

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CONTROL DE TEMPERATURA PARA EL FLUIDO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS HIDRÁULICAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Design and construction of a temperature control for the test bank for hydraulic bombs of positive displacing

RESUMEN

El presente trabajo describe el diseño y construcción de un sistema de control de temperatura del fluido de trabajo para el banco de pruebas para bombas hidráulicas de desplazamiento positivo, presente en el laboratorio de sistemas dinámicos, utilizando un sistema de enfriamiento, comandado por microcontrolador, con comunicación a computador.

PALABRAS CLAVES:

Bombas hidráulicas, sistemas de control, sistemas de enfriamiento, modulación de ancho de pulso.

ABSTRACT

The present work describes the design and construction of a working fluid temperature control system for the test bench for positive displacement hydraulic pumps, present in the dynamic systems laboratory, using a cooling system, commanded by microcontroller, with communication to a computer.

KEYWORDS:

Hydraulic pumps, control systems, cooling systems, pulse width modulation

1. INTRODUCCIÓN

En la industria de la maquinaria pesada, se encuentran sistemas oleohidráulicos como: gatos hidráulicos, servomecanismos, retroexcavadoras, grúas, etc. Los cuales necesitan mantener el fluido de trabajo en un cierto intervalo de temperatura para su correcta operación.

El banco de pruebas para bombas hidráulicas de desplazamiento positivo, presente en el laboratorio de sistemas dinámicos, se construyó siguiendo los lineamientos de la norma ANSI/ (NFPA) T3.9.33 [8] y se utiliza para la determinación de características de desempeño de las bombas mencionadas, ante diferentes condiciones de carga.

Según la norma ANSI/ (NFPA) T3.9.17 [8], para la determinación de las curvas características de desempeño de las bombas oleohidráulicas (presión, caudal, entre otras), se requiere mantener la temperatura del fluido de trabajo dentro de una tolerancia de ± 1 °C.

Con este fin se ha realizado el diseño y construcción de un sistema electromecánico de enfriamiento gobernado por un sistema de control, basado en microcontrolador.

Este sistema de control se comunica a través de la tarjeta de adquisición de datos, propia del banco de pruebas, con el computador, desde el cual, por medio del software

Fecha de Recepción: 26 de enero de 2009
Fecha de Aceptación: 27 de marzo de 2009

MAURICIO MONROY J.

Ingeniero Electrónico, MSc.
Profesor Auxiliar
Universidad Tecnológica de Pereira
mauriciomonroy@utp.edu.co

CHRISTIAN JULIÁN GARCÍA

Ingeniero Mecánico
Universidad Tecnológica de Pereira
christianj@utp.edu.co

JOSÉ ALIRIO MÁRQUEZ V.

Ingeniero Mecánico
Universidad Tecnológica de Pereira
quakebad@yahoo.es

existente, se puede establecer el valor de temperatura deseada para el fluido de trabajo.

Igualmente, se muestra el desempeño del sistema de enfriamiento en cuanto a su capacidad de rechazo de calor y el funcionamiento del controlador en lazo cerrado.

2. CONTENIDO

2.1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN Y ENFRIAMIENTO

2.1.1. Consideraciones de viscosidad

Los fluidos utilizados en sistemas oleohidráulicos deben tener como característica principal ser de tipo newtoniano, es decir, aquel cuya viscosidad no varía con la velocidad de corte. Esto se expresa mediante la ecuación 1 [7].

$$\tau = \mu \frac{\partial V_x}{\partial y} \quad (1)$$

Donde:

τ es la fuerza cortante

μ es la viscosidad dinámica

∂V_x es la velocidad entre las superficies paralelas

∂y es la separación entre las superficies

La viscosidad del fluido de trabajo depende de su temperatura [7,14] y ante las condiciones (presión, caudal, velocidad de rotación) cambiantes durante las pruebas de desempeño de una bomba hidráulica, ésta puede variar. Al variar la viscosidad, cambia la energía necesaria para empujar el fluido de trabajo a través del sistema oleohidráulico, por ello se justifica mantener estable la temperatura del fluido.

