

CONTROL DE SISTEMAS DE LUBRICACIÓN EN TURBINAS DE GAS MÓVIL

LUBRICATION CONTROL SYSTEM IN MOBILE GAS TURBINE

LEANDRO BRITO BARRERA¹
LEONARDO GABRIEL VEGA MACOTELA²
FERNANDO DANIEL FUENTES MARBÁN³

RECIBIDO: MARZO 2009

APROBADO: JULIO 2009

RESUMEN

Los sistemas de lubricación de turbina libre (SLTL) requieren para su óptimo funcionamiento de un riguroso control de temperatura. En el caso que nos ocupa, dicho control se realiza mediante el paso de aceite lubricante a través de un intercambiador de calor (enfriador), que cuenta únicamente con un sensor ubicado en el depósito de almacenamiento del aceite, que modula la válvula en su apertura o cierre. En este artículo se analizan las condiciones de un SLTL partiendo de un modelo matemático, para realizar luego un diseño óptimo del control en el flujo del líquido enfriador. La alternativa considerada conlleva la sustitución de la válvula de apertura-cierre por una válvula de control que cuenta con anticipación, con el valor de la temperatura, y ante la recepción de una señal, actúa, lo que permite reforzar los límites de seguridad en la temperatura del aceite lubricante, de modo que permanezcan constante por tiempos prolongados.

Palabras clave

Turbina, lubricación, modelo, control, SLTL, linealización.

Abstract

The turbine lubrication systems free (SLTL) require, for optimal functioning, of a rigorous temperature control. In the present case, that check

is done by passing lubricating oil through a heat exchanger (cooler), having only one sensor, located in the oil tank, which modulates the valve opening or closure. In this article, analysis is made of a SLTL conditions, based on a mathematical model for optimal design then control the flow of coolant. The alternative considered involves replacing the valve open-close by a con-

1 Departamento de Ingeniería en Control y Automatización, Esime-IPN. México D.F. Correo: bbleandro@yahoo.com

2 Departamento de Ingeniería en Control y Automatización, Esime-IPN. México D.F. Correo: leo_el7sello@hotmail.com

3 Departamento de Ingeniería en Control y Automatización, Esime-IPN. México D.F.
Correo: fernandodaniel07@gmail.com

trol valve, The control valve must be in advance, with the temperature value, receiving a signal that allows the valve to act; so this way the safety limits in temperature lubricating oil remain a constant over time

Key words

Turbine, lubrication, model, control, SLTL, linearization.

1. MODELADO DEL SISTEMA

Para modelar el sistema, se recurre a la Figura 1, donde se representa esquemáticamente el flujo de los dos fluidos (tanto del aceite como del líquido enfriador), implicados en el proceso:

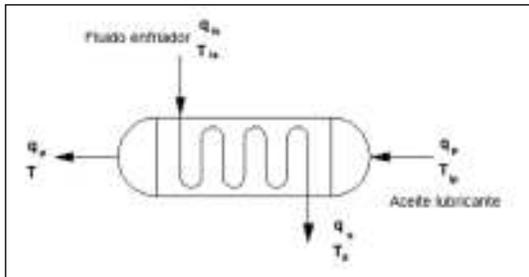


Figura 1. Esquema del enfriador propuesto para la simulación.

Con referencia a este esquema, se consideran las propiedades físicas de los dos fluidos, pero se toman como base las siguientes consideraciones:

1. Ambos líquidos se consideran homogéneos, por lo cual la densidad y la capacidad calorífica es la misma en todos los puntos donde fluye el líquido y no cambia con la temperatura de dichos líquidos.
2. El flujo del fluido del proceso es constante:
 $q_p = q_{po}$
3. El área de transferencia de calor es constante.

4. El intercambiador de calor se considera aislado de las condiciones ambientales.

Se muestra en la Tabla 1 cuáles son las condiciones a las que estará sujeto el sistema en situaciones de alarma y paro.

