

01170
2ej. 1

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO

FACULTAD DE INGENIERIA

01170

CONTROL DE LA OPERACION DE UN ACUEDUCTO
POR MEDIO DE LA REGULACION DE LA VELOCI
DAD DE GIRO DE SUS BOMBAS.

Jesús Yunuén Guevara Garay

T E S I S

PRESENTADA A LA DIVISION DE ESTUDIOS DE

POSGRADO DE LA

FACULTAD DE INGENIERIA

DE LA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

COMO REQUISITO PARA OBTENER

EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERIA

(E L E C T R I C A)

CIUDAD UNIVERSITARIA

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

INDICE

1. Introducción	1
1.1 Objetivos	1
1.2 Antecedentes	4
1.3 Descripción del Arranque	5
1.4 Descripción del Paro	7
1.5 Descripción de la Operación a Gasto Estable	7
2. Revisión de Controladores de Velocidad de Motores de Corriente Alterna	10
3. Simulación de la Operación del Sistema	16
3.1 Modelo de la Bomba	16
3.2 Método de las Características	19
3.3 Modelo de la Instalación	28
3.4 Simulación del Arranque y Paro Normales	34
3.5 Comparación con Medidas en Prototipo	34
3.5.1 Descripción del tramo tanque Campos- planta La Joya	35

4. Esquemas de Control	41
4.1 Señales de Control	43
4.2 Esquemas de Control	44
4.3 Simulación de los Algoritmos de Control	46
4.3.1 Descripción del tramo TR2A-TR3 del acueducto Linares-Monterrey	46
4.3.2 Arranque y Paro Normales	48
4.3.3 Control Proporcional	50
4.3.4 Control Proporcional Integral Dife- rencial	55
5. Regulación de Gasto	75
5.1 Descripción del acueducto Chapala- Guadalajara	76
5.2 Operación a Gasto Estable Regulando la Velocidad de Giro	77
5.2.1 Operación con una Bomba	79
5.2.2 Operación con dos Bombas	90
6. Conclusiones	94
Bibliografía	99

CAPITULO 1.

INTRODUCCION.

1.1 Objetivos.-

En los acueductos a presión formados con varias estaciones de bombeo en serie existen problemas de operación a resolver para permitir el funcionamiento seguro y eficiente de esos sistemas. En esta tesis se analizan dos problemas distintos. Primero, es común que los operadores de las plantas de bombeo regulen el gasto introduciendo una obstrucción al paso del agua, esto es que lo estrangulen por medio del cierre parcial de una válvula o algún otro dispositivo. Esto se debe a que cuando se opera con un número de bombas por planta menor al total, los gastos entre plantas pueden ser diferentes y esto hace difícil (y en ocasiones imposible) la operación continua del acueducto, ya que al haber diferencias entre los gastos el nivel del agua en los tanques varía. Tradicionalmente, este desbalance se corrige haciendo que una parte de la energía suministrada a las bombas se disipe en forma de pérdidas por fricción por el paso del agua a través de

una o varias obstrucciones adicionales. En este trabajo se propone que en vez de desperdiciar parte de la energía suministrada a la bomba, se entregue a la bomba solo la energía que requiera para bombear el gasto deseado.

Una forma de lograr este objetivo es reducir la velocidad de giro de la bomba para que impulse el gasto requerido con la carga hidráulica necesaria para fluir desde el tanque de suministro hasta el de entrega.

El segundo problema se refiere a que el arranque y paro de los equipos de bombeo es muy brusco, pues la transición entre la condición de no operación y operación, o viceversa, es muy breve y se producen transitorios de presión que someten a esfuerzos considerables los diferentes componentes de la instalación: válvulas, tuberías, bomba, motor. Estos esfuerzos son considerados en la etapa de diseño del acueducto por lo que no son de peligro para el mismo, pero sí acortan la vida útil del equipo.

El trabajo que se desarrolla en esta tesis se dirige a analizar cómo debe variar la velocidad del motor que impulsa a la bomba

para lograr regular el gasto bombeado, y es también interés de este trabajo conocer cómo variar paulatinamente la velocidad del motor para obtener arranques y paros graduales, que permitan prolongar la vida útil de la instalación. Este análisis no pretende obtener una solución óptima sino sólo señalar un posible camino a seguir, el planteamiento dentro de la teoría del control óptimo se presenta como comentario final dentro de las conclusiones.

Variar la velocidad de las bombas no es un proceso directo, ya que son impulsadas por motores de corriente alterna, cuya velocidad es directamente proporcional a la frecuencia de la alimentación, lo que implica el uso de algún dispositivo de control de velocidad de motores de corriente alterna. Por tal motivo, en el capítulo 2 se presenta el principio de funcionamiento y características de diferentes dispositivos para el control de la velocidad de motores de corriente alterna.

En el capítulo 3 se presenta el modelo de la bomba y su inclusión en el modelo de la instalación de bombeo, modelo con el cual se simulan las maniobras de arranque, paro y operación a gasto parcial. Además, para asegurar su validez, se comparan los

resultados obtenidos con el modelo contra mediciones realizadas en prototipo.

El capítulo 4 está dedicado a probar varios esquemas de control en malla cerrada, buscando identificar ventajas y desventajas. Para ello se aplican los algoritmos de control a un tramo del acueducto Linares - Monterrey. El capítulo 5 complementa los resultados obtenidos en el 4, con ejemplos de regulación de gasto. Por último, el capítulo 6 presenta las conclusiones del trabajo realizado.

1.2 Antecedentes.-

Los acueductos son sistemas hidráulicos contruidos para transportar agua de una fuente de suministro (presa, lago, río, pozos) a una zona de consumo. Este trabajo se enfoca a aquellos que conducen el agua por tuberías totalmente llenas, formados por tramos de conducción por bombeo y por gravedad, interconectados a través de tanques o torres.

Una descripción del comportamiento de los componentes de un acueducto se encuentra en la ref. [1].

Tanto el arranque como el paro de una bomba producen transitorios

hidráulicos que afectan la instalación de bombeo y a toda la tubería de descarga. A continuación se detallan las maniobras de arranque y las de paro de una bomba.

1.3 Descripción del Arranque.

En todo tramo de bombeo el tanque de entrega tiene una elevación mayor que la del tanque de succión, por lo que, es necesario que exista una válvula en la descarga de la bomba que evite el regreso del agua cuando se desconecta el motor eléctrico. La válvula en la descarga puede ser de dos tipos: una válvula de retención, de apertura y cierre comandados por la diferencia de presión en sus extremos, para permitir el flujo sólo en un sentido, o una válvula de seccionamiento de apertura y cierre controlados por un mecanismo independiente de la presión del fluido.

Cuando se tiene una válvula de retención en la descarga de cada bomba, antes de arrancar, la carga contra la bomba es igual al desnivel entre el tanque de entrega y el de succión (las pérdidas por fricción son nulas) y esta carga es menor que la presión de referencia de la bomba. Esto quiere decir que al arrancar la

bomba impulsará un gasto mayor que el de diseño, pero al haber flujo se generarán pérdidas por fricción por lo que la carga a vencer aumentará y el gasto disminuirá. Tanto el gasto como la carga alcanzarán sus valores de operación estable después de un transitorio. De la misma manera se generará un transitorio en el consumo de energía del motor eléctrico.

Cuando la magnitud de las instalaciones crece, la magnitud de los transitorios al arrancar la bomba crece también, por lo que es necesario controlarlos. Para ello, se utiliza una válvula de abertura y cierre controlados y el proceso de arranque es como sigue: se inicia el arranque a válvula cerrada por la conveniencia de minimizar la energía demandada por el motor para realizar el arranque y para reducir los transitorios hidráulicos por la inyección brusca del agua. Cuando la bomba alcanza su velocidad nominal entonces se procede a abrir lentamente la válvula (aproximadamente 1 min). Sin embargo al realizar un arranque con válvula cerrada sus empaques serán sometidos a grandes esfuerzos que irán desgastándolos hasta dañarlos y hacer necesario su cambio.

1.4 Descripción del Paro.

Para realizar el paro con válvula de control, se invierte la secuencia de pasos efectuados en el arranque. Esto es, primero se cierra gradualmente la válvula, en un intervalo de tiempo que varía entre 30 segs y 1 min y cuando la válvula está cerrada completamente se desconecta el motor de la bomba. Como en el arranque, los transitorios hidráulicos están bien controlados por la operación de la válvula, pero ésta es sometida a muy grandes esfuerzos.

Si en la instalación se cuenta con una válvula de retención, al apagar el motor de la bomba la válvula se cierra abruptamente empujada por la columna de agua que trata de regresar al presentarse el descenso de la presión en la descarga de la bomba, por lo que se genera un transitorio hidráulico.

1.5 Descripción de la Operación a Gasto Estable.

Se denomina operación a gasto estable aquella en la que el gasto es prácticamente constante a lo largo del tiempo. La operación a gasto estable se alcanza cuando el transitorio hidráulico

producido por el arranque se amortigua.

Dentro de la operación a gasto estable, se puede operar a gasto total, o sea el gasto que se establece con el funcionamiento de todas las bombas de una misma planta, bajo las condiciones impuestas por los niveles de los tanques de succión y entrega y las pérdidas por fricción de la tubería, con la velocidad nominal de las bombas.

También se puede operar a gasto parcial, esto es con un gasto menor al total. En nuestro país actualmente para lograr operar eficientemente con gasto parcial es necesario aumentar la pérdida de carga, introduciendo una obstrucción que consiste en una válvula parcialmente cerrada, o un orificio especialmente diseñado, ya que las pérdidas de energía por fricción, son proporcionales al cuadrado del gasto de operación. Una alternativa para operar con gasto parcial es reducir la velocidad de giro de las bombas; el control de la velocidad de giro requerida para cada condición de operación del acueducto es el objetivo principal de esta tesis.

En el siguiente capítulo se hace una revisión de los controladores de velocidad que existen, aunque no es la intención

de esta presentación analizar su diseño ni su operación, sino simplemente ver los posibles controladores de que se dispone para la implementación del control.

CAPITULO 2.

REVISION DE CONTROLADORES DE VELOCIDAD DE MOTORES
DE CORRIENTE ALTERNA

Los motores de corriente alterna son ampliamente utilizados en la industria, han sido por años el caballo de batalla en aquellas aplicaciones en que se requiere velocidad constante. Pero en aquellas aplicaciones en que se requiere variar la velocidad se ha utilizado el motor de corriente directa. El motor de corriente directa si bien tiene un principio de control sencillo, es caro y menos eficiente al compararlo con el robusto motor de corriente alterna de jaula de ardilla ó de rotor devanado. Además de que los conmutadores y escobillas del motor de corriente directa lo hacen inadecuado para operar en medios ambientes polvosos y requiere mantenimiento frecuente.

Por lo anterior, se ha comenzado a estudiar la posibilidad de introducir el uso de sistemas que permitan variar la velocidad

de los motores de c. a., con la intención de reemplazar al motor de corriente directa en aquellas aplicaciones en las que hasta ahora ha sido la opción viable, y por otro lado aplicar la regulación de la velocidad en diversos procesos industriales en que se trabaja con los motores de alterna a velocidad constante. La regulación de la velocidad significaría un ahorro sustancial de energía, aún cuando actualmente la realización de algunos de estos sistemas de control de velocidad es cara. Los avances en la electrónica de gran escala de integración (LSI) y muy grande escala de integración (VLSI) permiten prever la reducción del costo y tamaño de los controladores [ref. 2].

A continuación se presentarán algunos de los controladores de velocidad existentes. Esta presentación no pretende ser exhaustiva ni detallada, pues no es el objetivo de este trabajo tratar la aplicación y control de alguno de ellos en el control de velocidad del motor, sino solo señalar su existencia.

Controlador de Voltaje de Corriente Alterna.- Este método de control es sencillo y económico para motores de inducción de jaula de ardilla. Se trata simplemente de variar el voltaje de alimentación al estator, manteniendo la misma frecuencia de

alimentación. Esto hace que la corriente inducida en el rotor varíe, y en consecuencia la velocidad del motor varíe.

Inversor de Voltaje con Ligadura por Corriente Directa.- Los inversores alimentados por voltaje consisten en dos circuitos, el primero constituido por un puente rectificador de thyristores, que rectifica el voltaje de corriente alterna para generar un voltaje variable de corriente directa, el cual a su vez es aplicado al segundo circuito. El segundo circuito consiste en un inversor constituido por thyristores de conmutación forzada, que convierte el voltaje de corriente directa en voltaje de corriente alterna con amplitud y frecuencia variables. Estos controladores se usan normalmente en aplicaciones industriales que requieren una cantidad baja o media de caballos de potencia.

Inversor de Corriente con Ligadura por Corriente Directa.- Estos inversores son parecidos a los de voltaje, pues también están constituidos por una sección de rectificado y otra inversora, sólo que en este caso se utilizan thyristores en ambas secciones sin conmutación forzada. Al motor se le alimenta con una señal de corriente no senoidal de 6 pasos y frecuencia variable generada por el inversor. Este controlador tiene como ventajas

su robustez y confiabilidad, además de que al tener un número de componentes menor su control es más sencillo y confiable. Sin embargo también tiene varias limitaciones, el rango de frecuencias es algo menor que en el inversor de voltaje y no puede operar sin carga, esto es que requiere una mínima carga de corriente para conmutar adecuadamente al inversor. Se utilizan para controlar motores que demandan una potencia media o alta en caballos de potencia.

Cicloconvertidor.- Consiste en un dispositivo que en un solo paso varía la frecuencia del voltaje de corriente alterna de la línea a cualquier otra frecuencia, a diferencia de los inversores arriba mencionados que requieren dos pasos. Además de variar la frecuencia puede variar la amplitud del voltaje. Los cicloconvertidores se utilizan normalmente en aplicaciones de caballos de potencia elevadas, el costo y complejidad de los circuitos de potencia y control los han hecho no competitivos con otros tipos de sistemas para aplicaciones generales.

Controlador Kramer Estático.- Este controlador y el Scherbius estático se aplican al control de motores de inducción de rotor devanado, ambos se basan en el principio de variar la resistencia

del rotor, para así variar la corriente inducida en el mismo, variando así la velocidad del motor.

Pero en vez de implementar el control introduciendo una resistencia al circuito del rotor, se varía la resistencia electrónicamente. Consiste en un puente rectificador de diodos conectado al rotor, que rectifica la corriente inducida en el rotor para después alimentar con corriente directa un inversor. A su vez el inversor genera un voltaje de alterna con la frecuencia de la línea, para así suministrar la energía proveniente del rotor a la línea a través de un transformador.

Este controlador solo permite operar el motor en las velocidades subsíncronas, es usado en bombas de gran número de caballos de potencia y aplicaciones de tipo ventilador en que se requiere un rango de control de velocidad limitado.

Controlador Scherbius Estático.- Este controlador es muy parecido al anterior con la diferencia de que el circuito rectificador está constituido por thyristores, lo cual permite el flujo de potencia en cualquier dirección. Si la potencia del deslizamiento se alimenta hacia la línea, el motor operará con velocidades subsíncronas, si por el contrario la potencia es suministrada al rotor por inversión de la operación del

rectificador y el inversor, el motor operará en la región supersíncrona. La ventaja de este controlador es que el rango de control es completo, se utiliza en bombas que operen con un muy alto número de caballos de potencia y en aplicaciones de tipo ventilador.

De la breve descripción anterior se ve que sí existen elementos técnicos que permitan la realización de lo que aquí se plantea. Dado que los motores de las bombas de los grandes acueductos que han sido construidos en México demandan niveles de potencia elevados, generalmente son motores de inducción de rotor devanado ya que es menor su costo comparado con el de los motores síncronos. En consecuencia, los controladores que parecen ser adecuados para la aplicación propuesta son el inversor de corriente con ligadura por corriente directa, los controladores estáticos Kramer y Scherbius.

En los siguientes capítulos se presentarán el modelo de la instalación y la aplicación de algoritmos de control, que nos indicarán como variar la velocidad de la bomba, para así regular gasto y realizar las maniobras de arranque y paro en forma gradual.

CAPITULO 3.

SIMULACION DE LA OPERACION DEL SISTEMA.

En este capítulo se examinarán el modelo de la bomba y el de la instalación de bombeo, para simular tanto el arranque y paro de una bomba como la operación a gasto parcial de un tramo del acueducto.

3.1 Modelo de la Bomba (Las Curvas Características).

La presión suministrada por una bomba y el volumen de fluido que impulsa por unidad de tiempo varían si cambia la carga contra la bomba ó si varía la velocidad de operación del motor, por lo que para modelar el comportamiento de la bomba es necesario conocer la relación entre el gasto Q , la velocidad de giro de la bomba N y la carga de bombeo H . Para el análisis del flujo transitorio es necesario conocer también la relación entre el par aplicado a la bomba, el gasto y la velocidad de giro.

La información que se tiene en las curvas características del comportamiento de la bomba, proviene de pruebas experimentales realizados por el fabricante, y viene presentada en lo que se llama diagrama de los cuatro cuadrantes o diagrama de Knapp (fig. 1). Toda la información presentada está normalizada con respecto a la carga nominal H_r , el gasto nominal Q_r , el par nominal M_r y la velocidad nominal N_r de la bomba. En este diagrama se presentan curvas para $h=cte$ ($h=H/H_r$) y $b=cte$ ($b=M/M_r$) y se tiene como abscisa v ($v=Q/Q_r$) y como ordenadas α ($\alpha=N/N_r$)

Cualquier forma de operación posible de la bomba tiene representación como punto en ese diagrama, por lo que el comportamiento de la máquina para cualquier gasto y presión se verá representado por una curva en el plano v, α .

Esta forma de representar la relación entre las variables no es la más adecuada, por lo que se ha ideado otra representación [ref. 3], que reúne toda la información en una sola curva para h y otra para b (ver figs. 2 y 3). Las curvas se obtienen definiendo:

$$f_h = h/(v^2 + \alpha^2) = (H/H_r)/((Q/Q_r)^2 + (N/N_r)^2)$$

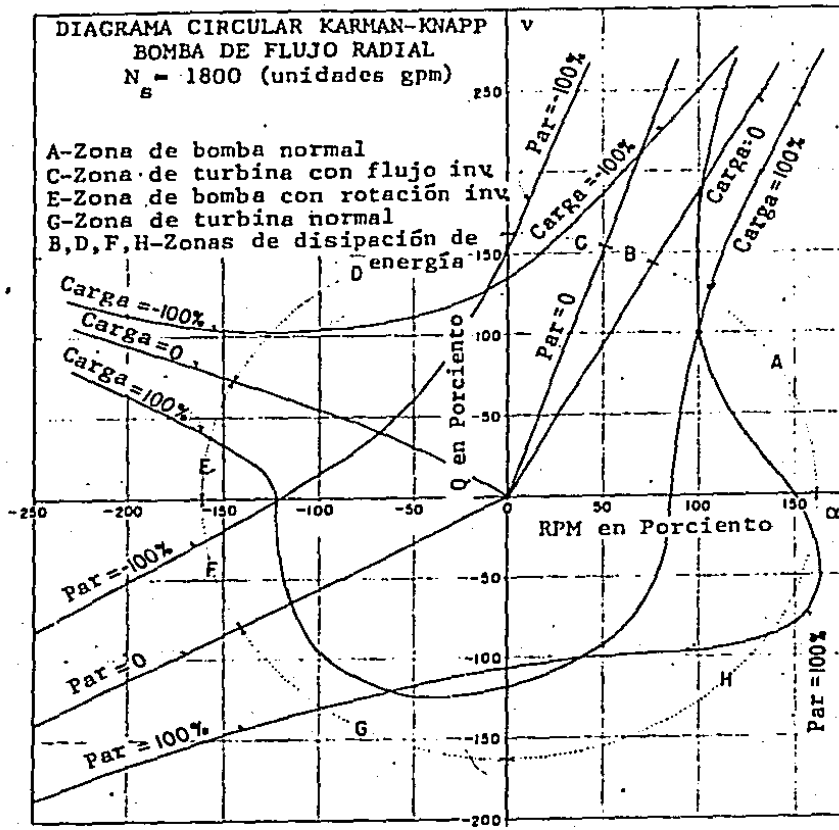


Fig. 1. Diagrama de los cuatro cuadrantes.

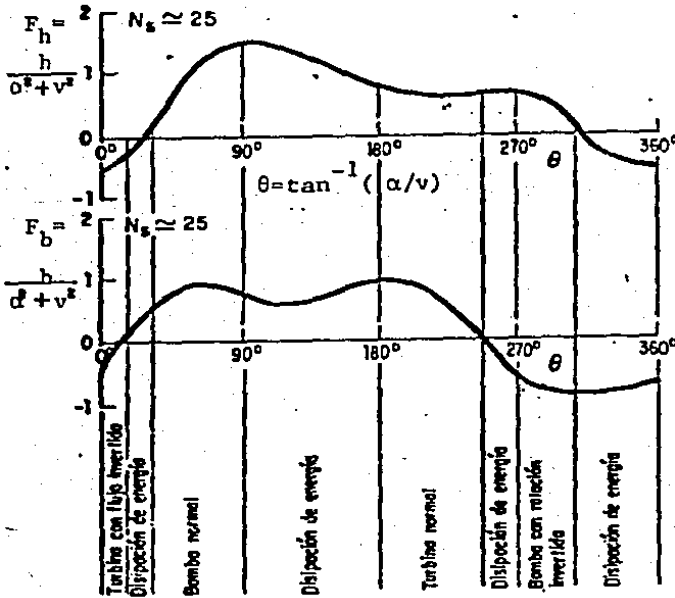


Fig. 2. Curva F_h vs. θ

Fig. 3. Curva F_b vs. θ

$$f_b = b/(v^2 + a^2) = (M/Mr)/((Q/QR)^2 + (N/Nr)^2)$$

Y $\text{teta} = \text{ang tan } (\alpha/v)$

Para cálculos por computadora estas curvas se manejan en forma tabulada.

Antes de presentar el modelo de la instalación, se presentará rápidamente el método de las características que se aplica en la solución de las ecuaciones diferenciales parciales que modelan el flujo en las tuberías.

3.2 Método de las Características

El flujo transitorio en conductos cerrados es descrito por las ecuaciones dinámica y de continuidad que a continuación se presentan [ref. 3]:

$$\text{ec. dinámica: } \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} |Q|Q = 0 \quad (1)$$

donde Q= gasto

H= carga piezométrica en la línea central del conducto

x= distancia

A= área del tubo

D= diámetro del tubo

f= coeficiente de fricción del tubo

y la ecuación de continuidad ó de conservación de la masa:

$$\frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

donde a= celeridad del fluido

Como se observa ambas ecuaciones son diferenciales parciales de primer orden no lineales, en función del tiempo y la posición.

Es decir que las variables independientes son el tiempo y la distancia, y las dependientes la presión y el gasto. Todas las demás variables involucradas son características de la tubería ó del sistema, que no tienen variaciones ó prácticamente sus variaciones son despreciables, por lo que se les considera constantes.

Para resolver estas ecuaciones comunmente se recurre a la aplicación del método de las características, en el que primero son convertidas en ecuaciones diferenciales ordinarias para después resolverlas por medio de la técnica de diferencias finitas.

