se procede a superponer los datos obtenidos con las simulaciones del modelo, la idea es demostrar que el modelo se adecua lo más parecido a la realidad, de esta forma se realiza una validación de los datos basados en el modelo teórico.

3.3.3.1. CONTROL PID

Para implementar el controlador PID en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.3 junto con las constantes K_p , K_I y K_D obtenidas en la sección 2.1.1.3.

En la figura 55 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

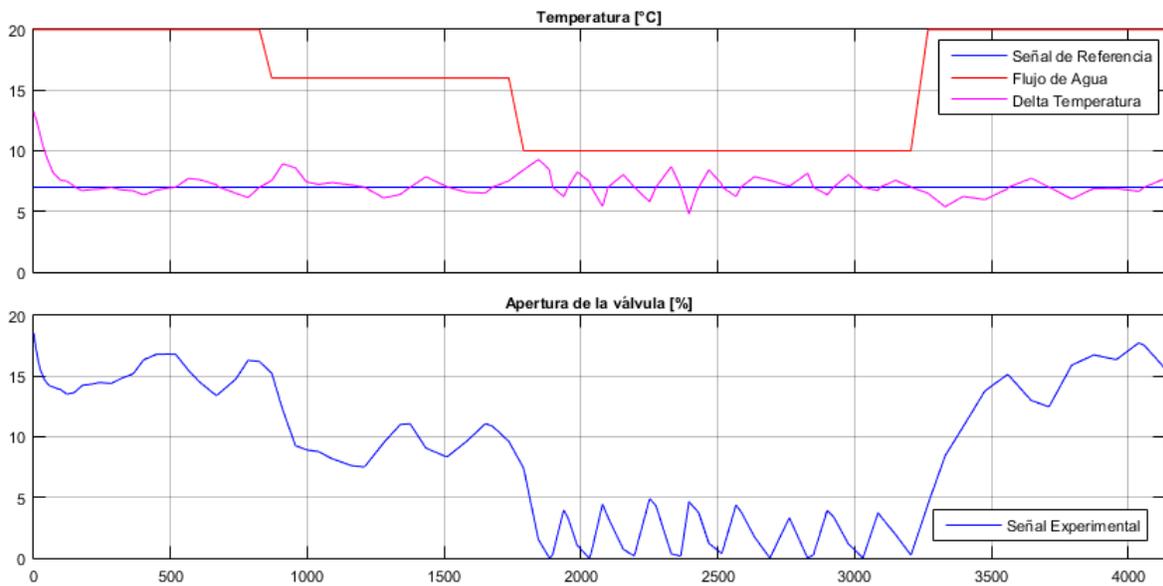
Figura 55 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control PID - Intercambiador cascos y tubos.



Como se observa en la figura 55, el delta de temperatura experimental llega a su punto de referencia y presenta oscilaciones leves alrededor del punto de consigna, a pesar de esto son oscilaciones inferiores al rango de +2 y -2 °C de diseño.

En la figura 56 se podrá apreciar el comportamiento de la planta con el controlador frente a perturbaciones, en este caso, cambios en el flujo de caudal de agua.

Figura 56 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control PID - Intercambiador de cascos y tubos.



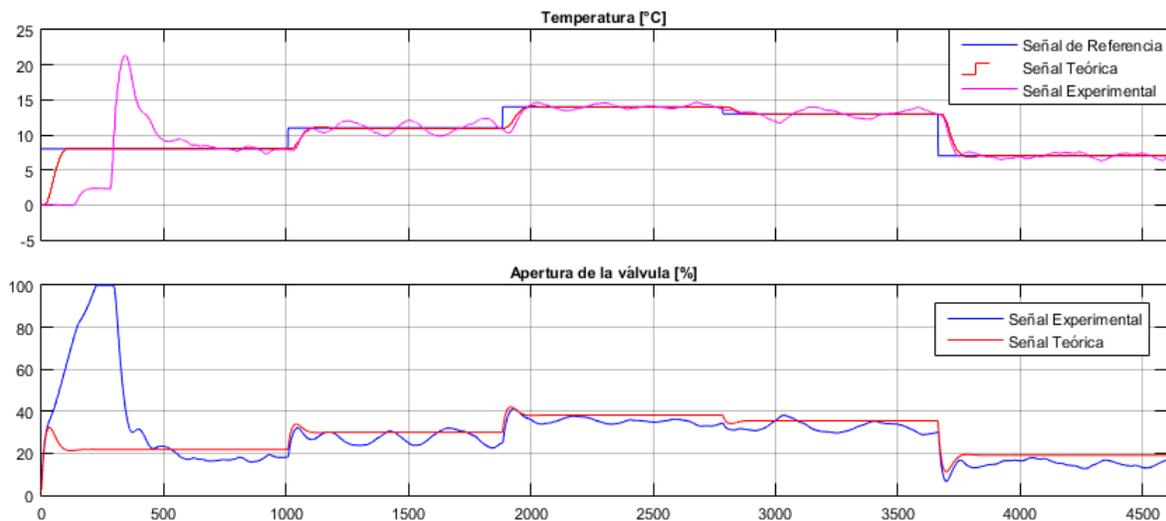
Se observa que en cada cambio de flujo de agua el controlador logra estabilizar el delta de temperatura alrededor del punto de referencia, sin embargo, cuando el caudal baja a 10 galones por minuto, el sistema queda oscilatorio. Dicho planteamiento indica que la planta llegará a su valor de referencia mientras que el cambio en el caudal del agua no sea superior a 7 o 8 galones por minuto.