Item	Mínimo	Normal	Máximo
Presión principal de aceite de la turbina libre	33 PSIG (paro)	40 a 50 PSIG	
Nivel de aceite (medido desde el fondo)	5 pulgadas (alarma) 3,5 pulgadas (paro)		
Temperatura de entrada de aceite de lubricación		170° F a 190° F	225 °F (alarma) 250 °F (paro)
Presión diferencial en el filtro de aceite externo			17 PSIG (alarma)

Tabla 1. Condiciones de alarmas y de paro.

Balance de energía para el aceite lubricante:

$$\text{Energía de Entrada} = W_p H_p = q_p \rho_p C_p T_{ip}(t) \quad (1)$$

$$\text{Energía de Salida} = W_p H_p = q_p \rho_p C_p T(t) \quad (2)$$

$$\text{Energía Generada} = -UA[T(t) - T_s(t)] \quad (3)$$

$$\text{Energía Acumulada} = V \rho C_V \frac{dT(t)}{dt} \quad (4)$$

Realizando la sustitución de las ecuaciones 1, 2, 3 y 4 en la ecuación del balance de energía, se tiene:

$$q_p \rho_p C_p T_{ip}(t) - UA[T(t) - T_s(t)] - q_p \rho_p C_p T(t) = V \rho C_V \frac{dT(t)}{dt} \quad (1)$$

Balance de energía para el fluido de servicio:

$$\text{Energía de Entrada} = W_{is} H_{is} = q_{is}(t) \rho_s C_{ps} T_{is}(t) \quad (2)$$

$$\text{Energía de Salida} = W_s H_s = q_s(t) \rho_s C_{PS} T_s(t) \quad (3)$$

$$\text{Energía Generada} = UA [T(t) - T_s(t)] \quad (4)$$

$$\text{Energía Acumulada} = V_s \rho_s C_v \frac{dT_s(t)}{dt} \quad (5)$$

De igual manera, se sustituyen las ecuaciones 6, 7, 8 y 9 en la ecuación del balance de energía, con lo que se obtiene la siguiente ecuación:

$$q_{is}(t) \rho_s C_{PS} T_{is}(t) + UA [T(t) - T_s(t)] - q_s(t) \rho_s C_{PS} T_s(t) = V_s \rho_s C_v \frac{dT_s(t)}{dt} \quad (6)$$

1.1 LINEALIZACIÓN DE ECUACIÓN

Las funciones de transferencia requeridas se pueden obtener a partir de las ecuaciones diferenciales 5 y 10, pero, debido a que el primer y el último término del miembro izquierdo de las ecuaciones 5 y 10 respectivamente no son lineales, para resolverlas se hace necesario linealizar los términos señalados, utilizando para ello la expansión de Taylor.

En general, para una función de dos variables $f(x, y)$, la serie de Taylor alrededor del punto (\bar{x}, \bar{y}) , aproximándola a la primera derivada –en el supuesto de que las diferenciales superiores son tan pequeñas que se pueden despreciar–, se desarrolla de la siguiente manera:

$$f(x, y) = f(\bar{x}, \bar{y}) + \frac{\partial}{\partial x} f(x, y) \Big|_{\substack{x=\bar{x} \\ y=\bar{y}}} (x - \bar{x}) + \frac{\partial}{\partial y} f(x, y) \Big|_{\substack{x=\bar{x} \\ y=\bar{y}}} (y - \bar{y}) \quad (7)$$

En nuestro caso, se tiene que:

$$f_1(T, q) = q_{is}(t) \rho_s C_{PS} T_{is}(t) \quad (8)$$

$$f_2(T, q) = q_s(t) \rho_s C_{PS} T_s(t) \quad (9)$$

Desarrollándola hasta la primera derivada mediante la serie de Taylor, se tiene que:

$$f_1(T, q) = \overline{q_{is} \rho_s C_{PS} T_{is}} + \overline{q_{is} \rho_s C_{PS}} (T_{is}(t) - \overline{T_{is}}) + \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} (q_{is}(t) - \overline{q_{is}}) \\ = \overline{q_{is} \rho_s C_{PS} T_{is}} + \overline{q_{is} \rho_s C_{PS}} T_{is}(t) - \overline{q_{is} \rho_s C_{PS} T_{is}} + \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} q_{is}(t) - \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} \overline{q_{is}} \quad (10)$$