Las ecuaciones anteriores se pueden reescribir como ecuaciones diferenciales ordinarias dependientes del tiempo, como:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2gA} |Q|Q = 0 \quad (3)$$

$$\text{si } dx/dt = a \quad (4)$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2gA} |Q|Q = 0 \quad (5)$$

$$\text{si } dx/dt = -a \quad (6)$$

Las ecuaciones 4 y 6 representan dos líneas en el plano x, t con

pendiente $\pm 1/a$, que representan el camino seguido por una perturbación. Sean A y B dos puntos separados de una tubería y supongá que se presenta una perturbación en el punto A, esta perturbación llegará al punto P en un tiempo Δt como se muestra en la figura 4.

Las ecuaciones 3 y 5 llamadas de compatibilidad son válidas a todo lo largo de la tubería en que se analiza el transitorio, a excepción de los extremos de la tubería en donde es necesario modelar las condiciones de frontera que comúnmente están asociadas a tanques de nivel constante (aguas arriba o aguas abajo), válvulas, expansiones o disminuciones del área de la tubería.

Volviendo a la figura 4 se tiene que si hay una perturbación en el punto A y en el punto B no se tiene perturbación alguna, la perturbación viaja a lo largo de la tubería de A a B y en el plano x,t se marcan dos regiones separadas por la línea con pendiente $1/a$, la que está abajo de la línea no se ve afectada por la perturbación mientras que la región arriba de la línea es afectada por la perturbación.

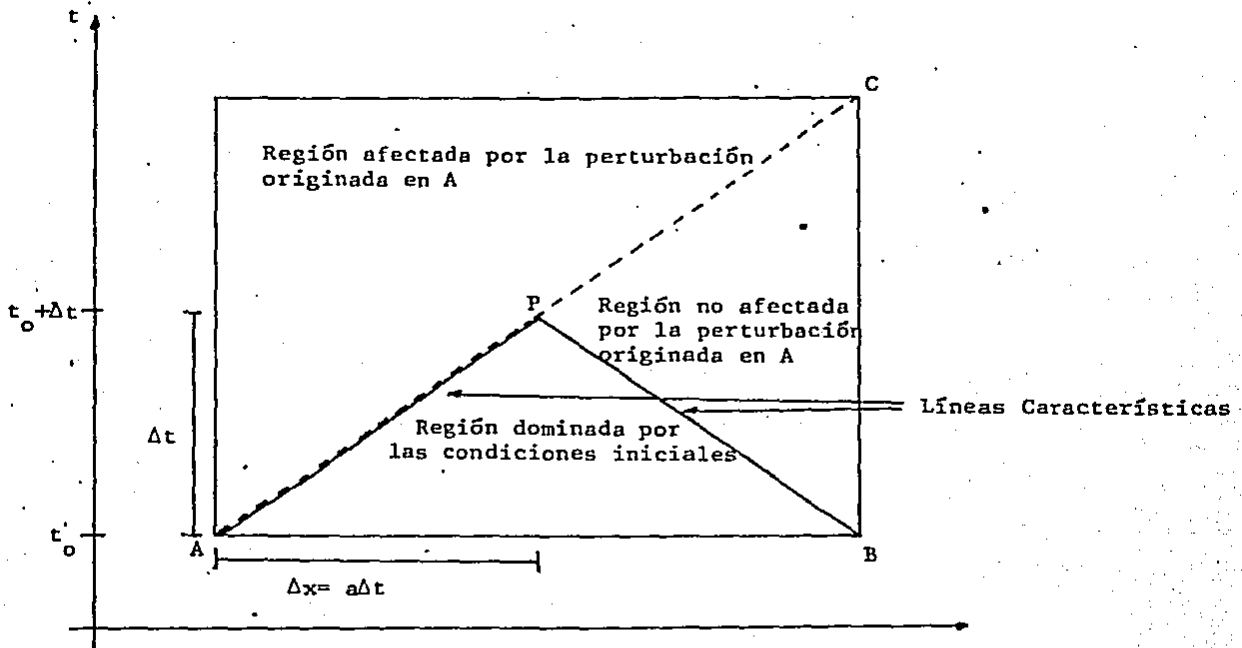
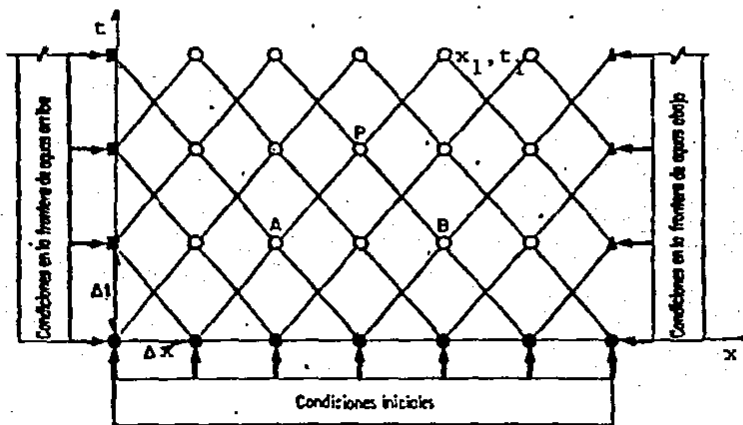


Fig. 4. Líneas Características en el plano x, t .



- Puntos interiores
- Puntos definidos por las condiciones iniciales
- Puntos definidos por la condición de frontera de aguas arriba y los puntos interiores
- ▲ Puntos definidos por la condición de frontera de aguas abajo y los puntos interiores

Fig. 5. Malla de Cálculo.

En el caso de que en A y B se presenten perturbaciones simultáneamente significa que se tienen 2 perturbaciones que viajan en sentido contrario a lo largo de la tubería, el punto P es donde estas perturbaciones se intersectan, quedando en el plano x,t un área abajo de las 2 líneas que no es afectada por las perturbaciones sino solamente por las condiciones de frontera y las condiciones iniciales.

Por último para resolver las ecuaciones 3 a 6 se procede a representarlas como ecuaciones en diferencias, para lo que en el caso de la característica positiva:

$$\Delta Q = Q_P - Q_A \quad (7)$$

$$\Delta H = H_P - H_A \quad (8)$$

y para la característica negativa:

$$\Delta Q = Q_P - Q_B \quad (9)$$

$$\Delta H = H_P - H_B \quad (10)$$

que sustituyendo en las ecuaciones 3 y 5 quedan como:

$$Q_p = C_p - C_a H_p \quad (11)$$

$$Q_p = C_n + C_a H_p \quad (12)$$

donde

$$C_p = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - \frac{f\Delta t}{2DA} |Q_A| Q_A \quad (13)$$

$$C_n = Q_B + \frac{gA}{a} H_B - \frac{f\Delta t}{2DA} |Q_B| Q_B \quad (14)$$

y

$$C_a = gA/a \quad (15)$$

Nótese que la ecuación 11 es válida a lo largo de la línea de característica positiva AP y la (12) a lo largo de la línea de característica negativa BP; las constantes C_p y C_n se reevalúan con base en los datos del intervalo anterior, C_a es una constante que solo varía si las características de la tubería cambian.

De las ecuaciones 11 y 12 se evalúan fácilmente Q_p y H_p como:

$$Q_p = 0.5(C_p + C_n) \quad (16)$$

$$H_p = 0.5(C_n - C_p)/C_a \quad (17)$$

Por lo que evaluar la presión y gasto en un punto x_1 de la tubería en el tiempo t_1 es sencillo, ya que simplemente se aplican las ecuaciones 16 y 17 en un proceso iterativo que va formando una malla hasta llegar al punto x_1, t_1 del plano x, t que nos interesa, tal como se ilustra en la figura 5.

Para definir los puntos de la malla en la frontera aguas abajo se requieren la condición de frontera y la característica positiva, lo mismo sucede con los puntos de la malla en la frontera aguas arriba, donde se requieren la condición de frontera y la característica negativa.

En caso de tener en el extremo aguas abajo de la tubería un tanque de nivel constante, la condición de frontera es:

$$H_p = H_2 = \text{ctte} \quad (18)$$

Sustituyendo la ecuación 18 en la ecuación de la característica

positiva se obtiene:

$$Q_p = C_p - C_a H_2 \quad (19)$$

En el caso de tener en el extremo aguas arriba un tanque de nivel constante conectado a la tubería a través de una válvula, en la válvula se tienen pérdidas de carga, que se pueden modelar como:

$$\Delta H = H_s - H_e = K_v Q^2 \quad (20)$$

donde ΔH = diferencia de presiones entre la descarga y la entrada de la válvula

H_s = presión a la descarga de la válvula

H_e = presión a la entrada de la válvula

K_v = coeficiente de pérdida de carga de la válvula

Q = gasto que pasa por la válvula

Para el tramo aguas abajo de la válvula se requerirá la ec. 12 de la característica negativa, sustituyendo (20) en (12) y con $H_e = H_1$ se llega a que

$$H_1 = H_p - K_v (C_p + C_a H_p) \quad (21)$$

de donde es posible despejar H_p para después conocer Q_p .

El método de las características aquí descrito se utilizará para simular el modelo de la instalación con el que se probarán los algoritmos de control que se formularán en el capítulo 4.

3.3 Modelo de la Instalación.

La instalación consiste en un tanque o torre de succión del que toma el agua la bomba para impulsarla hasta un tanque de entrega o descarga. En la descarga de la bomba se tiene una válvula de retención. El esquema de bombeo se presenta en la figura 6.

H_1 y H_2 se suponen constantes pues durante el intervalo en que se lleva a cabo el arranque o paro de una bomba (medio minuto), prácticamente los niveles de los tanques no varían, por lo que $H_1 = \text{ctte}$ y $H_2 = \text{ctte}$. El comportamiento de la bomba será representado por su curva característica de carga (f_h) y se supondrá que el motor eléctrico tiene la capacidad de alcanzar la velocidad de giro que indique el controlador.

En cuanto a la válvula ésta tiene un comportamiento de totalmente

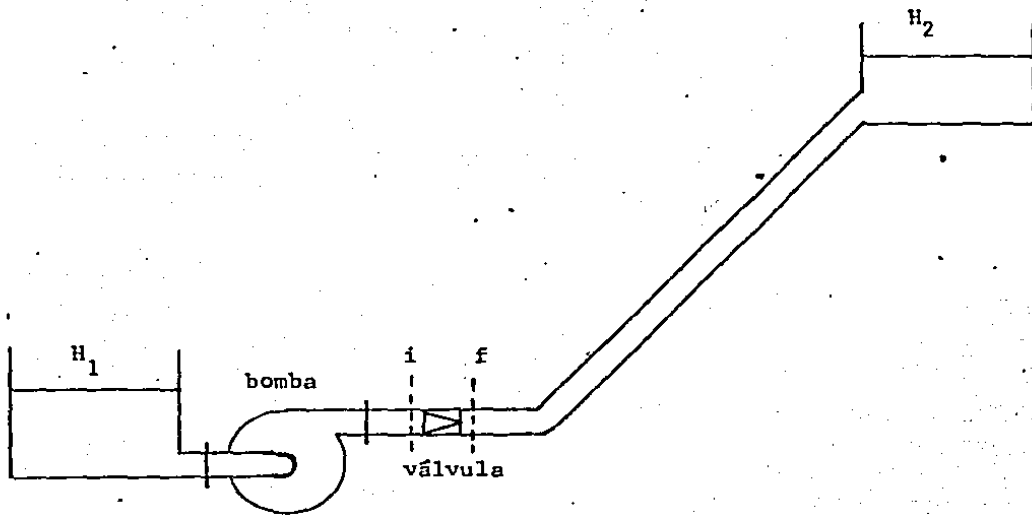


Fig. 6: Esquema de la instalación de bombeo.

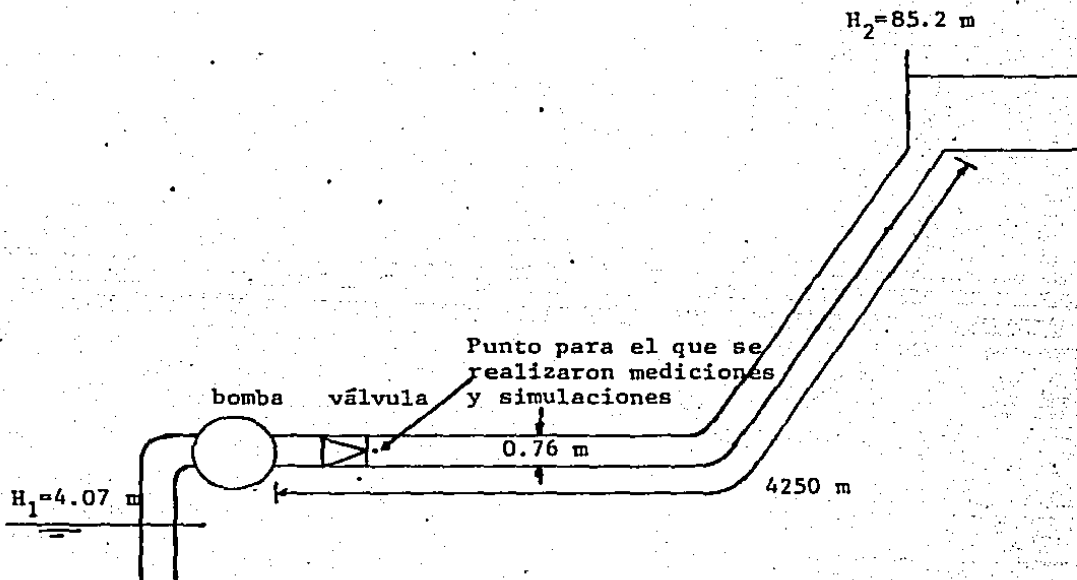


Fig. 7. Esquema del tramo tanque Campos - planta La Joya.

abierta o totalmente cerrada. Cuando la diferencia de presiones entre la entrada y la descarga es positiva y el flujo tiene el sentido impuesto por la bomba, entonces la válvula está completamente abierta y $Q > 0$. Pero si la diferencia de presiones es negativa y el flujo trata de invertirse, la válvula se cierra totalmente y $Q = 0$. Las pérdidas por fricción del paso del agua por la válvula son $K_v Q |Q|$, donde K_v el coeficiente de pérdida de carga por fricción en la válvula. El comportamiento transitorio del fluido a través de la tubería de descarga será representado por el método de las características. Para la bomba

$$H_B = H_r(a^2 + v^2) f_h(\alpha, v) \quad (22)$$

$$\text{En la válvula se tiene } \Delta H = H_i - H_f = K_v Q |Q| \quad (23)$$

$$\text{en el arranque si } H_i < H_f \quad Q = 0 \quad (24)$$

$$H_i \geq H_f \quad Q > 0 \quad (25)$$

$$\text{en el paro si } Q > 0 \quad \Delta H = H_i - H_f = K_v Q |Q| \quad (26)$$

en caso contrario $Q = 0$ y las presiones H_i y H_f son independientes.

Y como se vió antes además de las ecuaciones de frontera (24 a 26) se tiene la ecuación de la característica negativa que relaciona la presión y el gasto en la descarga de la válvula (punto f en la figura 6) con la presión y el gasto en el instante anterior y en el primer punto interior de cálculo. Por lo que

$$Q_p = C_n + C_a H_p \quad (27)$$

donde $H_p = H_f$, además $Q_p = Q$ el gasto bombeado que pasa por la válvula.

El comportamiento del fluido en la tubería se modela con las ecuaciones de las características positiva y negativa (ecs. 11 y 12).

En el extremo aguas abajo de la tubería se tiene otra frontera, en este caso el tanque de entrega cuyo nivel es constante, por lo que se llega a la ecuación 19 al utilizar la ecuación de la característica positiva.

Con las ecuaciones anteriores se forma el siguiente procedimiento de cálculo que permite simular el arranque, el paro y operación a gasto estable de una instalación como la mostrada en la figura 6.

La presión antes de la válvula es la presión en el tanque de succión más la aportada por la bomba, o sea

$$H_i = H_1 + H_B = H_1 + H_r(\alpha^2 + v^2)f_h(\alpha, v) \quad (28)$$

ecuación en la que se tiene como única incógnita a v , pues α es la señal de control como se verá más adelante, es conocida a través del algoritmo de control.

Cuando la válvula está cerrada $Q=0$ y de (27) se obtiene que

$$H_p = -C_n/C_a = H_2 \quad (29)$$

para todos los puntos de la tubería que van de la válvula al tanque de descarga.

Sabiendo que el gasto es cero durante el arranque, cuando la válvula todavía no se ha abierto, se puede calcular directamente cuanto vale la carga aportada por la bomba H_B , ya que entonces $H_B = H_B(\alpha, v=0)$.

Si la válvula está abierta $Q>0$, y sustituyendo entonces (28) en

(23) y despejando H_f se llega a que

$$H_f = H_1 + Hr(\alpha^2 + v^2)f_h(\alpha, v) - K_v Q|Q|$$

y como $Q=Q_R v$ entonces

$$H_f = H_1 + Hr(\alpha^2 + v^2)f_h(\alpha, v) - K_v Q^2 v|v| \quad (30)$$

despejando H_f de (27) se tiene que

$$H_f = (Q - C_n)/C_a \quad (31)$$

Así se llega finalmente a una ecuación con una sola incógnita, que es v :

$$F(v) = \frac{C_a H_1}{Q_r} + \frac{C_n}{Q_r} + \frac{C_a H_r(\alpha^2 + v^2)f_h(\alpha, v)}{Q_r} - C_a K_v Q_r v|v| - v = 0 \quad (32)$$

La ecuación anterior puede resolverse numéricamente usando el método de bisección. Para conocer la evolución de las presiones y gastos en la tubería de descarga, simplemente se evalúan las características positiva y negativa para los puntos de interés,

para después conocer Q_p y H_p en cada punto, éstas se evalúan en base a las ecuaciones 16 y 17.

En base al modelo anterior se realizaron simulaciones de arranque y paro normales, con la intención de ilustrar los transitorios de presión y gasto que se presentan a lo largo de una tubería de descarga y su posterior comparación con los resultados obtenidos al realizar la regulación de la velocidad del motor de la bomba.

3.4 Simulación del Arranque y Paro Normales.

Para simular el arranque y el paro de una bomba, se supuso que la velocidad del motor de la bomba durante el arranque varía linealmente con el tiempo y que alcanza su velocidad nominal en 10 segundos, en forma similar se consideró la variación de la velocidad en el paro, con la diferencia de que la velocidad pasa de su valor nominal a cero.

También se simuló la operación del acueducto a gasto estable, las 3 operaciones se simularon durante 150 segundos lo que permitió observar completamente los transitorios producidos.

3.5 Comparación con medidas en prototipo.

Con la intención de conocer la validez de las simulaciones se realizó la comparación de resultados obtenidos con el modelo descrito y mediciones realizadas en prototipo.

El acueducto para el que se presenta la comparación es el de Armería - Manzanillo, en el tramo por bombeo tanque Campos - planta La Joya, cuyas características se presentan a continuación.

3.5.1 Descripción del tramo tanque Campos - planta La Joya.

El tramo está constituido por el tanque de succión, la planta de bombeo, la conducción y un tanque de entrega. La planta de bombeo tiene bombas axiales de eje vertical, con válvulas de retención en la descarga. La conducción entre los tanques tiene 4250 m de longitud y 0.76 m de diámetro. El gasto de operación es de $0.125 \text{ m}^3/\text{s}$. Las características generales del tramo y de la bomba son:

Nivel del agua en la succión = $H_1 = 4.07 \text{ m}$

Nivel del agua en la descarga = $H_2 = 85.2 \text{ m}$

Coefficiente de fricción de la tubería	= $f = 0.013$
Coefficiente de pérdidas por fricción de la vál.=	850
Gasto Nominal	= $Q_r = 0.125 \text{ m}^3/\text{s}$
Carga Nominal	= $H_r = 101.5 \text{ m}$
Velocidad Nominal	= $N_r = 1774 \text{ RPM}$

En la figura 7 se presenta un esquema del sistema. En él se realizaron experiencias de arranque y paro de una bomba, por lo que se simulan ambas maniobras para su comparación. Las figuras 8 y 9 presentan las variaciones de la presión en prototipo durante el arranque y el paro, de la bomba. Además, se presenta la curva de variación de velocidad de la bomba respecto al tiempo. Se observa que las variaciones de velocidad son de pendiente constante en un intervalo de 5 segs.

En la figura 10 se presentan la simulación del arranque y del paro de la bomba, se supuso que la velocidad del motor varía linealmente un intervalo de 5 segs, de su valor inicial a su valor final. Comparando los resultados de la simulación con las mediciones, para el arranque se observan, para la presión diferencias despreciables pues en el registro experimental se observa como presión máxima 109.2 mca y en la simulación se lee

108.33 mca para la misma oscilación. En cuanto al paro, la magnitud de la primer oscilación también está bien predicha, ya que en el registro experimental se lee 55.65 mca y en el paro simulado 55.71 mca.

En la predicción de la frecuencia de las oscilaciones el modelo es acertado pues en la práctica se tien un periodo de 17.33 seg y con la simulacion se obtuvo un periodo de 18.19 seg.

En consecuencia, el modelo desarrollado para la instalación es adecuado para cuantificar la amplitud de la primera oscilación de presión (siendo esta la máxima oscilación) y la frecuencia de las oscilaciones, por lo que podrá utilizarse en el análisis de los algoritmos de control que se presentan en el siguiente capítulo.

