

## [ANEXO 4]

### **AJUSTE DE REGULADORES DE TURBINAS HIDRÁULICAS CON TÉCNICAS DE ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS [13]**

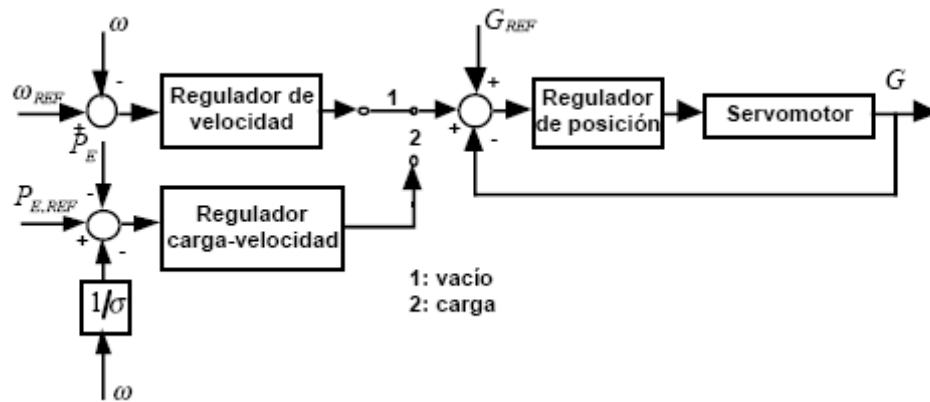
Este método se aplica al ajuste de los reguladores de un regulador digital de turbinas hidráulicas. Los reguladores digitales de turbinas hidráulicas incluyen típicamente tres reguladores PID: el regulador de posición del distribuidor, el regulador de velocidad y el regulador carga-velocidad. El método propuesto ajusta en primer término el regulador del posicionador, y después, y de forma independiente, los reguladores de velocidad y de carga-velocidad. El regulador de velocidad controla la turbina en vacío, mientras que el regulador de carga-velocidad controla la turbina en carga. Este método se ha implantando utilizando el programa “Simulink” de “Matlab”.

#### **A4.1 Modelo de un regulador de turbina digital**

La instalación de reguladores de turbina digitales se ha generalizado en los últimos años y no sólo en nuevas unidades sino también en unidades antiguas bajo programas de modernización. Los reguladores digitales ofrecen gran número de ventajas sobre los reguladores mecánicos, eléctricos y electrónicos analógicos. Entre otras se puede destacar la facilidad para incorporar funciones de regulación y para variar sus ajustes dependiendo de condiciones externas.

La estructura de un regulador de turbina hidráulica digital se detalla en la figura70. Contiene dos lazos de regulación: uno interior y otro exterior (utilizado por algunos fabricantes de equipos para centrales eléctricas). El lazo interior controla la posición del distribuidor. El lazo exterior regula la velocidad en vacío (posición 1 del

interruptor) y regula carga-velocidad cuando el generador está acoplado a la red (posición 2 de interruptor). El regulador de posición del distribuidor es PD mientras que los reguladores de velocidad y de carga-velocidad son PI. El regulador carga-velocidad suele tener dos ajustes: uno para funcionamiento en un sistema interconectado y otro para funcionamiento aislado



**Figura70** Estructura de un regulador digital de Turbinas hidráulicas [13]

#### A4.2 Método de ajuste de reguladores basado en técnicas de estimación de parámetros

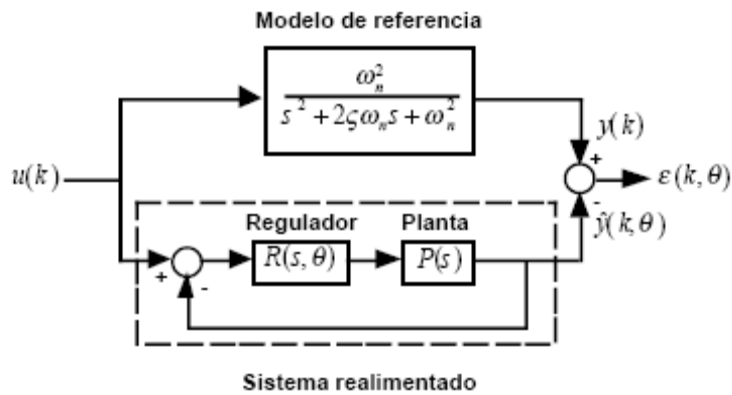
La estimación de parámetros de un sistema dinámico es parte un problema más complejo: la identificación de sistemas dinámicos. La identificación de sistemas tiene por objeto obtener modelos matemáticos de sistemas físicos a partir de medidas de su respuesta. Los pasos más importantes de un proceso de identificación de sistemas son: el desarrollo de un modelo matemático, la realización de pruebas para obtener medidas de respuesta, la estimación de parámetros y la validación del modelo.