Realizando las operaciones indicadas, se obtiene lo siguiente:

$$f_1(T, q) = \overline{q_{is} \rho_s C_{PS} T_{is}}(t) + \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} q_{is}(t) - \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} \overline{q_{is}} \quad (11)$$

Al ordenar términos, por último, se tiene que:

$$f_1(T, q) = \rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} Q_{is}(t) + \overline{q_{is} \rho_s C_{PS}} T_{is}(t) \quad (12)$$

De manera análoga, se aplica el mismo procedimiento para la ecuación $f_2(T, q) = q_s(t) \rho_s C_{PS} T_s(t)$ y se tiene como resultado:

$$f_2(T, q) = \rho_s C_{PS} \overline{T_s} Q_s(t) + \overline{q_s \rho_s C_{PS}} T_s(t) \quad (13)$$

Por tanto, la ecuación 1-10 linealizada queda de la siguiente manera:

$$\rho_s C_{PS} \overline{T_{is}} Q_{is}(t) + \overline{q_{is} \rho_s C_{PS}} T_{is}(t) + UA [T(t) - T_s(t)] - \rho_s C_{PS} \overline{T_s} Q_s(t) - \rho_s \overline{q_s} C_{PS} T_s(t) = V_s \rho C_v \frac{dT_s(t)}{dt} \quad (14)$$

En el presente trabajo, el flujo de entrada y de salida del fluido enfriador se considera el mismo. Si se hacen las siguientes igualdades,

$$C_1 = \rho_S C_{PS} \overline{T_{iS}}; J/m^3$$

$$C_2 = \rho_S C_{PS} \overline{q_{iS}}; J/K s$$

$$C_3 = \rho_S C_{PS} \overline{T_S}; J/m^3$$

La ecuación resulta de la siguiente manera:

$$C_1 Q_S(t) + C_2 T_{iS}(t) + UA[T(t) - T_S(t)] - C_3 Q_S(t) - C_2 T_S(t) = V_S \rho C_V \frac{dT_S(t)}{dt} \quad (15)$$

Teniendo como variables desviadas:

$$T_{iP}(t) = T_{iP}(t) - \overline{T_i}$$

$$T(t) = T(t) - \overline{T}$$

$$T_S(t) = T_S(t) - \overline{T_S}$$

$$Q_S(t) = q_S(t) - \overline{q_S}$$

$$T_{iS}(t) = T_{iS}(t) - \overline{T_{iS}}$$

1.2 OBTENCIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA

A continuación se obtendrán las funciones de transferencia de los respectivos fluidos, considerando lo que se especifica en la Tabla 2:

Variable	Tipo
T _{iP} Temperatura de entrada del fluido de proceso	Entrada
T _{iS} (t) Temperatura de entrada del fluido de servicio	Entrada
Q _S Flujo del fluido de servicio	Entrada
T(t) Temperatura de salida del fluido de proceso	Salida

Tabla 2. Definición de entradas y salidas.

Para poder realizar el análisis de entradas y salidas del modelado que plantea el presente trabajo, se toma como base el diagrama propuesto en la Figura 2.

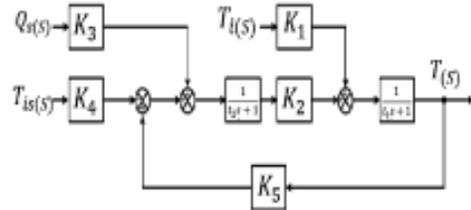


Figura 2. Diagrama de bloques intercambiador de calor.

