

NUEVO SISTEMA DE REGULACIÓN DE TURBOGENERADORES PARA MINICENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Manuel Luque Casanave, Profesor-Investigador
Departamento de Energía-Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú
verman@verman.com.pe

RESUMEN

Se presenta un nuevo sistema de regulación para pequeños turbogeneradores basados en el control de la frecuencia. La velocidad de la turbina será la variable controlada mientras que el flujo de agua hacia la turbina Pelton será la variable manipulada. El sistema incluye un servomotor, un sensor óptico láser detecta instantáneamente la variación de la velocidad de la turbina debido a las variaciones de carga y envía una señal a un microcontrolador PIC17C44, que es el circuito integrado programable seleccionado -por su capacidad y robustez- para el mando del servomotor. En el PIC la señal es comparada con el punto de consigna, dando a través de un algoritmo de control una señal de salida controlada hacia el servomotor. El servomotor -como actuador final del lazo de control en cascada implementado- opera sobre un mecanismo de tornillo al que le origina un movimiento lineal para controlar el desplazamiento de las toberas de la turbina Pelton y mantener con ello la velocidad de sincronismo. Esta propuesta que emplea la tecnología del microprocesador para generar electricidad a costo efectivo y con calidad, se presenta como alternativa al uso de la tradicional regulación de carga con resistencias eléctricas.

ABSTRACT

It is presented a new regulation system for small turbogenerators based on frequency control. The turbine speed will be the control variable and the water flow running to the Pelton turbine will be the manipulated variable. The system has a servomotor, a laser optic sensor which detects on real time the turbine speed variation -due to the load demand changes- sending a signal to a PIC17C44, which is the programable integrated circuit -selected because of its high capacity and strength- implemented to command the servomotor. The PIC17C44 compares the incoming signal with the set point, giving -through a control algorithm- a controlled signal output to the servomotor. The servomotor -as a final actuator of the cascade control loop implemented- operates over a screw mechanism to which generates a lineal movement for controlling the nozzles of the Pelton turbine, thus keeping the synchronic speed. This new regulation system, which uses the microprocessor technology for generating electricity with quality and at cost effective, is presented as an alternative to the traditional load demand regulation system using electric resistances.

INTRODUCCIÓN

La utilización de una turbina hidráulica para dar fuerza motriz a un generador y producir energía eléctrica condiciona el tener un sistema de control implementado que evite que los cambios de carga produzcan cambios de velocidad que a su vez hagan que la frecuencia y el voltaje cambien a valores no convenientes. En las grandes centrales hidroeléctricas este control se logra con dispositivos óleo mecánicos, pero debido a su alto costo en la gran mayoría de los casos no son aplicables en las pequeñas centrales debiendo buscarse una solución diferente.

Como respuesta a esta necesidad, se presentó al mercado el Regulador Electrónico de Carga luego de años de investigación y experimentación, habiéndose instalado en varios países con resultados exitosos, tanto en el aspecto técnico como en el económico. Los requerimientos de optimización en la operación de las minicentrales hidroeléctricas han estimulado el desarrollo de diversos métodos de control para mantener la velocidad del turbogenerador estable, tanto en frecuencia como en voltaje.

Existen en el mercado básicamente dos métodos de control, el primero a través del control de caudal, variando la energía hidráulica de entrada, regulando el caudal de agua hasta igualarlo con la energía eléctrica demandada. El segundo método es a través del control de carga, manteniendo la energía eléctrica demandada constante e igual a la energía hidráulica de entrada, conmutando cualquier parte de la energía eléctrica no demandada a una carga secundaria, la cual generalmente está conformada por resistencias eléctricas disipadoras.

El método de control de caudal tradicional ha sido el sistema óleo mecánico, por el que se regula el flujo de agua que ingresa a la turbina a través de válvulas o compuertas que son activadas y posicionadas proporcionalmente por el sistema óleo mecánico según las necesidades de control, para regular el ingreso de agua a las toberas de la turbina, en función a la demanda de energía eléctrica presente.

El presente trabajo plantea la regulación del caudal de agua mediante un nuevo sistema basado en microprocesador, por el que se suministra a la turbina tan solo la energía hidráulica necesaria según la demanda de energía eléctrica presente. Este sistema -basado en microprocesador- permite mejorar la eficiencia de generación por un ajuste preciso de los parámetros operativos, con mínimo mantenimiento y proporcionando una mayor confiabilidad operativa al turbogenerador.