La estimación de parámetros consiste en determinar el valor de los parámetros  $\theta$  que minimizan una función objetivo  $V(\theta)$ .

$$\arg \min V(\theta)$$

Se pueden encontrar gran número de métodos de estimación en la literatura especializada dependientes de la función objetivo. La función objetivo considerada es la suma de los errores de salida al cuadrado.

$$V(\theta) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \varepsilon(k, \theta)^2 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k, \theta))^2$$



**Figura 71** Visión del método de ajuste de reguladores basado en técnicas de estimación de parámetros. [13]

El método de ajuste de reguladores basado en la estimación de parámetros de sistemas dinámicos se presenta en la figura 71. Considérese un sistema dinámico realimentado que contiene una planta de función de transferencia  $P(s)$  y un regulador de función de transferencia  $R(s, \theta)$ . El problema de determinar los parámetros del regulador  $\theta$  se convierte en el problema de estimar los parámetros  $\theta$  que minimizan la suma de los errores al cuadrados en cada paso  $\varepsilon(k, q)$  entre la salida del modelo de referencia  $y(k)$  y la salida del sistema realimentado  $\hat{y}(k, q)$  cuando ambos sistemas son excitados por la misma entrada  $u(k)$ . Se considera un escalón unitario como entrada. El modelo de referencia considerado es un sistema de segundo orden descrito por su amortiguamiento  $\zeta$  y su pulsación natural  $\omega_n$ .

El problema de estimación de parámetros que resulta es no lineal en términos de los parámetros del regulador  $\theta$ . Este problema puede resolverse aplicando

el método de Gauss-Newton. La sección A4.4 detalla este algoritmo de optimización no lineal.

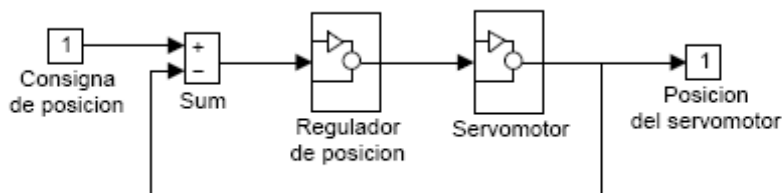
### A4.3 Ajuste por etapas de los reguladores de una turbina hidráulica

El ajuste de los reguladores del sistema de regulación de turbina se realiza en dos etapas. En primer lugar se ajusta el regulador del posicionador. En segundo término se ajustan los reguladores de velocidad y de carga-velocidad. El regulador de carga velocidad se ajusta tanto para funcionamiento en sistema interconectado como para funcionamiento en aislado.

#### A4.3.1 Ajuste del regulador de posición del distribuidor

El modelo del lazo de regulación de la posición del distribuidor se presenta en la figura 72 tal y como ha sido implantado en Simulink. El modelo de este lazo incluye el modelo de la válvula piloto, la válvula principal y el servomotor principal (ver Sección A4.5). La válvula piloto y la válvula principal se representan mediante sistemas de primer orden.

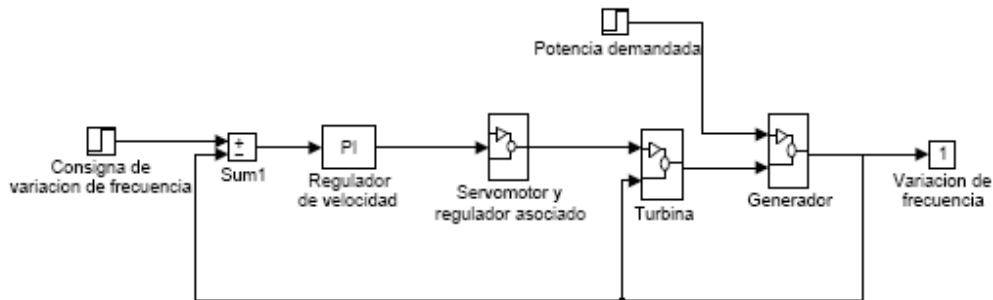
El servomotor principal se modela con un integrador de ganancia unidad. El regulador de la posición del distribuidor es PD. Los parámetros a determinar son  $KP$  y  $KD$ . La constante de tiempo del filtro de la componente diferencial del regulador se ha supuesto igual a  $0,1KD$ .



**Figura 72** Lazo de regulación de la posición del distribuidor. [13]

### A4.3.2 Ajuste del regulador de velocidad

La figura 73 presenta el modelo del lazo de regulación de velocidad del generador en vacío. La turbina se representa mediante un modelo detallado no lineal mientras que el generador se representa con el modelo de la dinámica del rotor (ver Sección A4.5). La constante de tiempo de la conducción forzada se puede calcular con lo planteado en la sección A4.6.1 , el caudal de vacío 0,05 pu, el factor de pérdidas (potencia de entrada – potencia de salida), la ganancia de la turbina 1 pu y el amortiguamiento de la turbina 0,5 pu. La constante de inercia del generador es de  $H_R$  segundos y el amortiguamiento de 0,5 pu. El regulador de velocidad es del tipo PI. En consecuencia, los parámetros a determinar son  $KP$  y  $KI$  .