3.3.3.2. CONTROL LQG

Para implementar el controlador LQG en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.3 junto con los parámetros obtenidos en la sección 2.2.1.3.

En la figura 57 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

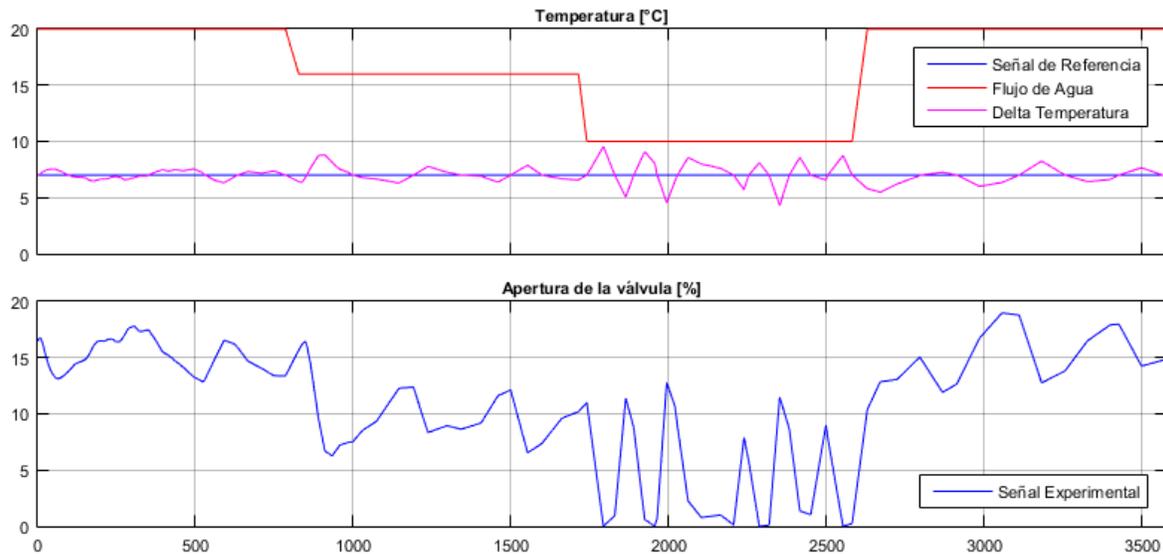
Figura 57 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control LQG - Intercambiador de cascos y tubos.



Se puede apreciar que en el primer escalón los datos experimentales presentan una acción de control elevada, esta es una característica normal los intercambiadores puesto que el sistema de vencer la inercia en el proceso a diferencia de los datos simulados. Se observa que el comportamiento de los datos experimentales se acopla a los datos teóricos.

De la misma forma que el controlador PID, la figura 58 muestra el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 58 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control LQG - Intercambiador de cascos y tubos.



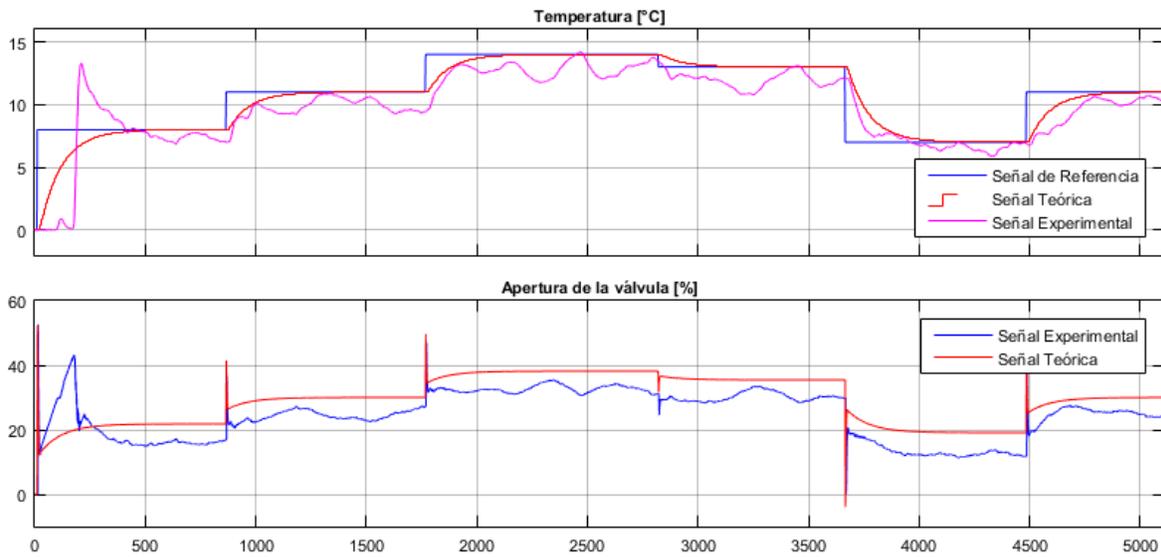
En la figura 58 se aprecia que el controlador responde bien ante los cambios en el caudal de agua, sin embargo, como se ha venido notando en la mayoría de casos, un flujo de agua de 10 galones por minuto tiende a hacer que el sistema quede oscilatorio.

