

## MODELADO Y SIMULACIÓN DEL CONTROL DE VELOCIDAD DE UN MOTOR HIDRÁULICO

### RESUMEN

En este artículo se presenta una metodología de selección de un motor hidráulico y el control de su velocidad, a partir de unos requerimientos de funcionamiento. Se presenta el modelado del sistema, la selección de los componentes, y se presentan los resultados de la simulación.

**PALABRAS CLAVES:** motor hidráulico, servoválvula, alinealidades, control

### ABSTRACT

*The purpose of the present paper is to present a methodology for the selection of a hydraulic motor and its speed control to meet stated functional requirements. After selecting the components of the hydraulic system, the model of the system is built. Results of the simulation are presented and analyzed.*

**KEY WORDS:** hydraulic motor, servovalve, control, nonlinear.

**LUZ ADRIANA MEJÍA C. \***  
adriamec@yahoo.com

**MAURICIO MONROY J. \***  
mauriciomonroy741@hotmail.com

**ALEXANDER DÍAZ A. \***  
alexdiaza@utp.edu.co

**EDISON HENAO C. \***  
edisonhenao@utp.edu.co

\*Estudiantes Maestría en Sistemas Automáticos de Producción UTP

**MARIO HOYOS MESA**  
Profesor Titular  
Universidad Tecnológica de Pereira.  
marhoyos@utp.edu.co

### NOMENCLATURA

i: Corriente mA  
V: Voltaje, V  
r: Radio del pörtico en la servoválvula, m  
x: Desplazamiento del carrete de la válvula, m  
Cd: Coeficiente de descarga, 0,625  
ps: Presión de suministra, Pa.  
p: Diferencia de presión en el motor, Pa.  
 $\rho$ : Densidad del aceite hidráulico, kg/m<sup>3</sup>  
Qm: Caudal de entrada al motor, m<sup>3</sup>/s  
Qv: Caudal de salida de la válvula, m<sup>3</sup>/s  
n: Velocidad rotacional, rpm.  
Tt: Torque teórico  
Ta: Torque actual, carga  
Tf: Torque de fricción  
Tv: Torque viscoso  
Tc: Torque de despegue  
J: Momento de inercia del conjunto motor y tambor  
A<sub>Q</sub>, B<sub>Q</sub>, A<sub>T</sub>, B<sub>T</sub>: Coeficientes del motor.  
W: Potencia, kW.

### 1. INTRODUCCIÓN

La Predicción del comportamiento dinámico de cualquier sistema en su fase de diseño, se ha convertido en una necesidad y una herramienta fundamental que ayuda al diseñador no sólo a evaluar su funcionamiento, sino también ha disminuir costos generados por los rediseños posteriores a la implementación del mismo.

La mayoría de los sistemas hidráulicos son sistemas no lineales, cuya dinámica usualmente se estudia tras una

linealización previa, con el fin de reducir su complejidad y obtener respuestas de fácil manipulación. Las linealizaciones son muy aproximadas y no reflejan el comportamiento exacto del sistema por lo que no presentan la rigurosidad sugerida en ciertas aplicaciones. La utilización de programas computacionales para la simulación de sistemas hidráulicos ofrece la oportunidad de superar esas desventajas derivadas de la linealización; los resultados de las simulaciones reflejan de una manera más fiel el comportamiento del sistema real. Adicionalmente, es posible predecir el comportamiento del sistema para condiciones de trabajo diferentes a las condiciones de diseño y determinar su máxima utilización (rangos máximos en los que el sistema opera correctamente).

En este trabajo se presenta el modelado y la simulación del control de velocidad de un motor hidráulico, al cual le es inherente su comportamiento no lineal. Primero se determina el modelo matemático del sistema; luego se seleccionan los componentes, con el fin de obtener algunos parámetros de entrada del sistema (coeficientes del motor, diámetros de los puertos de la servoválvula, presión de suministro, presiones y caudales de trabajo), y, finalmente, se hace la simulación, con ayuda del computador, y se analizan los resultados.