DESCRIPCIÓN

El sistema propuesto está orientado a regular en forma automática el flujo de agua que ingresa a la turbina hidráulica, con la finalidad de generar sólo la potencia eléctrica demandada. Para este fin se plantea la implementación de un sistema de regulación en lazo cerrado que mantiene constante la velocidad de sincronismo del turbogenerador aún ante variaciones en la demanda. En la Figura 1 se presenta el sistema integrado de control propuesto.

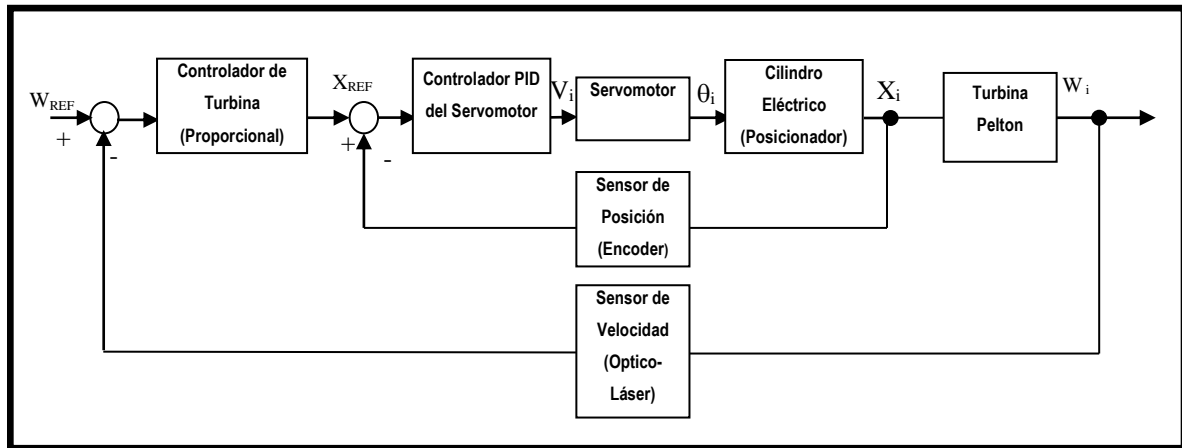


Figura 1. Diagrama de Bloques del Sistema Integrado de Control Propuesto

Se plantea un esquema con un lazo de control en cascada, que comprende dos controladores uno primario y uno secundario, implementados en el microcontrolador PIC17C44 (circuito integrado programable). Un sensor óptico láser detecta la velocidad instantánea de giro del turbogenerador (ω_{t+1}) -cuya variación instantánea es función de las variaciones en la demanda eléctrica-, enviando una señal de pulsos (5 Voltios DC) como señal de entrada al controlador primario del microcontrolador PIC17C44, en el que la señal digitalizada de este valor instantáneo de la velocidad de giro es operada matemáticamente con el torque presente, con la potencia demandada y con la velocidad de giro de sincronismo (ω_{ref}), a través de un algoritmo de control proporcional, especialmente diseñado para este trabajo, generando una señal de salida que define la posición absoluta (X_{ref}) que debe tener la tobera para acompañar a la demanda eléctrica presente, la que será el punto de consigna (set point remoto) del controlador secundario. Al controlador secundario ingresa X_{ref} como punto de consigna y como valor de medición la señal proveniente del encoder óptico del servomotor, señal que proporciona la posición absoluta instantánea de la tobera (X_{t+1}). El servomotor es el actuador final del sistema, es el que origina el movimiento lineal de la tobera y posee un sensor de posición de Efecto Hall y un encoder óptico, cuya señal de retroalimentación ingresa -como se

ha mencionado- al microcontrolador PIC17C44 a través del controlador secundario implementado.

El controlador secundario compara (X_{t+1}) con (X_{ref}), determinando el error instantáneo de posición de la tobera, y a través del algoritmo de control PID, genera una señal de salida PWM (Voltios) -que es enviada a través de un Puente "H"- al servomotor -como actuador final del lazo de control en cascada implementado- para corregir la desviación en la velocidad de sincronismo, posicionando a la tobera de la turbina en el punto deseado, accionando para ello un cilindro eléctrico con movimiento lineal, a través de un sistema de transmisión de precisión. El efecto buscado con esta variación en el posicionamiento de la tobera es el de admitir a la turbina sólo el flujo de agua necesario para generar la potencia eléctrica que esté demandando la carga, manteniendo la velocidad de sincronismo.