3.3.3.3. CONTROL ROBUSTO

Para implementar el controlador robusto en el sistema, se usó el modelo obtenido en la sección 1.6.3, con el controlador

En la figura 59 se observa la señal de salida -Delta de temperatura en el intercambiador de calor-, teórica y experimental superpuestas, se observa que poseen un comportamiento similar.

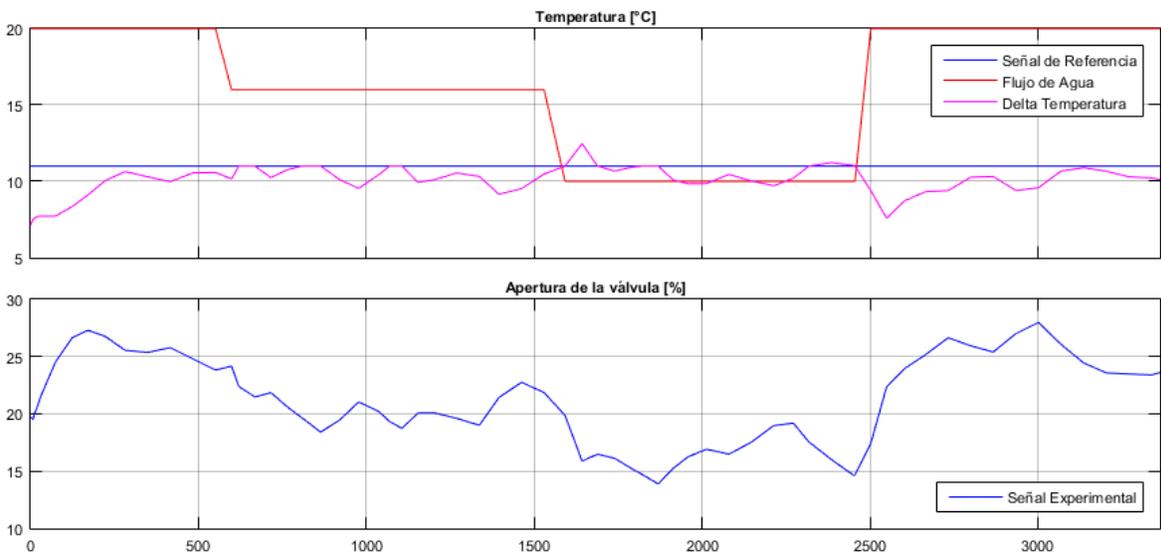
Figura 59 Datos experimentales vs Datos teóricos bajo los mismos valores de referencia. Control ROBUSTO - Intercambiador de cascos y tubos.



En la figura 59 se observa un error en estado estable de 1 °C. Sin embargo, se observa que las acciones de control son semejantes y el sistema responde ante variaciones en la acción de control de forma similar a los datos teóricos.

En la figura 60 se aprecia el comportamiento de la planta frente a perturbaciones.

Figura 60 Comportamiento de la planta frente a perturbaciones. Control Robusto - Intercambiador de cascos y tubos.



De igual forma que en la figura 60, se presenta un error en estado estable de 1 °C, sin embargo, el modelo es menos susceptible a perturbaciones lo que le permite tener una media constante durante todo el proceso.

3.3.3.4. INDICES DE ERROR

Basándose en la teoría planteada en la sección 3.3.1.4 respecto a los índices de error, la tabla 6 presenta los resultados obtenidos para el intercambiador de calor de cascos y tubos.

Tabla 6 Resultados de los índices de error de los controladores en el Intercambiador de cascos y tubos.

| | ISE | ITSE | ITAE | IAE |
|----------------|------------|-------------|-------------|------------|
| PID | 1.055e+04 | 1.47e+07 | 6.82e+06 | 3690 |
| LQG | 1.058e+04 | 1.481e+07 | 6.993e+06 | 3728 |
| ROBUSTO | 2.14e+04 | 2.886e+07 | 1.462e+07 | 7025 |