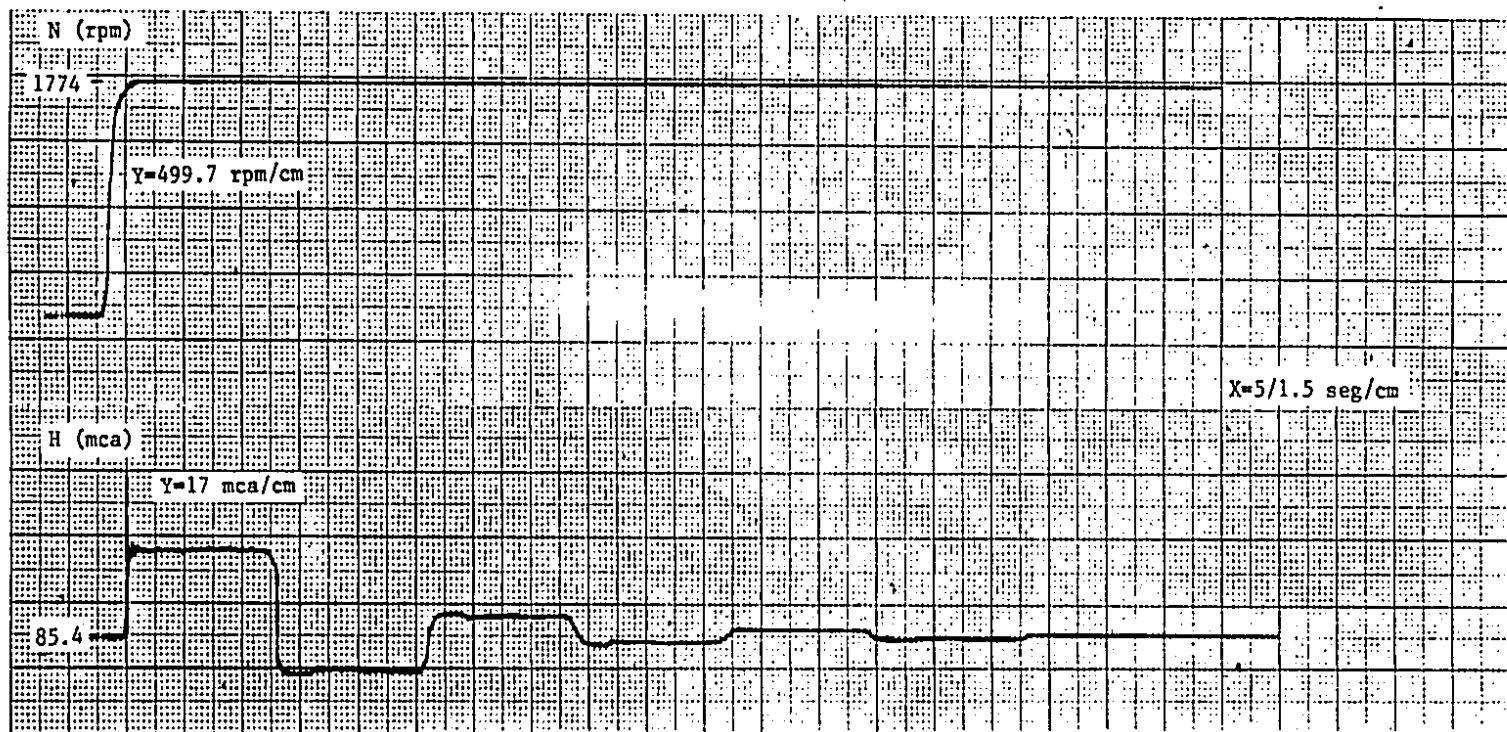


Figura 8. Variaciones de la presión y la velocidad respecto al tiempo durante el arranque, en el tramo tanque Campos - plant La Joya (mediciones en prototipo).

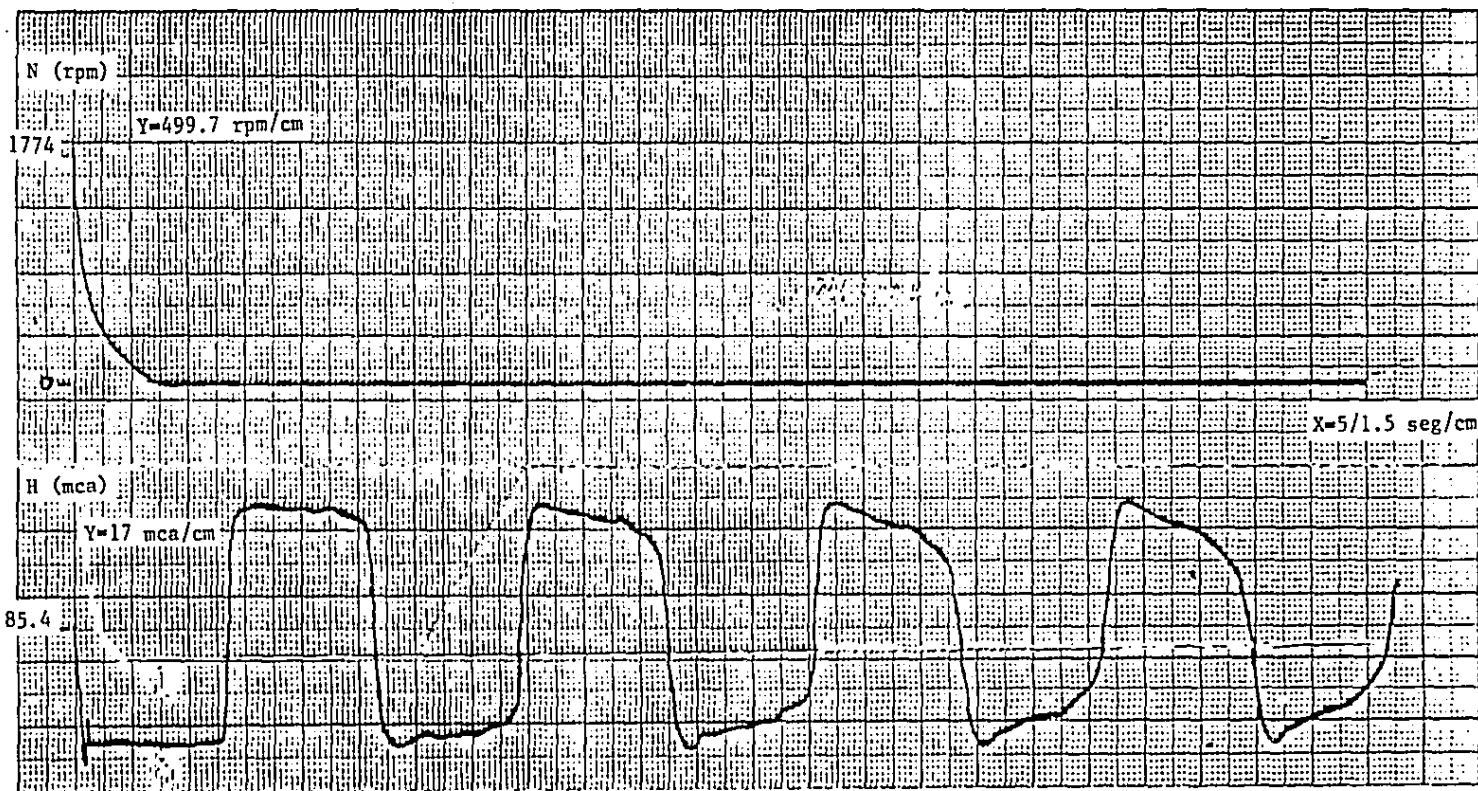
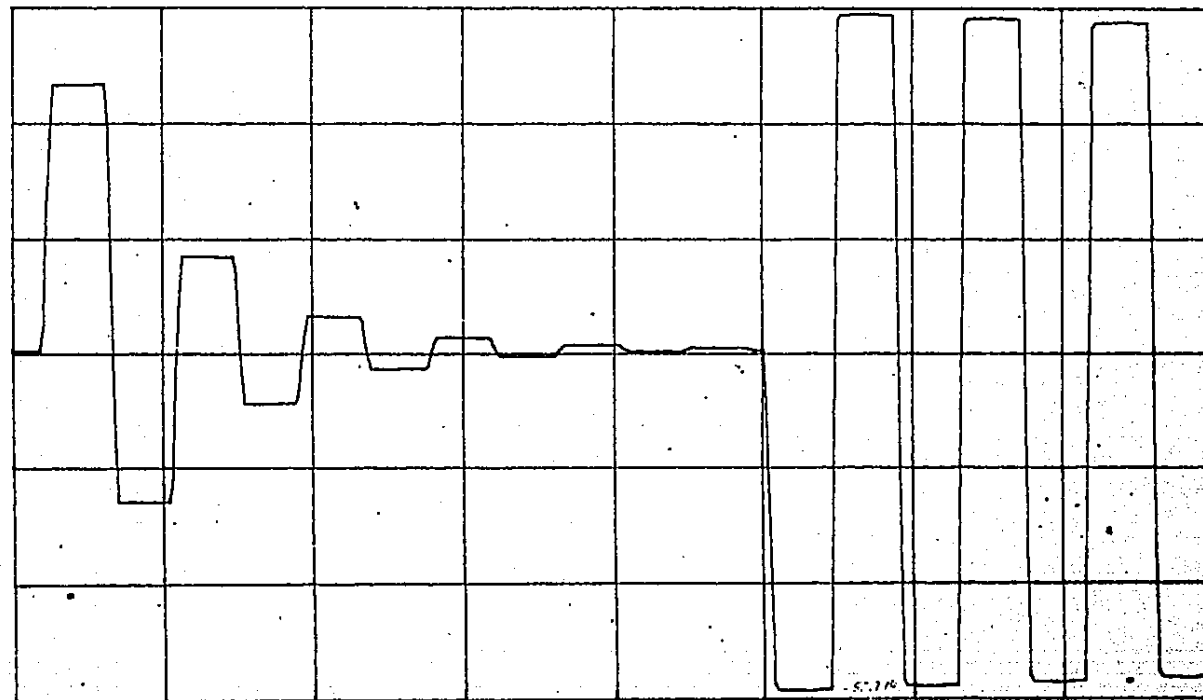


Figura 9. Variaciones de la presión y la velocidad respecto al tiempo durante el paro, en el tramo tanque Campos - planta La Joya (mediciones en prototipo).

115

100

55



180

Figura 10. Variaciones de la presión respecto al tiempo durante el arranque y paro de una bomba en el tramo tanque Campos - planta La Joya (simulación).

CAPITULO 4.

ESQUEMAS DE CONTROL.

En este capítulo se presentan los esquemas de control que se probaron, sus características, ventajas y desventajas. Estos esquemas se basan en las siguientes condiciones: 1) la velocidad del motor que impulsa la bomba se puede modificar según convenga utilizando algún controlador de velocidad de motores de corriente alterna (como los descritos en el capítulo 2), 2) se tiene un sensor del gasto manejado por la bomba, colocado inmediatamente después de su válvula de descarga.

La planta a controlar es la siguiente: se tiene como variable de entrada α y como salidas un gasto Q y una carga H , aún cuando sólo se utilice el gasto en los algoritmos de control (ver fig. 1).

Esta planta, que es la bomba, se quiere controlar de tal forma que el arranque y el paro sean graduales, permitiendo así

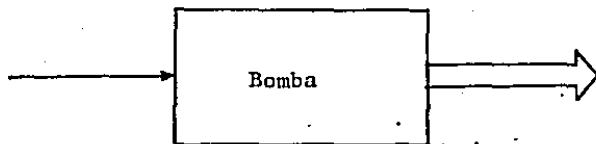


Fig. 1. Esquema de la planta a controlar

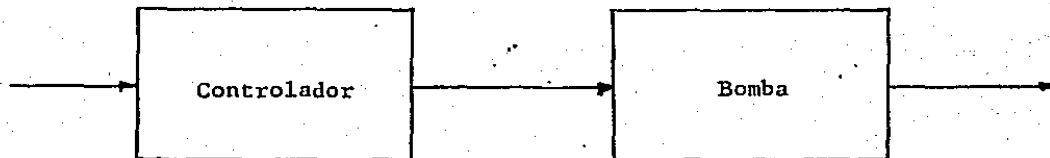


Fig. 2. Esquema del Sistema de Control en Malla Abierta.

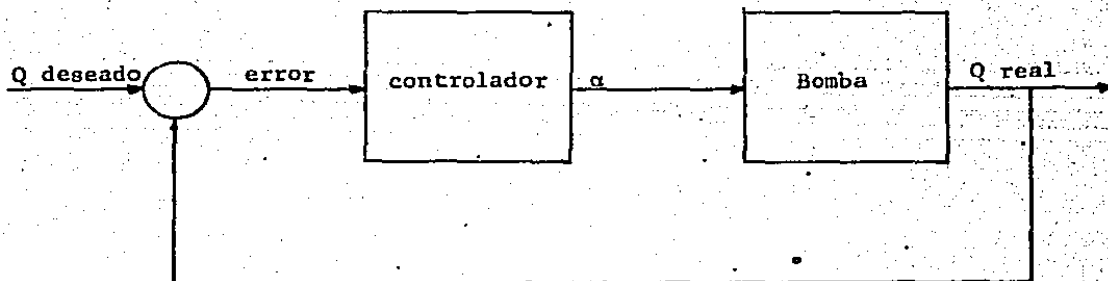


Fig. 3. Esquema del sistema de Control en Malla Cerrada.

disminuir la magnitud de los transitorios de presión. El problema se puede plantear como un problema de seguimiento, ya que la consigna a seguir es una variación gradual del gasto tanto en el arranque como en el paro.

Además del problema del seguimiento, se tiene el problema de regulación, consistente en que interesa lograr que la planta trabaje a gasto parcial sin necesidad de introducir alguna obstrucción (válvula parcialmente cerrada) al paso del agua, sino disminuyendo su velocidad de giro y manteniendo esa velocidad constante durante el tiempo de operación que así se requiera.

4.1 Señales de Control.

El sistema a controlar puede estar en malla abierta o cerrada. En malla abierta consiste en el controlador y la planta, la configuración se ilustra en la figura 2.

El sistema de malla abierta es el más sencillo, sin embargo es menos robusto, pues la diferencia entre la salida deseada y la obtenida no influye en la decisión de control, por lo que se

descartó y se procedió a analizar el de malla cerrada, cuya configuración se muestra en la figura 3. Se tiene como referencia el gasto deseado, el cual se compara con el gasto impulsado por la bomba para obtener un error. El error será utilizado por el algoritmo de control para generar una señal de control, que en este caso es la velocidad normalizada de la bomba.

4.2 Esquemas de Control.

Se probaron varios esquemas sencillos como son el proporcional (P), proporcional-integral (PI) y proporcional-integral-diferencial (PID).

Para ello se consideró que el controlador PID está descrito por la siguiente ecuación [ref. 4]:

$$u(t) = K \left\{ e(t) + \frac{1}{T_I} \int e dt + T_D \frac{de}{dt} \right\}$$

donde K = constante de proporcionalidad

Ti= tiempo de integración

Td= tiempo de derivación

De la expresión se obtiene la función de transferencia del controlador, a ésta se le aplica la regla de Tustin ó aproximación trapezoidal, y haciendo uso de la relación entre retraso unitario y transformada Z para pasar de Z al tiempo discreto [ref. 5] se obtiene la siguiente expresión:

$$u(n) = u(n-1) + e(n)*(K + K_i T_o/2) + e(n-1)*(K_i T_o/2 - K)$$

donde $K_i = K/T_i =$ constante de integración

$T_o =$ tiempo de muestreo

Haciendo uso del mismo procedimiento se obtiene la siguiente expresión para el control PID:

$$u(n) = u(n-2) + e(n)*(K + K_i T_o/2 + 2K_d/T_o) + 2e(n-1)*(K_i T_o/2 - 2K_d/T_o) - e(n-2)*(K - K_i T_o/2 - 2K_d/T_o)$$

donde $K_d = K * T_d$

4.3 Simulación de los Algoritmos PID.

Los algoritmos de control P, PI y PID se probaron en un proceso de prueba y error, ya que si bien existen reglas para sintonizar el control PID, estas se basan en la respuesta escalón de un sistema lineal y en este caso el sistema es no lineal. Las pruebas se hicieron sobre la simulación numérica de arranques y paros controlados en una planta de bombeo del acueducto Linares-Monterrey; la planta utilizada es la PB2A que se encuentra en el tramo TR2A - TR3 y que se describe a continuación.

4.3.1 Descripción del tramo TR2A - TR3 del acueducto Linares - Monterrey.

Este tramo principia en el tanque de regulación TR2A que oficia como tanque de succión del que extraen agua las bombas de la planta de bombeo PB2A. Las bombas son centrífugas de eje horizontal y flujo radial, nominalmente manejan un gasto de 2 m³/s con una carga de 62 m, impulsan el agua al tanque de regulación o descarga TR3. A la descarga de cada bomba se tiene

una válvula esférica, pero por simplicidad para las simulaciones se ha supuesto como válvula check (no retorno).

A continuación se detallan las características del tramo y la bomba:

H_1	= nivel del agua en la succión	= 344.0 m
H_2	= nivel del agua en la descarga	= 390.0 m
L	= longitud de la tubería	= 5000.0 m
D	= diámetro de la tubería	= 2.1 m
f	= coeficiente de fricción	= 0.014
K_v	= coef. de pérdidas válvula	= 0.00202
Q_r	= gasto nominal o de referencia	= 2 m ³ /s
H_r	= carga nominal o de referencia	= 62 m
N_r	= velocidad nominal	= 1188 RPM
a	= celeridad	= 1000 m/s

Adelante se detallan los resultados obtenidos al aplicar los algoritmos antes mencionados. En esta aplicación, los intervalos de muestreo y de integración del método de las características se consideraron iguales entre sí y se les asignó un valor de 0.5 seg.

En la simulación de los algoritmos se consideró que:

$e = Q_{ref} - Q$ donde Q_{ref} = gasto deseado o de referencia

Q = gasto inmediatamente aguas abajo de
la válvula

Los algoritmos se probaron en una operación hipotética, en la que primero se arranca la bomba, ésta alcanza su operación a gasto estable, se mantiene esta operación durante varios segundos y entonces se realiza un paro. La señal de referencia durante el arranque consistió en una rampa de gasto que varía de cero al gasto máximo de la bomba en 10 seg, e inversamente, para el paro se usó una rampa de gasto que va del gasto máximo a cero en 10 segundos:

4.3.2 Arranque y Paro Normales.

Para comparar el efecto de incluir un algoritmo de control para variar gradualmente la velocidad de la bomba durante el arranque y el paro, se simularon con el método de las características el arranque y paro normales de una bomba en el tramo TR2A-TR3.

En las figuras 4a y 4b se presentan las variaciones de los gastos

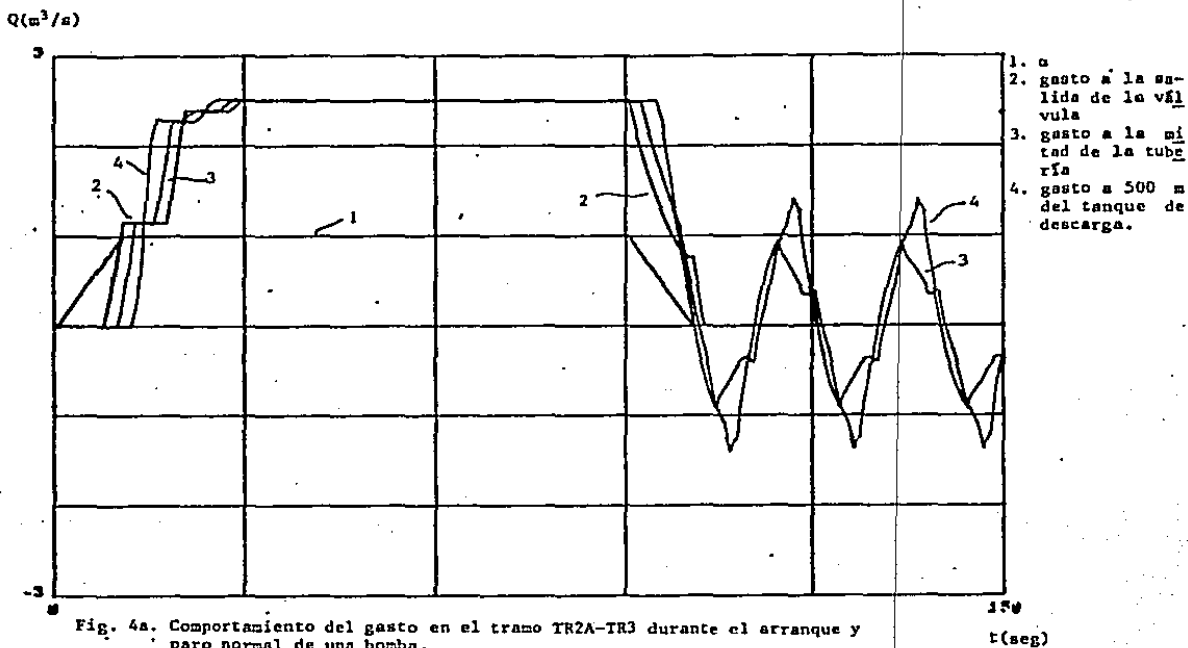


Fig. 4a. Comportamiento del gasto en el tramo TR2A-TR3 durante el arranque y paro normal de una bomba.

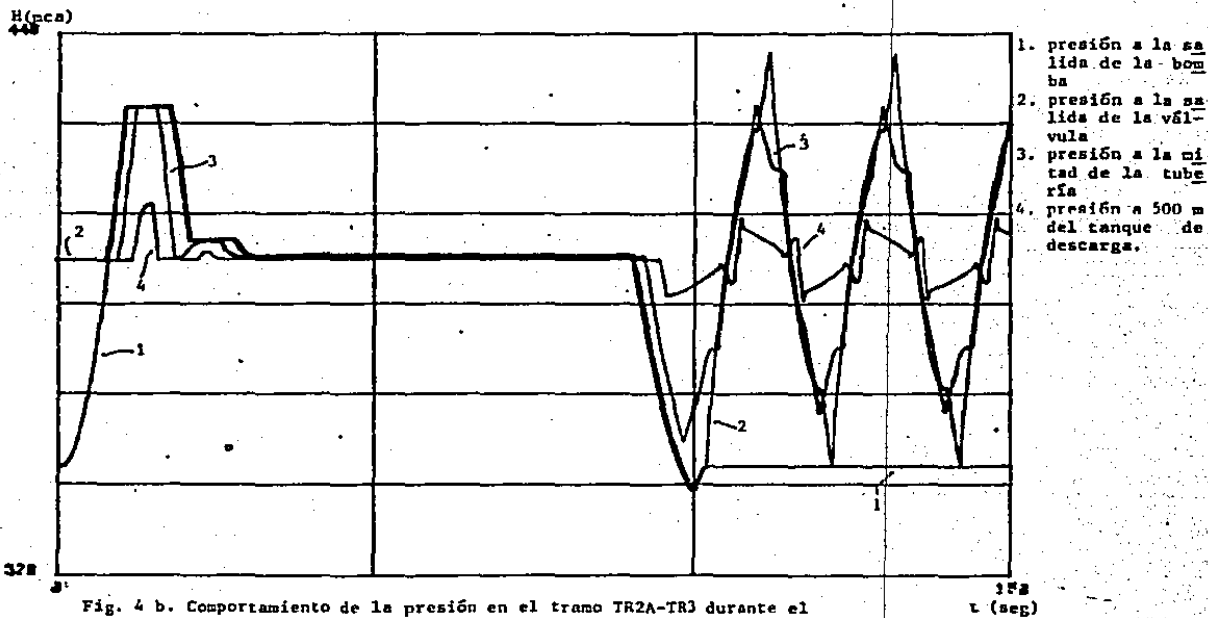


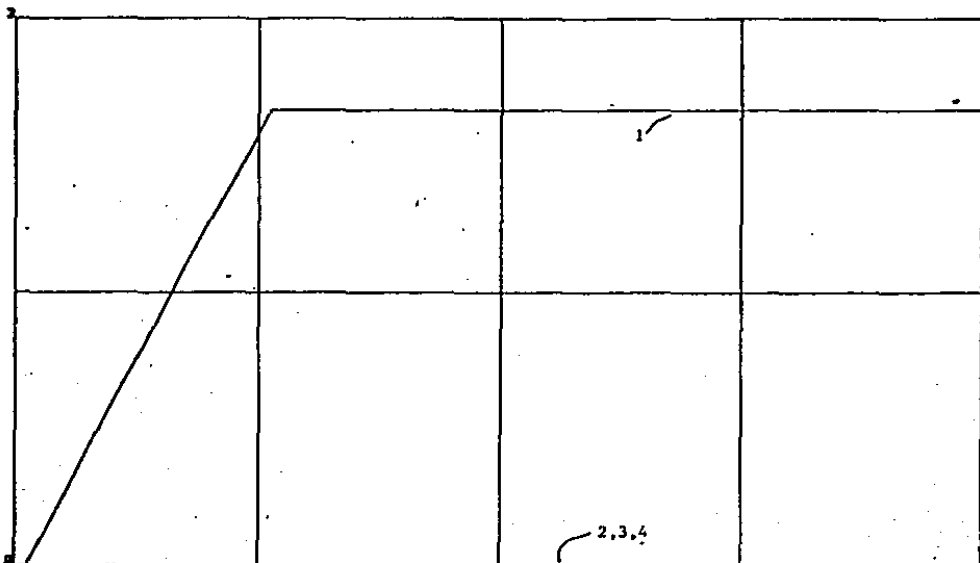
Fig. 4 b. Comportamiento de la presión en el tramo TR2A-TR3 durante el arranque y paro normal de una bomba.

y presiones con respecto al tiempo, en 3 puntos de la tubería. Estos puntos se localizan en la descarga de la válvula, en la mitad de la longitud de la tubería y a 500 m aguas arriba del tanque de descarga. Así mismo, en la figura 4a se presenta la variación de la velocidad con respecto al tiempo (α) y en la figura 4b la carga suministrada por la bomba. Tanto en el arranque como en el paro, se supuso que la velocidad de la bomba varía linealmente en un intervalo de 10 seg.

