

77
2011



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

**ESTUDIO DEL FLUJO TRANSITORIO EN
CONDUCTOS A PRESION**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO CIVIL**

P R E S E N T A :

MARCO ANTONIO REYES ABOYTES



DIRECTOR: ING. ALFONSO MORALES GARCIA

259906

MEXICO, D. F.

MARZO 1998

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-1-155/96

Señor
MARCO ANTONIO REYES ABOYTES
Presente.

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor ING. ALFONSO MORALES GARCIA, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

"ESTUDIO DEL FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESION"

- INTRODUCCION
DESCRIPCION DEL FENOMENO
I. DESCRIPCION DEL FENOMENO
II. METODOLOGIA PARA EL CALCULO DEL FLUJO TRANSITORIO
III. APLICACION A CONDUCTOS A PRESION
IV. DISEÑO DE ESTRUCTURAS Y DISPOSITIVOS DE ALIVIO
V. CONCLUSIONES

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria a 29 de noviembre de 1996.
EL DIRECTOR.


ING. JOSE MANUEL COVARRUBIAS SOLIS

JMCS/GMP*lmf

AGRADECIMIENTOS

Agradezco principalmente a mi familia. En especial a mis padres, ya que sin ellos el esfuerzo realizado sería en vano.

A Eduardo, Ruth, Soledad, Daniel, Juanjo y Jesus, por que forman parte de mi.

A Azael, Daniel y Amairani, que llenan de alegría mi vida.

Al Ing. Alfonso Morales García, por su tiempo y apoyo.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
I. DESCRIPCION DEL FENOMENO	7
I.1. ¿Qué es el flujo transitorio?	7
I.2. Importancia del conocimiento del flujo transitorio	11
II. METODOLOGIA PARA EL CALCULO DEL FLUJO TRANSITORIO	16
II.1. Condiciones de operación	16
II.2. Variables hidráulicas	18
II.2.1. Maniobras de cierre y apertura	18
II.3. Diseño hidráulico	24
II.3.1. Método de las Cadenas de Allievi	24
III. APLICACION A CONDUCTOS A PRESION	31
III.1. Condiciones del flujo transitorio	31
III.2. Sobrepresión en tuberías	33
III.3. Golpe de ariete	36
III.3.1. Método de las características	39
III.4. Celeridad de onda	56
IV. DISEÑO DE ESTRUCTURAS Y DISPOSITIVOS DE ALIVIO	59
IV.1. Diámetro económico y elección del material	59
IV.2. Accesorios de alivio en la conducción	70
IV.2.1. Tanque de oscilación	70
IV.2.2. Tanque unidireccional	76

CONTENIDO (CONT.)

IV.2.3. Cámara de aire	80
IV.2.4. Válvulas	83
IV.2.4.1. Método de selección de válvulas de seguridad	86
IV.3. Evaluación de riesgos	89
V. CONCLUSIONES	90
NOTAS	93
ANEXO DE CALCULO	94
OBRAS CONSULTADAS	118

INTRODUCCION

Antecedentes

El primer análisis que se conoce sobre el “golpe de ariete” se debe al suizo Michaud, quien representó un trabajo publicado en Lausana en el año de 1878 y 1903, sin embargo sus trabajos tenían limitaciones.

En el año de 1898 y 1900 se publicaron los trabajos realizados por Nicolai Joukovsky, él explicó las primeras ecuaciones que describen con más rigor el fenómeno cuando se presenta un cierre o una apertura menor a la de un periodo, es decir, cuando la maniobra es brusca o instantánea. En este desarrollo describió con facilidad el fenómeno de intercambio de energía cinética a energía de presión.

Sin embargo el italiano Lorenzo Allievi fue quien presentó una explicación más completa sobre el fenómeno del golpe de ariete. Sus trabajos se publicaron en Milán en 1903 y 1913. Asimismo, propuso simplificaciones en sus trabajos que no alteraban la calidad de los resultados¹.

Generalidades

Cuando se conduce un líquido en un conducto a presión y se altera la velocidad del mismo por medio de algún dispositivo (válvula), se provoca una transformación de la energía cinética a energía de presión. Esto induce la presencia de presiones locales distintas a las que había antes del cambio, lo cual indica que se han formado ondas de presión y gradientes que provocan su propagación.