### 2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Se trata en este trabajo de una aplicación industrial del control de velocidad de un hidromotor acoplado a un

Fecha de Recibo: 22 Agosto de 2003

Fecha de Aceptación: 27 Octubre de 2003

tambor, que debe girar con diferentes velocidades, entre 30 y 90 rpm, y con una exactitud del 5% de la velocidad en el estado estable, en cada caso. El tambor es de acero, tiene un diámetro 60 cm, 1 m de longitud, y la carga, a él acoplada, genera una fuerza tangencial cuyo valor puede cambiar abruptamente de 200 a 400 N y viceversa. El motor debe tener una baja aceleración (10 segundos para pasar de 0 a  $60 \pm 6$  rpm), con el fin de evitar la generación de fuerzas excesivas sobre los elementos accionados por el mismo (carga).

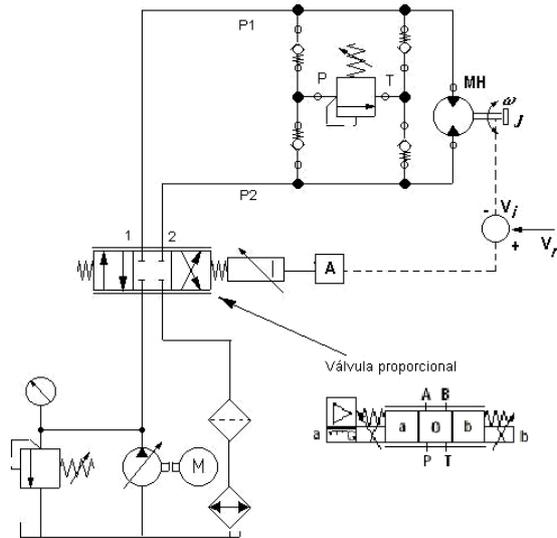


Figura 1. Circuito hidráulico para el control de velocidad de un hidromotor

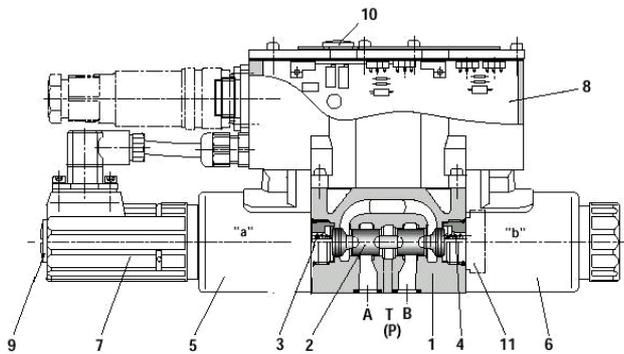


Figura 2. Esquema de la válvula proporcional  
 1. Carcasa; 2. corredera; 3,4. muelle; 5. solenoide; 6. solenoide; 7. captador de posición; 8. unidad electrónica de control; 9. ajuste del cero mecánico; 10. ajuste del cero eléctrico; 11. tapón.

En la figura 1 se muestra el circuito hidráulico de un sistema utilizado con alguna frecuencia. El circuito consta de una unidad de potencia con motor de desplazamiento variable, válvula proporcional, motor hidráulico que mueve un tambor, al cual va acoplada la carga, y un sistema de frenado compuesto por un arreglo de cuatro válvulas cheque y una válvula de secuencia. Las válvulas están dispuestas de forma que, al aumentar

la presión  $p_1$ , debido al aumento de la carga, y alcanzar el valor de ajuste de la válvula de secuencia ésta se abre y permite que aparezca presión al otro lado del motor, produciendo su frenado. Igual efecto se produce, si la válvula proporcional se cierra repentinamente y la carga, gracias a la inercia, tiende a seguir en movimiento. El control de velocidad se realiza con la válvula proporcional, aumentando o disminuyendo el caudal según la diferencia entre la velocidad de salida del motor y la velocidad de referencia. En la figura 2 se muestra el esquema de la válvula utilizada.