Como se puede observar en la fig. 4b las oscilaciones de presión después del paro son muy violentas, y tratarán de disminuirse con la aplicación de los algoritmos de control.

4.3.3 Control Proporcional.

A continuación se presentan los resultados de aplicar el algoritmo de control proporcional durante el arranque y paro de una bomba. Si durante el arranque la constante de proporcionalidad (K) es menor o igual a 0.285, la señal de control (α) es muy pequeña, tan pequeña que ni siquiera se logra

Q(m³/s)

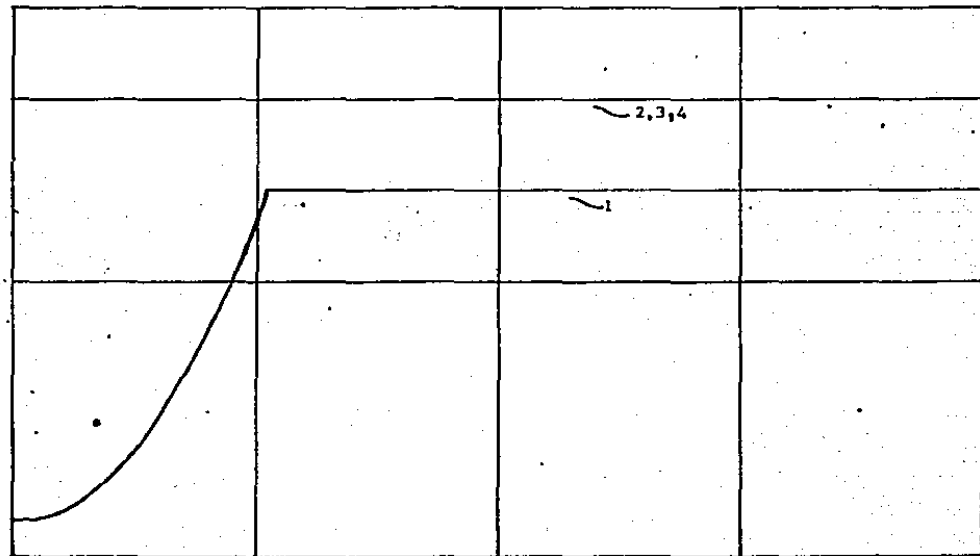
1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 5a. Comportamiento del gasto en el arranque y operación a gasto estable al aplicar control proporcional $K = 0.25$
 $T_o = 0.5$

48
t(seg)

H(mca)

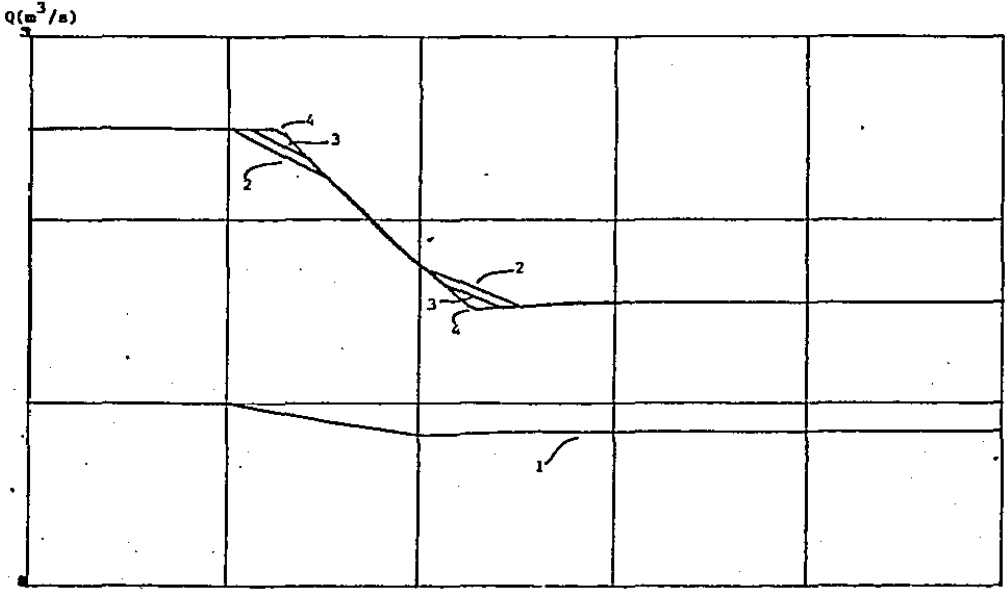
488



1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

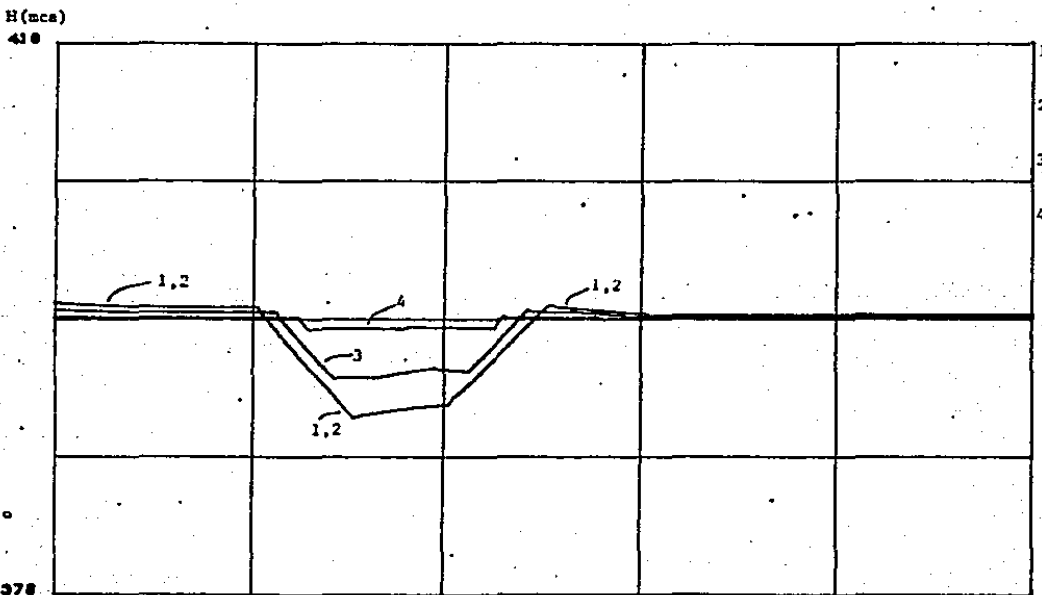
Fig. 5b. Comportamiento de la presión en el arranque y operación a gasto estable, al aplicar control proporcional. $K = 0.25$
 $T_o = 0.5$

48
t(seg)



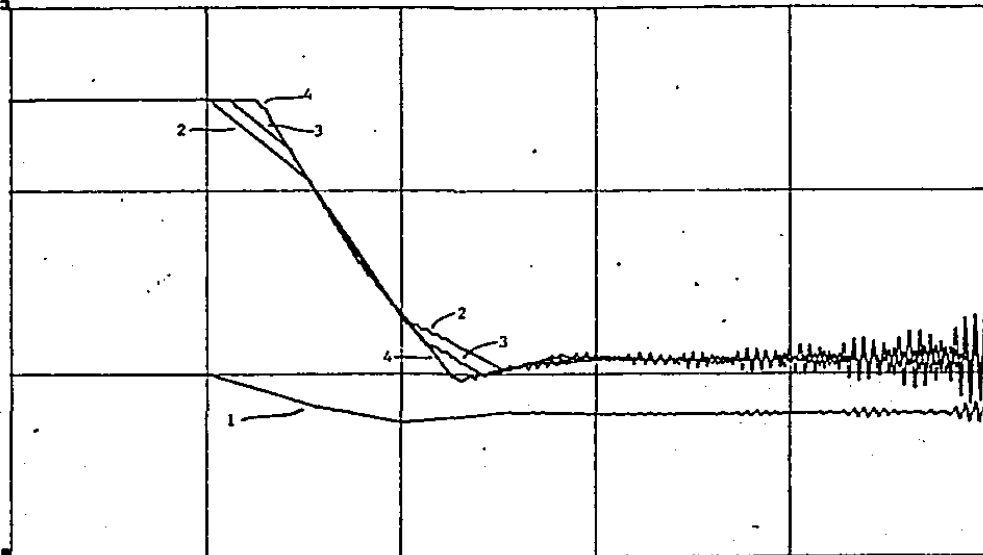
1. gasto a la salida de la bomba
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 6a. Comportamiento del gasto en el paro al aplicar control proporcional. $K=0.1$ 100
t(seg)



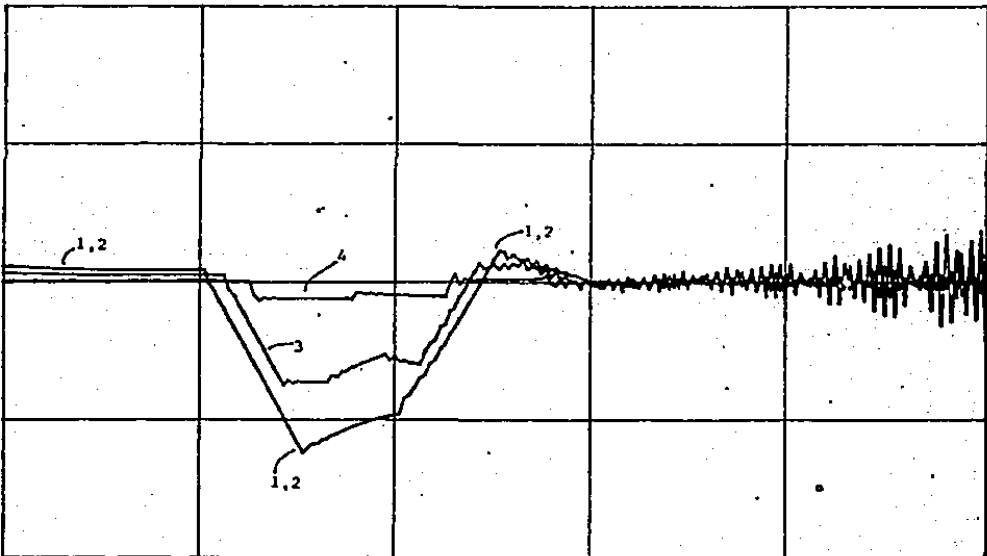
1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 6b. Comportamiento de la presión en el paro al aplicar control proporcional. $K=0.1$ 100
t(seg)

$Q(m^3/s)$ 

1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 7a. Comportamiento del gasto en el paro al aplicar control proporcional. $K=0.2$ 188
t(seg)

 $H(mca)$ 

1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 7b. Comportamiento de la presión en el paro al aplicar control proporcional. $K=0.2$ 188
t(seg)

arrancar la bomba (figs. 5a y 5b, sólo presentan el arranque y la operación a gasto estable). Cuando K es mayor sucede que si bien se logra el arranque, el sistema es inestable por lo que no conviene la utilización del puro control proporcional durante el arranque, un ejemplo de esta situación se presenta en el siguiente apartado.

Para realizar el paro aplicando control proporcional se parte de la condición de gasto estable en $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$, el gasto de referencia se mantiene así durante los primeros 20 segundos de operación, en los siguientes 10 segundos el gasto de referencia varía linealmente de $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$ a cero y en adelante vale cero.

El aplicar control proporcional para realizar el paro no es fructífero, ya que si K es menor que 0.125 la velocidad de la bomba comienza a disminuir, pero ni llega a cero ni llega a un valor suficientemente menor al nominal como para hacer nulo el gasto bombeado. Si K es mayor que 0.125 se logra que la velocidad disminuya aún más, pues al aumentar K el error de estado estable disminuye, pero comienzan a presentarse inestabilidades en la respuesta del sistema. Ejemplos de lo antes dicho se muestran en las figs. 6a y 6b, que presentan la ejecución del paro con $K=0.1$, y las figs. 7a y 7b, caso del paro con $K=0.2$. En consecuencia la idea de utilizar exclusivamente el

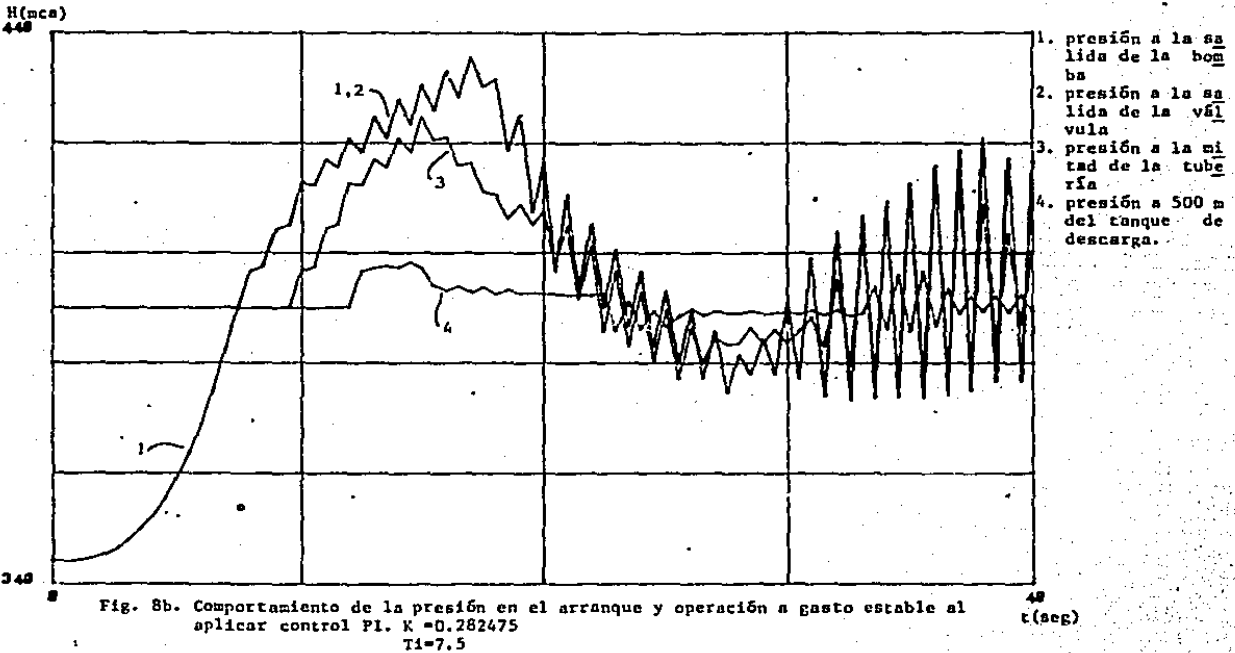
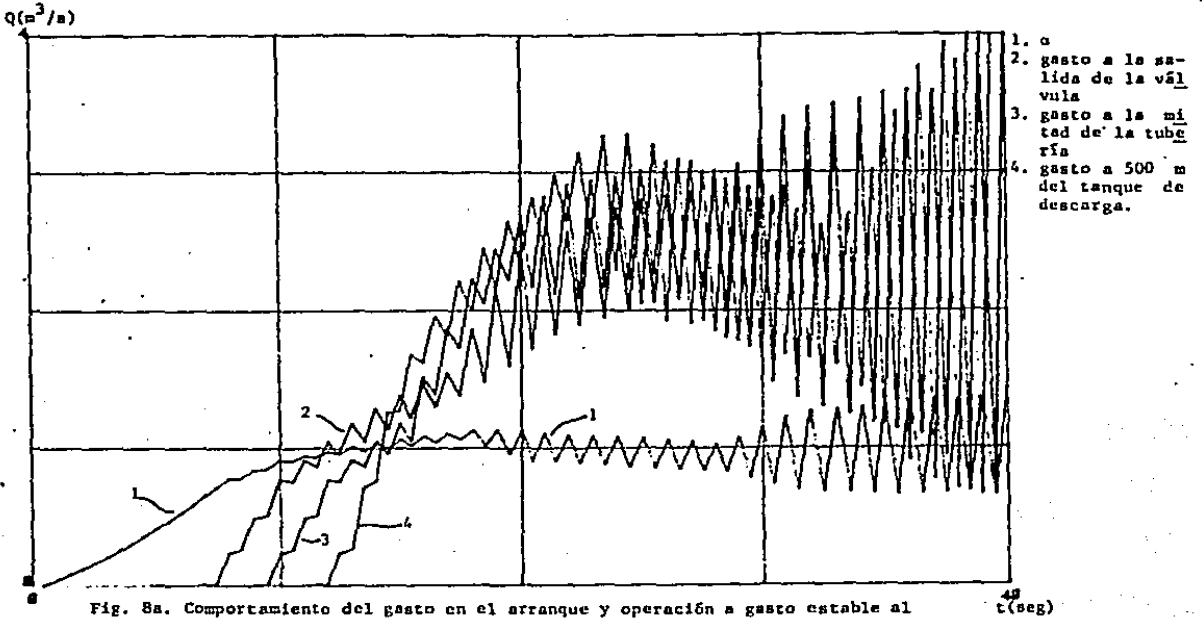
control proporcional tanto para el arranque como el paro es descartada.

4.3.4 Control Proporcional Integral Diferencial.

El análisis de este control sirvió para detectar algunos problemas, así como la influencia de las acciones proporcional, integral y diferencial en la consecución del objetivo.

En todas las simulaciones que a continuación se presentan, tanto el arranque como el paro se realizaron con una señal de referencia que varía linealmente en un intervalo de 10 segundos.

En la búsqueda de los valores de K , T_i , T_d apropiados se observó que cuando la acción de control proporcional tiene mayor peso que las acciones integral y diferencial, el controlador es cercano al proporcional y se comporta como tal, ejemplo de ello es el arranque con $K=0.282475$, $T_i=7.5$ ($K/T_i=0.038$), $T_d=0$, como se ve en las figs. 8a y 8b (en estas gráficas solamente se presentan el arranque y operación a gasto estable) el sistema es inestable, pues la señal de control (la velocidad de la máquina) presenta oscilaciones crecientes.



En la siguiente tabla se resumen las características de las serie de pruebas que se realizaron para analizar el comportamiento de las acciones de control.

Características de las Pruebas Realizadas

Constantes del Controlador

Prueba No.	Arranque						Paro					
	To	K	Ti	Td	Ki	Kd	K	Ti	Td	Ki	Kd	
1	0.5	0.1	5	-	0.02	-	0.125	12.5	-	0.01	-	
2	0.5	0.15	5	-	0.03	-	0.2	12.5	-	0.016	-	
3	0.5	0.05	5	-	0.01	-	0.05	12.5	-	0.004	-	
4	0.5	0.1	2.5	-	0.04	-	0.125	6.25	-	0.02	-	
5	0.5	0.1	5	3E-3	0.02	3E-4	0.125	12.5	5E-4	0.01	6.25E-5	
6	2.5	0.1	5	-	0.02	-	0.125	12.5	-	0.01	-	
7	1.0	0.1	5	-	0.02	-	0.125	12.5	-	0.01	-	
8	1.0	0.04	5	-	0.008	-	0.06	12.5	-	0.0048	-	

Todas las pruebas presentan el arranque, operación a gasto estable y paro en una operación hipotética que dura 200 segundos, las pruebas se realizaron aplicando control PI excepto la 5 en

$Q_{ref} (m^3/s)$

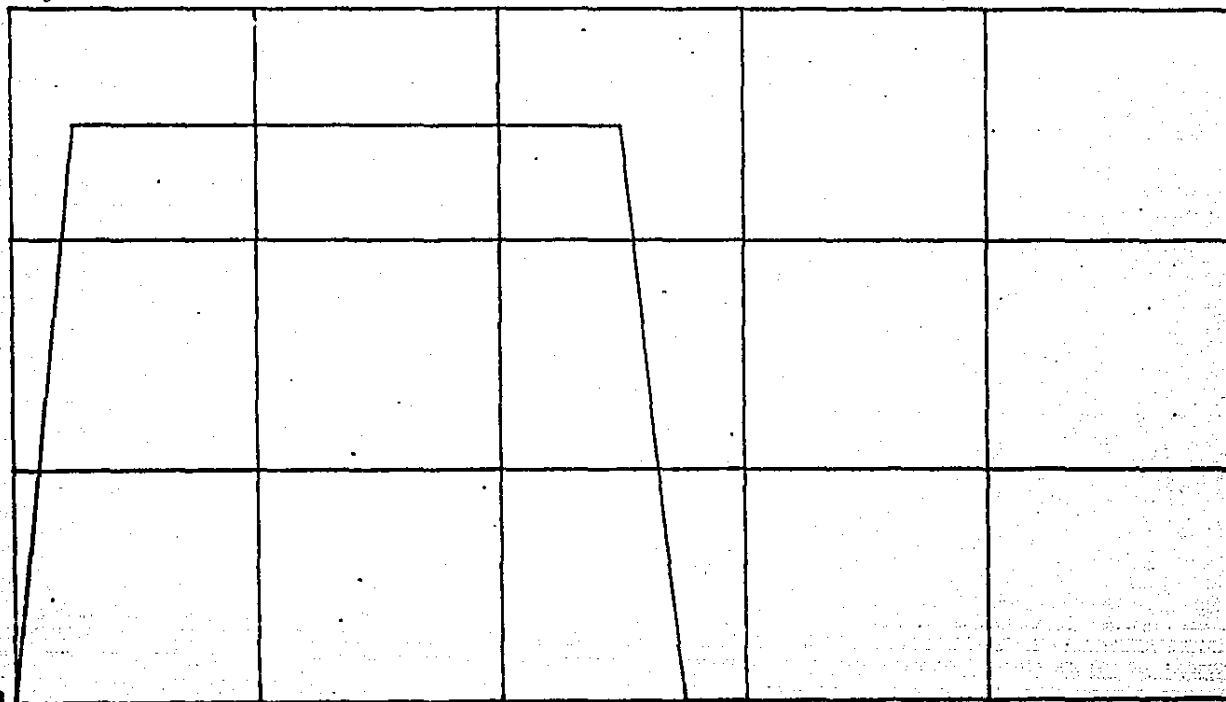


Fig. 9. Gráfica de la Señal de Referencia

200
 $t (seg)$

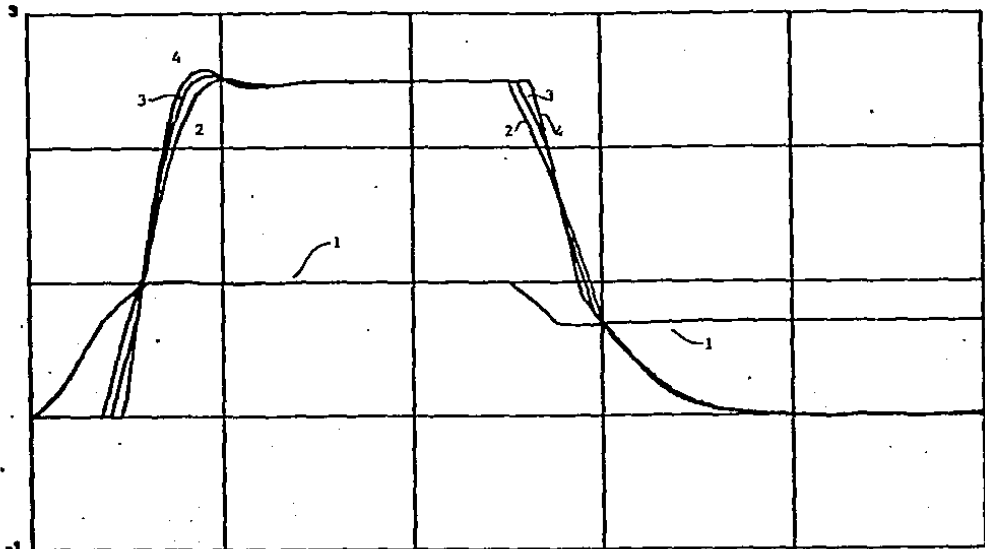
5

que se aplicó control PID. En todas las simulaciones el paro se realizó a los 100 segundos de haber iniciado la operación, la gráfica 9 muestra la señal de referencia. Debido a que el comportamiento dinámico del sistema es diferente para arranque y paro, se utilizaron valores diferentes de K , T_i y T_d para realizar dichas maniobras.