2.1.2. Sistemas de remoción de calor

Dentro de los sistemas de remoción de calor se tienen los sistemas de enfriamiento y los sistemas de refrigeración. Los sistemas de enfriamiento buscan reducir y mantener la temperatura de un espacio igual o mayor a la temperatura del medio circundante. Los sistemas de refrigeración en cambio buscan reducir y mantener la temperatura de un espacio por debajo de la temperatura ambiente [2].

Para la aplicación se pueden utilizar sistemas de refrigeración de alta o bien sistemas de enfriamiento [2].

El sistema implementado es de tipo enfriamiento, ya que los fluidos de los sistemas oleohidráulicos operan normalmente por encima de la temperatura ambiente, entre 30°C y 70°C [15]. Por otra parte, los costos de este sistema, comparados con los de un sistema de refrigeración, son menores [4].

2.1.3. Selección del sistema de enfriamiento por agua:

Dentro de las posibilidades de sistemas se encuentran:

- De un solo paso
- Abierto recirculante
- Cerrado recirculante no evaporativo

Los dos primeros se descartan, pues debe haber una constante reposición de líquido de enfriamiento [6].

2.2. COMPONENTES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

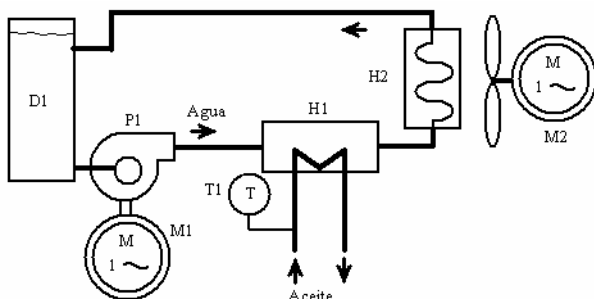


Figura 1. Diagrama de bloques del sistema de enfriamiento

El sistema de enfriamiento utilizado, mostrado en la figura 1, es de tipo cerrado recirculante no evaporativo y consta de los siguientes elementos principales:

- D1: Depósito
- P1: Bomba centrífuga
- M1: Motor monofásico, propulsor de P1
- H1: Intercambiador de calor aceite-agua, de coraza y tubos.
- T1: sensor de temperatura del aceite
- H2: Enfriador de aire por circulación forzada (radiador)
- M2: Motor monofásico, propulsor del ventilador
- Fluido de enfriamiento
- Tuberías y accesorios

El sensor T1 sirve para leer la temperatura del aceite hidráulico, antes de entrar al intercambiador H1. Según la temperatura que se desee y el valor de T1 (demanda de enfriamiento), se activa o desactiva el motor M1, que propulsa la bomba P1, haciendo recircular fluido de enfriamiento por el trayecto cerrado D1-P1-H1-H2-D1. Si aumenta la demanda de enfriamiento, el motor M2 se enciende, introduciendo aire forzado al radiador H2, con el fin de sustraer el máximo calor posible.

Requerimientos de los componentes:

2.2.1. Intercambiador H1

A partir de las especificaciones de la reducción de temperatura en el intercambiador ΔT_{oil} y el caudal de aceite oleohidráulico del banco V_{oil}^* , conocidas la densidad del aceite ρ_{oil} y su calor específico Cp_{oil} , se calcula la cantidad de calor a disipar, de acuerdo con (2):

$$Q = \rho V Cp \Delta T \quad (2)$$

Teniendo el calor a disipar igual al que absorbe el agua del intercambiador, con la especificación de ΔT_{H2O} y conocidas la densidad del agua ρ_{H2O} y su calor específico Cp_{H2O} , se vuelve a aplicar la ecuación (2) para encontrar el caudal de agua de enfriamiento V_{H2O}^* .