**3. MODELADO DEL SISTEMA**

El sistema de control de velocidad de un motor hidráulico está dada en forma simplificada como se muestra en la figura 4. El bloque denominado Sistema Hidráulico corresponde al modelo de la servoválvula o válvula proporcional y el motor hidráulico.

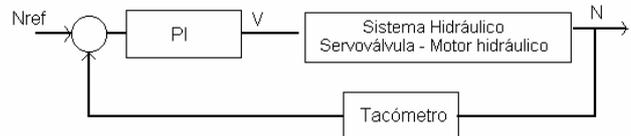


Figura 4. Control en lazo cerrado de un motor hidráulico.

**3.1 Servoválvula**

$$Q_v = C_d \cdot A \cdot \text{sign}(p_s - p) \sqrt{2 \cdot \text{abs}(p_s - \text{abs}(p)) / \rho} \quad (1)$$

$$A = r^2 (\text{sign} x) \left\{ a \cos \left[ \frac{r - \text{abs}(x)}{r} \right] - \frac{\sin}{2} \left\{ 2a \cos \left[ \frac{r - \text{abs}(x)}{r} \right] \right\} \right\} \quad (2)$$

$$x = (0,8V + 12) \cdot r / 4 - 3r \quad (3)$$

donde  $C_d = 0,625$ ;  $\rho = 850 \text{ Kg/m}^3$   
 $r$ : radio del pórtico de salida de la servoválvula  $r = 0,006 \text{ m}$ ;  $x$  es el desplazamiento de la corredera.

**3.2 Motor Hidráulico**

$$Q_m = A Q_n + B Q_p \quad (4)$$

Como  $Q_m = Q_v$  (para el ejemplo, no se tiene en cuenta las pérdidas de presión a través de la tubería)

$$p = \frac{Q_v - A_0 n}{B_0}$$

de donde (5)

**Torque**

$$J \cdot \frac{dn}{dt} = T_t - T_a - T_v - T_f - T_c \quad (6)$$

$$n = \int \left( \frac{B_T p - A_T n - T_c - T_L}{J} \right) dt \quad (7)$$

La linealización es una herramienta sencilla que puede simplificar la obtención de la respuesta dinámica de los sistemas no lineales de una forma aproximada, sin embargo, la naturaleza de las funciones involucradas

pueden hacer el trabajo de derivación largo, engorroso y con restricciones en sus valores, como en la función de la servoválvula con pórnicos circulares donde la función trigonométrica inversa involucrada es posible sólo en un rango de valores.

#### 4. SELECCIÓN DE COMPONENTES, DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES Y RANGOS DE OPERACIÓN.

Con base en los anteriores requerimientos, se hace necesario seleccionar un motor hidráulico de bajas revoluciones, que opere entre 30 y 90 rpm.

##### 4.1 Determinación de Torque Máximo

Torque solicitado para el arranque (60 rpm en 10 s)

$$T_{min} = J \times \frac{dN}{dt} = J \times \alpha = 99,243 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2 \times 0,628 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 62,356 \text{ Nm}$$

Torque debido a la carga

$$T_{m\acute{a}x} = 400 \text{ N} \times 0,30 \text{ m} = 120 \text{ Nm}$$

$$T_{TOTAL} = 62,356 \text{ Nm} + 120 \text{ Nm} = 182,356 \text{ Nm}$$

$$W = T_{TOTAL} \times \omega_{m\acute{a}x} = 182,356 \text{ Nm} \times 2\pi \times 1,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1,718 \text{ kW}$$

##### 4.2 Selección del Motor

Se presentan dos criterios para la selección del motor debido a que comercialmente los motores para bajas velocidades presentan torques mucho mayores a los requeridos. El primer criterio es escoger el motor con base en las revoluciones, esto implica seleccionar un motor con torques mayores a los de trabajo; el segundo criterio es escoger el motor basado en el torque, esto obliga al uso de un reductor de velocidad. La selección del motor se hace con base en el primer criterio y se escoge un motor hidráulico (LSHT) de pistones axiales reversible con eje rotativo.