Con la intención de evitar la inestabilidad observada en las figuras 8a y 8b, y obtener una respuesta amortiguada, con un tiempo de asentamiento breve, se disminuyó el peso de la acción proporcional, aplicando la acción integral con un peso menor a la proporcional en todas las pruebas.

Como se ve en la prueba 1, fig. 10 a, el sobrepaso del gasto que se presenta durante el arranque es muy pequeño, el tiempo de asentamiento es de aproximadamente 40 segs. (sin incluir el retardo en la respuesta). En cuanto al comportamiento de las presiones (fig. 10b) la sobrepresión que se presenta durante el arranque no es mayor a la del arranque normal, además de que su duración es breve. El paro es lo suficientemente lento para no producir oscilaciones ni de gasto ni de presión, prácticamente son nulas.

$Q(m^3/s)$



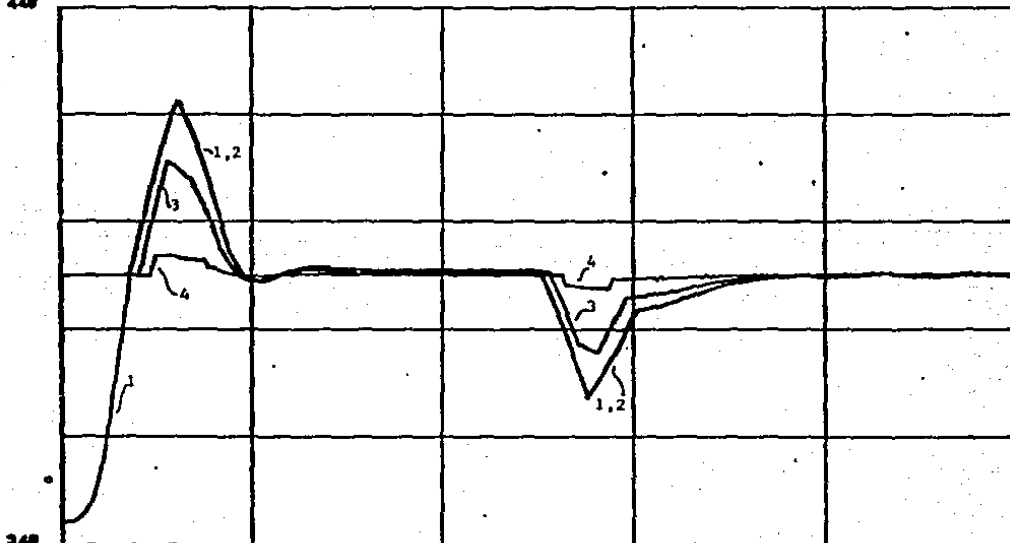
1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 10a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

200
t(seg)

H(mca)

440

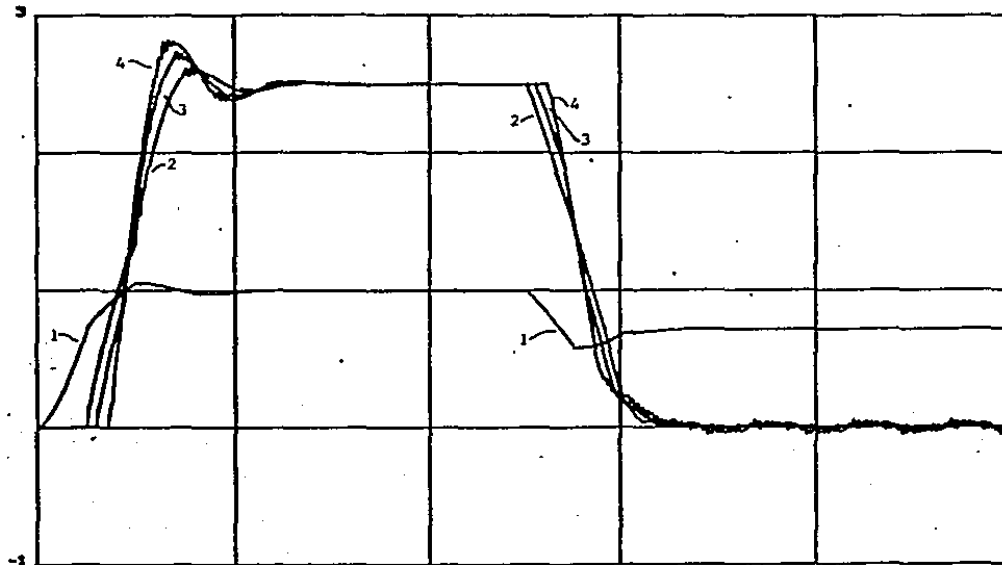


1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 10b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

200
t(seg)

340

Q(m³/s)

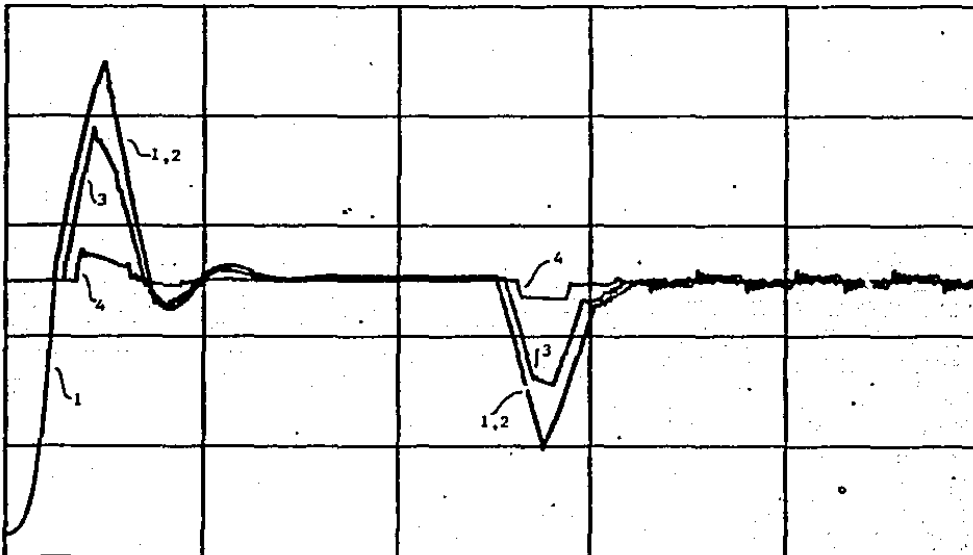
1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 11a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.15$ $T_i=5$ paro: $K=0.2$ $T_i=12.5$

t(seg)

H(mca)

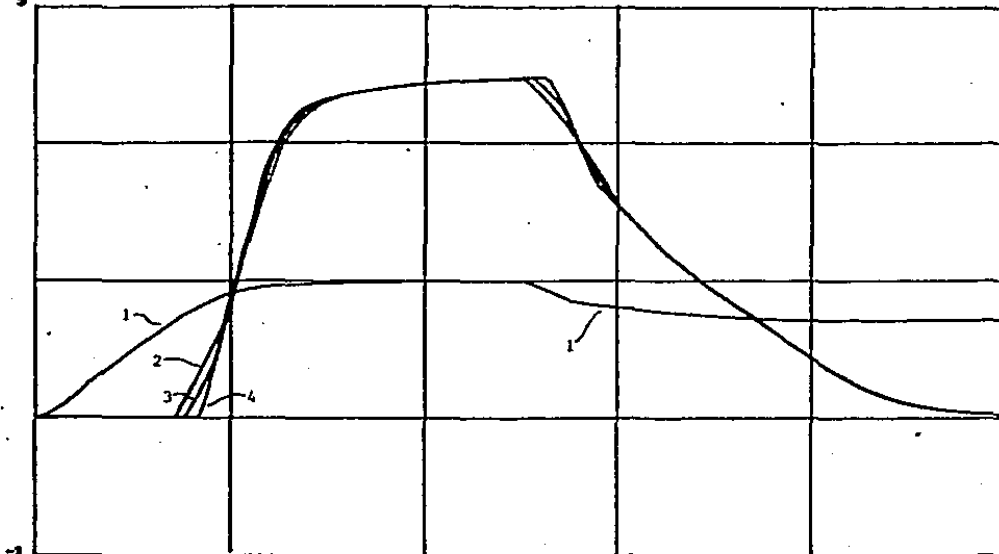
448



1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 11b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.15$ $T_i=5$ paro: $K=0.2$ $T_i=12.5$

t(seg)

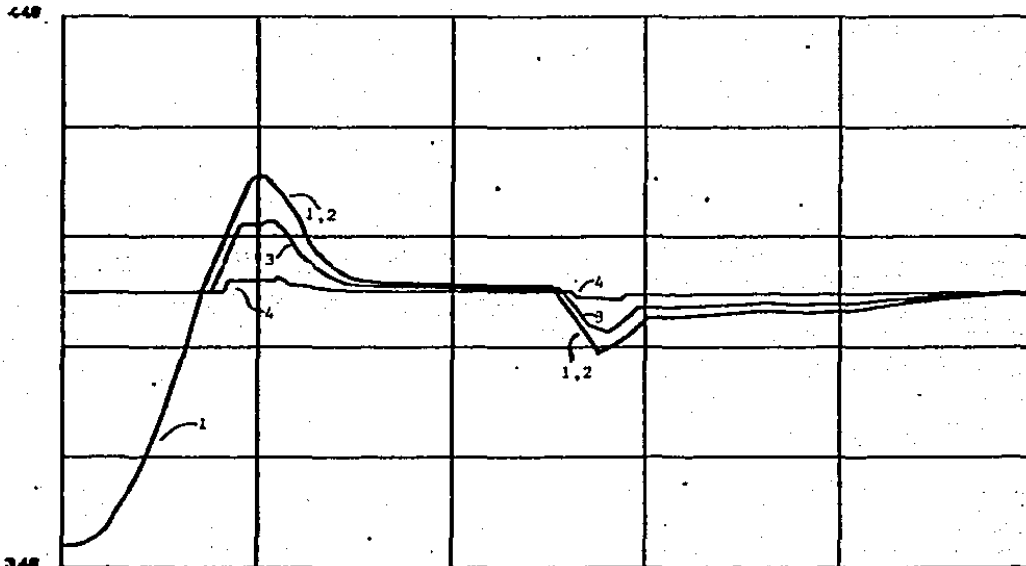
$Q(m^3/s)$ 

1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 12a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.05$ $T_i=5$ paro: $K=0.05$ $T_i=12.5$

200
t(seg)

H(mca)



1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 12b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.05$ $T_i=5$ paro: $K=0.05$ $T_i=12.5$

200
t(seg)

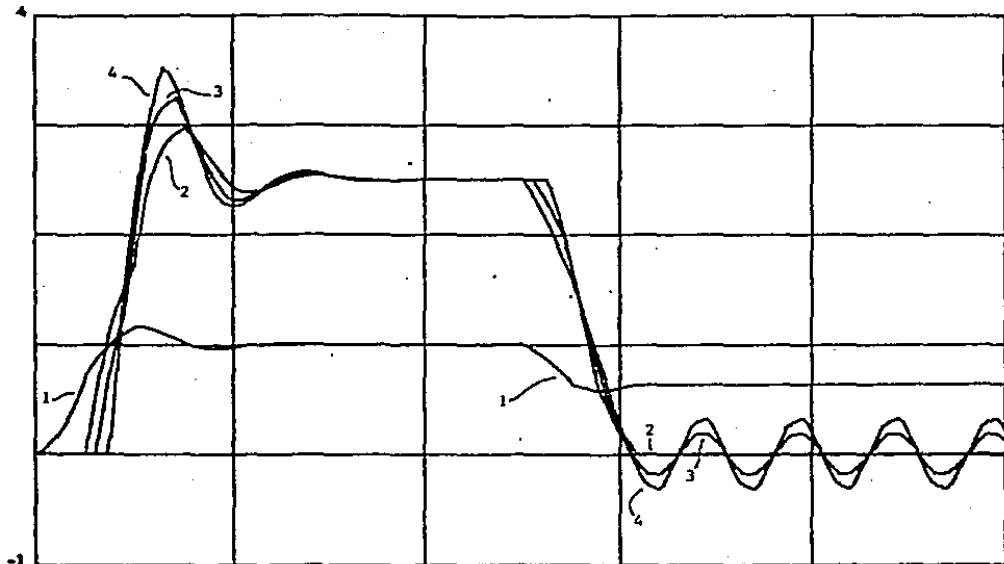
Incrementando el peso de la acción proporcional y conservando el mismo tiempo de integración de la prueba 1 ($T_i=0.5$ seg) se obtuvieron los resultados mostrados en las figs. 11a y 11b (prueba 2). En la fig. 11a se ve que si bien el tiempo muerto del sistema al responder es menor que en la prueba 1, el sobrepaso producido durante el arranque y el tiempo de asentamiento son mayores que los de la prueba anterior, además se presentan pequeñas oscilaciones de gasto tanto en el arranque como en el paro debidas al mayor peso de la acción proporcional. En la gráfica de presiones (fig. 11b) se ve que durante el arranque la sobrepresión es mayor que en el arranque normal. Además el paro es más breve que en la prueba 1, por lo que si existen oscilaciones de gasto y presión después de realizar el paro.

Ahora bien si en vez de aumentar el peso de la acción proporcional, se disminuye, la prueba 3 (figs. 12a y 12b) señala que la respuesta es bastante más lenta que en las pruebas anteriores, durante el arranque el retardo del sistema es de aproximadamente 30 segs (unos 10 segs más que la prueba 1). Si bien no hay sobrepaso de gasto, el tiempo de asentamiento es

largo, de 70 segs aproximadamente. La gráfica de presiones presenta una sobrepresión bastante menor a la del arranque normal (unos 15 m menos). Examinando el paro, este también es lento, más que en el caso 1, lo cual significa un paro sin oscilaciones de presión y gasto.

De las tres pruebas anteriores se puede concluir que la acción proporcional afecta inversamente la duración del retardo en el arranque y directamente la magnitud del sobrepaso, el tiempo de asentamiento y la rapidez con que se realiza el paro.

Se ve lo que sucede al incrementar el peso de la acción integral, la prueba 4 consiste en mantener el peso de la acción proporcional igual que en la prueba 1 pero se redujo T_i de 5 a 2.5 segs. En la fig. 13a se ve que el retardo en arrancar es ligeramente menor que en la prueba 1 (fig. 10a), pero el sobrepaso es notablemente mayor, y en consecuencia el tiempo de asentamiento también es mayor (aprox. 60 segs). La fig. 13b presenta durante el arranque una sobrepresión mayor que la del arranque normal, debido a la rapidez con que actúa la acción de control integral. En sí la respuesta es más rápida, violenta, el paro es rápido lo que produce oscilaciones de gasto y presión,

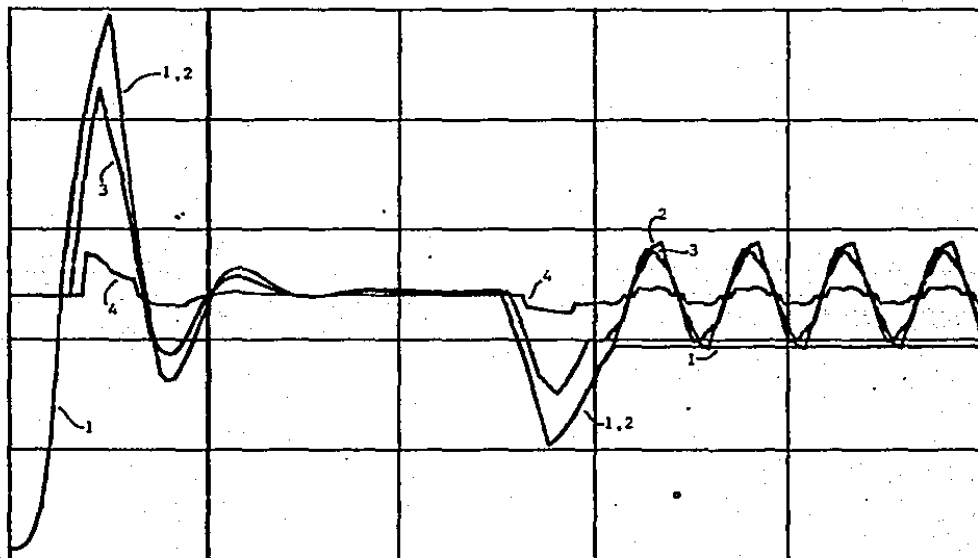
$Q(m^3/s)$


1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 13a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=2.5$ paro: $K=0.125$ $T_i=6.25$

 $t(\text{seg})$
 $H(\text{mca})$

442



1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 13b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=2.5$ paro: $K=0.125$ $T_i=6.25$

 $t(\text{seg})$

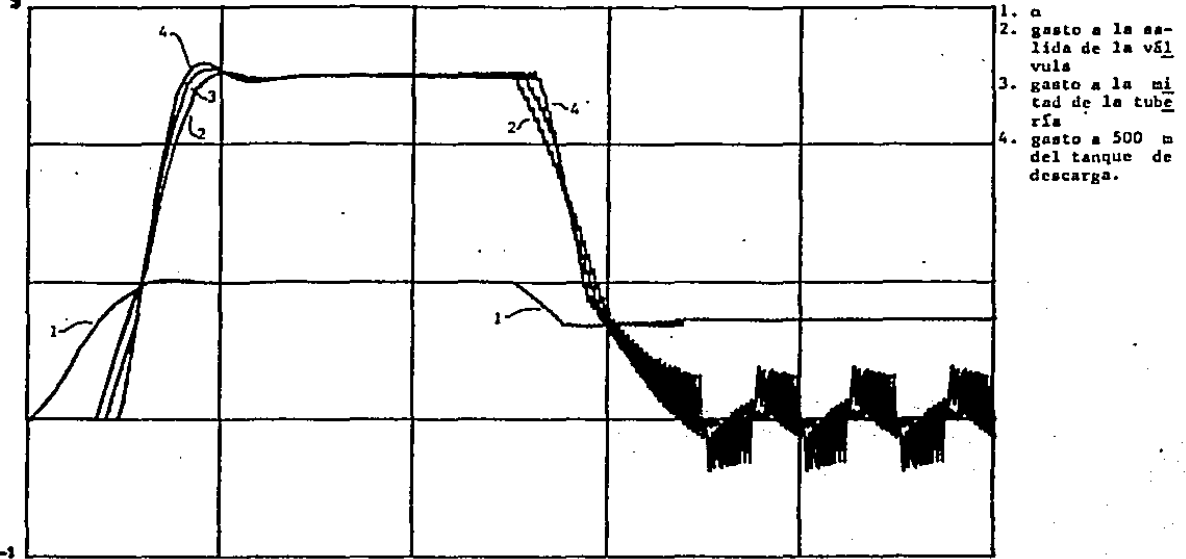
$Q(m^3/s)$


Fig. 14a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PID. arranque: $K=0.1$ $Ti=5$ $Td=0.003$ paro: $K=0.125$ $Ti=12.5$ $Td=0.0005$ $t(seg)$

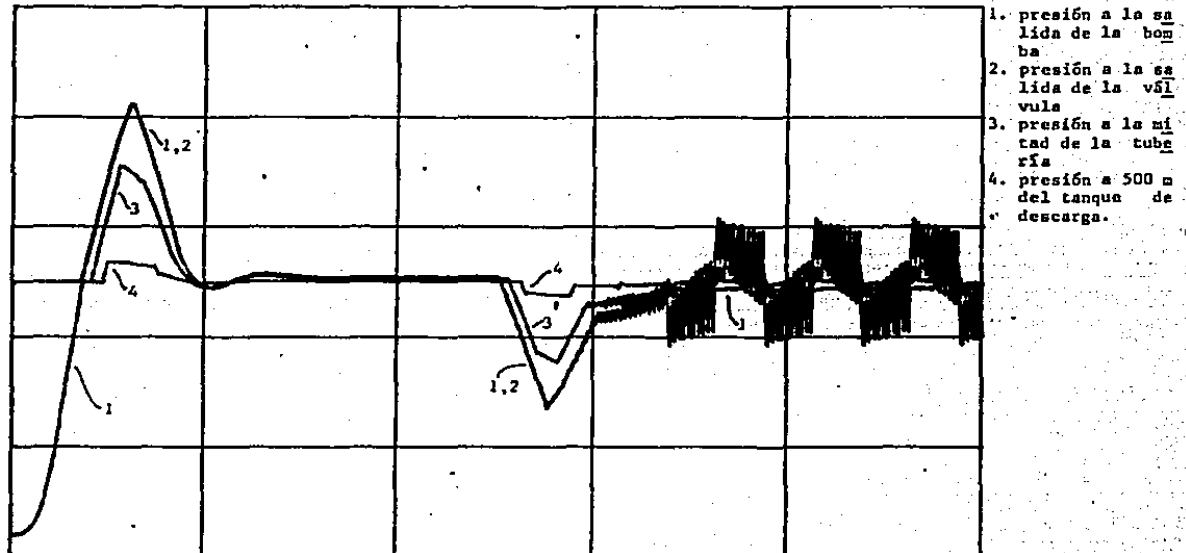
 $H(mca)$
448


Fig. 14b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PID. arranque: $K=0.1$ $Ti=5$ $Td=0.003$ paro: $K=0.125$ $Ti=12.5$ $Td=0.0005$ $t(seg)$

aunque de menor magnitud que las presentes en el paro normal.