Se implementa la función "Rampa" a la salida del algoritmo PID en el controlador secundario del PIC17C44, para aplicar a la señal de control PWM que va al servomotor. Esta función permite que la velocidad lineal de desplazamiento de la tobera -vía servomotor y cilindro eléctrico- se reduzca en la zona cercana al cierre o apertura total de la tobera, a fin de evitar daños al equipamiento por golpe de ariete. En la Figura 2 se presenta el Diagrama Esquemático del Sistema.

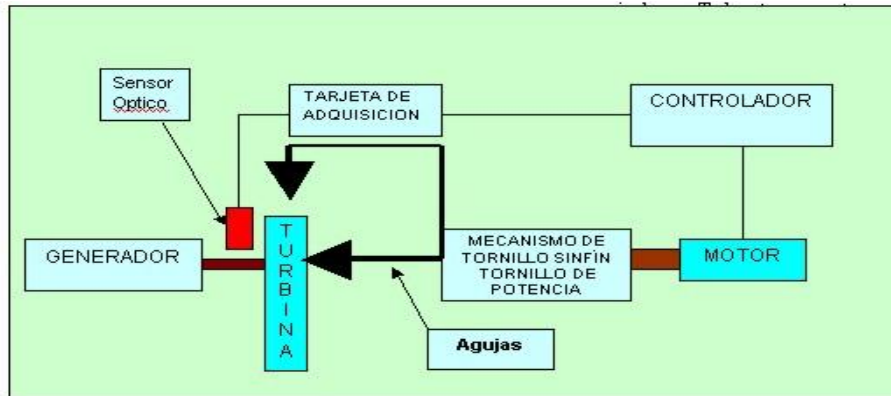


Figura 2. Diagrama Esquemático del Sistema

RESULTADOS

Algoritmo de Control Proporcional. Fundamentos

Este algoritmo es implementado en el controlador primario del PIC17C44. Al detectarse la variación instantánea de la velocidad de giro (ω_{t+1}) del turbogenerador, el programa calculará el nuevo torque presente (T_{t+1}) para tal instante, en el que todavía existe un suministro de potencia hidráulica -y por lo tanto de potencia eléctrica- que no ha variado al mantenerse aún el flujo de agua en Q_t .

$$T_{t+1} = N_t / \omega_{t+1} \quad (1)$$

Donde :

T_{t+1} = Torque presente en el turbogenerador en el tiempo "t+1"

N_t = Potencia hidráulica demandada por la carga en el tiempo "t"

ω_{t+1} = Valor de la velocidad instantánea de giro del turbogenerador en el tiempo "t+1"

Para este nuevo torque calculado (T_{t+1}), el programa calculará la nueva potencia (N_{t+1}) demandada por la carga.

$$N_{t+1} = T_{t+1} \cdot X \cdot \omega_{ref} \quad (2)$$

Donde :

N_{t+1} = Potencia demandada por la carga en el tiempo "t+1"

T_{t+1} = Torque presente en el turbogenerador en el tiempo "t+1"

ω_{ref} = Velocidad de giro de sincronismo a mantener en el turbogenerador (constante).

Para esta nueva potencia demandada (N_{t+1}), el programa calculará la nueva posición (X_{ref}) de la tobera, que permita proporcionar el nuevo flujo de agua (Q_{t+1}) a la turbina para generar esta nueva potencia. Para ello el programa trabaja con la función :

$$X_{ref} = f(N_{t+1}) \quad (3)$$

Esta última función el programa la obtiene de una ecuación que vincula la potencia hidráulica demandada (N_{t+1}) con la posición de la tobera que debe acompañar a la potencia demandada. La potencia hidráulica calculada en dicha ecuación ($K Q_{t+1}$) incorpora términos que consideran la geometría tanto de los alabes de la turbina (K_u , K_m , K_{co} y $\cos\beta_2$, entre otros) como de la tobera ($\sin \alpha$, $\cos \alpha$), así como la posición de la tobera (X_{t+1}).