##### 4.3. Determinación de los Coeficientes

Con base en la curva de funcionamiento del motor se determinan los valores de los coeficientes del motor  $A_Q$ ,  $B_Q$ ,  $A_T$ ,  $B_T$  y  $T_c$ . La dificultad en la escogencia del motor radica en que, si el comportamiento teórico del motor ha de ajustarse a la realidad, todos los coeficientes deben tener signo positivo. Sin embargo, al realizar la determinación de éstos, es posible que los resultados sean nulos o negativos para coeficientes como  $B_Q$  y  $T_c$ . Entre las posibles causas de esta inconsistencia están la dificultad de lectura de dichos valores en la gráfica y el hecho de usar ecuaciones del motor que representan comportamientos lineales del caudal y torque con relación a la presión y la velocidad, mientras que en la gráfica se observa que el comportamiento es lineal sólo a partir de una velocidad específica. Para esta aplicación, la escogencia del motor es tal que la curvas de funcionamiento en el punto de operación del sistema presentan un comportamiento lineal. Otro aspecto

importante es que se seleccionan las unidades de los coeficientes de forma que, al ser multiplicadas por las variables  $n$  (rpm) y  $p$  (Pa), se obtienen unidades de caudal y torque, sin requerir ninguna otra conversión.

Para aclarar lo expuesto anteriormente, se consideran diferentes motores que cumplen los requerimientos de torque y velocidad. En la gráfica 3 se presentan las características de funcionamiento de los motores seleccionados.

Como se observa en las gráficas, todos los motores cumplen con los requerimientos. Sin embargo, al tomar tres puntos de cada curva, formular las ecuaciones del motor para el estado estático en cada punto, ecuaciones (4) y (7), y calcular los valores de los parámetros  $A_Q$ ,  $B_Q$ ,  $A_T$ ,  $B_T$  y  $T_c$ , se obtiene:

Motor 1. Parker TF360

$$A_T = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{min}/\text{rev}; B_T = 5,285 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_c = -10; A_Q = 0,3 \text{ m}^3 \cdot \text{min}/\text{s} \cdot \text{rev}$$

$$B_Q = 7,1429 \times 10^{-7} \text{ m}^5/\text{N} \cdot \text{m}$$

Motor 2. Parker TF400

$$A_T = 0,5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{min}/\text{rev}; B_T = 1,48 \times 10^{-11} \text{ m}^3$$

$$T_c = 4,166 \text{ N} \cdot \text{m}; A_Q = 5,008 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{min}/\text{s} \cdot \text{rev}$$

$$B_Q = 1,48 \times 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N} \cdot \text{m}$$

Motor 3. Rexroth MZG250

$$A_T = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{min}/\text{rev}; B_T = 2,75 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_c = -75; A_Q = 4,22 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{min}/\text{s} \cdot \text{rev}$$

$$B_Q = 2,77 \times 10^{-12} \text{ m}^5/\text{N} \cdot \text{m}$$

Motor 4. Vickers VIS 30-325

$$A_T = 0,048 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{min}/\text{rev}; B_T = 4,511 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$T_c = 5,44; A_Q = 5,43 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{min}/\text{s} \cdot \text{rev}$$

$$B_Q = 0 \text{ m}^5/\text{N} \cdot \text{m}$$

Para el motor TF360,  $T_c$  es negativo, para MZG250 el valor de  $T_c$  es también negativo y para el motor VIS 30-325 el coeficiente  $B_Q$  es nulo, por lo que se no cumplen las condiciones exigidas. El motor TF400 tiene coeficientes positivos y cumple con el modelo dado para el motor.

De la curva característica del motor seleccionado y los requerimientos de torque ( $T = 182.356 \text{ Nm}$ ) y velocidad de rotación máxima ( $n = 90 \text{ rpm}$ ), se halla el caudal máximo requerido y la presión de trabajo. Con base en estos valores, se seleccionan la válvula proporcional, las válvulas limitadoras de presión, la de secuencia y la bomba de desplazamiento variable.