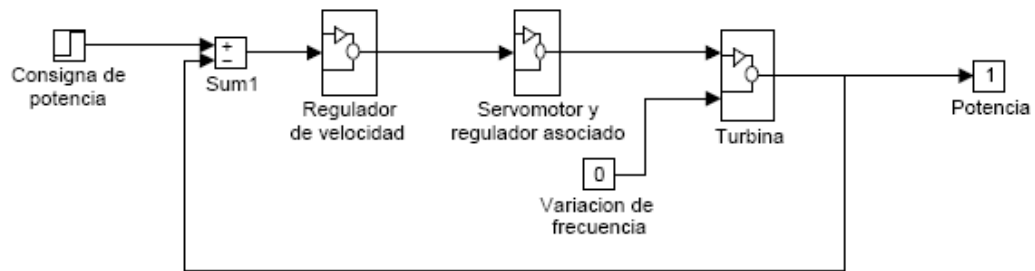
**Figura 73** Modelo del lazo de regulación de velocidad. [13]

### A4.3.3 Ajuste del regulador carga-velocidad (modo aislado)

El modelo del lazo de regulación carga-velocidad con el generador en carga cuando el generador está alimentando un sistema aislado es similar al modelo del lazo de regulación de velocidad cuando el generador está en vacío. Sin embargo, algunos parámetros del modelo cambian: el caudal de la turbina (0,5 pu) y el amortiguamiento de la carga (2 pu).

#### A4.3.4 Ajuste del regulador carga-velocidad (modo sistema interconectado)

La figura 74 muestra el modelo del lazo de regulación carga-velocidad con el generador en carga cuando el generador está acoplado a un sistema interconectado. Cuando el generador está acoplado a un sistema interconectado se supone que la frecuencia del sistema no cambia. El regulador carga-velocidad es también PI.



**Figura 74** Modelo del lazo de regulación carga-velocidad con el generador acoplado a un sistema interconectado. [13]

#### A4.4 Método de Gauss-Newton

El mínimo de la función objetivo  $V(\theta)$  se calcula por medio del método de Gauss-Newton. Si se supone un valor inicial de los parámetros, una mejor aproximación se determina de acuerdo con la expresión:

$$\theta^{i+1} = \theta^i + \alpha \mathbf{d}^i$$

Donde  $\alpha$  es un escalar y  $\mathbf{d}^i$  proporciona la dirección de búsqueda. La dirección de búsqueda se puede calcular como:

$$\mathbf{d}^i = -[\mathbf{H}^i(\theta^i)]^{-1} \mathbf{g}^i(\theta^i)$$

Donde  $\mathbf{H}(\theta)$  y  $\mathbf{g}(\theta)$  son respectivamente la matriz hessiana y el vector gradiente de la función objetivo  $V(\theta)$ . La matriz hessiana y el vector gradiente se calculan respectivamente de acuerdo con las expresiones:

$$\begin{aligned} \mathbf{g}(\theta) &= \frac{dV(\theta)}{d\theta} = \sum_{k=1}^N \frac{d\varepsilon(k, \theta)}{d\theta} \varepsilon(k, \theta) = \mathbf{J}(\theta)^T \mathbf{E}(\theta) \\ \mathbf{H}(\theta) &= \frac{d^2V(\theta)}{d\theta^2} \\ &= \sum_{k=1}^N \frac{d\varepsilon(k, \theta)}{d\theta} \frac{d\varepsilon^T(k, \theta)}{d\theta} + \sum_{k=1}^N \varepsilon(k, \theta) \frac{d^2\varepsilon(k, \theta)}{d\theta^2} \\ &= \mathbf{J}(\theta)^T \mathbf{J}(\theta) + \mathbf{Q}(\theta) \end{aligned}$$

Donde  $\mathbf{E}(\theta) = [e(1, \theta) \dots e(N, \theta)]^T$ , es el vector de los errores de predicción y  $\mathbf{J}(\theta) = d\mathbf{E}(k, \theta)/d\theta$  es la matriz jacobiana de los errores de predicción con relación a los parámetros. La columna  $j$ -ésima de  $\mathbf{J}(\theta)$  contiene la derivada de  $\mathbf{E}(\theta)$  con relación a  $\theta_j$ . Por tanto, cada columna de la matriz jacobina puede calcularse aproximadamente por diferencias finitas como:

$$\mathbf{J}_j(\theta) = -\frac{\partial \hat{y}(k, \theta)}{\partial \theta_j} \approx \frac{\hat{y}(k, \theta) - \hat{y}(k, \theta + h\mathbf{e}_j)}{h}$$

donde  $h$  es un escalar pequeño y  $\mathbf{e}_j$  es un vector cuya componente  $j$ -ésima es igual a la unidad mientras que el resto de las componentes son nulas. El segundo término de la matriz hessiana se desprecia en el método de Gauss-Newton. De esta forma, se reduce considerablemente el esfuerzo computacional y la convergencia del algoritmo no se ve afectada.

### A4.5 Biblioteca de modelos

Las figuras 75 a 79 presentan los modelos de los componentes del sistema considerados en el ajuste de los reguladores de una turbina hidráulica.