Microcontrolador PIC17C44

El controlador utilizado en el proyecto es el microcontrolador PIC17C44, el cual permite efectuar el control del servomotor, tanto en posicionamiento como en velocidad, contándose para ello con cuatro temporizadores, dos de ellos reciben señales del encoder con la información del sentido de giro del servomotor, un temporizador que genera la rutina de interrupción, que permite hacer el muestreo de la velocidad de giro instantánea del turbogenerador, y un temporizador que genera la señal PWM (señales de ancho de

pulso) al actuador, para girar el servomotor en el sentido que le ordene la señal. En la Figura 3 se presentan las características técnicas del microcontrolador PIC17C44.

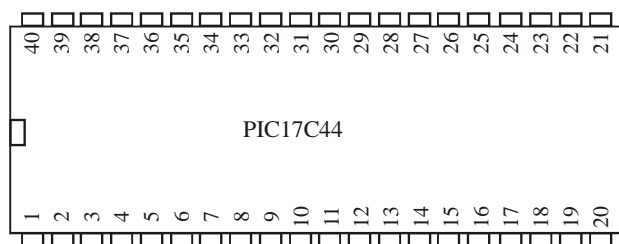


Figura 3. Características Técnicas del Microcontrolador PIC17C44

Memoria (Programa) : 8 x 16
 CAP : 2
 Entradas/ Salidas : 33
 Memoria (Datos RAM): 454
 PWM : 2
 Multiplicador : 8 x 8
 Registros Específicos : 48
 Interrupciones : 11
 (Hardware)
 Temporizadores : 4 + WDT
 Patitas : 40

Servomotor

El servomotor que comanda al cilindro eléctrico recibe la señal del controlador (+24 / -24 V DC). Un voltaje negativo permite la apertura de la tobera, un voltaje positivo el cierre de la misma. La fuerza crítica que va ejercer el tornillo de potencia durante el desplazamiento de la aguja de la tobera, es una fuerza axial entre el cierre y apertura total (60 mm), se ha considerado que el desplazamiento máximo de 60 mm sea realizado en un período de 15 segundos. La fuerza máxima que se estaría ejerciendo en la tobera para lograr el cierre o apertura venciendo una altura estática típica de la tubería de presión -para pequeños aprovechamientos hidroenergéticos- es de aproximadamente 10 kN (2250 lbf). En la Tabla 1 se presentan los modelos y los criterios para la selección del servomotor. Un criterio importante para el caso de la propuesta es el torque continuo que debe ofrecer el servomotor, para vencer la presión estática presente, debido a la altura de la columna de agua (constante) en la tubería de presión.

Tabla 1. Modelo de Servomotores con Encoders Opticos

Modelo	Potencia	Máxima Velocidad	Back EMF RMS V/Krpm	Velocidad a Torque Nominal	Torque Continuo	Torque Pico	Corriente Continua	Corriente Pico	Sensitividad del Torque
	HP	RPM	m	RPM	oz.in.	oz.in.	Amps	Amps	oz.in/Amp
MPM662T1E-AM	0.22	5000	18.2	4000	54	241	2.4	7.2	33.6
MPM662T1E-BM	0.16	3000	28.3	2500	64	241	1.6	4.8	51.2
MPM664T1E-AM	0.47	6500	17.8	5000	96	480	5	10	32
MPM664T1E-BM	0.38	3600	28.3	3000	128	480	3.1	10	51.2
MPM891T1E-AM	0.82	5000	37.6	4000	208	940	3.8	14	67.2
(1) MPM891T1E-BM	0.55	3000	75.2	2400	232	940	1.9	7	134.4
MPM892T1E-AM	1.62	5000	36.6	4000	408	1758	7.3	26.8	65.5
MPM892T1E-BM	1.05	3000	73.2	2400	440	1784	3.7	13.6	131.2
MPM893T1E-AM	1.96	4100	55	3000	550	2288	6.3	23.1	99.2
MPM892T1E-BM	1.1	2000	110	1500	576	2201	3	11.1	198.4

Referencia: Custom Servomotors Inc. - USA

(1) Modelo propuesto para el trabajo

En la Figura 4 se muestra el modelo de servomotor considerado para la propuesta.

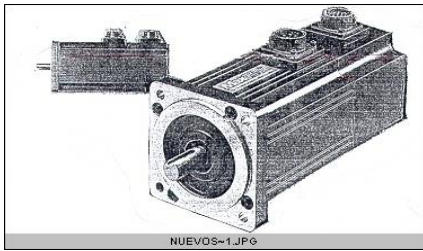


Figura 4. Servomotor Modelo MPM891T1E-BM con Encoder Optico

El cilindro eléctrico es conducido por el servomotor, posee un desplazamiento lineal que le es proporcionado por un sistema de transmisión de precisión. En la Figura 5 se muestra el montaje del servomotor con el sistema de transmisión y el cilindro eléctrico.