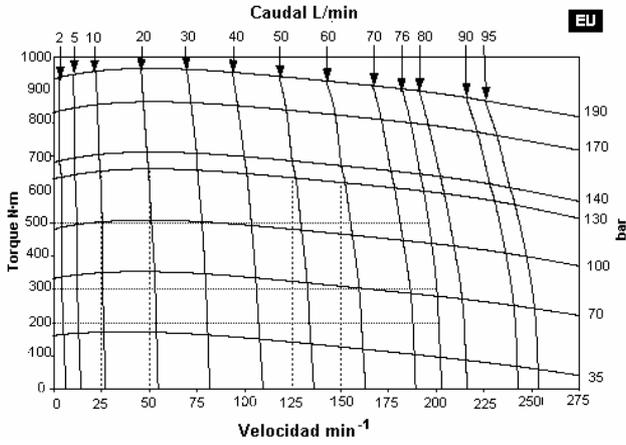
##### 4.4 Ajustes y Valores de Caudales y Presiones-Rangos

-El caudal máximo está dado por el punto de máxima velocidad del motor:  $Q = 35 \text{ l}/\text{min}$ .

-Para velocidades entre 30 y 90 rpm, se solicita caudales entre 13 y 35 l/min respectivamente.  
 -Presión de trabajo: 40 bar.

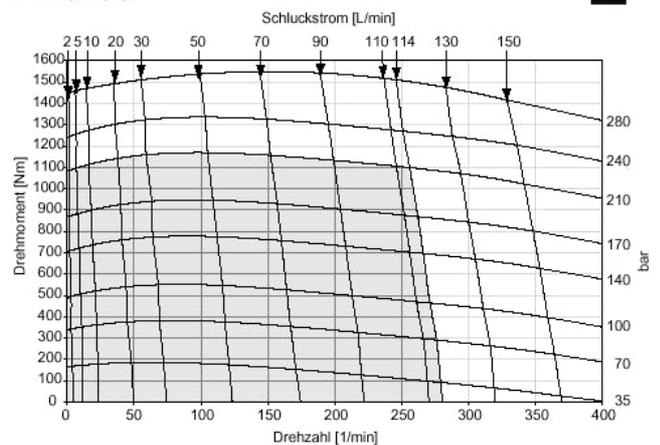
-Presión de válvula de alivio: 49 bar. Se requiere un valor de 8,5 bar por encima de la presión de trabajo, para evitar calentamiento del fluido y de los componentes del sistema

**TF 0360**



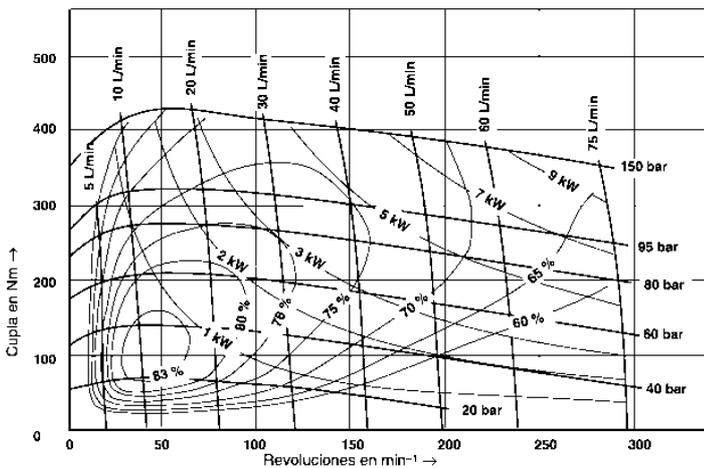
a. [6]

**TK 0400**



b. [6]

**MZG 250**



c. [7]