El conjunto de ondas se propagan alejándose del dispositivo por la tubería hasta alcanzar una masa de líquido suficientemente grande como para reflejarse en ella y regresar hacia el dispositivo.

A este fenómeno se le conoce como *golpe de ariete*, y debe estudiarse cuidadosamente para determinar la magnitud de las presiones y diseñar una tubería capaz de resistirlas.

En general el golpe de ariete consiste en transformaciones de energía, primero en la transformación de la energía cinética del agua y en segundo lugar en energía calorífica por el rozamiento con las paredes del conducto.

El fenómeno tiene una propagación a una velocidad casi igual a la del sonido, del material del conducto.

Existen dos clases de presión, positiva si es en la primera fase de un cierre en algún dispositivo y se habla de un golpe de ariete negativo a la presión producida en la primera fase de una apertura.

En la figura 1 se muestran las líneas de presión para ambos casos.

El golpe de ariete negativo es típico en las tuberías de descarga de las bombas y se presenta en la primera fase de una interrupción en el suministro de la energía eléctrica.

La onda de presión generada por el golpe de ariete se refleja al chocar con una masa de agua suficientemente grande. Ya reflejada la onda se propaga en sentido contrario hasta llegar al punto del dispositivo, en ese momento se dice que la onda completó un periodo, cambiando de signo debido a la inercia reflejándose una vez más en la masa de agua y nuevamente se refleja hacia el dispositivo. El proceso continúa hasta desaparecer por completo a causa de la fricción con las paredes del conducto.

Para comprender como se transmite la perturbación a lo largo de un tubo, se puede considerar un cierre instantáneo de una válvula en el extremo de un tubo. Poco antes del cierre, el tubo se encuentra lleno del fluido que se mueve a una cierta velocidad como se muestra en la Fig. 2 (a). Si se cierra en forma brusca la válvula se detiene el flujo que se encuentra inmediatamente antes de ésta (Fig. 2(b)). Sin embargo, el fluido aguas arriba

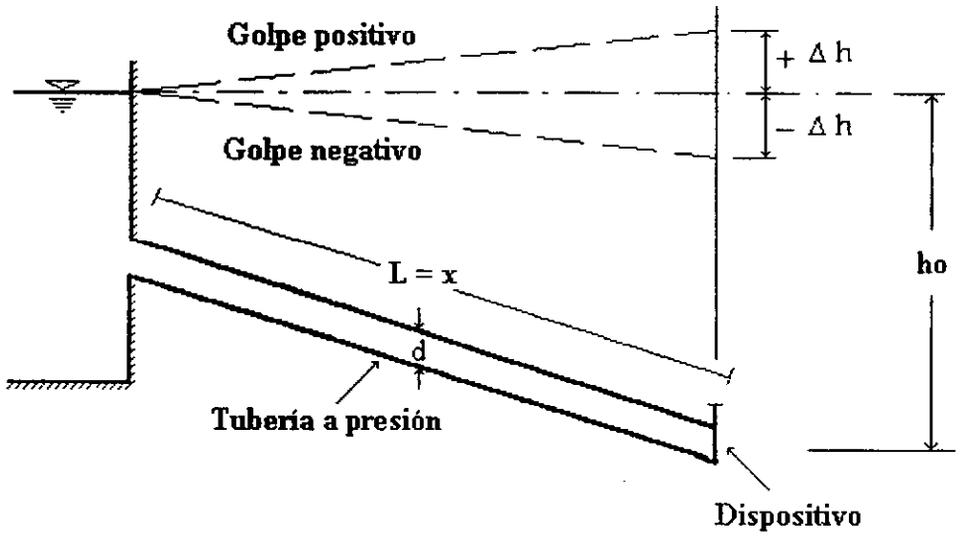


FIGURA 1

continúa moviéndose como si no hubiera sucedido nada. Esto provoca una discontinuidad de condiciones como se explicó anteriormente y se muestra gráficamente en la Fig. 2 (c).