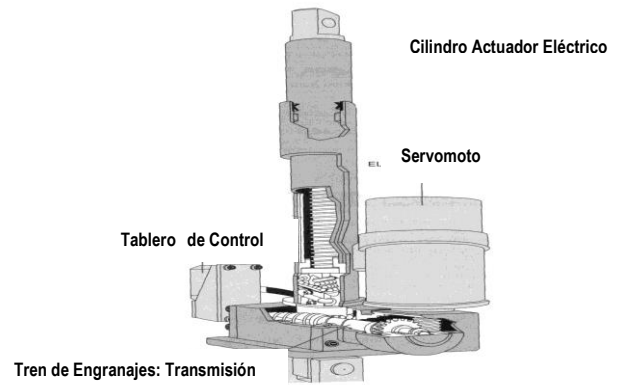


Figura 5. Cilindro Eléctrico operado por el servomotor

En la Tabla 2 se presentan modelos de cilindros eléctricos que operan con los servomotores.

Tabla 2. Modelo de Cilindros Eléctricos

Modelo	Carrera del Cilindro (in./min.)	Capacidad Dinámica (lbf)	Vida Util (in./X 10 ⁶)	Potencia (HP) del Motor (ref.)	Torque al Freno (ft.-lb)	Distancia de Parada aproximada (in)		Largo (Motor) "Y" (in.)	Máxima Carrera (in.)	Torque de Reacción (lb.-in.)	Peso Básico (lbs.)
						Sin carga	Con plena carga				
NOTATION **	2	5	7	1,3		10			4	11	8
DD-306-HD/153	120	3,275	1.68	1.5	6	.25	.83	15.78	37	239	38
DD-3012-HD/103	60	3,600	1.26	1.0	6	.10	.16	14.78	35	263	38
DD-3012-HD/073	60	2,500	3.78	.75	6	.05	.07	14.78	29	183	38
DD-3024HD/053	30	2,700	3.00	.5	3	.03	.05	13.78	41	197	38
DD-3066-HD/053	20	4,775	.54	.5	3	.02	.02	13.78	29	349	51
(2) RAD-3062-HD/033	10	5,250	.40	.33	3	.012	.012	13.78	28	383	51
DD-3022-HD/033	5	6,000	.27	.33	3	.006	.006	13.78	26	439	51

Referencia : Actionjac Electric Cilindres Co. - USA

(2) Modelo propuesto para el trabajo

Golpe de Ariete en el Sistema

Si el movimiento de la aguja de la tobera se considera como una serie de movimientos instantáneos con un intervalo muy pequeño entre cada movimiento, la variación de presión en la tubería de carga que sigue al movimiento de tobera será el efecto de una serie de ondas de presión, cada una causada por uno de los

movimientos instantáneamente pequeños de la aguja de la tobera. Para una tubería de carga de acero, la velocidad de la onda de presión $\alpha = 4660/\sqrt{1+(d/100s)}$, donde "d" es el diámetro de la tubería (pulgadas), y "s" es el espesor de la pared de la tubería, en pulgadas.

Se presentan las fórmulas aproximadas de Sparre, para el incremento de presión “h” (pies), después del cierre de las agujas de la tobera.. Estas fórmulas son bastante precisas para una

$$h = \frac{\alpha V}{g} \quad \text{para } k < y N < 1 \quad (4)$$

$$h = \frac{\alpha V}{g} [N + K(N-1)] \quad \text{para } K < y N > 1 \quad (5)$$

$$h = \frac{\alpha V}{g} (2N-K) \quad \text{para } K > y N > 1 \quad (6)$$

Donde:

$K = \alpha V / 2gH$; $N = \alpha T / 2L$; V y H son la velocidad en la tubería en pies/ segundo, y la carga (pies), antes del cierre; L es la longitud de la tubería (pies) y T es el tiempo de cierre de la tobera. Para un rechazo a carga plena, T se puede tomar como 85% del tiempo total del recorrido de la tobera, para considerar un movimiento no uniforme de la tobera.