**VIS 30 - 325 cm<sup>3</sup>/r [19.8 in<sup>3</sup>/r]**

Δ Pressure  
 PSI  
 bar

	250	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
	15	35	70	105	140	170	205	240	275	310	345
4	530	1300	2680	4050	5380	6660	8080	9390	11050	13030	13270
	60	147	303	458	608	753	913	1061	1249	1472	1500
15	46	46	45	44	43	43	42	41	39	37	35
8	580	1310	2710	4060	5470	6820	8180	9410	11150	13220	13330
	66	148	306	459	618	771	924	1063	1260	1494	1506
30	93	92	90	88	85	84	83	82	78	73	70
12	630	1400	2730	4090	5400	6780	7960	9180	10430	11580	12710
	71	158	308	462	610	766	899	1037	1179	1309	1436
45	139	135	133	131	128	128	127	125	124	124	122
16	790	1490	2660	4020	5370	6740	8130	9240	10480	11980	12500
	89	168	301	454	607	762	919	1044	1184	1354	1413
61	186	183	180	177	172	169	166	166	165	159	159
20	790	1430	2630	3980	5310	6730	8120	9230	10450	11940	
	89	162	297	450	600	760	918	1043	1181	1349	
76	233	229	225	221	215	212	208	208	207	201	
25	740	1410	2560	3890	5180	6660	7840	9200	10430		
	84	159	289	440	585	753	886	1040	1179		
95	291	286	282	279	276	268	263	261	259		
30		1390	2510	3840	5170	6570	8030	9190	10420		
		157	284	434	584	742	907	1038	1177		
114		343	338	334	331	321	315	312	311		
35		1370	2500	3830	5140	6530	8000	9180			
		155	283	433	581	738	904	1037			
132		400	394	391	386	375	367	365			

d. [8]

Figura 3. Características de funcionamiento de motores hidráulicos

**5. SIMULACIÓN**

Una vez determinados los coeficientes, el diagrama de bloques del sistema (figura 5) es implementado en el programa computacional Simulink de Matlab (figura 6), adicionando los parámetros de entrada como la velocidad de referencia y la carga del sistema.

Para alcanzar el punto de operación en el tiempo indicado es necesario ajustar el sistema, adicionando un elemento que permita controlar de un modo gradual la corriente de alimentación de la servoválvula. Un controlador PI se utiliza para generar la respuesta del sistema dentro de las condiciones exigidas.

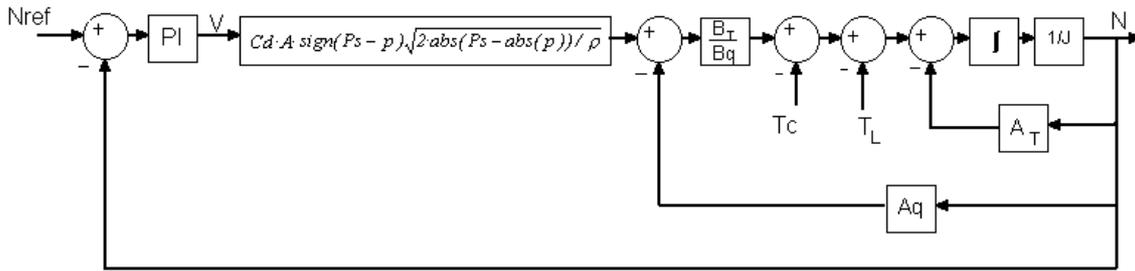


Figura 5. Diagrama de bloques alternativo del sistema de control de velocidad de un motor hidráulico.