Para los valores:

$$\Delta T_{oil} = 9^\circ C ; V_{oil} = 22,71 \text{ l/min} ; \Delta T_{H2O} = 5^\circ C$$

$$\rho_{oil} = 864 \text{ kg/m}^3 ; Cp_{oil} = 2047 \text{ J/(kg}^\circ C) ;$$

$$Cp_{H2O} = 4186 \text{ J/(kg}^\circ C) [7]$$

Se tienen como resultados:

$$Q_{oil}^* = Q^* = 6026 \text{ W} ; V_{H2O}^* = 17,3 \text{ l/min}$$

El intercambiador previamente instalado en el banco de pruebas, cumple con los requerimientos, dadas sus capacidades máximas [4,8]:

$$\begin{aligned}
 Q &= 7460 W; \\
 V_{oil} &= 75,7 \text{ l/min}; \\
 V_{H2O} &= 49,2 \text{ l/min}
 \end{aligned}$$

2.2.2.bomba P1 y tuberías

El caudal de la bomba ya se tiene con el valor V_{H2O} . La cabeza de presión necesaria se calcula mediante la ecuación (3), con $H = 5m$, dada la configuración del sistema [4]:

$$P = \rho_{H2O} g H \tag{3}$$

Teniendo que $P = 49kPa$.

Los diámetros mínimos de tuberías se calculan mediante la ecuación (4):

$$D = \sqrt{\frac{4V_{H2O}}{\pi v_{tub}}} \tag{4}$$

Donde v_{tub} es la velocidad máxima recomendada en la tubería, cuyo valor varía según si la tubería es de succión, descarga de la bomba o retorno a tanque.

Los diámetros mínimos calculados se muestran en la tabla 1.

Tubería	$v_{tub} (m/s)$ [15]	D (mm)
Succión	1,2193	17,35
Descarga	4,5700	8,96
Retorno	3,0480	10,97

Tabla 1. Diámetros de tuberías

2.2.3.Depósito D1:

Se tiene una regla empírica [3] que establece que el depósito debe tener un volumen (en galones) de 3 a 4 veces el valor del caudal de la bomba (en galones por minuto).

2.2.4.Radiador H2:

A partir de la especificación del caudal de aire forzado V_{AIR} , conocida la densidad del aire ρ_{AIR} , se calcula el caudal másico de aire m_{AIR} , mediante la ecuación (5):

$$m = \rho V \tag{5}$$

Se aplica la ecuación (5) nuevamente para encontrar el caudal másico de agua de enfriamiento m_{H2O} .

Con los caudales másicos anteriores, se calcula la capacitancia del aire C_L y la capacitancia del agua C_H , mediante la ecuación (6), conocidos Cp_{AIR} y Cp_{H2O} .

$$C = m Cp \tag{6}$$

Con base en las temperaturas del ambiente Tc_i y las temperaturas del agua Th_i y Th_o , la temperatura de salida del aire Tc_o se calcula mediante la ecuación (7):

$$Tc_o = \frac{C_H(Th_i - Th_o)}{C_L} + Tc_i \tag{7}$$

Con base en los valores R y P de las ecuaciones (8) y (9), se encuentra por medio de gráfica [5] el factor de corrección para un cambiador de calor de corrientes cruzadas para fluidos sin mezclar, F .

$$R = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)} \tag{8}$$

$$P = \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)} \tag{9}$$

La diferencia de temperatura ΔTm se calcula mediante la ecuación (10):

$$\Delta Tm = \frac{(Th_i - Tc_o) - (Th_o - Tc_i)}{\ln\left(\frac{Th_i - Tc_o}{Th_o - Tc_i}\right)} \tag{10}$$

Con base en la ecuación (11), y un valor para el coeficiente global de transferencia de calor U_o , se encuentra el área necesaria para la disipación de calor.