Como se puede observar, existen tres entradas [T_{iP}(s) T_{iS}(s), Q_S(s)] y solo se considera una sola salida [T(s)], por lo que podemos deducir que se pueden tener tres funciones de transferencia, que son las siguientes:

$$\frac{T(s)}{T_{iP}(s)} = \frac{\text{Temperatura de salida del fluido de proceso}}{\text{Temperatura de entrada del fluido de proceso}} \quad (16)$$

$$\frac{T(s)}{T_{iS}(s)} = \frac{\text{Temperatura de salida del fluido de proceso}}{\text{Temperatura de entrada del fluido de servicio}} \quad (17)$$

$$\frac{T(s)}{Q_S(s)} = \frac{\text{Temperatura de salida del fluido de proceso}}{\text{Flujo del fluido de servicio}} \quad (18)$$

Tomando como base las ecuaciones (16), (17) y (18), se obtiene la siguiente ecuación:

$$T(s) = \frac{1}{\left(\frac{V_P \rho C_V}{q_P \rho_P C_P + UA}\right)^{s+1}} \left[\frac{q_P \rho_P C_P T_{iP}(s)}{UA + q_P \rho_P C_P} + \frac{UA T_S(s)}{UA + q_P \rho_P C_P} \right] \quad (19)$$

Donde:

$$\tau_1 = \frac{V_P \rho C_V}{UA + q_P \rho_P C_P}; \quad (20)$$

$$K_2 = \frac{UA}{UA + q_P \rho_P C_P}; \quad (21)$$

$$T_s(s) = \frac{1}{\left(\frac{V_s \rho C_V}{UA+C_2}\right)^{s+1}} \left[\frac{(C_1 - C_3)Q_s(s)}{UA+C_2} + \frac{C_2 T_{is}(s)}{UA+C_2} + \frac{UAT(s)}{UA+C_2} \right] \quad (22)$$

De esta ecuación, se tiene que:

$$\tau_2 = \frac{V_s \rho C_V}{UA+C_2}; \quad (23)$$

$$K_3 = \frac{C_1 - C_3}{UA+C_2}; \quad (24)$$

$$K_4 = \frac{C_2}{UA+C_2}; \quad (25)$$

$$K_5 = \frac{UA}{UA+C_2}; \quad (26)$$

Por lo cual se tiene:

$$T_s(s) = \frac{1}{\tau_2 s + 1} [K_3 Q_s(s) + K_4 T_{is}(s) + K_5 T(s)] \quad (27)$$

Se sustituye la ecuación 1-27 en la ecuación 1-22 y se tiene:

$$\frac{[(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1) - K_2 K_5] T(s)}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} = \frac{(\tau_2 s + 1)(K_1 T_{ip}(s) + K_2 K_3 Q_s(s) + K_2 K_4 T_{is}(s))}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)} \quad (28)$$

Eliminando factores iguales:

$$[(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1) - K_2 K_5] T(s) = (\tau_2 s + 1)(K_1 T_{ip}(s) + K_2 K_3 Q_s(s) + K_2 K_4 T_{is}(s)) \quad (29)$$

Por tanto, se tiene como función de transferencia:

T_{ip} es la entrada:

$$\frac{T(s)}{T_{ip}(s)} = \left(\frac{K_1}{1 - K_2 K_5} \right) \left(\frac{\tau_2 s + 1}{\left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s^2 + \left(\frac{\tau_1 + \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s + 1} \right) \quad (30)$$

Teniendo ahora a T_{is} como entrada:

$$\frac{T(s)}{T_{is}(s)} = \left(\frac{K_2 K_4}{1 - K_2 K_5} \right) \left(\frac{1}{\left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s^2 + \left(\frac{\tau_1 + \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s + 1} \right) \quad (31)$$

Si ahora se considera a Q_s como entrada, se tiene:

$$\frac{T(s)}{Q_s(s)} = \left(\frac{K_2 K_3}{1 - K_2 K_5} \right) \left(\frac{1}{\left(\frac{\tau_1 \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s^2 + \left(\frac{\tau_1 + \tau_2}{1 - K_2 K_5} \right) s + 1} \right) \quad (32)$$

Para la obtención de la función de transferencia se ha despreciado la dinámica de las paredes del intercambiador de calor.