Para caídas de presión debido a una apertura completa de la tobera se puede usar la fórmula de Logan Kerr con T no menor que $2L/\alpha$:

$$\text{Presión} = H = \frac{\alpha V - K + \sqrt{K^2 + N^2}}{gN^2} \quad (7)$$

Deben evitarse las variaciones de presión que excedan 40% de elevación y aproximadamente 25% de caída. Cuando el control efectuado directamente por el sistema causa variaciones no deseables de presión, puede usarse un tanque de compensación, un regulador de presión o un deflector de chorro. Un tanque de compensación es una tubería vertical con un tanque atmosférico unida a la tubería de carga tan cerca como es posible de la entrada de la cubierta.

elevación de presión que no exceda 50% de la presión inicial, que es el caso para la mayoría de las situaciones prácticas.

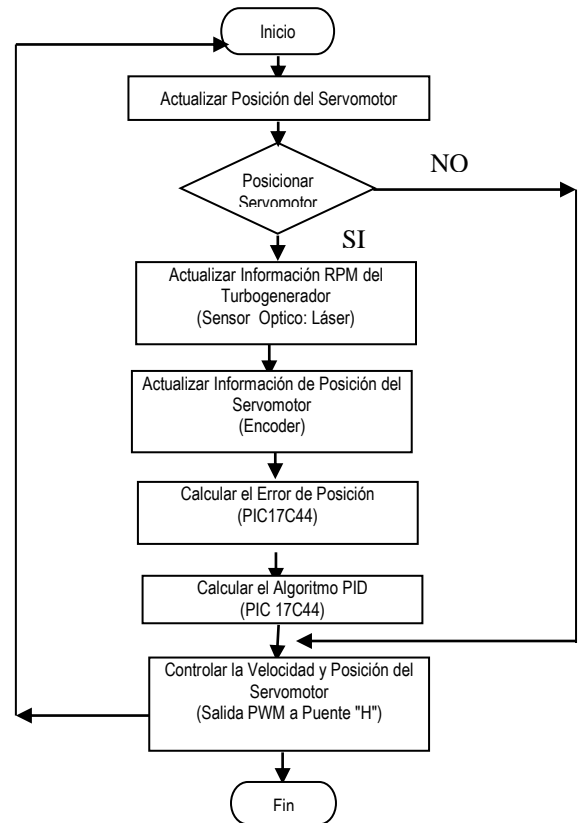


Figura 6. Diagrama de Flujo del Sistema de Control Integral Propuesto

CONCLUSIONES

Se plantea un nuevo sistema de regulación de velocidad para turbogeneradores, con mayor eficiencia. Se logran ingentes ahorros en la demanda de recursos de agua en comparación con los sistemas existentes de regulación de caudal, así como respecto a los sistemas de generación a demanda constante, estos últimos generalmente aplicados a minicentrales hidroeléctricas y en los que la disipación de energía eléctrica se realiza a través de bancos de resistencias.

La reconversión a este nuevo sistema de los sistemas tradicionales de control de la velocidad de sincronismo de los turbogeneradores, podría merecer un programa de financiamiento -vía fondos verdes- de los organismos multilaterales, teniendo en cuenta sus implicancias ambientales en adición a las ventajas económicas de su implementación. Entre estas últimas la prolongación de la vida útil del sistema integral de generación reducción en la frecuencia de salida de operación del turbogenerador, menores costos de mantenimiento.

La implementación de este nuevo sistema de regulación se presenta como una oportunidad de negocios, así también como una oportunidad para el desarrollo local de la tecnología necesaria para la fabricación de los equipos y dispositivos asociados, a fin de viabilizar su aplicación masiva en el país.

REFERENCIAS

Angulo, José María (1997). Microcontroladores PIC, Diseño Práctico de Aplicaciones. Editado por Mc Graw Hill. Madrid. España.

Meir, Ueli (1989). Load Control for Hydroelectric Plants. Editado por SKAT. Suiza.

Pope, Gerry (1994). "Manual del Gobernador Electrónico de Carga". Editado por GP Electronics. Inglaterra.

Sánchez, Teodoro. Ramírez Gastón, Javier (1996). Manual de Mini y Microcentrales Hidroeléctricas. Una Guía para el Desarrollo de Proyectos. Editado por ITDG. Lima.

Luque Casanave Manuel (2001). "Sistema de control PID en generadores de energía eléctrica", Editado por Verman. Lima