Objetivo

Se pretende hacer un manual didáctico que permita al estudiante de la carrera de ingeniería civil comprender el fenómeno del flujo transitorio, cuyo significado se explica en el capítulo I.

Desarrollo

Para lograr que el trabajo se desarrolle adecuadamente se presentaron los capítulos de la siguiente manera:

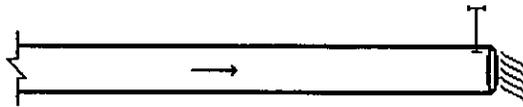
Introducción: En ella se presentará un panorama general del desarrollo de la tesis.

I.- Descripción del fenómeno: Se explicará de qué se trata el flujo transitorio y como se presenta generalmente en los conductos a presión.

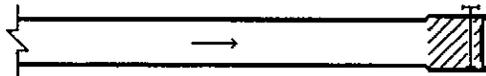
II.- Metodología para el cálculo de flujo transitorio: Por medio de este capítulo se presentará el desarrollo de los cálculos y pasos a seguir en la solución del fenómeno.

III.- Aplicación a conductos a presión: Se tratará el fenómeno del flujo transitorio de una manera más específica en los conductos a presión y la metodología para resolver el mismo.

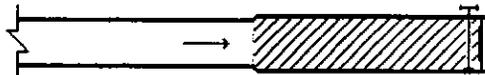
IV.- Diseño de estructuras y dispositivos de alivio: Se dará una solución a la sobrepresión generada por el flujo transitorio que se presenta en los conductos a presión por medio de dispositivos de alivio permitiendo disminuir los espesores en la tubería.



(a) Condiciones iniciales:
válvula abierta



(b) Válvula apenas cerrada



(c) Un poco después

 Fluido estacionario

FIGURA 2

V.- Conclusiones: Partiendo del desarrollo de la tesis se emitirán las conclusiones que se generan de la misma.

Justificación

El motivo que me orilló a realizar la tesis es la inquietud de no contar con la información necesaria, de fácil acceso y comprensión sobre el tema del flujo transitorio, sobre todo para los alumnos del área de hidráulica que cursan la carrera de ingeniería civil. Además de estudiar más a fondo el problema, comprenderlo y transmitirlo de una manera sencilla y de fácil comprensión en donde se pueda consultar sin que fórmulas enredadas y demostraciones muy largas interfieran en el objetivo de la tesis.

Cabe mencionar que el trabajo pretende ser una ayuda práctica, sin embargo, es necesario contar con los antecedentes de hidráulica para comprender el problema.

I-DESCRIPCION DEL FENOMENO

I.1 ¿Qué es el flujo transitorio?

El flujo transitorio en conductos a presión se presentan cuando existen condiciones extraordinarias entre dos estados de flujo establecido o normal.

Cualquier acción planeada o accidental que modifique las condiciones de flujo establecido será causa de la generación del flujo transitorio; sin embargo, no todas ellas producirán condiciones peligrosas o de consideración para el diseño u operación del sistema.

Las causas más frecuentes o importantes generadoras del flujo transitorio son:

- arranque de bombas
- paro de bombas
- apertura de válvulas
- cierre de válvulas
- variación del nivel del agua en la descarga
- rotura de tuberías

Los arranques de bombas producen ondas de presión positivas, hacia aguas abajo, mientras que los paros o fallas de bombas generan ondas de presión negativa que viajan hacia aguas abajo.

Las aperturas de válvulas ocasionan hacia aguas arriba presiones negativas y hacia aguas abajo presiones positivas. Se da el caso contrario para el cierre de válvulas, o sea, ondas de presión positiva hacia aguas arriba y de presión negativa hacia aguas abajo.

Por lo general, los arranques de bombas son planeados, sin embargo puede darse el caso de arranques accidentales. Contrastando con el arranque, el paro de bombas puede presentarse en forma accidental o de forma imprevista con mayor frecuencia.

La ruptura de tubería, que evidentemente se presenta en una tubería de forma accidental, no debe por lo general, ser tomada en cuenta en el diseño; sin embargo, puede ocasionar grandes presiones, puesto que equivale a una apertura brusca de válvula, por lo que de existir algún riesgo o posibilidad de rotura, se deberá tomar en cuenta en la etapa de revisión o análisis detallado del flujo transitorio.