1.3 PARÁMETROS Y CONDICIONES DEL PROCESO

Para la simulación de la respuesta dinámica del proceso, se toman los valores del sistema teniendo como referencia los patrones de mediciones más usuales en la industria.

$$G_p(s) = \frac{T(s)}{Q_s(s)} = \frac{-8946}{13,86 s^2 + 7,448s + 0,1505} \quad (33)$$

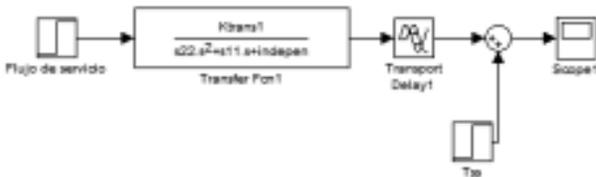


Figura 3. Diagrama de bloques del modelado propuesto.

Entonces se tiene como respuesta del modelo propuesto la Figura 4.

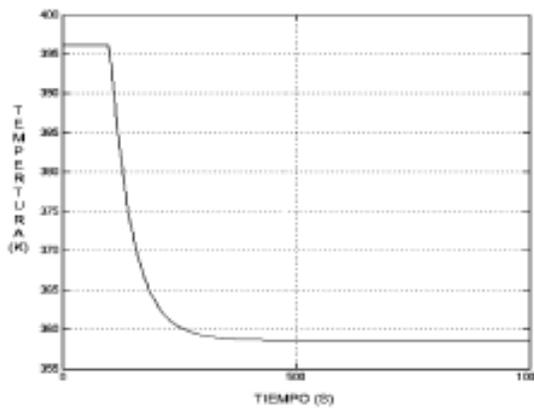


Figura 4. Respuesta de la simulación del modelo matemático.

Capacidad calorífica del aceite lubricante (Cv,Cp)	7,052 $\left(\frac{J}{kgK}\right)$
Flujo del aceite lubricante	0,0006309 m ³ /s
Densidad del aceite lubricante	852 $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
Temperatura de entrada del aceite lubricante	393,15 K
Volumen del flujo de proceso	0,3 m ³
Temperatura de entrada del fluido de servicio	223,5 K
Temperatura de salida del flujo de servicio	223,15 K
Densidad del fluido de servicio	1543 $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
Capacidad calorífica del fluido de servicio (Cv,Cp)	4,4865 $\left(\frac{J}{kgK}\right)$
Volumen del flujo de servicio	0,3 m ³
Coefficiente global de transferencia de calor	13,619 $\left(\frac{J}{kgK}\right)$
Área de transferencia	3,7 m ²

Tabla 3. Definición de las variables del proceso.

2. SISTEMA RETROALIMENTADO SIN CONTROL

Para plantear las ventajas que tiene el sistema de control en cascada, es importante primero analizar el sistema con un control retroalimentado (Figura 5).

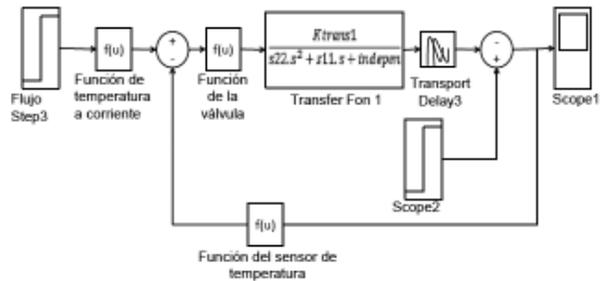


Figura 5. Representación en diagrama de bloques del sistema de enfriamiento sin control, con retroalimentación.