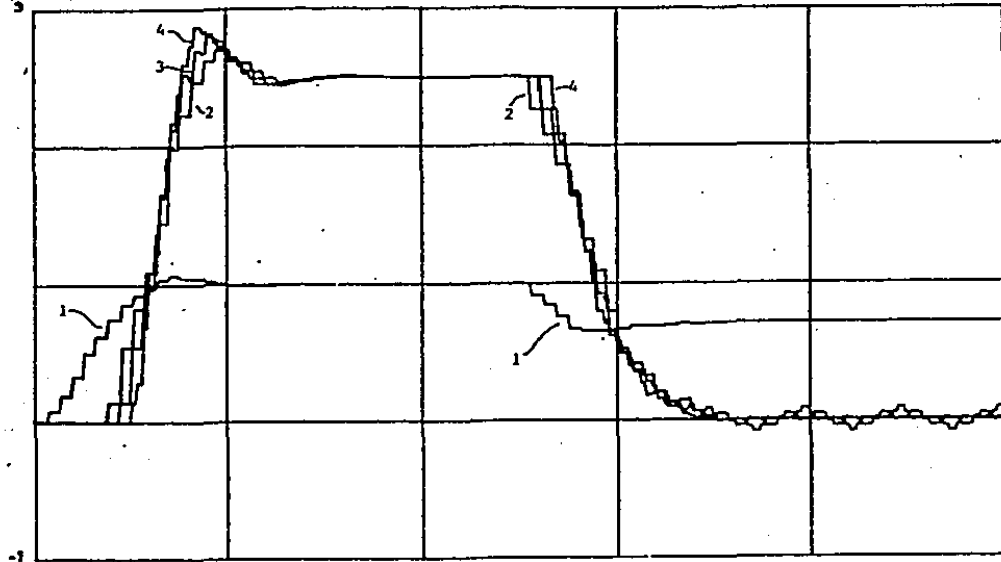
Se ve entonces que la acción integral influye inversamente en el tiempo de retardo y directamente en la magnitud del sobrepaso y la rapidez con que responde el sistema. y suaviza las pequeñas oscilaciones que se puedan tener.

La prueba 5 consiste en utilizar control PID con las mismos valores de las constantes utilizados durante la prueba 1, pero incluyendo la acción derivativa, con un peso bastante menor al que tienen las otras acciones. Las figs. 14a y 14b muestran los resultados de aplicar este controlador, que son casi iguales a los de la prueba 1 en las etapas de arranque y operación a gasto estable, pero con un efecto de amplificación de ruido, pues el sistema se hace muy sensible a pequeños errores. El hecho de no obtener una disminución en el retardo de arranque, ni un tiempo de levantamiento menor y sí un efecto de amplificación de pequeños errores, determinó la decisión de descartar el uso de la acción derivativa.

En las pruebas hasta ahora presentadas ha sido utilizado un tiempo de muestreo de 0.5 segs, una cuadragésima parte de la

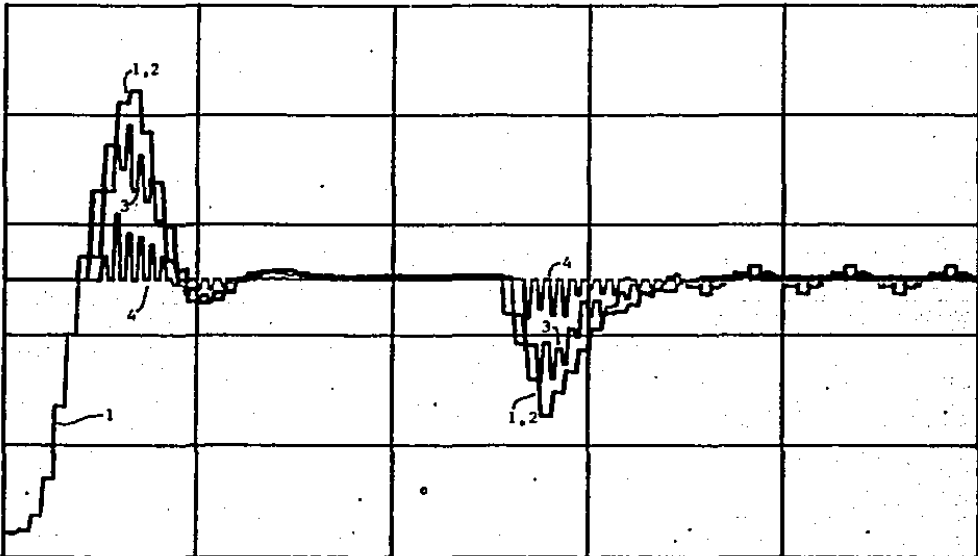
frecuencia de las oscilaciones de presión (20 segs), se ve en la prueba 6 lo que sucede al aumentar la duración del intervalo de muestreo a 2.5 segs, esto es a una octava parte de la frecuencia de las oscilaciones de presión, aplicando los mismos valores de K y T_i de la prueba 1. En las figs. 15a y 15b se ve que el sistema sigue siendo controlado en forma satisfactoria, el sobrepaso del gasto durante el arranque es un poco mayor que en la prueba 1 (fig. 10a), sin embargo esto no se refleja en un fuerte incremento de la sobrepresión de arranque. Al realizar el paro se tienen oscilaciones de gasto y presión de baja magnitud. Los resultados concuerdan con lo señalado por la teoría, pues al disminuir el intervalo de muestreo debe ser más fácil controlar al sistema.

En las pruebas 7 y 8, a diferencia de las pruebas anteriores en que se ha considerado instantánea la respuesta del motor a las variaciones de velocidad demandadas por el controlador, se considera el tiempo que tarda el motor en alcanzar la velocidad nominal en un arranque normal, tiempo que va de 2 a 5 segs. Así, considerando lineal la dinámica del motor con un retardo en responder de 5 segs, es que se realizaron las pruebas 7 y 8. En la prueba 7, aplicando los mismos valores de las constantes del

$Q(m^3/s)$


1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 15a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

 $t(seg)$
 $T_o=2.5 \text{ seg}$
 $H(mca)$


1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 15b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

 $t(seg)$
 $T_o=2.5 \text{ seg}$

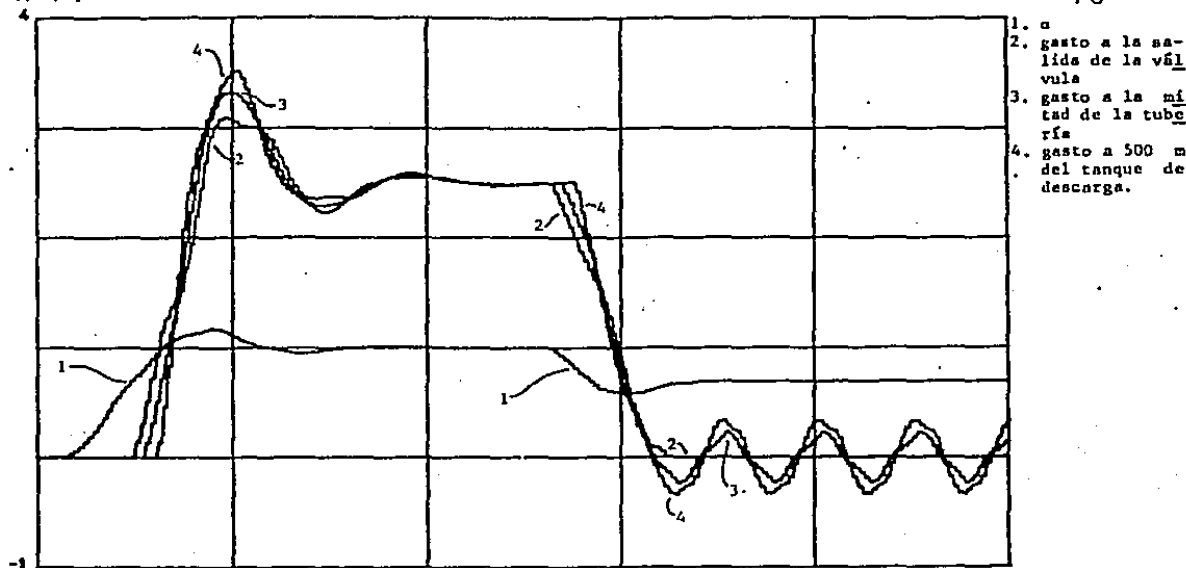
$Q(m^3/s)$ 

Fig. 16a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI, considerando un retardo de 5 seg de respuesta del motor. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

200
t(seg) $T_o=1$ seg $H(mca)$

448

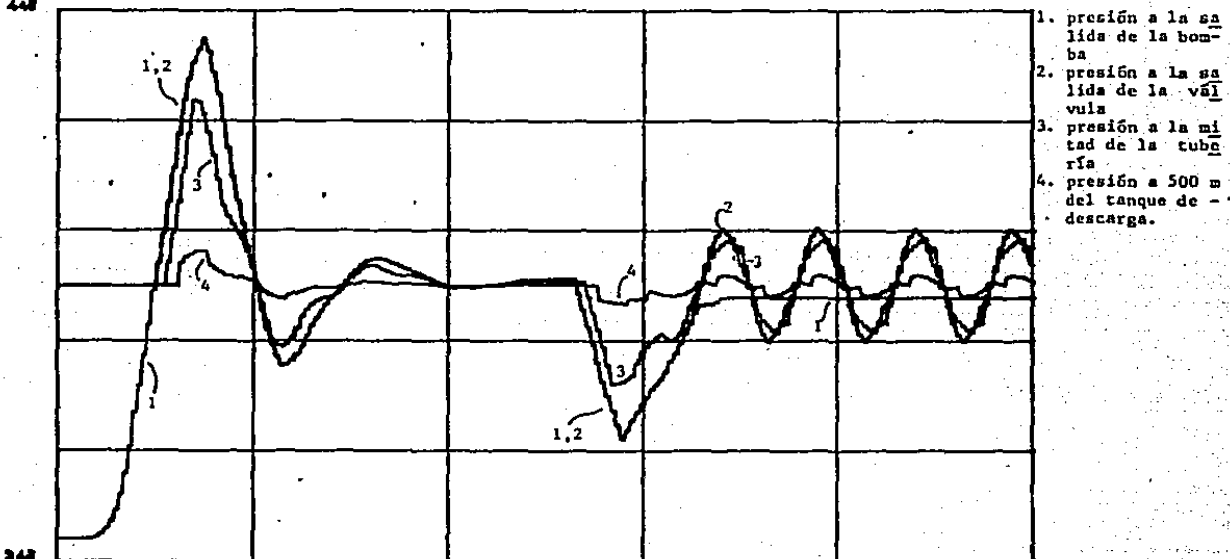


Fig. 16b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI, considerando un retardo de 5 seg de respuesta del motor. arranque: $K=0.1$ $T_i=5$ paro: $K=0.125$ $T_i=12.5$

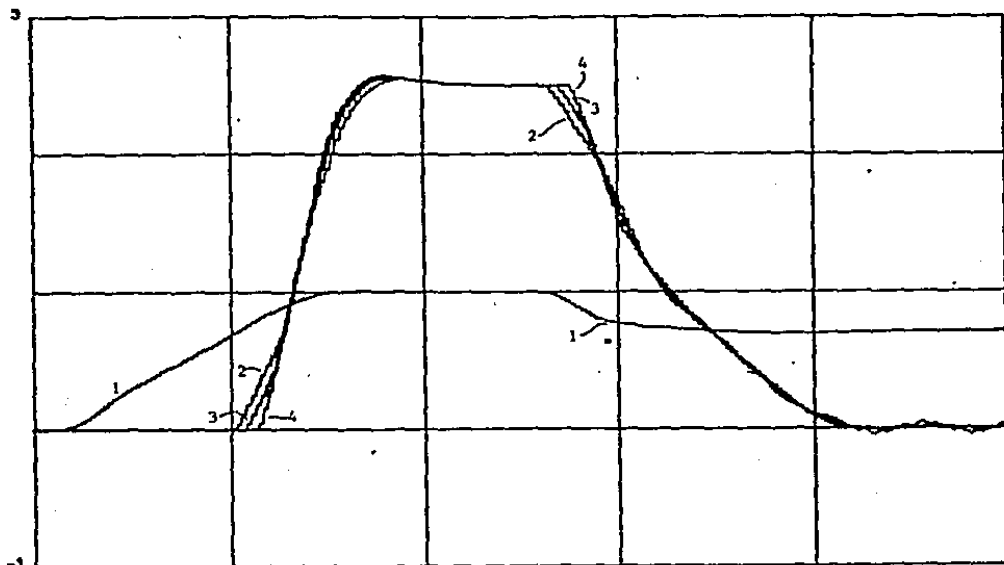
200
t(seg) $T_o=1$ seg

controlador. que en la prueba 1, la fig. 16a nos señala lo que obviamente podía suponerse, el retardo en arrancar es mayor. También se observa un mayor sobrepaso del gasto y una mayor sobrepresión durante el arranque (fig. 16b) que en la prueba 1. El paro tampoco es tan suave como en prueba 1, pues se presentan oscilaciones de presión y gasto que prácticamente no existen en la prueba 1.

Si se realiza un ajuste de parámetros, caso de la prueba 8, en que el valor de la constante de proporcionalidad decrece, se obtienen resultados similares a los de la prueba 1 en cuanto a la magnitud de las oscilaciones de gasto y presión, aun cuando las operaciones de arranque y paro requieren mayor tiempo para realizarse (figs. 17a y 17b).

Esta prueba nos indica entonces que al considerar instantáneo el comportamiento del motor no se incurre en un error grave, pues el controlador sigue siendo capaz de controlar la bomba tan sólo ajustando los valores de sus constantes para obtener los resultados deseados.

Las pruebas presentadas indican problemas del PID, uno de ellos

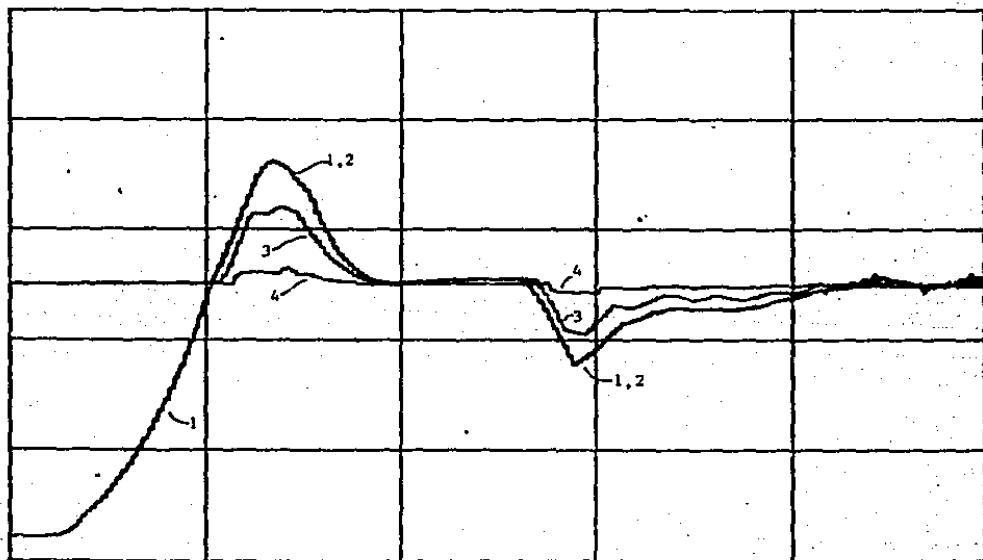
Q(m³/s)

1. gasto a la salida de la válvula
2. gasto a la mitad de la tubería
3. gasto a 500 m del tanque de descarga.
4. gasto a la salida de la bomba

Fig. 17a. Comportamiento del gasto en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI, considerando un retardo de 5 seg de respuesta del motor. arranque: $K=0.04$ $T_i=5$ $T_o=1$ seg

200
t(seg)paro: $K=0.06$ $T_i=12.5$

H(mca)



1. presión a la salida de la bomba
2. presión a la salida de la válvula
3. presión a la mitad de la tubería
4. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 17b. Comportamiento de la presión en el arranque, operación a gasto estable y paro al aplicar control PI, considerando un retardo de 5 seg de respuesta del motor. arranque: $K=0.04$ $T_i=5$ $T_o=1$ seg

200
t(seg)paro: $K=0.06$ $T_i=12.5$

es el tiempo muerto en el arranque, pues durante un intervalo de aproximadamente 20 segundos, si bien la velocidad de la bomba no es nula, no se tiene ningún gasto a la salida de la bomba, esto se debe a que al ser gradual el arranque, la velocidad de la bomba durante el intervalo de tiempo antes mencionado ha ido creciendo gradualmente y la presión ejercida por la bomba sobre la válvula todavía no es suficiente para vencer la carga que se tiene del otro lado de la válvula, para así abrirla.

Otro problema del PID es que durante el paro, aún cuando éste sea suave, por utilizar las constantes apropiadas (ver figs. 10a y 10b), la señal de control no llega a valer cero, esto significa que aún cuando la válvula check se ha cerrado y el paro ha sido gradual satisfaciendo el propósito del control, disminuir la amplitud de las oscilaciones de presión durante el transitorio, la bomba no ha dejado de operar, pues si bien ha disminuido su velocidad de giro, ésta no llega a cero sino que permanece en un valor determinado, obviamente menor al nominal. Esto se debe a que el control, por la acción integral aún cuando el error sea cero, se queda cargado con un valor diferente de cero, debido a los errores no nulos del pasado. Por esta razón, es necesario terminar el procedimiento de paro con una variación lineal de la

velocidad en un intervalo de tiempo breve, haciendo caso omiso de la señal de control generada por el algoritmo.

Las pruebas presentadas señalan que tanto en el arranque como en el paro la acción de control proporcional debe tener una mayor peso que la integral, siendo casi 10 veces mayor la acción proporcional que la integral durante el arranque y poco más de 10 veces mayor la acción proporcional que la integral para realizar el paro. De las pruebas se ve que los valores convenientes de las constantes del controlador son aquellas utilizadas en la prueba 1, pues en el arranque el sobrepaso en gasto es mínimo y la sobrepresión en el arranque es menor a la del arranque normal, y en el paro las oscilaciones de gasto y presión prácticamente son nulas. En caso de que se deseara reducir aún más la sobrepresión del arranque, será necesario disminuir el peso de la acción proporcional, llegando a la situación de la prueba 3, pero a costa de extender el tiempo de asentamiento (en más de 10 segs), pues el arranque es más lento.

CAPITULO 5.

REGULACION DE GASTO.

En el capítulo anterior se presentó el control del arranque y paro graduales de una bomba a través del control de la velocidad; en este capítulo se presenta la aplicación del control PID a la regulación del gasto bombeado por uno o más equipos de bombeo de una misma planta. La intención es mostrar la posibilidad de cambiar el punto de operación de la bomba al variar su velocidad, sin necesidad de introducir pérdidas de carga adicionales por medio del cierre parcial de la válvula de descarga.

Como ejemplo, el algoritmo de control se aplicó a la regulación del gasto bombeado en el acueducto Chapala - Guadalajara. En las pruebas que se realizaron se partió de la condición de gasto estable cuando las bombas giraban a la velocidad nominal ($\alpha=1$), y a partir de esta condición se aplicó el controlador para llevar a las bombas al gasto de diseño.

5.1 Descripción del acueducto Chapala - Guadalajara.

Este acueducto extrae agua del lago de Chapala, la conduce a lo largo de 26 km de tubería hasta el tanque de entrega en la ciudad de Guadalajara, consta de una sola planta de bombeo con 5 bombas centrífugas de eje vertical y flujo mixto, las cuales manejan un gasto nominal de $1.5 \text{ m}^3/\text{s}$ con una carga de 138 m. A la descarga de cada bomba se tiene una válvula check. A continuación se detallan las características del acueducto y la bomba:

H_1	= nivel en la succión	= 1519 m
H_2	= nivel en el tanque de descarga	= 1610 m
L	= longitud de la tubería	= 26000 m
D	= diámetro de la tubería	= 2.1 m
f	= coeficiente de fricción	= 0.014
K_v	= coef. de pérdidas válvula	= 0.05
Q_r	= gasto nominal o de referencia	= $1.5 \text{ m}^3/\text{s}$
H_r	= carga nominal o de referencia	= 138 m
N_r	= velocidad nominal	= 707 RPM
a	= celeridad	= 1000 m/s

Este ejemplo de regulación es muy interesante ya que cuando se opera el acueducto con un número de bombas menor al total, las bombas operando a su velocidad nominal bombean un gasto considerablemente mayor al de diseño y su operación es altamente ineficiente. Para hacerlas suministrar el gasto nominal o de diseño, se requiere introducir pérdidas de carga adicionales ó controlar su velocidad de giro. Esta última opción es la que a continuación se presenta, partiendo de las condiciones a gasto estable se aplica el controlador para llevar el gasto bombeado al gasto nominal por bomba.

5.2 Operación a Gasto Estable Regulando la Velocidad de Giro.

Para los ejemplos que a continuación se presentan, durante los primeros 20 segundos de operación la velocidad de operación es la nominal (no se ha aplicado controlador alguno), a partir de ese momento se aplicará el control para llevar el gasto bombeado por cada bomba al gasto nominal.

La señal de referencia varía bruscamente del gasto bombeado inicialmente por todas las bombas a la suma del gasto nominal

suministrado por cada bomba. La aplicación del algoritmo de control a la regulación del gasto se realizó utilizando el mismo modelo y solución numérica que se presentó en el capítulo anterior, con un intervalo de integración de las ecuaciones dinámicas de 0.5 seg. Las n bombas que operan en paralelo se representan como una sola bomba que aporta n veces el gasto de una bomba bajo las mismas condiciones de carga.

Los resultados de las pruebas realizadas se muestran en parejas de figuras, aquéllas figuras con la letra a presentan las variaciones del gasto con respecto al tiempo en tres puntos diferentes de la tubería, ubicados en la descarga de la válvula, en la mitad de la tubería y a 500 m aguas arriba del tanque de entrega; además se presenta el comportamiento de la señal de control con respecto al tiempo. En aquéllas con la letra b se presentan las variaciones de las presión con respecto al tiempo en los mismos puntos antes mencionados.

La regulación del gasto se realizó aplicando el mismo algoritmo de control PID presentado en el capítulo anterior, haciendo uso de la regla de Tustin.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

5.2.1 Operación con una Bomba.

Se realizaron pruebas para determinar valores convenientes de las constantes del controlador para efectuar una regulación que no genere transitorios de presión y gasto fuertes. En la siguiente tabla se resumen las características de las pruebas realizadas.