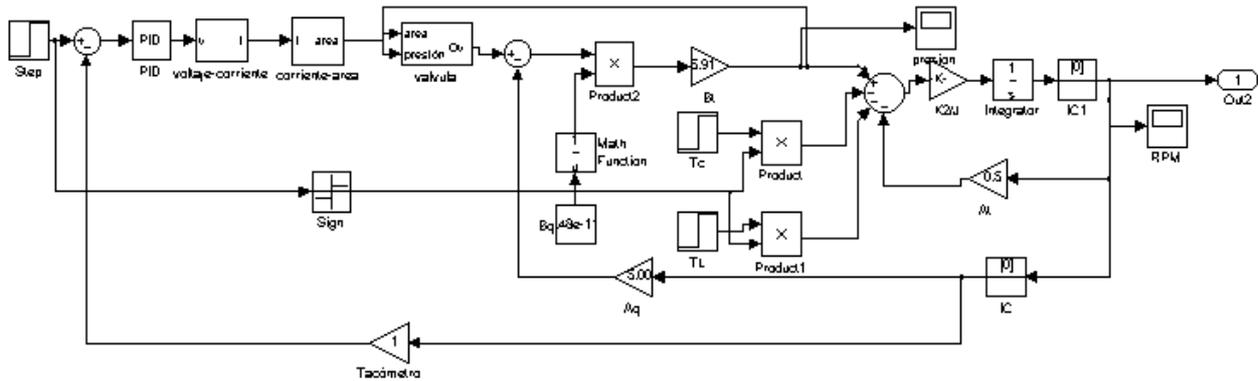


Figura 6. Diagrama de bloques utilizando Simulink

6. RESULTADOS

De acuerdo a la gráfica obtenida (figura 7), el sistema presenta una aceleración mayor a la solicitada por lo que es necesario la utilización de un controlador PI.

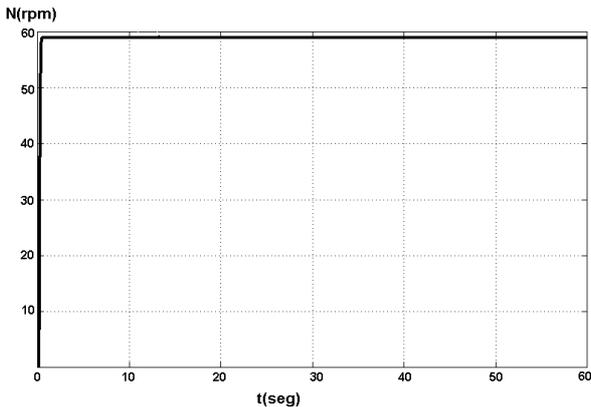


Figura 7. Respuesta en velocidad del sistema inicialmente sin la utilización del controlador

Este controlador se puede determinar utilizando las técnicas de control conocidas (Ziegler-Nichols) o como en este caso, de forma experimental. Los valores obtenidos de los parámetros Kp y Ti son:

Kp=0,01  
Ti=0,003

El PI, como se observa en la figura 8, permite ajustar la salida del sistema (rpm) en el valor y el tiempo deseado (60 ± 6 en 10 s) para la aplicación. Se ve que al cambiar la carga de 200 a 400 N, el sistema presenta un buen control de la velocidad, baja muy poco su valor (1,66% del nominal), pero en 8 segundos adquiere la velocidad deseada.

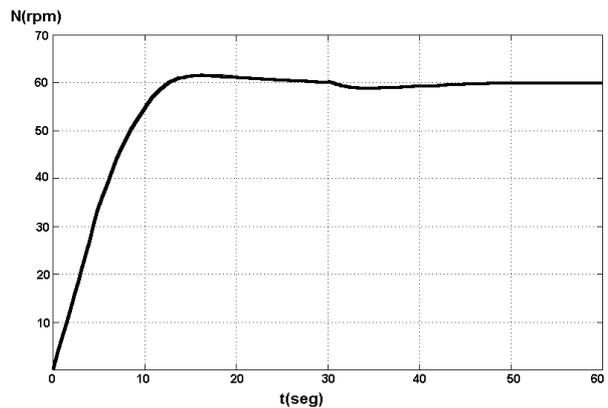


Figura 8. Respuesta en velocidad del sistema cuando la carga cambia abruptamente de 200 a 400 N,

Con el aumento de la carga en los valores mencionados, la presión de trabajo del motor aumenta poco y el sistema trabaja casi en vacío (con presión muy por debajo de los rangos especificados). Figura 9

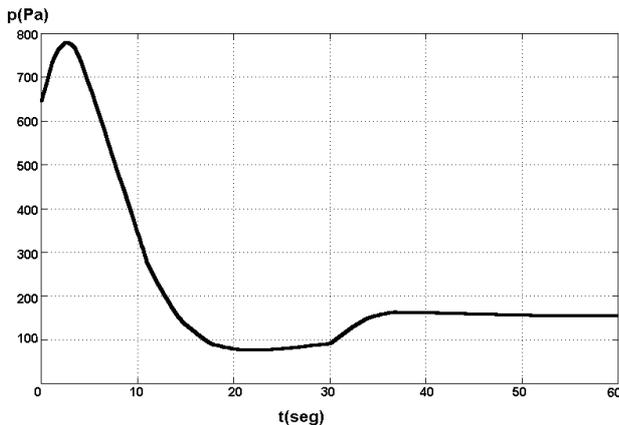


Figura 9. Respuesta del sistema para Presión del motor  $p_M(t)$  cuando la carga cambia de 200 a 400 N.  
 $n=60$  rpm.