Los transitorios hidráulicos lentos son también conocidos como oscilaciones de masa. Todo cambio ocurrido en las condiciones de operación del conducto cuya duración sea sustancialmente mayor que el llamado periodo de la conducción "T" (definido más adelante) igual al intervalo de tiempo que emplea una onda de presión o gasto en recorrer el acueducto dos veces (ida y regreso), este puede analizarse como un fenómeno de oscilación de masa, el cual no es tema de la tesis.

Sin embargo estos fenómenos poseen importancia práctica en los casos en que el acueducto conecta tanques a superficie libre. Un paro en el sistema implica la conversión de la energía cinética de masa de miles de toneladas de agua moviéndose a una velocidad, a energía gravitatoria.

Ello implica fenómenos de oscilación que el proyectista debe tener presentes, con el fin de evitar derrames por el coronamiento de los tanques o vaciado de los mismos, con el consiguiente arrastre de aire a la conducción.

Por otro lado los transitorios hidráulicos rápidos ocurren siempre que se modifica el gasto en el acueducto y deben tomarse en cuenta en el diseño, pues la consecuencia sobre la instalación, puede ser catastrófica.

Si bien, toda alteración en el gasto puede producir un transitorio hidráulico que se propaga con una celeridad de onda del orden de 1000 m/s, en tuberías de acero, por todo el sistema; en el diseño, por razones de seguridad, se considera una alteración más brusca a la que se produciría en el acueducto.

Esta alteración puede suceder cuando existe un paro imprevisto en alguna planta de bombeo por falta de suministro de energía eléctrica.

Cuando se suspende el bombeo, se produce un descenso en la presión que se propaga en todo el acueducto. Este descenso de presión puede crear depresiones importantes a lo largo del acueducto.

Si estas depresiones llegan a alcanzar la presión de vaporización, puede ocurrir un colapso de la tubería o la entrada masiva de aire a través de la válvula de vacío.

Si la tubería no colapsa y la depresión es de una magnitud igual a la presión de vaporización a la temperatura ambiente, se producirán grandes burbujas de vapor y aire en tramos largos de la conducción (fenómeno de cavitación).

Estos fenómenos en conductos a presión constituyen un reto para el proyectista, ya que la magnitud de las sobrepresiones que se generan, pueden destruir parte de la conducción o reducir tanto la presión que se genera a la presión de vapor.

Por otro lado, existe la simulación del flujo transitorio en los equipos de bombeo, sin embargo, ésta resulta un poco compleja por que requiere de un arreglo especial de los equipos, además se trata que el lector entienda de una forma sencilla como aplicar un método para la solución del flujo transitorio, así que no se tratará el tema a fondo.

Es importante tener en cuenta que en el diseño de una conducción a presión existen simulaciones del flujo transitorio obtenidas en el laboratorio y que podrán ser utilizadas en

en el momento que se cuenta con la información definitiva del proyecto, de esta forma garantizar la seguridad del sistema, aunque se haya hecho su optimización considerando el flujo transitorio.

Además, se puede hacer correlación de datos de sistemas diseñados y de otros que están en operación, que se podrían utilizar en la simulación del flujo transitorio en sistemas propuestos que no tienen información definitiva.

En México se han editado normas para el diseño de estos sistemas² por lo que la mayoría de los proyectos se han realizados siguiendo sus lineamientos.

En los siguientes capítulos se describirá la metodología que se puede utilizar para la solución del flujo transitorio en conductos a presión con bombeo.

L.2 Importancia del conocimiento del flujo transitorio

El carácter que presentan los transitorios hidráulicos tan diferentes a los fenómenos estacionarios con los cuales el ingeniero hidráulico esta habituado a tratar, se ha topado con un tema casi inabordable, salvo por especialistas. Por lo que la enseñanza curricular, en general, se limita a un planteo de ecuaciones sin detenerse a ver con claridad el fenómeno físico, sin embargo se necesitaría de un curso específico para abordarlo y los planes de estudio de la carrera de ingeniería civil no están diseñados para abarcar el tema.