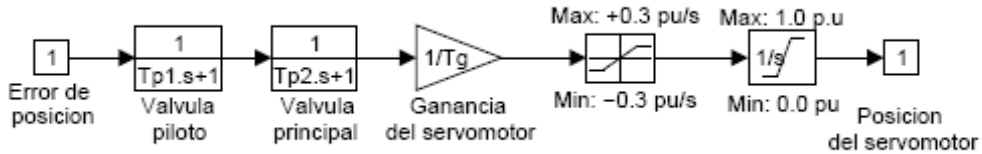


Figura 75 Modelo del servosistema. [13]

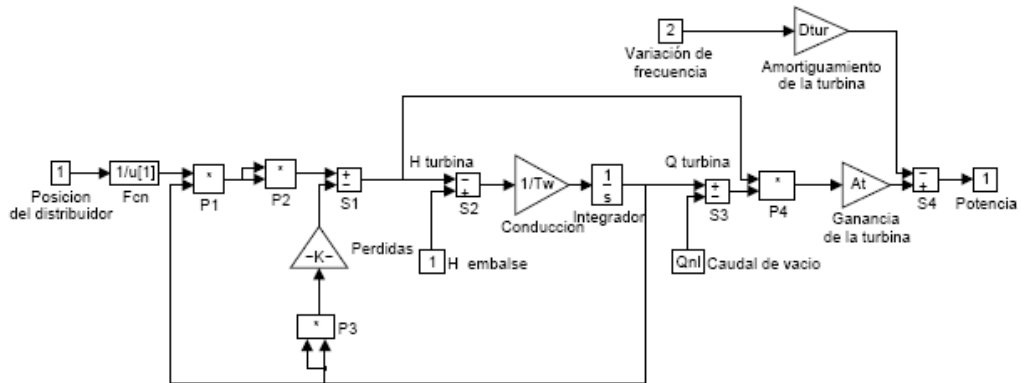


Figura 76 Modelo de la turbina. [13]

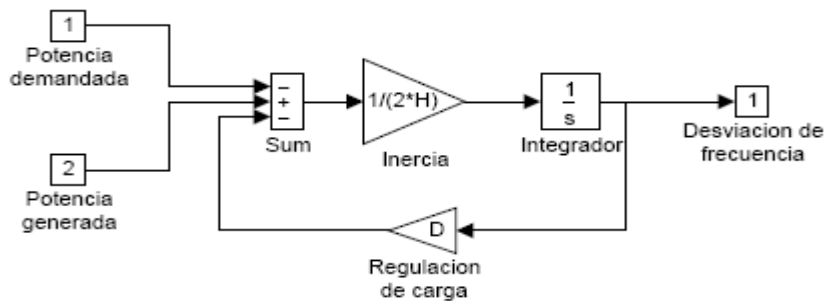
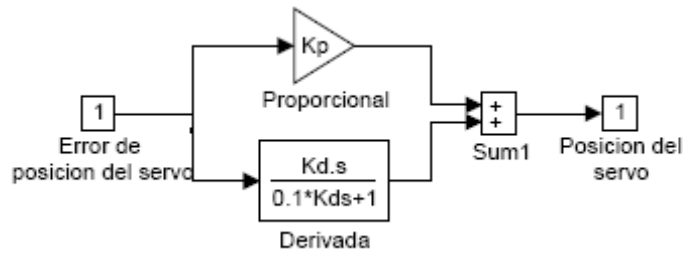
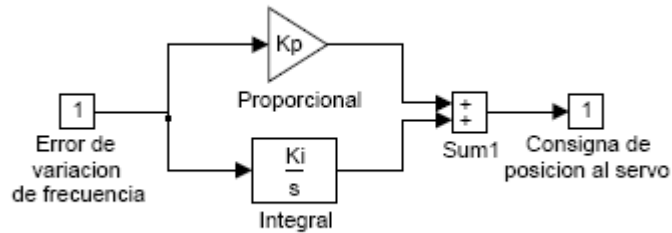


Figura 77 Modelo de generador en vacío y en aislado. [13]



**Figura 78** Modelo de regulador PD. [13]



**Figura 79** Modelo de regulador PI. [13]

## A4.6 CÁLCULO DE PARÁMETROS

### A4.6.1 Cálculo del Water Starting Time ( $T_w$ )

Como el  $T_w$  es el tiempo requerido para que el flujo de agua vaya (se acelere) de cero a un valor base o nominal ( $Q_{Base}$ ), para una caída nominal o específica ( $H_{Base}$ )

$$T_w = \frac{L}{A \cdot g} \frac{Q_{base}}{H_{base}} \text{ y como } Q = A \cdot U, \text{ se obtiene que;}$$

$$T_w = \frac{L}{g} \frac{U}{H} \quad T_w = 3,63 \text{ segundos}$$

### A4.6.2 Factor de pérdidas en la turbina

$$F_{\text{pérdidas turbina}} = 1 - \eta_t$$

$$F_{\text{pérdidas turbina}} = 0,15 \text{ pu}$$

### A4.6.3 Constante de inercia del generador

La dinámica del rotor se puede estimar por medio de la siguiente fórmula propuesta en el estándar NEMA MG1

$$Wk^2 = \left[ 0.02 \times 2^{\left[ \frac{\text{polos}}{2} \right]} \times HP^{\left[ 1.35 - 0.05 \times \frac{\text{polos}}{2} \right]} \right] \left[ lb - ft^2 \right]$$

$$Wk^2 = 590,14 \text{ lb} - ft^2$$

$$H_G = E.C / P \text{ nominal}$$

$$H_G = 2,31 \times 10^{-10} Wk^2 (\text{RPM})^2 / \text{MVA nom}$$

$$H_G = 0,28 \text{ s}$$

Como la inercia del generador se puede aproximar a un 30% del la inercia del rotor del grupo (turbina-generador) se tiene que:

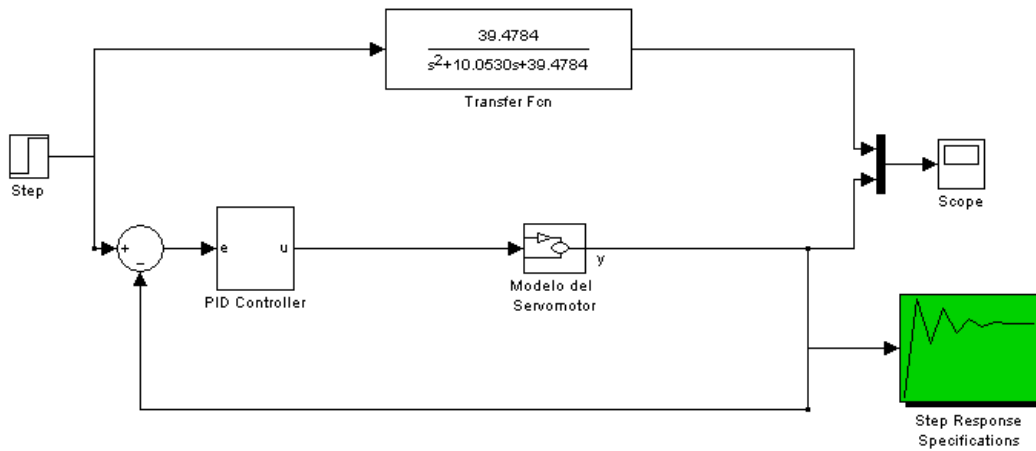
$$H_R = 0,93 \text{ segundos}$$

## A4.7 SIMULACIÓN CON LA HERRAMIENTA SIMULINK DE MATLAB.

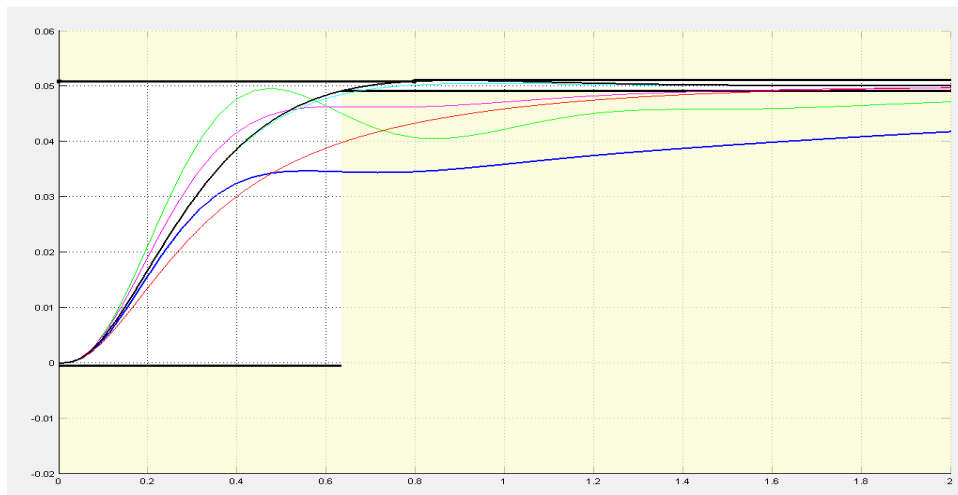
### A4.7.1 Regulador de Posición

La válvula piloto y la válvula principal se representan como sistemas de primer orden como en el anexo 4 cuyas constantes de tiempo son respectivamente 0,05 y 0,2 segundos la ganancia del servomotor se representa como 1 p.u. el