Según la tabla 6, el controlador PID y el controlador LQG presentan un comportamiento similar en cuanto al control del intercambiador de calor de cascos y tubos, aunque el control LQG responde mejor ante perturbaciones.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Los modelos caja blanca representan una alternativa óptima a la hora de modelar cualquier sistema dinámico, sin embargo, la complejidad a la hora de representar en ecuaciones matemáticas el comportamiento real de un sistema específico hace que la alternativa del modelo reduzca su eficacia. En el proyecto, encontrar un modelo caja blanca que representará el comportamiento de todo el laboratorio de planta piloto representaba un planteamiento bastante riguroso, puesto que encontrar un modelo que relacione la apertura de la válvula con el flujo másico de vapor, al igual que la apertura de la válvula con la temperatura de entrada de vapor al intercambiador de calor resultaba ser una tarea bastante compleja para los límites del proyecto. Debido a esto se vio la necesidad de encontrar un modelo caja negra para cada uno de los intercambiadores de calor respectivos.
- A la hora de encontrar un modelo apropiado que expresara el comportamiento no lineal de los intercambiadores de calor, los modelos ARMAX resultaron ser la mejor estrategia de identificación, mostrando un comportamiento adecuado frente a los sistemas no lineales. De la misma forma uno de los inconvenientes principales que tiene esta estrategia de identificación es que los modelos que obtiene resultan tener un orden grande, por lo que la implementación de los controladores respectivos presentó problemas debido a su gran tamaño de procesamiento.
- Las funciones de optimización resultan ser una herramienta bastante útil a la hora de encontrar parámetros específicos en un determinado modelamiento matemático. Debido a la complejidad a la hora de encontrar físicamente parámetros como coeficientes de calor o áreas de transferencia de calor en

los intercambiadores de calor, la función fminimax resultó ser la mejor alternativa a la hora de encontrar dichos parámetros.

- Es importante aclarar que los intercambiadores de calor tienen un rango óptimo de operación. Debido a su característica no lineal encontrar controladores que puedan operar alrededor de un gran rango de operación resulta ser muy complejo, por lo que se recomienda trabajar deltas de operación de máximo 30 °C lo que lleva a una temperatura de salida del agua de entre 45 a 55 °C para todos los intercambiadores de calor.
- Debido al controlador tipo on-off implementado en la caldera del laboratorio de planta piloto, se presenta una característica oscilatoria en las variables del proceso como: presión y flujo másico de vapor a la entrada de los intercambiadores de calor respectivos. Dicha característica genera oscilaciones en la temperatura de salida del agua en cada uno de los intercambiadores. Dicho esto, el propósito de los controladores es reducir dichas oscilaciones a un delta de +2 y -2 °C alrededor del valor de referencia, garantizando un rango de funcionamiento. Se recomienda implementar una válvula reguladora de presión que mantenga la presión estable para evitar el comportamiento oscilatorio del sistema.
- Se observó que la válvula reguladora de flujo de vapor en el laboratorio de planta piloto tiene un rango de operación óptima de entre 0 a 60 % de apertura, después del 60% de apertura los cambios de apertura de la válvula no suelen afectar en gran medida el comportamiento del sistema.
- Debido al orden tan alto en los controladores y en los modelos de cada uno de los intercambiadores de calor, se presentó un gran problema a la hora de implementar los pseudocódigos referentes al controlador LQG. Los bloques en el software Delta V Explorer, reciben un máximo de información de 11.281 bytes por lo que es importante tener en cuenta no pasarse del rango de

información permitido por el software a la hora de implementar las estrategias de control.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Intercambiadores de Calor. O.A Jaramillo. Universidad Nacional de México. Noviembre 20, 2007.
- [2] Intercambiadores de Calor. Delgado Linares Gregorio. Universidad de los Andes. Facultad de Ingeniería Química. Junio 2001.
- [3] Guía de Intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones. Dosinda Gonzales – Mendizabal. Universidad Simón Bolívar. Marzo 2002.
- [4] O.Urresta. “Software para la enseñanza de la dinámica y control de intercambiadores de calor de tubos y coraza”. Universidad del Valle, Escuela de Ingeniería Química A.A. 25360. Cali, Colombia. 2008.
- [5] Modelling and Dynamic Feedback Linearisation of a Heat Exchanger Model. M.H.R. Fazlur Rahman and R. Devanathan Sr. MIEEE. School of Electrical and Electronic Engineering. Nanyang Technological University. Nanyang Avenue, Singapore 2263.
- [6] Simple models for dynamics and control of heat exchangers. Rahmatallah Shoureshi, Ph.D., Assistant Professor - Henry M. Paynter, Sc.D., Professor. Purdue University - Massachusetts Institute of Technology.
- [7] Heat Exchanger's Shell and Tube Modeling for Intelligent Control Design. Dirman Hanafi, Mohd Nor Mohd Than, Abdulrahman A.A. Emhemed, Tatang Mulyana, Amran Mohd Zaid, Ayob Hj. Lohari. Universiti Tun Hussein Onn Malaysia.
- [8] Minimax Optimization without second order information. Mark Wrobel. LYNGBY 2003. Eksamensprojekt.
- [9] Métodos de Identificación dinámica. Dr. Pedro Arafet Padilla. Dr. Francisco Chang Mumañ. MSc. Miguel Torres Alberto. MSc. Hugo Dominguez Abreu. Universidad de Oriente. Junio 2008.
- [10] Ogata, Katsuhiko. Sistemas de control en tiempo discreto. s.l. : Prentice Hall. Segunda edición.
- [11] Diseño de controladores LQR/LQG para su aplicación en sistemas de pilas de combustible tipo PEM. Ali Niknezhadi, Cristian Kunusch, Carlos Ocampo-Martínez. 2010. Barcelona, España: s.n., 2010.
- [12] Universidad de Sevilla. “Control robusto aplicado a NCS”. Capítulo 2.
- [13] Osorio Hernandez, Juan Elam Osorio. 2014. automatización del proceso de generación de vapor en la planta piloto de la universidad autónoma de bucaramanga a través de un sistema de control distribuido delta v. Bucaramanga: s.n., 2014.