$$A = \frac{Q}{U_o F(\Delta Tm)} \tag{11}$$

Para los valores:

$$V_{AIR} = 3636 m^3/h; \rho_{AIR} = 1,1777 kg/m^3;$$

$$Cp_{AIR} = 1005,7 J/(kg \text{ } ^\circ C)$$

$$Tc_i = 20^\circ C; Th_i = 35^\circ C; Th_o = 30^\circ C;$$

$$F = 0,97 \text{ [5];}$$

$$U_o = [300..450]W/(m^2 \text{ } ^\circ C) \text{ [12]}$$

El área del radiador estará entre los valores

$$A = [1,3943..2,0915]m^2$$

2.3.COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

2.3.1.Sistema de control

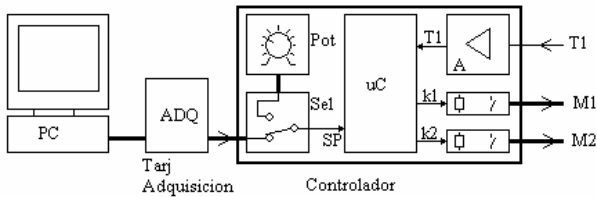


Figura 2.Diagrama de bloques del sistema de control

El sistema electrónico de control mostrado en la figura 2 consta de un software Pumpstest, instalado previamente en un PC y una tarjeta de adquisición preexistente, para el manejo del banco de pruebas.

La tarjeta de adquisición presenta una comunicación de tipo serial síncrona, con aislamiento galvánico, hacia el controlador. Para mayor información, ver [8].

El controlador presenta además, los siguientes elementos:

- Sel**: Selector de origen de la temperatura deseada (SP). Este selector permite recibir el valor SP desde PC o bien desde un potenciómetro **Pot**, incluido en el controlador.
- A**: Bloque de acondicionamiento de señal de temperatura. Este bloque recibe la señal analógica del sensor T1.
- k1** y **k2**: Relevadores para accionamiento de M1 y M2, respectivamente
- uC**: Bloque del controlador, basado en el PIC16F873, del fabricante Microchip [13].

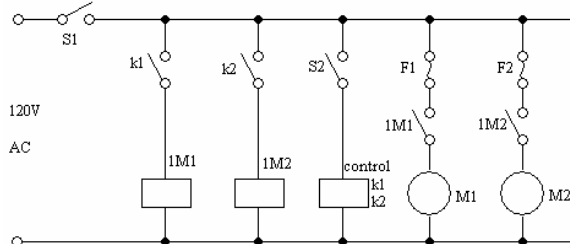


Figura 3.Circuito eléctrico de control de motores

En la figura 3 se muestra el circuito eléctrico para control de los motores de bomba M1 y ventilador M2.

El control se realiza por medio de los contactores 1M1 y 1M2 para gobernar M1 y M2, respectivamente.

Los contactos k1 y k2 vienen del controlador y gobiernan a 1M1 y 1M2.

El *breaker* S1 es el interruptor general y la protección.

El interruptor S2 permite energizar el controlador.

2.3.2.Acondicionamiento de señal

El circuito de acondicionamiento de señal se muestra en la figura 4.

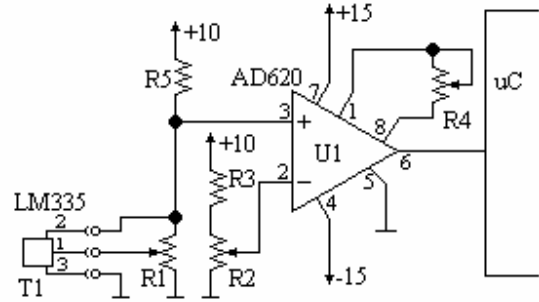


Figura 4. Circuito de acondicionamiento de señal

El sensor de temperatura T1 está basado en el circuito integrado LM335, el cual provee una señal de tensión a razón de 10mV/K [9].