De una forma simplificada el conocimiento del fenómeno lleva a tres problemas:

1. Sobrepresiones en los conductos: ésta se presenta cuando existe una presión superior a la presión de trabajo. Este problema es el más sencillo de comprender ya que es una presión mayor a la de trabajo, aunque sea transitoria y supone un incremento en las tensiones del material de la tubería. Si los aumentos producen deformaciones plásticas en la tubería o provoca una rotura se deberá tomar en cuenta desde la etapa de proyecto.

El proyectista debe establecer la cota máxima de presiones admisibles para esa conducción; esta cota determinará la "clase" de tubería en cada tramo de la misma, o lo que es lo mismo la presión que soporta la tubería sin daño, estableciendo la diferencia entre transitoria y estacionaria.

2. Depresiones en los conductos: lo problemas de sobrepresión en la tubería son más frecuentes cuando se trata de transitorios provocados por el paro accidental de una estación de bombeo, al mismo tiempo este problema se puede clasificar en dos clases
 - colapso de la tubería
 - separación de la columna líquida

3. **sobrevelocidad en máquinas:** en un paro accidental debido al cese del suministro eléctrico quedan expuestas a la acción combinada del flujo que tiende a invertirse y genera que las máquinas giren al revés provocando una velocidad angular muy alta.

Los efectos del flujo transitorio son variados, siendo las variaciones de presión las que se presentan en los conductos y equipos.

Otros efectos que se presentan a causa de los transitorios hidráulicos son las variaciones del gasto, la separación y reunión de la columna de agua, el vaciado de conductos, la cavitación, las vibraciones de válvulas y equipos, el giro inverso de bombas y la introducción y expulsión de aire en el sistema.

Por lo tanto es indispensable conocer todos los efectos antes de que el sistema empiece a funcionar, sin embargo, no todos ellos tendrán influencia en la selección de las condiciones de diseño de los elementos de un sistema de bombeo.

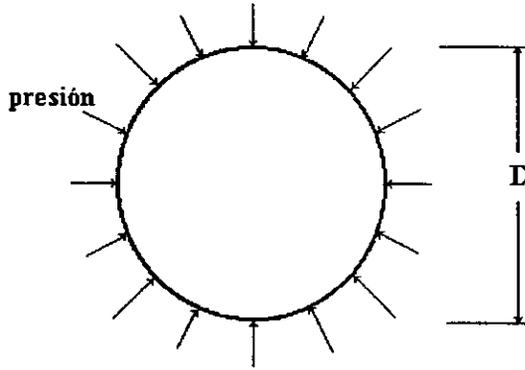
Los diferentes materiales utilizados así como los diferentes diámetros empleados en la tubería dan las características de resistencia para las presiones positivas y negativas.

Por ejemplo las tuberías de pared delgada como las de acero tienen su colapso cuando se presentan presiones negativas que exceden a las de proyecto.

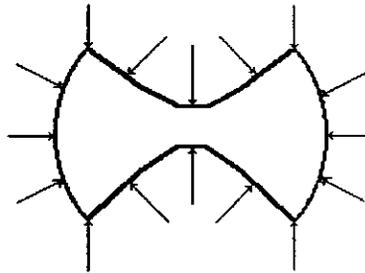
En la Fig.1.1 se muestra el pandeo que puede llegar a producirse en una tubería como consecuencia de las presiones negativas que se generan en el interior de ésta.

Es posible solucionar el problema con programación dinámica para el diseño óptimo de sistemas complejos de conductos, sin embargo, no es el propósito de la tesis.

Tomando en cuenta que una parte importante es el costo de la tubería ya que representa una inversión considerable del total de ésta, se pretende que la tubería sea de un espesor adecuado para resistir las sobrepresiones, sin que ésta se deforme o dañe en alguno de



a) Tubería sometida a presiones negativas



b) Tubería colapsada

FIG. L1. Colapso de una tubería sometida a depresiones producidas por el agua.

sus tramos. El costo total está representado por el costo inicial o inversión más el costo de operación representado por la energía de bombeo y ambos representan el costo total.