[14] Hollifield, B. "Effective HMIs for Industrial Plant Operations", The High Performance HMI Handbook, E.U.A, 2008.

ANEXO 1. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL PID PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El pseudocódigo implementado en el software DeltaV correspondiente al controlador PID los tres intercambiadores de calor, fue el siguiente:

```
En := 'IN1.CV' - 'IN2.CV';  
Ap := 'IN3.CV' * En;  
Ad := 'IN5.CV' * (En - En_1);  
I := En + In_1 - 'IN6.CV'*Delta_U;  
AI := 'IN4.CV'*I;  
U := Ap + Ad + AI;
```

```
IF (U >= 100) THEN  
'OUT1.CV' := 100;  
END_IF;  
IF (U <= 0) THEN  
'OUT1.CV' := 0;  
END_IF;  
IF (U > 0) AND (U < 100) THEN  
'OUT1.CV' := U;  
END_IF;
```

```
En_1 := En;  
In_1 := I;  
Delta_Un := U-'OUT1.CV';
```

Donde: IN1.CV – Punto de referencia;
IN2.CV – Variable del proceso; IN3.CV – constante proporcional; IN4.CV – constante integral; IN5.CV – constante derivativa; IN6.CV – constante anti-windup; OUT1.CV – acción de control.

ANEXO 2. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL LQG PARA EL INTERCAMBIADOR DE CASCOS Y TUBOS.

A continuación, se planteará el pseudocódigo implementado en el intercambiador de cascos y tubos, dichos pseudocódigos son los mismos para los demás intercambiadores, sólo varían sus constantes.

```
Lk1 := 0.012467437993343;  
Lk2 := 0.012563286295177;  
Lk3 := 0.012650223786047;  
Lk4 := 0.012727430691889;  
Lk5 := 0.012794035105857;  
Lk6 := 0.012849110005389;  
Lk7 := 0.012891670105488;  
Lk8 := 0.012920668539331;  
Lk9 := 0.012934993356936;  
Lk10 := 0.012933463832044;  
Lk11 := 0.012914826566911;  
  
C11 := 0;  
C12 := 0;  
C13 := 0;  
C14 := 0;  
C15 := 0;  
C16 := 0;  
C17 := 0;  
C18 := 0;  
C19 := 0;  
C110 := 0.019511001245936;  
C111 := -0.012369266019680;  
  
Gl11 := 1.92540922363250;  
Gl12 := -0.926626241304720;  
Gl13 := 0;  
Gl14 := 0;  
Gl15 := 0;
```

GI16 := 0;
GI17 := 0;
GI18 := 0;
GI19 := 0;
GI110 := 0;
GI111 := 0;

GI56 := 0;
GI57 := 0;
GI58 := 0;
GI59 := 0;
GI510 := 0;
GI511 := 0;

GI21 := 1;
GI22 := 0;
GI23 := 0;
GI24 := 0;
GI25 := 0;
GI26 := 0;
GI27 := 0;
GI28 := 0;
GI29 := 0;
GI210 := 0;
GI211 := 0;

GI61 := 0;
GI62 := 0;
GI63 := 0;
GI64 := 0;
GI65 := 1;
GI66 := 0;
GI67 := 0;
GI68 := 0;
GI69 := 0;
GI610 := 0;
GI611 := 0;

GI31 := 0;
GI32 := 1;
GI33 := 0;
GI34 := 0;
GI35 := 0;
GI36 := 0;
GI37 := 0;
GI38 := 0;
GI39 := 0;
GI310 := 0;
GI311 := 0;

GI71 := 0;
GI72 := 0;
GI73 := 0;
GI74 := 0;
GI75 := 0;
GI76 := 1;
GI77 := 0;
GI78 := 0;
GI79 := 0;
GI710 := 0;
GI711 := 0;

GI41 := 0;
GI42 := 0;
GI43 := 1;
GI44 := 0;
GI45 := 0;
GI46 := 0;
GI47 := 0;
GI48 := 0;
GI49 := 0;
GI410 := 0;
GI411 := 0;

GI81 := 0;
GI82 := 0;
GI83 := 0;
GI84 := 0;
GI85 := 0;
GI86 := 0;
GI87 := 1;
GI88 := 0;
GI89 := 0;
GI810 := 0;
GI811 := 0;

GI51 := 0;
GI52 := 0;
GI53 := 0;
GI54 := 1;
GI55 := 0;