El montaje corresponde a un puente Wheatstone, donde se tienen las series {R1,T1 ; R5},{R2 ; R3}.

R1 ajusta la salida del LM335 (pin 2) a 2.98V, para una temperatura de 25°C [9].

R2 ajusta el cambio a escala Celsius, introduciendo en (5) una tensión de 2,7316V.

R4 ajusta la ganancia del amplificador de instrumentación AD620, para el correcto escalamiento de la señal que va al convertidor A/D del microcontrolador.

El valor de ganancia del amplificador viene dado por la ecuación (12) [1]:

$$G = \frac{V6}{V3 - V2} = \frac{49400}{R4} + 1 \tag{12}$$

Donde:

V6 es la tensión de salida del amplificador (pin 6)

V3: tensión de entrada positiva (pin 3)

V2: tensión de entrada negativa (pin 2)

R4: resistencia de ajuste de ganancia (Ω)

2.3.3.Estrategia de control

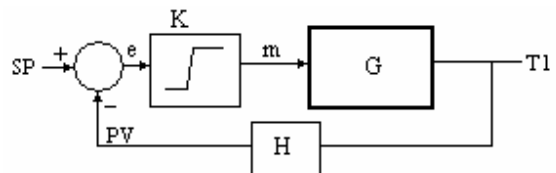


Figura 5.Esquema de lazo cerrado

La figura 5 muestra la estrategia de control de bomba (M1) o ventilador (M2), consistente en un controlador de lazo cerrado con retroalimentación, donde:

SP: Valor de temperatura deseado.

PV: Valor de temperatura real
 e = SP - PV: Señal de error
 m: señal de acción de control
 K: controlador
 G: planta
 H: medidor

El controlador K es tal que la señal de acción de control m es de dos posiciones.

Dentro de los controladores de dos posiciones se tienen:

Sencillos: definidos mediante la ecuación (13) [10]:

$$m(t) = U1 \quad \text{para } e(t) > 0 \quad (13)$$

$$m(t) = U2 \quad \text{para } e(t) < 0$$

Con brecha diferencial: definido por (14) [10]:

$$m(t) = U1 \quad \text{para } e(t) > k1 \quad (14)$$

$$m(t) = U2 \quad \text{para } e(t) < k2$$

Donde $k1 > k2$

La acción U1 puede ser encendido y U2 el estado apagado.

Sin embargo, las acciones de control del sistema implementado se basan en la utilización de una acción gradual (proporcional) definida en la tabla 2:

e=SP-PV (%)	m_{bomba} (%) (M1)	m_{vent} (%) (M2)
<0	0	0
0	50	0
20	100	0
40	100	25
60	100	50
80	100	75
100	100	100
>100	100	100

Tabla 2. Acciones de control

La señal de error e tendrá una banda proporcional entre 0 y 100%, la cual corresponde a una diferencia de temperatura SP-PV en (°C) determinada, por ejemplo, 5°C. Por fuera de la banda, se tiene un control de 2 posiciones.

Las acciones proporcionales m_{bomba} y m_{vent} se logran mediante el uso de la modulación de ancho de pulso, aplicadas a los relevadores k1 y k2, ésta modulación se define mediante la ecuación (15) [11]:

$$V = \left(\frac{1}{T} \int_0^{kT} v dt \right) = kVs \quad (15)$$

Donde:

V es el valor promedio de tensión en V

T es el período de la onda cuadrada en s. (ver figura 6)

v es la tensión de la onda en el tiempo en V

Vs es el valor de tensión de alimentación en V.

k es la fracción correspondiente al tiempo activo, siendo un valor de 0 a 1, calculado mediante (16):

$$k = m(\%) / 100 \quad (16)$$

donde m es el porcentaje de salida deseado.