Características de las Pruebas Realizadas

No.	Prueba			Constantes del Controlador			
	To	Int.	Muestreo	Td	Ki	Kd	
1	1		K	Ti			
			0.05	4	0	0.0125	0
2	1		0.05	8	0	0.00625	0
3	1		0.025	2	0	0.0125	0
4	1		0.025	4	0	0.00625	0
5	1		0.025	8	0	0.003125	0
6	20		0.025	8	0	0.003125	0
7	1		0.05	8	0.001	0.00625	5E-5

En todas las pruebas que se presentan se aplicó control proporcional-integral, a excepción de la última prueba en la que se aplicó control proporcional-integral-derivativo.

En las pruebas 1 y 2 (ver figs. 1a, 1b, 2a y 2b) se presentan los resultados obtenidos de aplicar una acción de control proporcional con el mismo peso en ambos casos ($K=0.05$), pero con diferentes pesos en cuanto a la acción de control integral, pues en el primer caso al tener $K_i=0.0125$, esto es $T_i=4$, la acción integral es más rápida o sea con mayor peso que en el segundo caso en que $K_i=0.00625$, o sea $T_i=8$, por lo que se tiene en la primera prueba una respuesta más rápida pero también más violenta, pues se tiene una frecuencia mayor de las oscilaciones mayor y un sobrepaso mayor que en la segunda prueba, además de un tiempo de asentamiento más largo. Todo lo anterior coincide con la teoría pues al aumentar el peso de la acción integral, aumenta la frecuencia y el sobrepaso en la respuesta transitoria.

En la prueba 3 (figs. 3a y 3b) se ve que para disminuir el sobrepaso no basta disminuir el peso de la acción de control proporcional a $K=0.025$ con $K_i=0.0125$ sino que tanto la acción proporcional como la integral deben disminuir su peso, como se muestra en las figs. 4a y 4b correspondientes a la prueba 4 con $K=0.025$ y $K_i=0.00625$. Pero si comparamos los resultados de las pruebas 2 y 4, no parece que se haya ganado gran cosa al

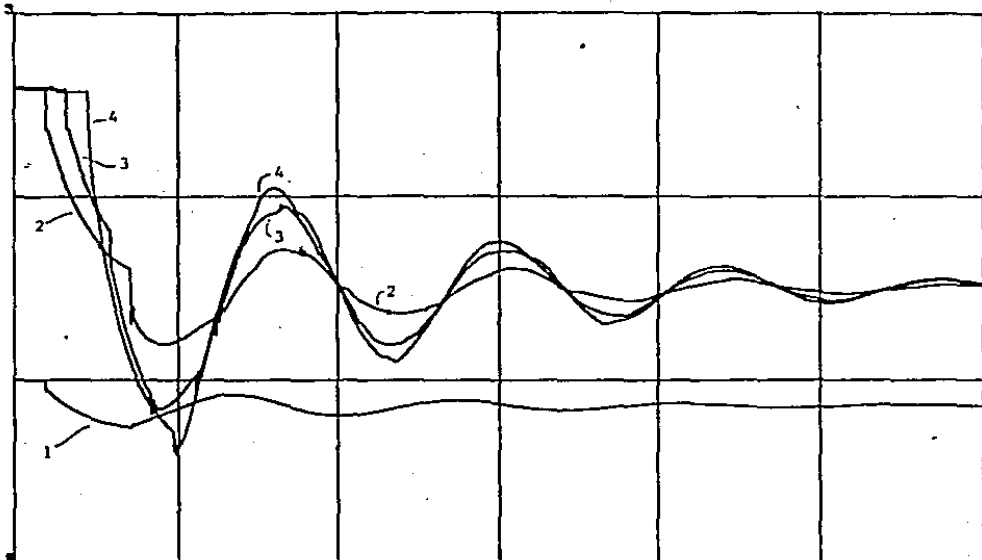
$Q(m^3/s)$ 

Fig. 1a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

H(mca)
 1858

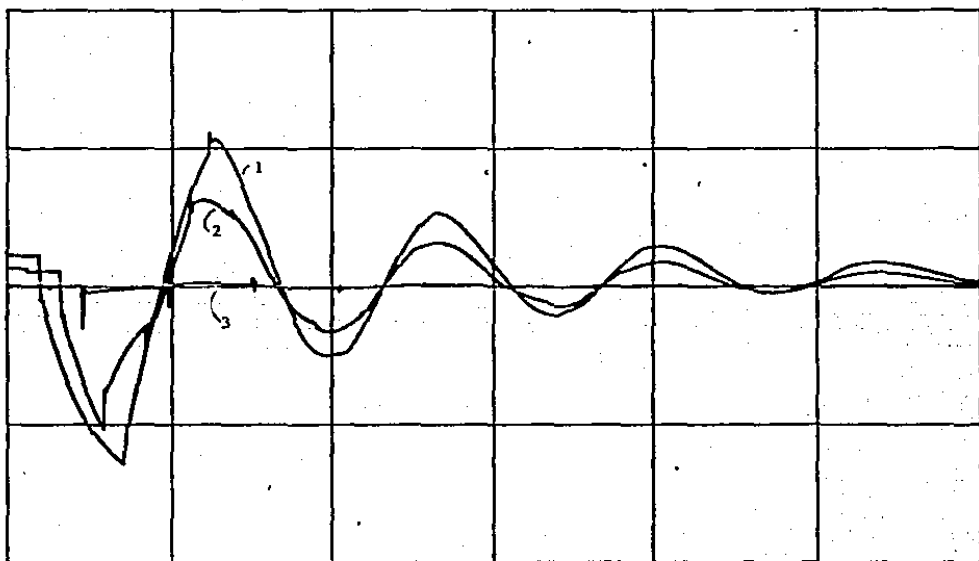
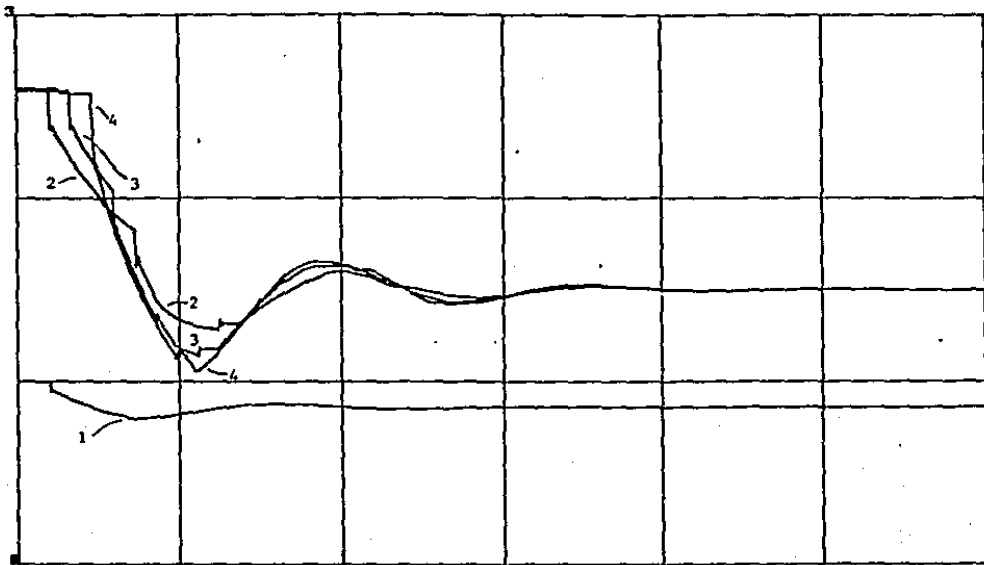


Fig. 1b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

$Q(m^3/s)$ 

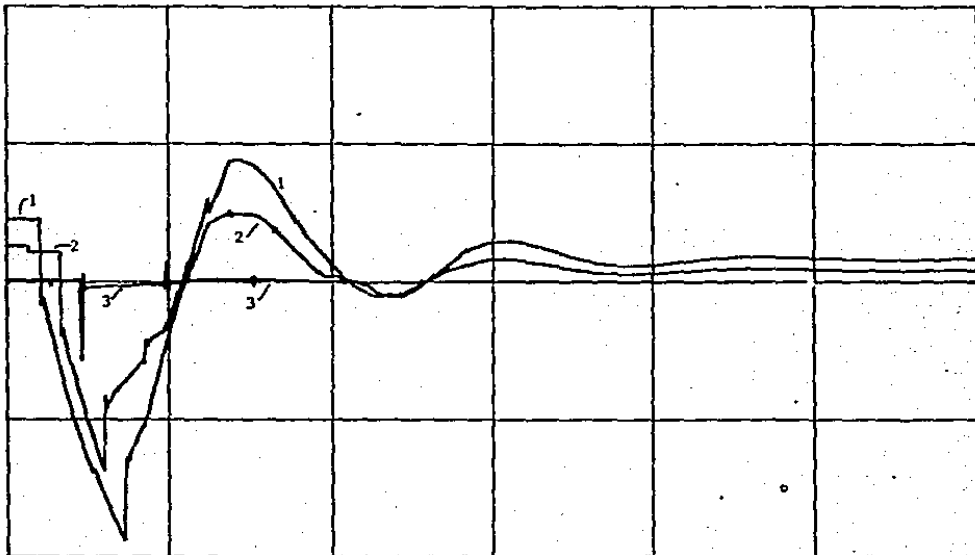
1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 2a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$

$T_i=8$
 $T_o=1$

300 600
t(seg)

H(mca)
1800



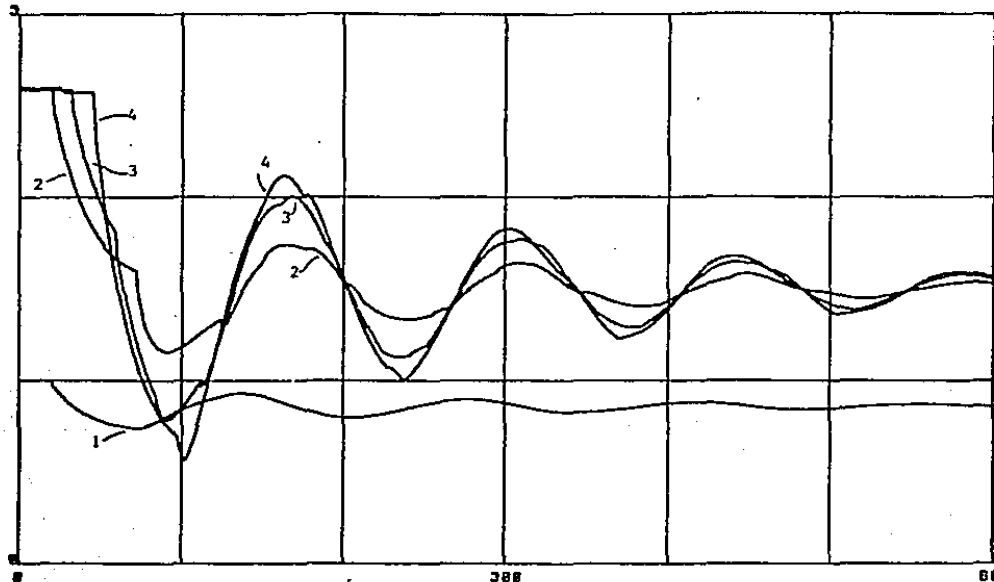
1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 2b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$

$T_i=8$
 $T_o=1$

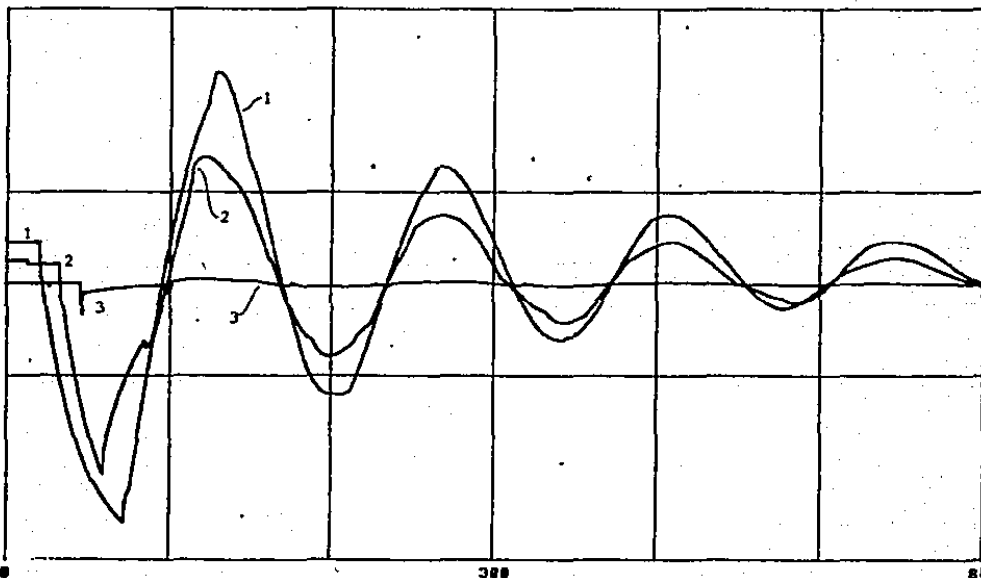
300 600
t(seg)

1500

$Q(m^3/s)$ 

1. Q
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 3a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=2$
 $T_o=1$

 $H(mca)$
18.48

1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 3b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=2$
 $T_o=1$

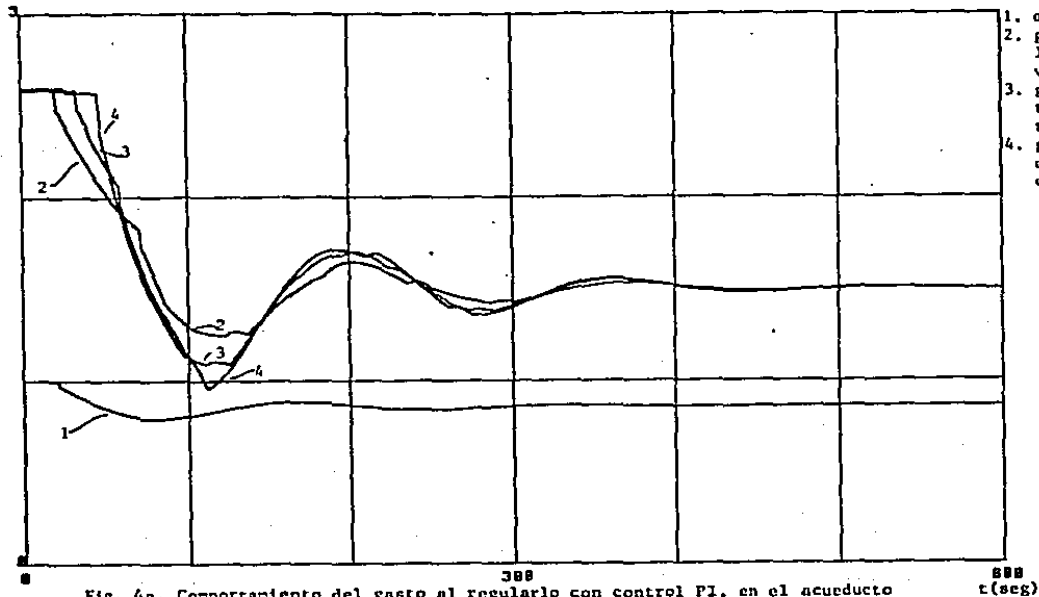
$Q(m^3/s)$ 

Fig. 4a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalupe. $K=0.025$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

H(mca)
 1638

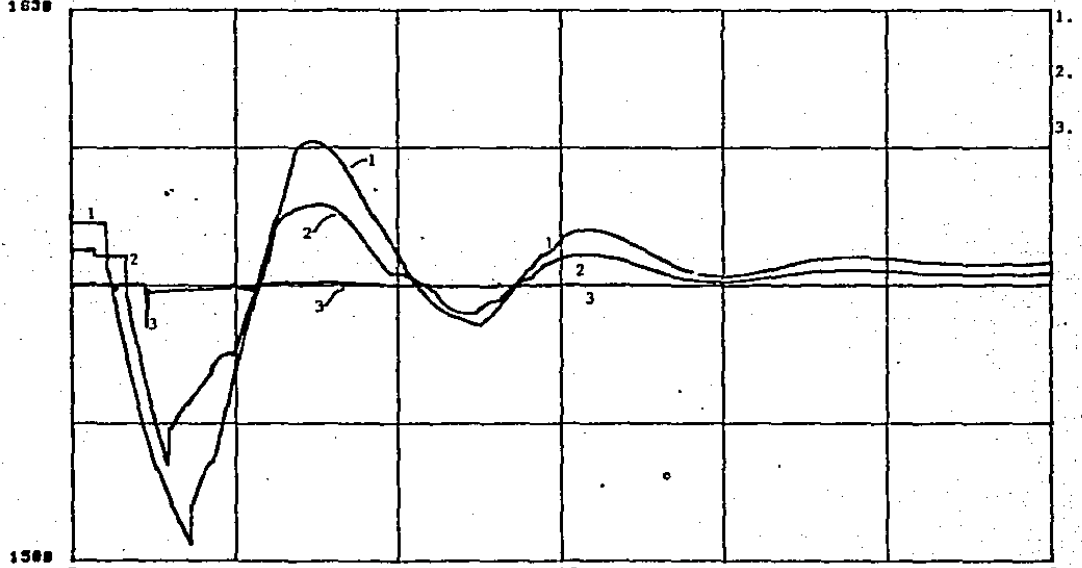
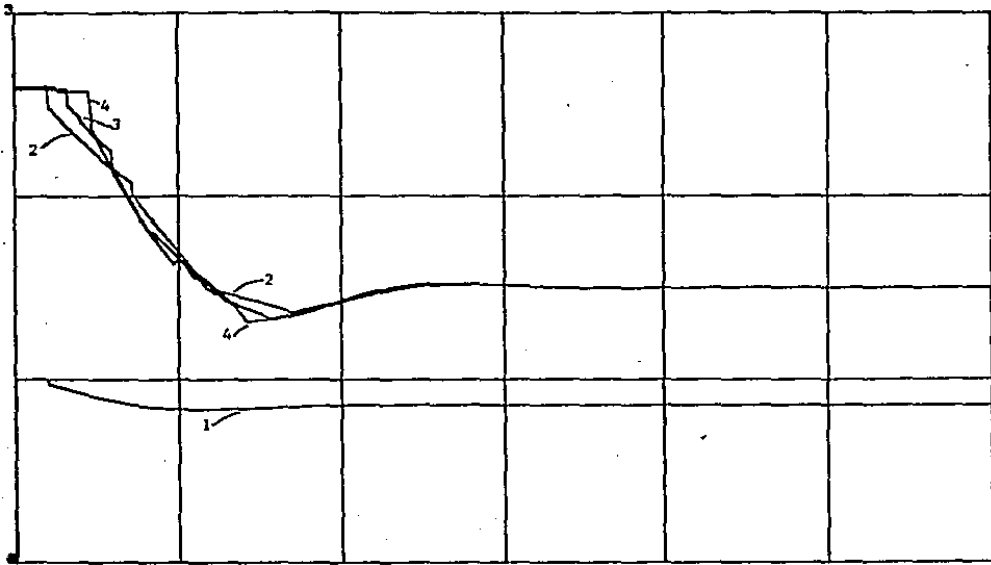


Fig. 4b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalupe. $K=0.025$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

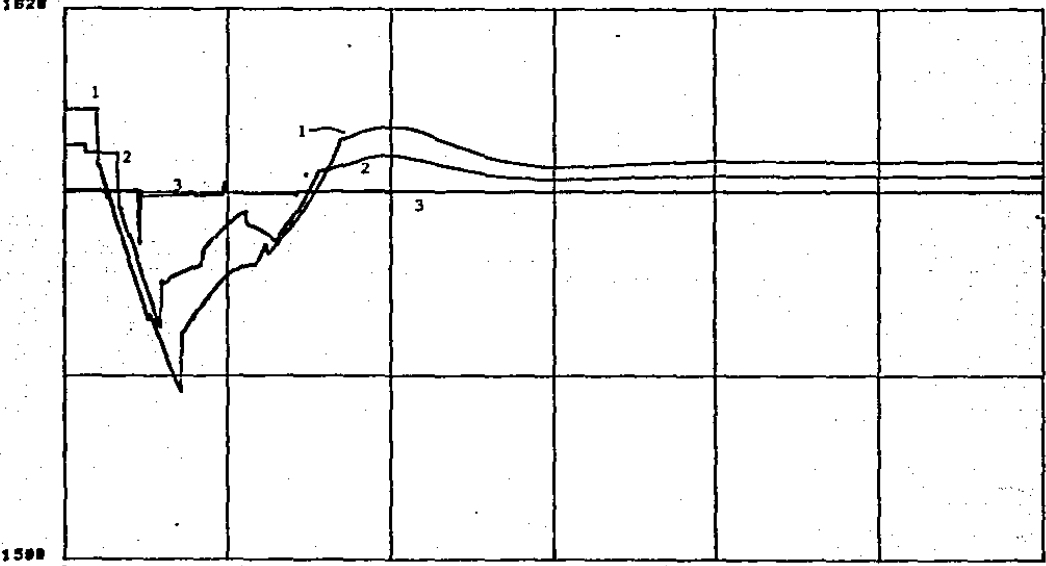
Q(m³/s)



1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 5a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=8$
 $T_o=1$

H(mca)



1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de -descarga.

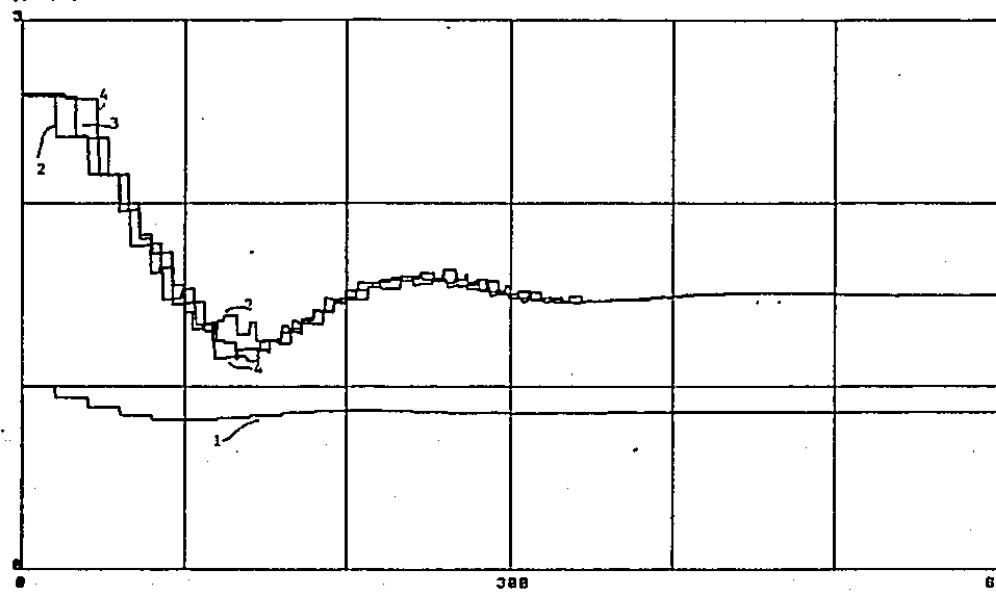
Fig. 5b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=8$
 $T_o=1$

disminuir el peso de las acciones proporcional e integral, si no se mantiene la misma proporción de pesos entre ellas.