En la Figura I.2 se muestra la variación de los costos respecto al diámetro.

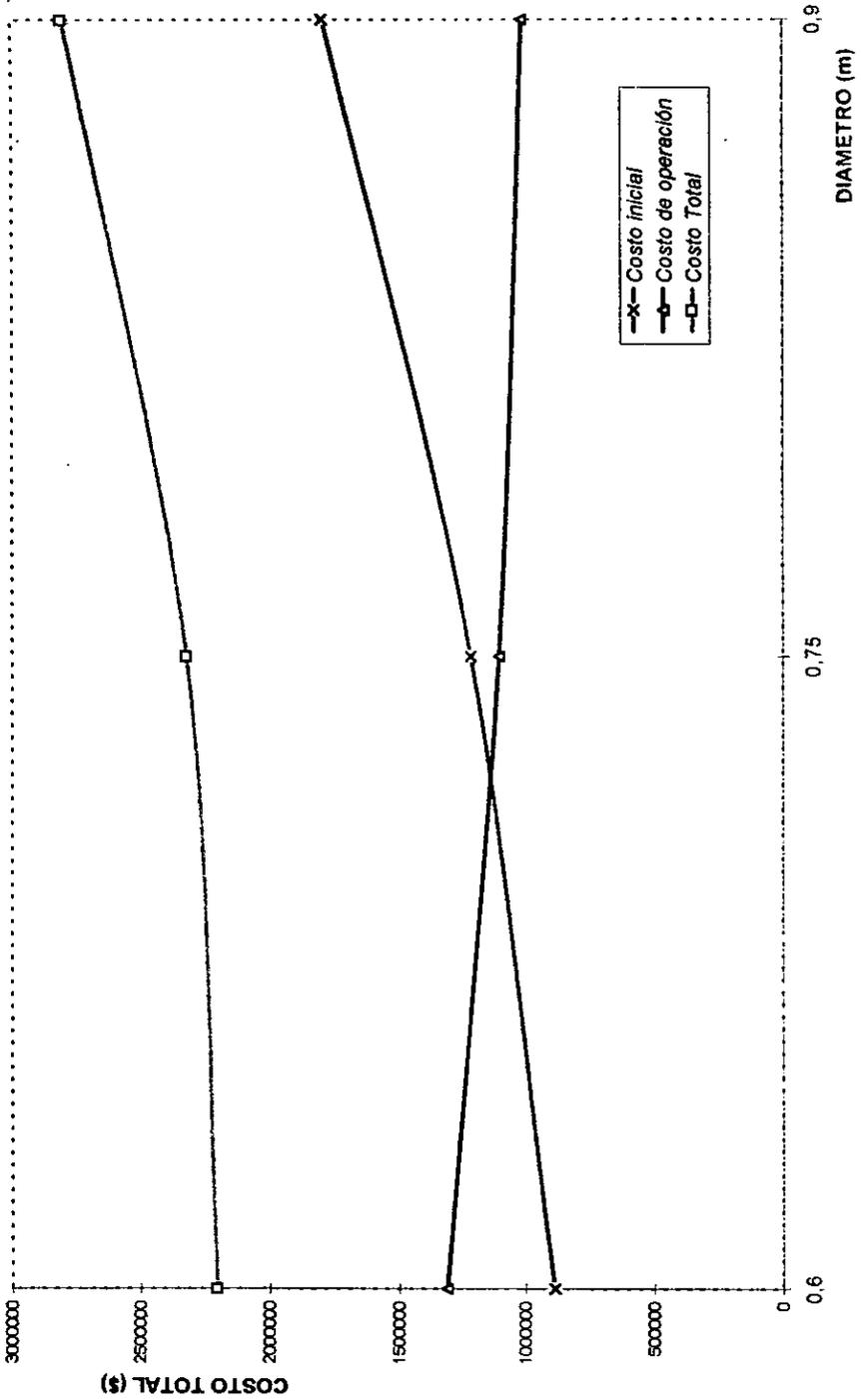


FIG. 1.2. Variación del costo respecto al diámetro

II.- METODOLOGIA PARA EL CALCULO DEL FLUJO TRANSITORIO

II.1. Condiciones de operación.