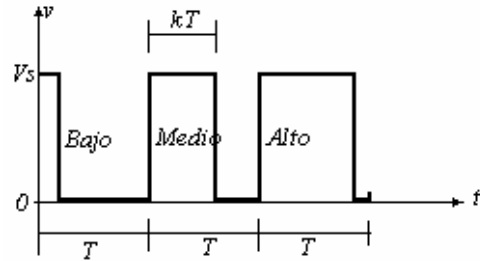


Figura 6. Modulación de ancho de pulso.

2.4.PRUEBAS

2.4.1.Rechazo de calor en lazo abierto:

Esta prueba consiste en permitir que el aceite se caliente tanto como sea posible y colocar el sistema de enfriamiento al máximo, es decir $m_{bomba} = m_{vent} = 100\%$

En las figuras 7 y 8 se muestra el desempeño del sistema de enfriamiento para diferentes condiciones de velocidad de rotación y presión de descarga de la bomba en prueba, del sistema oleohidráulico.

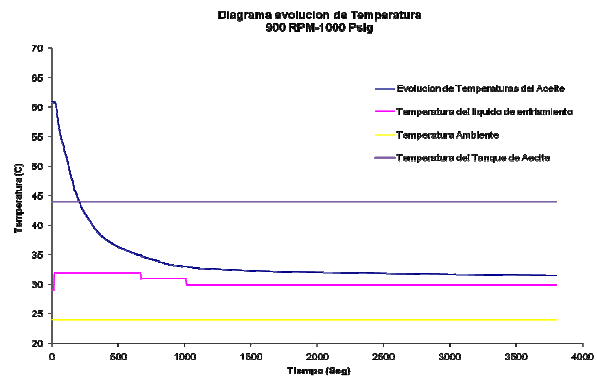


Figura 7. Rechazo de calor a 900 min⁻¹ y 1000psi [4]

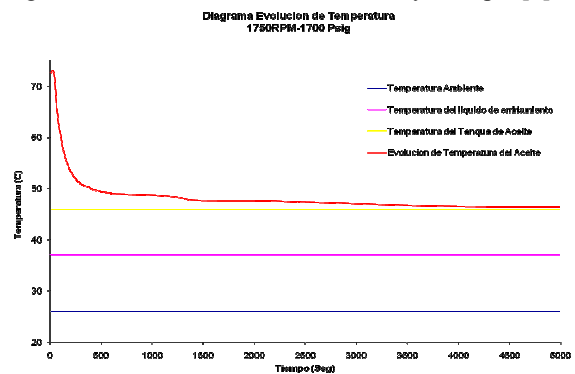


Figura 8. Rechazo de calor a 1750 min⁻¹ y 1700 psi [4]

2.4.2.Desempeño del controlador en lazo cerrado

Esta prueba consiste en probar el desempeño del control de temperatura en lazo cerrado, específicamente mantener la temperatura del aceite dentro de una banda de $\pm 1^\circ\text{C}$, de acuerdo a la norma ANSI/ (NFPA) T3.9.17. En la figura 9 se muestra el desempeño del controlador para las condiciones $N=1500\text{min}^{-1}$; $P=1500\text{psi}$; $SP=45^\circ\text{C}$

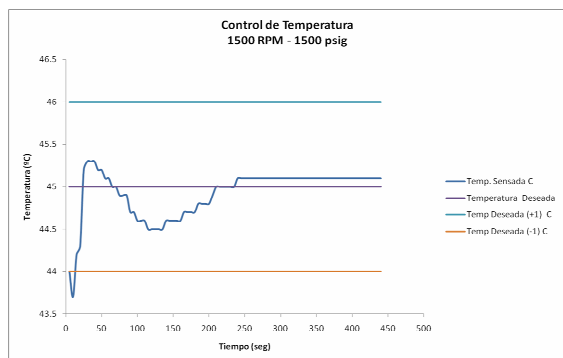


Figura 9. Control en lazo cerrado. [4]

3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

-En lazo abierto, el sistema de enfriamiento demora unos 1500 segundos en rechazar calor del aceite tanto como es posible, con una reducción de temperatura de al menos 25°C .