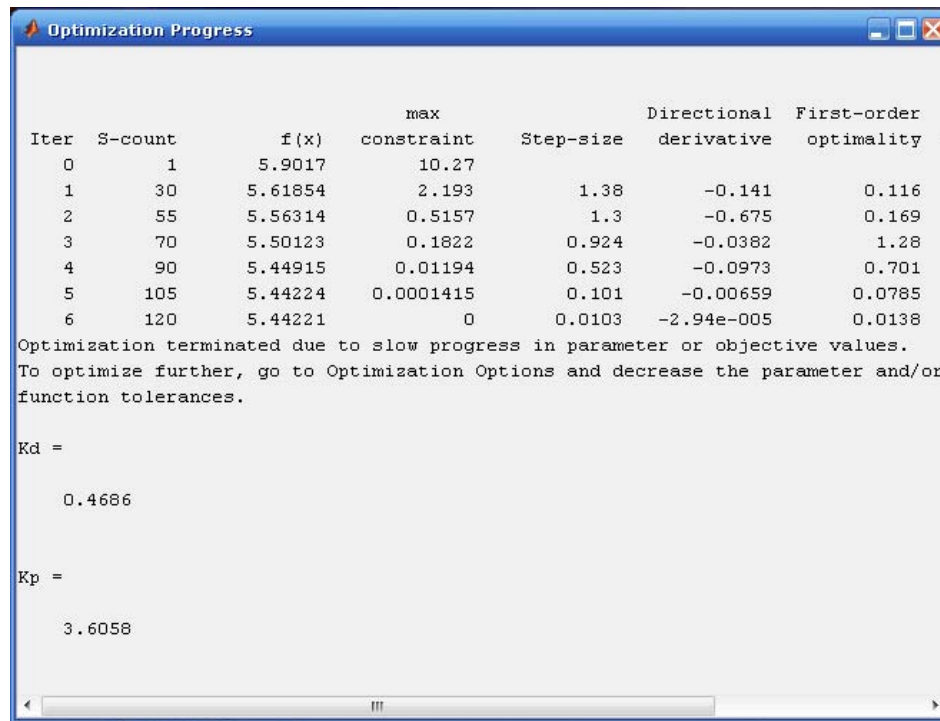
regulador es del tipo PD, como sistema de referencia se tomó uno con factor de amortiguamiento del 80% y frecuencia natural de 1Hz para éste caso se obtuvo  $K_p=3,6058$   $K_d=0,4686$ .



**Figura 80** Diagrama de bloques del regulador de posición



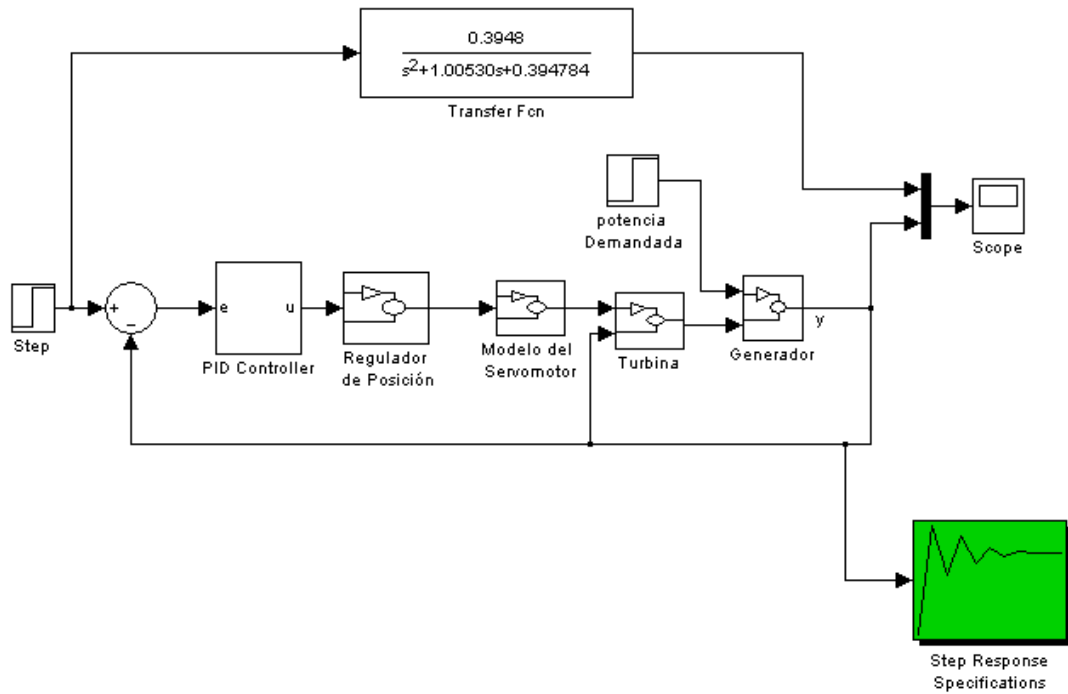
**Figura 81** Progreso de las respuestas durante el proceso iterativo para el regulador de posición (la respuesta en línea negra es la definitiva)