GI91 := 0;
GI92 := 0;
GI93 := 0;
GI94 := 0;
GI95 := 0;

```

Gl96 := 0;
Gl97 := 0;
Gl98 := 1;
Gl99 := 0;
Gl910 := 0;
Gl911 := 0;

Gl101 := 0;
Gl102 := 0;
Gl103 := 0;
Gl104 := 0;
Gl105 := 0;
Gl106 := 0;
Gl107 := 0;
Gl108 := 0;
Gl109 := 1;
Gl1010 := 0;
Gl1011 := 0;

Gl111 := 0;
Gl112 := 0;
Gl113 := 0;
Gl114 := 0;
Gl115 := 0;
Gl116 := 0;
Gl117 := 0;
Gl118 := 0;
Gl119 := 0;
Gl1110 := 1;
Gl1111 := 0;

Hl1 := 0.0625000000000000;
Hl2 := 0;
Hl3 := 0;
Hl4 := 0;
Hl5 := 0;
Hl6 := 0;
Hl7 := 0;
Hl8 := 0;
Hl9 := 0;
Hl10 := 0;
Hl11 := 0;

Ki := 0.308039538101364;

Kest11 := 0.839117689942393;
Kest12 := -0.755653264579957;
Kest13 := 0.00219993682033778;

Kest14 := 0.00219993682033769;
Kest15 := 0.00219993682033786;
Kest16 := 0.00219993682033807;
Kest17 := 0.00219993682033816;
Kest18 := 0.00219993682033812;
Kest19 := 0.00219993682033815;
Kest110 := -0.00381022299135513;
Kest111 := 0;

En := 'IN1.CV' - 'IN2.CV';
Vk := En + Vk_1 - 'IN3.CV' * Delta_U;

U := Ki * Vk - ( Kest11*Xest1_1 +
Kest12*Xest2_1 + Kest13*Xest3_1+
Kest14*Xest4_1 + Kest15*Xest5_1 +
Kest16*Xest6_1 + Kest17*Xest7_1 +
Kest18*Xest8_1 + Kest19*Xest9_1 +
Kest110*Xest10_1 + Kest111*Xest11_1);

IF (U >= 100) THEN
  'OUT1.CV' := 100;
END_IF;
IF (U <= 0) THEN
  'OUT1.CV' := 0;
END_IF;
IF (U > 0) AND (U < 100) THEN
  'OUT1.CV' := U;
END_IF;

Xest1 := 'IN2.CV'*Lk1 + 'OUT1.CV'*Hl1 +
(Xest1_1*(Gl11-Lk1*C11)) + (Xest2_1*(Gl12-
Lk1*C12)) + (Xest3_1*(Gl13-Lk1*C13)) +
(Xest4_1*(Gl14-Lk1*C14)) + (Xest5_1*(Gl15-
Lk1*C15)) + (Xest6_1*(Gl16-Lk1*C16)) +
(Xest7_1*(Gl17-Lk1*C17))+ (Xest8_1*(Gl18-
Lk1*C18))+ (Xest9_1*(Gl19-Lk1*C19)) +
(Xest10_1*(Gl110-Lk1*C110)) +
(Xest11_1*(Gl111-Lk1*C111)) ;
Xest2 := 'IN2.CV'*Lk2 + 'OUT1.CV'*Hl2 +
(Xest1_1*(Gl21-Lk2*C11)) + (Xest2_1*(Gl22-
Lk2*C12)) + (Xest3_1*(Gl23-Lk2*C13)) +
(Xest4_1*(Gl24-Lk2*C14)) + (Xest5_1*(Gl25-
Lk2*C15)) + (Xest6_1*(Gl26-Lk2*C16)) +
(Xest7_1*(Gl27-Lk2*C17))+ (Xest8_1*(Gl28-
Lk2*C18))+ (Xest9_1*(Gl29-Lk2*C19)) +
(Xest10_1*(Gl210-Lk2*C110)) +
(Xest11_1*(Gl211-Lk2*C111)) ;