-Es de anotar que a mayor velocidad de rotación y presión de la bomba hidráulica, más calor hay que remover, por ello en las condiciones de la figura 8, el aceite está 10°C por encima de la temperatura del líquido de enfriamiento.

-Se validó el desempeño del control de temperatura, arrojando un buen desempeño, ya que cumplió con el objetivo de control, manteniendo la temperatura dentro de una tolerancia de $\pm 1^\circ\text{C}$.

-El período de las salidas PWM, a pesar de que puede ser considerado un tiempo relativamente largo para reaccionar ante cambios en la temperatura ($T = I2s$), permite cumplir el objetivo de control. Al mismo tiempo, hay que tener este valor en cuenta por el desgaste de los contactores, dada la constante conmutación.

-Se recomienda trabajar el sistema de enfriamiento entre 40°C y 70°C según los resultados obtenidos, lo que es acorde con la recomendación de [3]: (la temperatura del aceite en un circuito oleohidráulico, en condiciones de trabajo, debe estar comprendida, ordinariamente, entre 38°C y 65°C , siendo la temperatura óptima de 50°C a 55°C , si la temperatura del aceite excede de 70°C , empiezan a presentarse problemas y los fallos desastrosos comienzan a aparecer alrededor de los 90°C).

BIBLIOGRAFÍA

[1] ANALOG DEVICES. Low Cost, Low Power Instrumentation Amplifier AD620. www.analog.com

[2] COPELAND CORPORATION. Manual de refrigeración. ESTADOS UNIDOS. 2000.

[3] CARNICER, E. MAINAR C. Oleohidráulica: Conceptos básicos. 2 ED. España, Madrid: Editorial Paraninfo, c 2000. 171 p.

[4] GARCÍA, Christian J. MÁRQUEZ, José A. Diseño y construcción del control de temperatura para el fluido del banco de pruebas para bombas hidráulicas de desplazamiento positivo. Pereira, Rda. 2008, Trabajo de Grado. Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica.

[5] GREGORIG, Romano. Cambiadores de Calor. Ediciones URMO S.A. España 1979.

[6] HERRO M. Harvey. PORT D. Robert. Guía NALCO para el análisis de fallas en los sistemas de enfriamiento por agua. 1 ED. México D.F: McGraw-Hill/Interamericana de México, S.A. 1995. 420 Pág.

[7] MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Editorial Harla, Madrid 1982.

[8] MONROY J., Mauricio. HENAO C., Edison de J. Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas hidráulicas de desplazamiento positivo para potencias de hasta 7kW. Pereira, Rda. 2005, Trabajo de Grado (Maestría en sistemas automáticos de producción). Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica.

[9] NATIONAL SEMICONDUCTOR. LM135 / LM235 / LM335, LM135A/LM235A/LM335A precision Temperature Sensors. www.national.com

[10] OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de Control Moderna. Tercera Edición. Ed. Prentice Hall. 1998.

[11] RASHID, Muhammad. Electrónica de Potencia. Circuitos, dispositivos y aplicaciones. Segunda edición. Prentice Hall. 1993.

[12] SINNOTT. R. K. Chemical Engineering, Chemical Engineering Design. Volume 6. Third edition 1999. Ed. Coulson and Richardson. Chapter 12.

[13] USATEGUI A., José M. YESA R. Susana. MARTINEZ A. Ignacio. Microcontroladores PIC. Diseño práctico de aplicaciones. Segunda Parte: PIC 16F87X. Ed. McGraw Hill. Segunda Edición.2000.

[14] WATTON, John. Fluid power systems: modeling, simulation, analog and microcomputer control. First edition. Prentice Hall international, 1989. 490 pág.

[15] YEAPLE, Frank. Fluid power design handbook. Third edition. Marcel Dekker, inc. 1996. 843 pág.