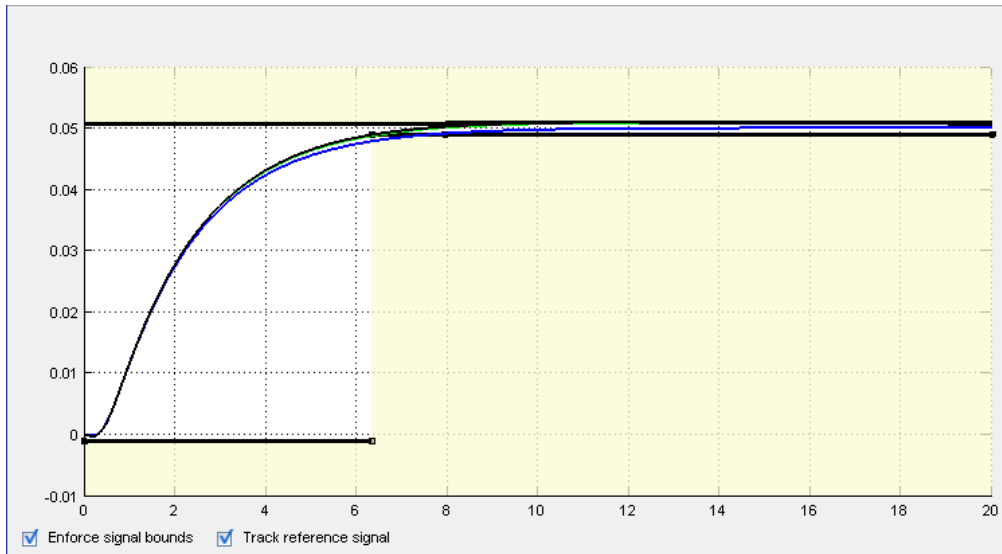
**Figura 82** Resultados del proceso de optimización para el regulador de posición

#### **A4.7.2 Ajuste del regulador de velocidad.**

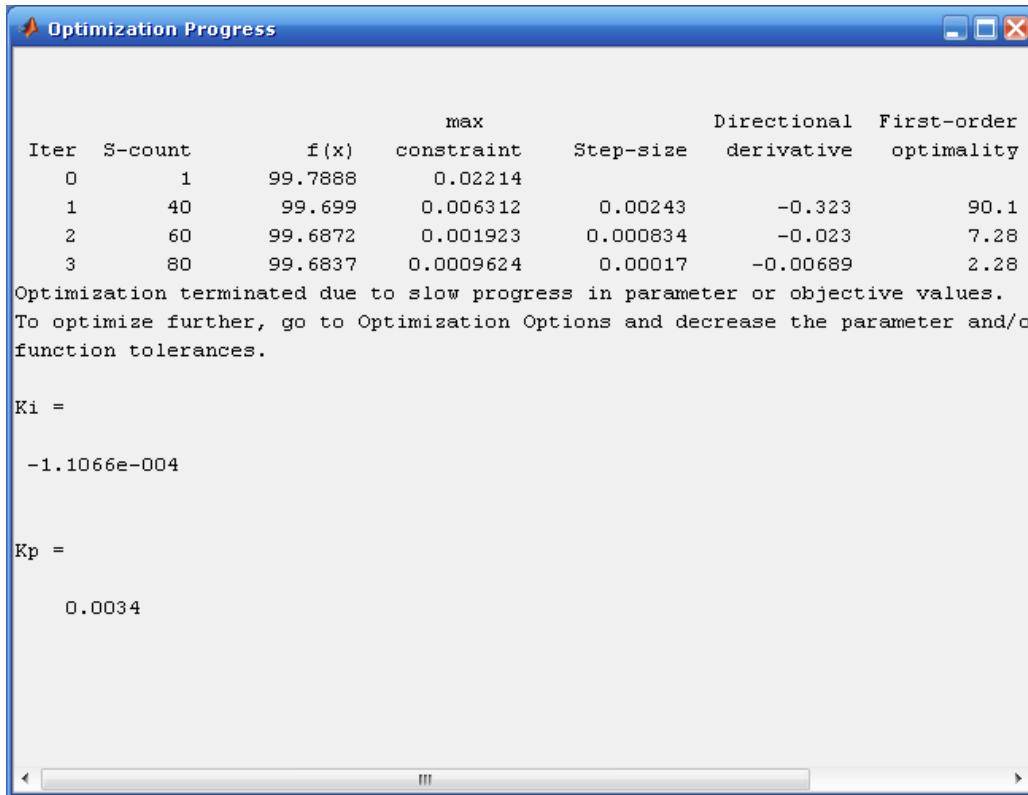
La constante de tiempo de la tubería forzada  $T_w=3,63$  segundos (para el caudal de diseño seleccionado), el caudal de vacío típicamente es 5%, el factor de perdidas de la turbina es 15% la ganancia de la turbina se tomo como 1 p.u. y el amortiguamiento de la turbina se tomo como 0,5 en por unidad la constante de inercia del generador se estimo en 0,28 segundos para un generador de las dimensiones consideradas y el amortiguamiento del generador se colocó como 50% el regulador es un tipo PI, y se comparó con un sistema de referencia de segundo grado cuyo factor de amortiguamiento es 80% y la frecuencia natural es de 0,1Hz las constantes del regulador obtenidas son  $K_p=0,0034$  y  $K_i=-1.1066e-4$