```

$Xest3 := 'IN2.CV'*Lk3 + 'OUT1.CV'*HI3 +$
 $(Xest1_1*(GI31-Lk3*C11)) + (Xest2_1*(GI32-$
 $Lk3*C12)) + (Xest3_1*(GI33-Lk3*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI34-Lk3*C14)) + (Xest5_1*(GI35-$
 $Lk3*C15)) + (Xest6_1*(GI36-Lk3*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI37-Lk3*C17)) + (Xest8_1*(GI38-$
 $Lk3*C18)) + (Xest9_1*(GI39-Lk3*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI310-Lk3*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI311-Lk3*C111)) ;$
 $Xest4 := 'IN2.CV'*Lk4 + 'OUT1.CV'*HI4 +$
 $(Xest1_1*(GI41-Lk4*C11)) + (Xest2_1*(GI42-$
 $Lk4*C12)) + (Xest3_1*(GI43-Lk4*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI44-Lk4*C14)) + (Xest5_1*(GI45-$
 $Lk4*C15)) + (Xest6_1*(GI46-Lk4*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI47-Lk4*C17)) + (Xest8_1*(GI48-$
 $Lk4*C18)) + (Xest9_1*(GI49-Lk4*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI410-Lk4*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI411-Lk4*C111)) ;$
 $Xest5 := 'IN2.CV'*Lk5 + 'OUT1.CV'*HI5 +$
 $(Xest1_1*(GI51-Lk5*C11)) + (Xest2_1*(GI52-$
 $Lk5*C12)) + (Xest3_1*(GI53-Lk5*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI54-Lk5*C14)) + (Xest5_1*(GI55-$
 $Lk5*C15)) + (Xest6_1*(GI56-Lk5*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI57-Lk5*C17)) + (Xest8_1*(GI58-$
 $Lk5*C18)) + (Xest9_1*(GI59-Lk5*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI510-Lk5*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI511-Lk5*C111)) ;$
 $Xest6 := 'IN2.CV'*Lk6 + 'OUT1.CV'*HI6 +$
 $(Xest1_1*(GI61-Lk6*C11)) + (Xest2_1*(GI62-$
 $Lk6*C12)) + (Xest3_1*(GI63-Lk6*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI64-Lk6*C14)) + (Xest5_1*(GI65-$
 $Lk6*C15)) + (Xest6_1*(GI66-Lk6*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI67-Lk6*C17)) + (Xest8_1*(GI68-$
 $Lk6*C18)) + (Xest9_1*(GI69-Lk6*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI610-Lk6*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI611-Lk6*C111)) ;$
 $Xest7 := 'IN2.CV'*Lk7 + 'OUT1.CV'*HI7 +$
 $(Xest1_1*(GI71-Lk7*C11)) + (Xest2_1*(GI72-$
 $Lk7*C12)) + (Xest3_1*(GI73-Lk7*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI74-Lk7*C14)) + (Xest5_1*(GI75-$
 $Lk7*C15)) + (Xest6_1*(GI76-Lk7*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI77-Lk7*C17)) + (Xest8_1*(GI78-$
 $Lk7*C18)) + (Xest9_1*(GI79-Lk7*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI710-Lk7*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI711-Lk7*C111)) ;$
 $Xest8 := 'IN2.CV'*Lk8 + 'OUT1.CV'*HI8 +$
 $(Xest1_1*(GI81-Lk8*C11)) + (Xest2_1*(GI82-$
 $Lk8*C12)) + (Xest3_1*(GI83-Lk8*C13)) +$

$(Xest4_1*(GI84-Lk8*C14)) + (Xest5_1*(GI85-$
 $Lk8*C15)) + (Xest6_1*(GI86-Lk8*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI87-Lk8*C17)) + (Xest8_1*(GI88-$
 $Lk8*C18)) + (Xest9_1*(GI89-Lk8*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI810-Lk8*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI811-Lk8*C111)) ;$
 $Xest9 := 'IN2.CV'*Lk9 + 'OUT1.CV'*HI9 +$
 $(Xest1_1*(GI91-Lk9*C11)) + (Xest2_1*(GI92-$
 $Lk9*C12)) + (Xest3_1*(GI93-Lk9*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI94-Lk9*C14)) + (Xest5_1*(GI95-$
 $Lk9*C15)) + (Xest6_1*(GI96-Lk9*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI97-Lk9*C17)) + (Xest8_1*(GI98-$
 $Lk9*C18)) + (Xest9_1*(GI99-Lk9*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI910-Lk9*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI911-Lk9*C111)) ;$
 $Xest10 := 'IN2.CV'*Lk10 + 'OUT1.CV'*HI10 +$
 $(Xest1_1*(GI101-Lk10*C11)) +$
 $(Xest2_1*(GI102-Lk10*C12)) +$
 $(Xest3_1*(GI103-Lk10*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI104-Lk10*C14)) +$
 $(Xest5_1*(GI105-Lk10*C15)) +$
 $(Xest6_1*(GI106-Lk10*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI107-Lk10*C17)) +$
 $(Xest8_1*(GI108-Lk10*C18)) +$
 $(Xest9_1*(GI109-Lk10*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI1010-Lk10*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI1011-Lk10*C111)) ;$
 $Xest11 := 'IN2.CV'*Lk11 + 'OUT1.CV'*HI11 +$
 $(Xest1_1*(GI111-Lk11*C11)) +$
 $(Xest2_1*(GI112-Lk11*C12)) +$
 $(Xest3_1*(GI113-Lk11*C13)) +$
 $(Xest4_1*(GI114-Lk11*C14)) +$
 $(Xest5_1*(GI115-Lk11*C15)) +$
 $(Xest6_1*(GI116-Lk11*C16)) +$
 $(Xest7_1*(GI117-Lk11*C17)) +$
 $(Xest8_1*(GI118-Lk11*C18)) +$
 $(Xest9_1*(GI119-Lk11*C19)) +$
 $(Xest10_1*(GI1110-Lk11*C110)) +$
 $(Xest11_1*(GI1111-Lk11*C111)) ;$

$Vk_1 := Vk;$

$\Delta U := U - 'OUT1.CV';$

$Xest1_1 := Xest1;$

$Xest2_1 := Xest2;$

$Xest3_1 := Xest3;$

$Xest4_1 := Xest4;$

Xest5_1 := Xest5;
Xest6_1 := Xest6;
Xest7_1 := Xest7;
Xest8_1 := Xest8;
Xest9_1 := Xest9;
Xest10_1 := Xest10;
Xest11_1 := Xest11;

Dónde: IN1.CV – Punto de referencia;
IN2.CV – Variable del proceso; IN3.CV
– constante anti-windup; OUT1.CV –
acción de control.