En el cual, al no existir control, únicamente el sistema no reacciona como su espera. Esto se puede observar de manera adecuada en la Figura 5, ya que a la entrada del flujo de proceso a una temperatura de 393,15 K, el sistema no llega a los valores deseados

2.1 SINTONIZACIÓN DEL SISTEMA RETROALIMENTADO POR ZIEGLER-NICHOLS

Debido a que se conoce la función de transferencia del proceso, se calcula la respuesta escalón unitario o la ganancia crítica K_c y el período crítico P_{cr} .

A continuación, empleando los valores calculados, es posible determinar los parámetros K_p , T_i y T_d a partir de la Tabla 4.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 k_r$	∞	0
PI	$0,45 k_r$	$\frac{1}{1,2} P_{cr}$	0
PID	$0,65 k_r$	$0,5 P_{cr}$	P_{cr}

Tabla 4. Valores de K_p , T_i y T_d , de acuerdo con la sintonización por Ziegler-Nichols.

Para llevar a cabo este método de sintonización, hay que hacer que $T_i = \infty$ y $T_d = 0$. Usando solo la acción de control proporcional, incrementando K_p de 0 a un valor crítico K_r , en donde la salida exhiba primero oscilaciones sostenidas. Por tanto, la ganancia crítica K_r y el período P_{cr} correspondiente se determinan experimentalmente (Figura 6). En este caso, para que el sistema oscilara, fue necesaria una $K_r = 5,513$.

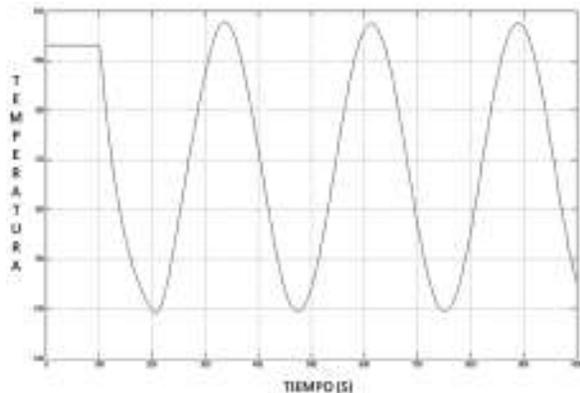


Figura 6. Oscilación del sistema retroalimentado.

Al realizar el análisis de las oscilaciones, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$P_{cr} = 272,33$$

$$K_p = 0,6 k_r = (0,6)(5,513) = 3,3078$$

$$T_i = 0,5 P_{cr} = (0,5)(272,33) = 136,165$$

$$T_d = 0,125 P_{cr} = (0,125)(272,33) = 34,04125$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{3,3078}{136,165} = 0,02429$$

$$K_d = (k_p)(T_d) = (3,3078)(34,04125) = 112,60164675$$

Al tener los datos de la ganancia proporcional, integral y derivativa, se realizaron más pruebas para mejorar la respuesta del sistema obteniendo la respuesta de la Figura 7.

$$K_p = 2,1; K_i = 0,02429; K_d = 45$$

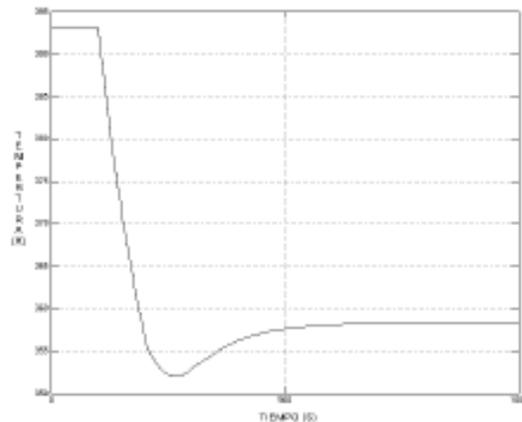


Figura 7. Señal controlada del sistema retroalimentado.

2.2 CONTROL EN CASCADA

Si la señal de salida del controlador de temperatura (*primario*) actúa como punto de consigna de un instrumento que controle el caudal, cuya señal de salida ajuste la posición de la válvula, este segundo controlador (*secundario*) permitirá corregir rápidamente las variaciones de caudal provocadas por perturbaciones, manteniendo el sistema en todo momento la capacidad para controlar la temperatura con el instrumento primario, tal y como se muestra en la Figura 8.