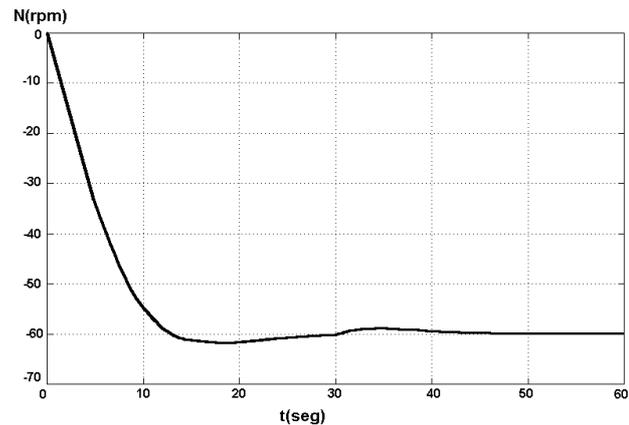


Figura 10. Respuesta en velocidad del sistema cuando se ajusta  $n=-60$  rpm.

La simulación del sistema está dada para posibilitar el giro del motor en sentido contrario (motor reversible, figura 10). Para estas condiciones la respuesta de velocidad y presión muestran valores negativos.

## 8. CONCLUSIONES

La implementación y simulación de sistemas hidráulicos no lineales utilizando software es fundamental en la predicción de su funcionamiento y permite asegurar que el sistema y sus componentes operarán de manera satisfactoria.

El comportamiento del sistema analizado es muy estable en todos los regímenes de carga, debido a que los componentes seleccionados son lo suficientemente robustos como para soportar variaciones de las condiciones de operación. Debido a que el motor es de alto torque, se puede observar que la presión en el sistema es muy baja para las condiciones de trabajo, siendo este componente el que más influye en el comportamiento del sistema, en relación con el criterio de selección usado.

Hubo dificultad en la selección del motor, debido a que la mayoría de los seleccionados presentan un valor negativo de  $T_c$ , pues en ellos su torque y caudal no son linealmente dependientes de la velocidad y la presión para  $n < 100$ . A pesar de que son motores de baja velocidades LSHT, fue necesario, por este motivo, un criterio de selección más adecuado: elegir un motor que cumpla con la necesidad de torque a revoluciones mayores, donde la curva presente más linealidad, y utilizar de un reductor de velocidad.

Es posible mejorar y ajustar la respuesta del sistema con la adición de un controlador PI. En este caso se puede ajustar el tiempo de establecimiento del sistema en 10 segundos. Sin controlador, el tiempo de establecimiento es de 0,5 segundos, valor que no satisfactorio para la aplicación del sistema.

## 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] WATTON J. Fluid Power Systems. Prince Hall, 1989.
- [2] D. McCLOY, H.R. MARTIN. Control of Fluid Power. Ellis Horwood, Inglaterra, 1980.
- [3] BLACKBURN J., REETHOF G., LOWEN J. Fluid Power Control. M.I.T. Massachusetts, 1960.
- [4] HOYOS, M. Notas de clase del curso de Potencia Flúida y Control (sin publicar). Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, II semestre de 2002.
- [5] OGATA K. Ingeniería de Control Moderna. Tercera edición, Prentice Hall Hispanoamérica, México, 1998.
- [6] PARKER HYDRAULICS. Catálogo HY13-1503/NA, EU.
- [7] REXROTH HYDRAULICS. Catálogo.
- [8] EATON HYDRAULICS. Product Literature 900. Release 1.1 Mayo 2001.