Por lo que se realizó la prueba 5 (ver figs. 5a y 5b), en la que $K=0.025$ y $K_i=0.003125$ siendo $K/K_i=8$, como en la prueba 2. Como se observa en la fig. 5a el tiempo de asentamiento es de aproximadamente 300 segundos o sea 5 minutos, menor al alcanzado en las otras pruebas, el sobrepaso en el gasto es mínimo y la frecuencia de las oscilaciones de gasto es ligeramente menor a las de la prueba 4. En cuanto a las oscilaciones de presión se tiene una mayor ventaja pues al comparar las figs. 4b y 5b se observa que la amplitud de estos es bastante menor en la prueba 5.

En la prueba 6 se presentan los resultados obtenidos al aplicar las acciones de control proporcional-integral con el mismo peso que en la prueba 5, o sea $K=0.025$ y $K_i=0.003125$, pero con $T_o=20$ segs, o sea con una frecuencia de muestreo de 5.2 veces la frecuencia de las oscilaciones de presión y gasto generadas durante el transitorio (52 segundos le toma a una perturbación generada en la bomba llegar al tanque de descarga y otros 52 seg en regresar del tanque de descarga a la bomba). Se observa que los resultados obtenidos son prácticamente los mismos a los de la

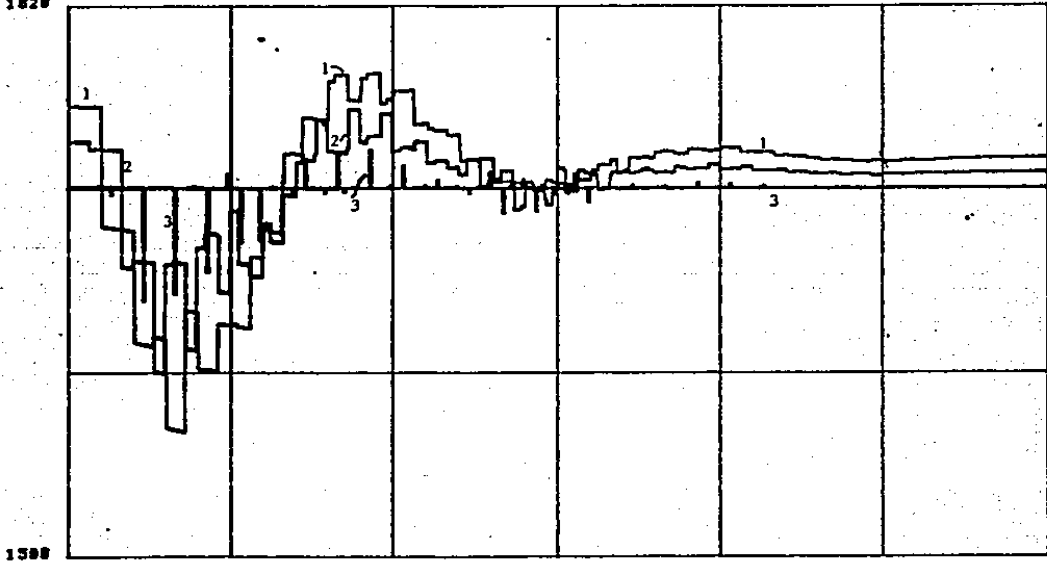
$Q(m^3/s)$



1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

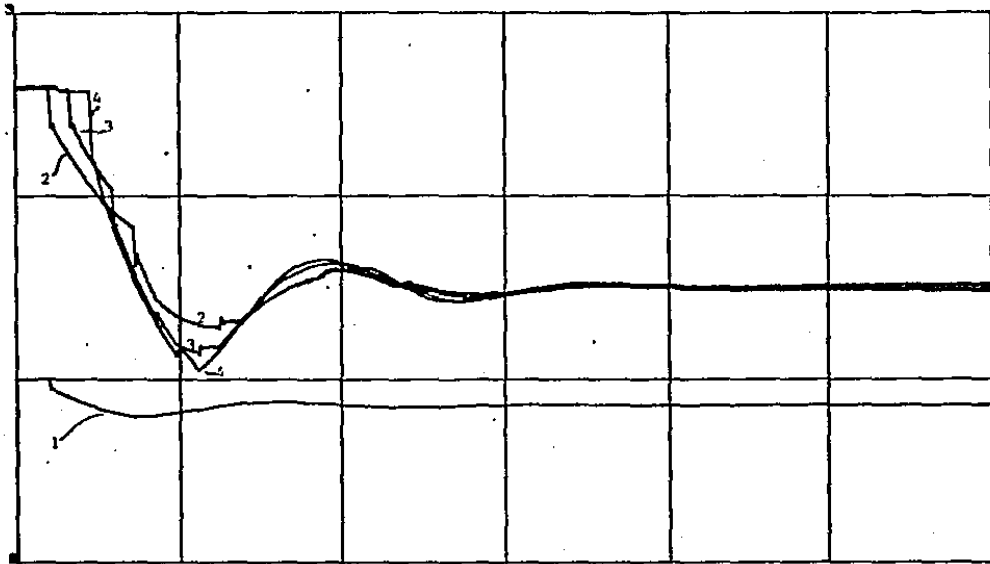
Fig. 6a: Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=8$
 $T_o=20$

$H(mca)$



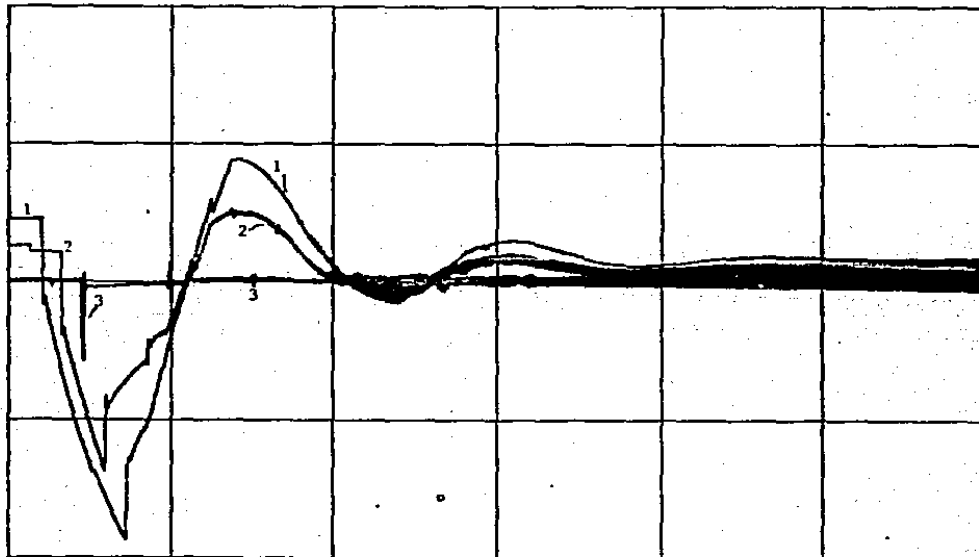
1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 6b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.025$
 $T_i=8$
 $T_o=20$

$Q(m^3/s)$


1. a
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 7a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PID, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$
 $T_i=8$
 $T_d=0.001$
 $T_o=1$

 $H(mca)$
 1638


1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 7b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PID, en el acueducto Chapala-Guadalajara. $K=0.05$
 $T_i=8$
 $T_d=0.001$
 $T_o=1$

prueba 5, las oscilaciones de gasto y presión son ligeramente mayores, pero cualitativamente las constantes determinadas siguen siendo válidas con $T_0=20$ segundos. Esto se debe a que se muestrea con una frecuencia bastante mayor a la frecuencia de las oscilaciones de presión, por lo que no se está perdiendo información sobre el comportamiento del sistema.

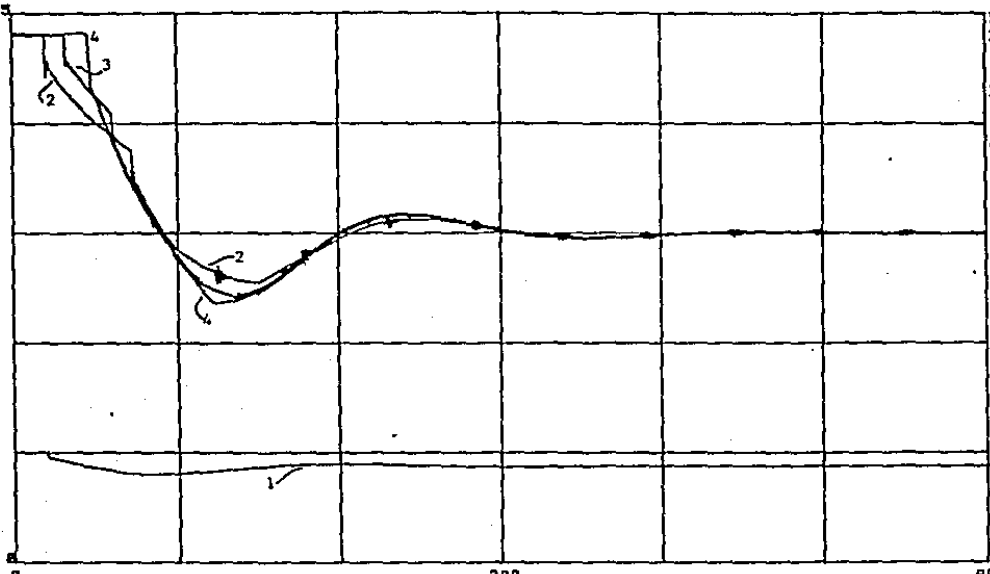
Por último, en la prueba 7 se utilizó el control PID para observar su desempeño, en este caso $K=0.05$, $K_i=0.00625$ y $K_d=0.00005$ (ver figs. 7a y 7b), o sea que se trata de una prueba similar a la 2 pero con acción derivativa. De la comparación de los resultados de las pruebas 2 y 7 se ve que inicialmente sus efectos son prácticamente iguales. Sin embargo, en la prueba 7 la acción derivativa va amplificando componentes de alta frecuencia, pequeños errores, cuya presencia se hace cada vez más notoria. Considerando que el peso de la acción derivativa es muy pequeña en comparación con la otras acciones de control, pues $K_p/K_d=1000$ y $K_i/K_d=125$, se descarta la utilización del control PID en la regulación pues no se tienen efectos positivos al incluir la acción derivativa.

5.2.2 Operación con dos Bombas

Para esta operación se realizaron dos pruebas (en ambas pruebas $T_o=1$.seg), la primera con los mismo valores de las constantes del controlador determinadas en la prueba 5 del inciso anterior, esto es $K=0.025$ y $K_i=0.003125$, los resultados de su aplicación se muestran en las figs. 8a y 8b. Como se aprecia en estas figuras la transición no es muy rápida, por lo que el sobrepaso no es fuerte, la frecuencia de las oscilaciones de gasto es menor aún a las que se presentan en el caso de una bomba (fig. 5a), el tiempo de asentamiento es de aproximadamente 430 segundos o 7 minutos. Se presentan pequeñas oscilaciones de alta frecuencia montadas sobre las oscilaciones de gasto y presión, que se deben a los rebotes de las oscilaciones de presión y gasto entre cada extremo de la tubería (se presentan cada 52 segundos), cuya importancia va disminuyendo por la acción de suavización de la parte integral del controlador.

Buscando reducir aún más la importancia de estas perturbaciones de alta frecuencia se redujo el peso de la acción proporcional a $K=0.0125$ manteniendo constante $K_i=0.003125$. Los resultados se muestran en las figs. 9a y 9b, siendo aproximadamente iguales a

$Q(m^3/s)$

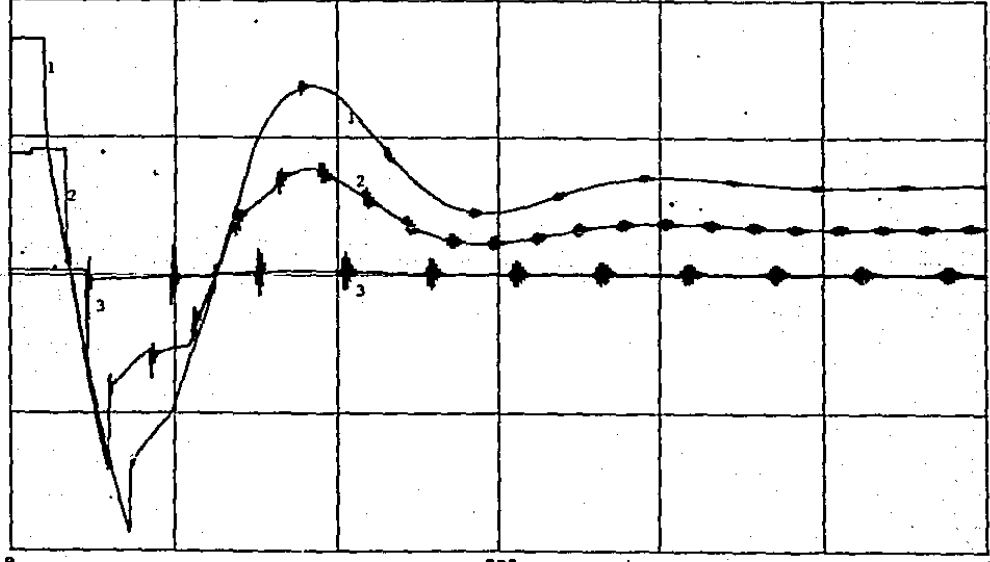


1. 0
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 8a. Comportamiento del Gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara (2 bombas). $K = 0.025$
 $T_i = 8$
 $T_o = 1$

$H(mca)$

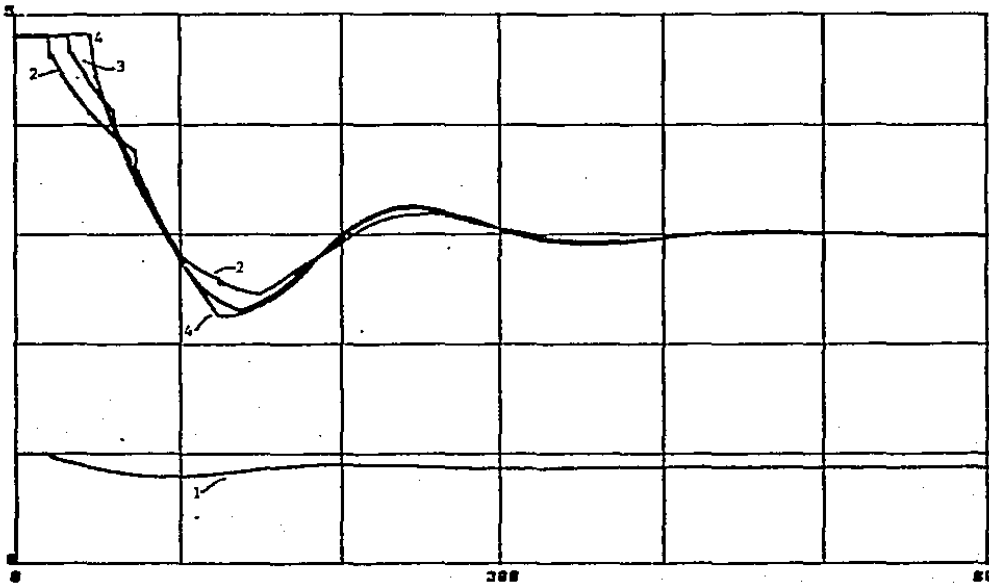
1638



1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 8b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara (2 bombas). $K = 0.025$
 $T_i = 8$
 $T_o = 1$

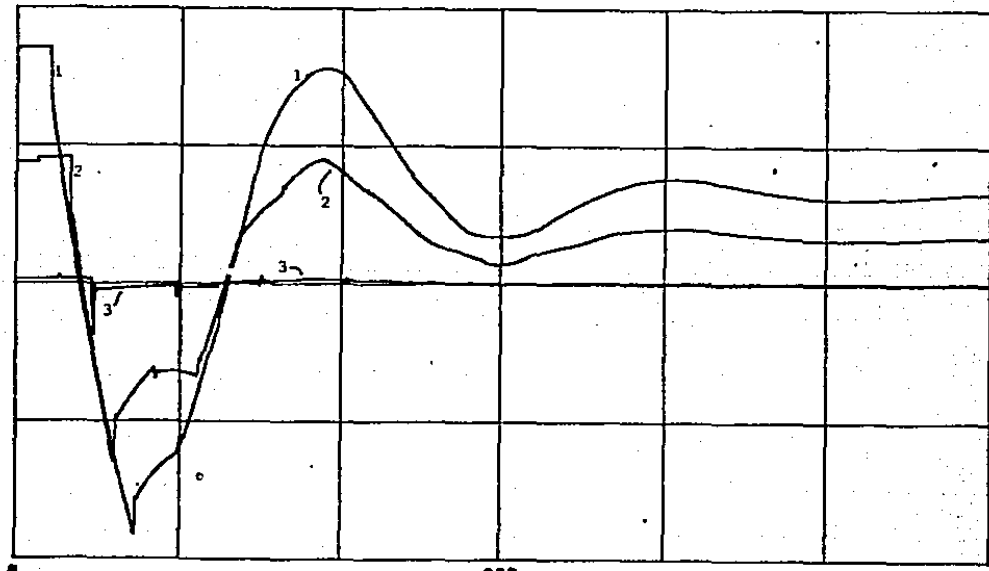
$Q(m^3/s)$



1. 0
2. gasto a la salida de la válvula
3. gasto a la mitad de la tubería
4. gasto a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 9a. Comportamiento del gasto al regularlo con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara (2 bombas). $K=0.0125$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

$H(mca)$
1830



1. presión a la salida de la válvula
2. presión a la mitad de la tubería
3. presión a 500 m del tanque de descarga.

Fig. 9b. Comportamiento de la presión al regular el gasto con control PI, en el acueducto Chapala-Guadalajara (2 bombas). $K=0.0125$
 $T_i=4$
 $T_o=1$

las de la primera prueba pero sin perturbaciones de alta frecuencia.

Con las dos operaciones aquí presentadas se ejemplifica la posibilidad de regular el gasto de operación a través de un controlador PID, siempre y cuando éste actúe con las constantes adecuadas y con frecuencias de muestreo de 5 o más veces la frecuencia natural del sistema hidráulico.

CAPITULO 6.

CONCLUSIONES.

El trabajo desarrollado permite establecer la posibilidad de utilizar el control de la velocidad de las motobombas tanto para disminuir la intensidad de los transitorios de presión generados durante el arranque y paro de una bomba, como para regular el gasto bombeado por una o más bombas que operen en paralelo.

Este objetivo puede alcanzarse con la aplicación de un algoritmo de control típico, el control PI, que ofrece la gran ventaja de su sencillez requiriendo sólo la adecuada selección de sus parámetros.

El trabajo indica la factibilidad de la aplicación del control PI para la solución de los problemas planteados, aunque habrá que profundizar en el estudio de los controladores de velocidad de motores de corriente alterna.

Como los resultados obtenidos al aplicar el control PI son prometedores y señalan un camino en el control de transitorios y regulación de gasto, no fue necesario en este trabajo utilizar algoritmos de control más elaborados y será conveniente esperar los resultados de su aplicación práctica para determinar la necesidad de realizar cambios o mejoras. Sin embargo, queda la posibilidad de plantear la selección de los parámetros del controlador como un problema de control óptimo.

Los resultados obtenidos al aplicar el control PID han sido los señalados por la teoría, pues al aumentar el peso de las acciones de control proporcional e integral se aumenta el sobrepaso y la frecuencia de las oscilaciones. La acción de control proporcional sola no logra controlar adecuadamente el sistema, ni en el arranque, ni en el paro, pues si K_p es pequeña su efecto es nulo o casi nulo y al ir creciendo K_p se pueden tener problemas de estabilidad. Si la acción de control integral (K/T_i) tiene un peso menor a la unidad, se obtiene una respuesta lo bastante lenta como para disminuir notablemente el sobrepaso y la frecuencia de las oscilaciones del transitorio, aunque a costa de hacer muy lenta la operación de arranque, paro o regulación de gasto cuando su peso es mucho menor a la unidad.

La utilización de la acción de control diferencial (Td/To) es descartada, pues no produce efectos positivos en la respuesta del sistema y en cambio lo hace sensible al ruido o pequeñas variaciones del error, por lo que debe ser usado con prudencia.

El programa desarrollado para simular la aplicación de las acciones de control y resolver las ecuaciones dinámicas que representan el comportamiento transitorio del fluido están a disposición de los interesados.

A continuación, como comentario final, fuera del alcance de esta tesis, se presenta un planteamiento posible del control óptimo para la selección de los parámetros del controlador PI. La dinámica de la instalación de bombeo a controlar (fig. 6 del cap. 3) está representada por las siguientes ecuaciones:

Dinámica del fluido en la tubería:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2gA} |Q|Q = 0$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2gA} |Q|Q = 0$$

Carga aportada por la bomba:

$$H_i = H_1 + ((N/Nr)^2 + (H/Hr)^2) * Hr * f_h(N/Nr, Q/QR)$$

Comportamiento de la válvula:

$H_f = H_2$ - válvula cerrada y la bomba no ha sido arrancada

$H_f = H_1 - K_v Q |Q|$ - válvula abierta, la bomba opera

$H_f = H$ - válvula cerrada, la bomba ha sido parada

Tomando como salida del sistema, el gasto medido a la salida de la válvula, se desean minimizar el sobrepaso y el tiempo de asentamiento, producidos durante el arranque y paro de la bomba, además de regular el gasto durante la operación a gasto estable. Para ello la señal de control, la velocidad del motor, se generará a través de la aplicación de un algoritmo de control PI.

Esto es $u = K_p (e + 1/T_i \int e dt)$

donde $e = Q_{deseado} - Q_{real}$

Se propone como criterio de desempeño para conocer cuanto deben valer K_p y T_i , tales que la salida tenga las características deseadas, el minimizar el área de control a través de la siguiente función de desempeño:

$$J = \min \int |e| dt$$

Este criterio permite minimizar el área de control, sin deformar la importancia de los errores mayores y menores a la unidad. Debido a la diferencia de comportamiento de la válvula durante el arranque, paro y regulación, habría que determinar los valores de las constantes del controlador para cada uno de los casos.

BIBLIOGRAFIA

1. Acueducto Lineros-Monterrey. Diseño Hidráulico del tramo Cerro Prieto-Garrapatas. Revisión del Diseño Hidráulico del tramo Cerro Prieto-El Regus. R. Guerra Terraz, J. E. Sánchez Bribienza, B. Carmona Paredes, A. Solerio Ordaz, E. Rodal Tostes, V. Guevara Jaray, S. Carmona Paredes, A. Olmedo Paredes.
2. Adjustable Speed AC Drives - A Technology Status Review. E. K. Bose, Proceedings of the IEEE, vol. 70, num. 1, febrero 1982.
3. Applied Hydraulic Transients. M. H. Chaudry. Van Nostrand Reinhold Co. 1979.
4. Modern Control Theory. K. Ogata. Prentice-Hall.
5. Digital Control. R. Isermann. Springer-Verlag. 1977.