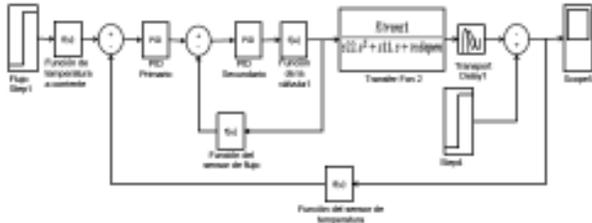


Figura 8. Representación del diagrama de bloques del sistema de enfriamiento propuesto.

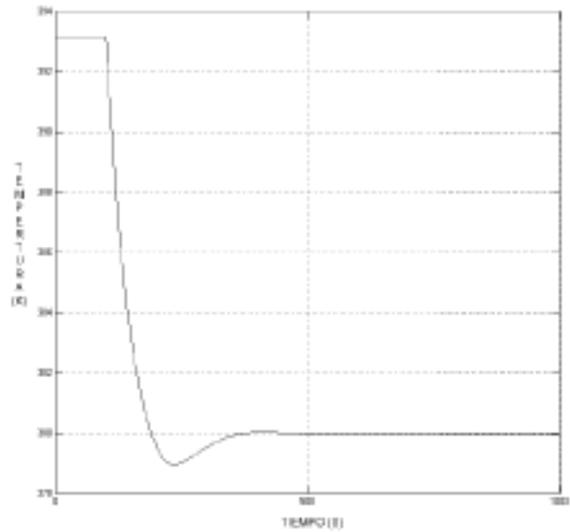


Figura 9. Respuesta del sistema de control en cascada con un control PI en el lazo interno.

2.3 SINTONIZACIÓN DE SISTEMA EN CASCADA POR ZIEGLER-NICHOLS

2.3.1 SINTONIZACIÓN DEL LAZO INTERNO

Para poder sintonizar el lazo interno, se deben considerar los siguientes aspectos:

- El controlador debe ser más rápido.
- Frecuentemente se usa control proporcional.

Para esta etapa se trabajará con un controlador P (proporcional) basado en la respuesta del sistema en lazo cerrado, debido a que en la realización de pruebas de tiempo de respuesta fueron esos parámetros los que brindaron una respuesta más rápida, incluso mejorando la respuesta del sistema retroalimentado, tal y como se muestra en la Figura 9.

2.4 SINTONIZACIÓN DEL LAZO EXTERNO

Cuando $T_i = \infty$ y cuando $T_d = 0$. Usando solo la acción de control proporcional, incrementando K_p de 0 a un valor crítico K_r , en donde la salida exhiba primero oscilaciones sostenidas. Por tanto, la ganancia crítica K_r y el período P_{cr} correspondiente se determinan experimentalmente (Figura 10), en este caso, para que el sistema oscilara fue necesaria una $K_r = 7,762$.

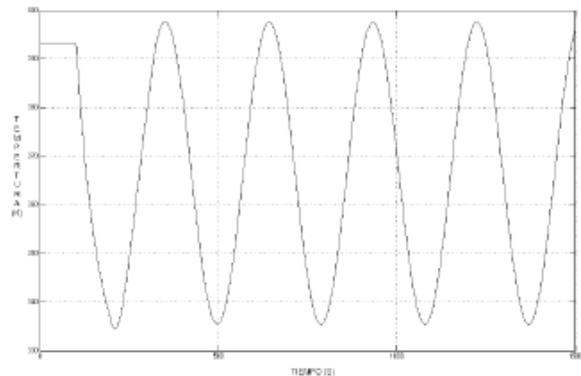


Figura 10. Oscilación del sistema con una $K_r = 7,762$.