**Figura 83** Diagrama de bloques del regulador de velocidad



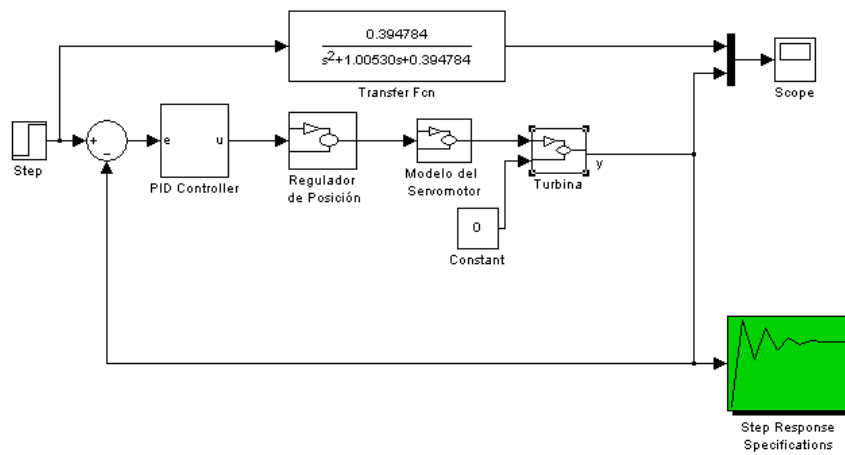
**Figura 84** Progreso de las respuestas durante el proceso iterativo para el regulador de velocidad (la respuesta en línea negra es la definitiva)



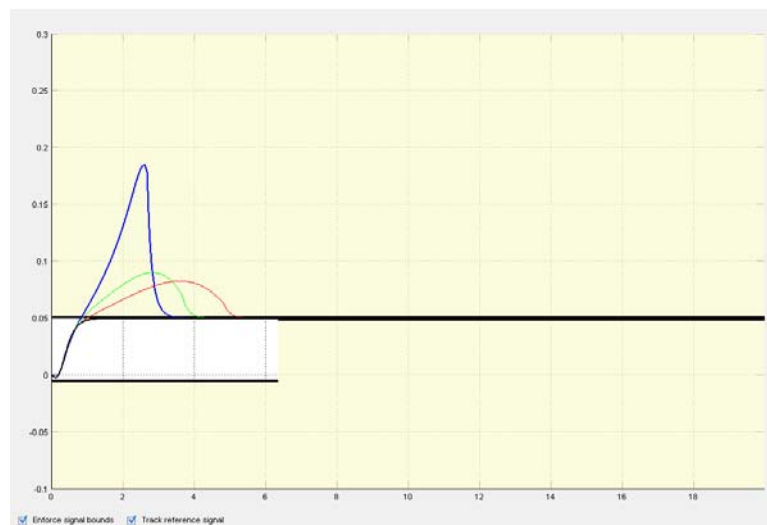
**Figura 85** Resultados del proceso de optimización para el regulador de velocidad

### **Ajuste del regulador de carga-velocidad.**

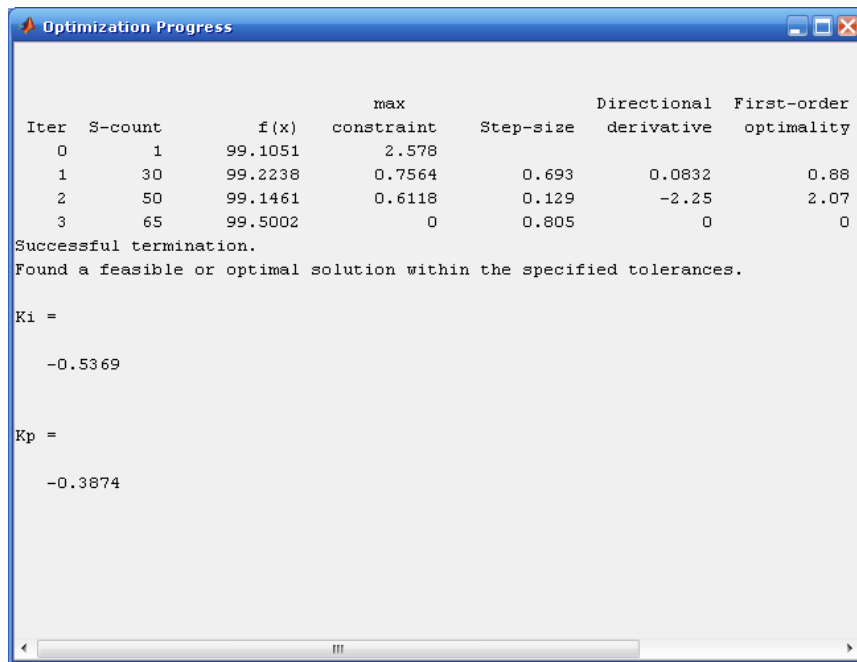
Cuando el generador esta acoplado al sistema interconectado se supone que la frecuencia del sistema no cambia, en consecuencia, el diagrama de la figura 74 representa dicha condición, el regulador es PI y la referencia es un escalón del 5% con un amortiguamiento del 80% y una frecuencia de 0,1Hz. Obteniéndose los siguientes resultados;  $K_p = -0,3874$ .  $K_i = -0,5369$ .



**Figura 86** Diagrama de bloques del regulador de carga-velocidad



**Figura 87** Progreso de las respuestas durante el proceso iterativo para el regulador de carga-velocidad (la respuesta en línea negra es la definitiva)



**Figura 88** Resultados del proceso de optimización para el regulador de carga-velocidad