ANEXO 3. IMPLEMENTACION EN DELTA V DEL CONTROL ROBUSTO PARA LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

B1 := 0;
B2 := 7.15736436403824;
B3 := -32.1804710504221;
B4 := 64.5111513704604;
B5 := -77.5737794175422;
B6 := 63.5746517225089;
B7 := -38.2191126908595;
B8 := 17.7356676501838;
B9 := -6.61482703989996;
B10 := 2.03702674205831;
B11 := -0.517169605634520;
B12 := 0.103986604986745;
B13 := -0.0152150996808531;
B14 := 0.00132557527447274;
B15 := -1.98070324868150e-06;
B16 := -1.67972727283267e-05;
B17 := 2.27403570415778e-06;
B18 := -1.32978091390213e-07;
B19 := 6.94489420220599e-10;
B20 := 3.85453458957659e-10;
B21 := -2.17616480522665e-11;
B22 := 3.82689349621500e-13;
B23 := 9.30635764207042e-16;

A1 := 1;
A2 := 4.32875089045020;
A3 := -8.50455557926501;
A4 := 10.1957196260686;
A5 := -8.44761064958244;
A6 := 5.19633530856735;
A7 := -2.50585028209671;
A8 := 1.00209419159633;
A9 := -0.346397125540435;
A10 := 0.101018976897589;
A11 := -0.0226249054992641;
A12 := 0.00334593672841835;
A13 := -0.000204195618868508;
A14 := -2.96350333066676e-05;
A15 := 8.18538216519070e-06;
A16 := -7.57549514776255e-07;
A17 := 1.05523954392453e-08;

```

A18 :=4.35966430834913e-09;
A19 :=-4.34555840470771e-10;
A20 :=1.75952333028454e-11;
A21 :=-2.45136524404695e-13;
A22 :=-1.47248360024255e-15;
A23 := -2.71442573774248e-18;

e := 'IN1.CV' - 'IN2.CV';
U:=B2*e_ant1+B3*e_ant2+B4*e_ant3+B5*e
_ant4+B6*e_ant5+B7*e_ant6+B8*e_ant7+B
9*e_ant8+B10*e_ant9+B11*e_ant10+B12*e
_ant11+B13*e_ant12+B14*e_ant13+B15*e
_ant14+B16*e_ant15+B17*e_ant16+B18*e_a
nt17+B19*e_ant18+B20*e_ant19+B21*e_an
t20+B22*e_ant21+B23*e_ant22 +
A2*u_ant1+A3*u_ant2+A4*u_ant3+A5*u_an
t4+A6*u_ant5+A7*u_ant6+A8*u_ant7+A9*u
_ant8+A10*u_ant9+A11*u_ant10+A12*u_an
t11+A13*u_ant12+A14*u_ant13+A15*u_ant
14+A16*u_ant15+A17*u_ant16+A18*u_ant1
7+A19*u_ant18+A20*u_ant19+A21*u_ant20
+A22*u_ant21+A23*u_ant22;
IF (U >= 100) THEN
  'OUT1.CV' := 100;
END_IF;
IF (U <= 0) THEN
  'OUT1.CV' := 0;
END_IF;
IF (U > 0) AND (U < 100) THEN
  'OUT1.CV' := U;
END_IF;
  u_ant25 := u_ant24;
  u_ant24 := u_ant23;
  u_ant23 := u_ant22;
  u_ant22 := u_ant21;
  u_ant21 := u_ant20;
  u_ant20 := u_ant19;
  u_ant19 := u_ant18;
  u_ant18 := u_ant17;
  u_ant17 := u_ant16;
  u_ant16 := u_ant15;
  u_ant15 := u_ant14;
  u_ant14 := u_ant13;
  u_ant13 := u_ant12;
  u_ant12 := u_ant11;
  u_ant11 := u_ant10;
  u_ant10 := u_ant9;
  u_ant9 := u_ant8;
  u_ant8 := u_ant7;
  u_ant7 := u_ant6;
  u_ant6 := u_ant5;
  u_ant5 := u_ant4;
  u_ant4 := u_ant3;
  u_ant3 := u_ant2;
  u_ant2 := u_ant1;
  u_ant1 := e;
  e_ant25 := e_ant24;
  e_ant24 := e_ant23;
  e_ant23 := e_ant22;
  e_ant22 := e_ant21;
  e_ant21 := e_ant20;
  e_ant20 := e_ant19;
  e_ant19 := e_ant18;
  e_ant18 := e_ant17;
  e_ant17 := e_ant16;
  e_ant16 := e_ant15;
  e_ant15 := e_ant14;
  e_ant14 := e_ant13;
  e_ant13 := e_ant12;
  e_ant12 := e_ant11;
  e_ant11 := e_ant10;
  e_ant10 := e_ant9;
  e_ant9 := e_ant8;
  e_ant8 := e_ant7;
  e_ant7 := e_ant6;
  e_ant6 := e_ant5;
  e_ant5 := e_ant4;
  e_ant4 := e_ant3;
  e_ant3 := e_ant2;
  e_ant2 := e_ant1;
  e_ant1 := e;

```

Dónde: IN1.CV – Punto de referencia;
IN2.CV – Variable del proceso.