Al realizar el análisis de las oscilaciones, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$P_{cr} = 291$$

$$K_p = 0,6_{K_r} = (0,6)(7,762) = 4,6572$$

$$T_i = 0,5_{P_{cr}} = (0,5)(291) = 145,5$$

$$T_d = 0,125_{P_{cr}} = (0,125)(291) = 36,375$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{4,6572}{145,4} = 0,02429$$

$$K_p = (K_p)(T_d) = (4,6572)(36,375) = 169,405$$

Al tener los datos de la ganancia proporcional, integral y derivativa, se realizaron más pruebas para mejorar la respuesta del sistema y se obtuvo la respuesta de la Figura 11.

$$K_p = 2,8 ; K_i = 0,02808 ; K_d = 75$$

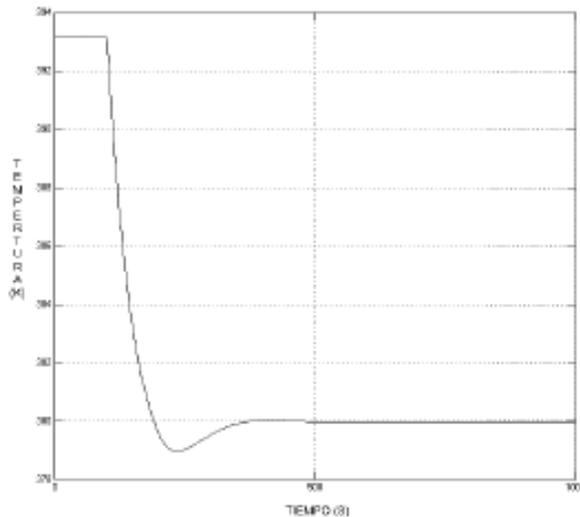


Figura 11. Señal controlada del sistema en cascada.

3. CONCLUSIONES

Para esta modelo se planteó una temperatura inicial de 393,15 K, debido a que es una temperatura de prueba muy alta, de tal manera que, si por algún motivo se llegara a manifestar y no se presentara un control adecuado, el sistema llegaría inmediatamente a paro general.

El resultado de realizar este análisis está en prever que cuando la temperatura del aceite llegue a 358,15 K el control actuará y mantendrá el valor de la temperatura dentro de los intervalos permitidos de seguridad.

Lo anterior se ejemplifica con una simulación, utilizando variables cambiantes entre un intervalo de 358,15 K a 393,15 K (como se puede observar en la Figura 11), con un intervalo de tiempo de un segundo, es decir, en cada segundo existirá un cambio de 358,15 K a 393,15 K. Esto con el fin de demostrar que el sistema propuesto puede controlar la temperatura sin llegar a activar el sistema de paro por emergencia.

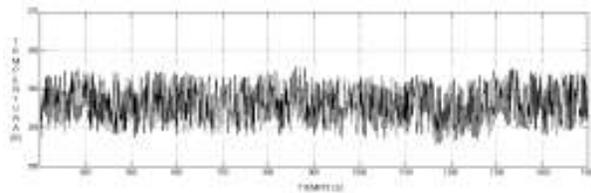


Figura 12. Sistema de control con oscilaciones cada segundo con un intervalo de 358,15 K a 393,15 K.

REFERENCIAS

- [1] Comisión Federal de Electricidad. *Manual de la Unidad Móvil Turbo-Jet Mobile Power Pac*. México: CFE.

- [2] L. Brito. *Análisis del ciclo termodinámico de una turbina de gas móvil*. XXI Congreso Nacional de Termodinámica, México, 2006.
- [3] W. Brogan. *Modern Control Theory*, 3 ed. EE.UU.: Prentice Hall, 1991.
- [4] T. Gianpolo. *The Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*. EE.UU.: Fairmont Press, 2003.
- [5] S. Asenjo. *Control de turbinas de gas y de vapor*, Energía, Alción, 6, España, 2001.
- [6] A. Corripio y C. Smith. *Control automático de procesos teoría y práctica*, 1 ed. México: Noriega Editores, 1991.