Los tres tipos de problemas más frecuentes que ocurren en conducciones de agua a presión son:

- sobrepresiones
- depresiones
- sobrevelocidad

Sin embargo los dos primeros son de más interés ya que representan, para la instalación, un riesgo mayor.

De esta manera es necesario analizar las condiciones de operación en que se encuentra el conducto, así como todo el sistema ya que se pueden presentar cualquiera de los fenómenos transitorios.

En los sistemas donde sólo ocurre una condición (nuestro caso), esto es un solo gasto Q y una sola carga estática H_e , es necesario tener en cuenta las condiciones de operación más adversas en relación con las demás presiones y velocidades.

Al decir que se tratan de las condiciones más adversas es por que son las que ponen en peligro, estructuralmente hablando, al sistema.

Generalmente es difícil decir cuales son las presiones más adversas ya que las variables hídricas de cada instalación son muy diferentes, en especial la tubería.

Por lo tanto las condiciones más adversas deben examinarse en la etapa de diseño.

Definiciones

Flujo Permanente: Es cuando las características hidráulicas en una sección no varían con el tiempo.

Flujo no Permanente: Cuando las características hidráulicas de un punto determinado varían de un instante a otro.

Flujo Uniforme: Es cuando en un instante en particular el vector velocidad es idéntico en cualquier sección del flujo.

$\partial v / \partial s = 0$; donde ∂s es un desplazamiento en una dirección cualquiera.

Flujo no Uniforme: Es cuando en un instante en particular el vector velocidad es diferente para cualquier sección del flujo.

Flujo Transitorio: Es aquel en el que sus condiciones varían respecto al tiempo y se repiten en un intervalo fijo de tiempo. A éste intervalo se le llama periodo.

II.2. Variables Hidráulicas

Las variables hidráulicas que se deben tomar en cuenta para la solución de este tipo de problemas, son el gasto en la conducción, el material de la conducción ya que implica el coeficiente de rugosidad, intervalo de velocidades permitidas, carga estática y el módulo de elasticidad de la tubería y la celeridad de onda de presión.

El gasto en la conducción se determina para saber la cantidad de agua a manejar , asimismo el número de unidades de bombeo de ser necesario.

El material de la conducción depende de factores diferentes como la presión; en el Capítulo IV se desarrollará el tema más a fondo.

Por otro lado las velocidades dependen del diámetro y el gasto que se manejen en la conducción para que esta trabaje en forma adecuada.

La carga estática estará determinada por la diferencia de niveles en el agua para el caso de una conducción a gravedad, mientras que para el caso de una conducción con bombeo se determinara por el tipo y número de bombas.

II.2.1. Maniobras de cierre y apertura

Hasta este momento sólo se ha tomado en cuenta un cambio súbito en el gasto, provocado por diferentes circunstancias, las cuales han sido mencionadas en el capítulo I, sin embargo, no tomamos en cuenta aun el tiempo en que se realizan las maniobras de cierre y apertura de una válvula; de acuerdo a la magnitud del tiempo podemos clasificarlas en maniobras rápidas o lentas.

Para obtener los valores tanto de la carga piezométrica como de velocidad en el punto de control, este debe ser sometido a una maniobra de cierre o apertura, por lo cual es necesario conocer la ley bajo la cual se efectua dicha maniobra.

Existe el caso de una maniobra de tipo lineal, esto quiere decir que el área efectiva del dispositivo varía linealmente respecto al tiempo Fig II.1(a) y (b).

Para establecer de que tipo de maniobra se trata basta con resolver la siguiente desigualdad.

El tiempo de maniobra de una válvula τ (en segundos), es aquel tiempo que dura un cierre o una apertura de una válvula.

$\tau \leq T$; maniobra instantánea o brusca

$\tau > T$; maniobra lenta o gradual

$$T = 2L / a$$

Siendo para la maniobra brusca $\tau = 2L / a$

Por lo tanto cuando existe una interrupción brusca en el suministro de gasto, el golpe de ariete será de mayor riesgo que cuando se trate de una maniobra lenta.

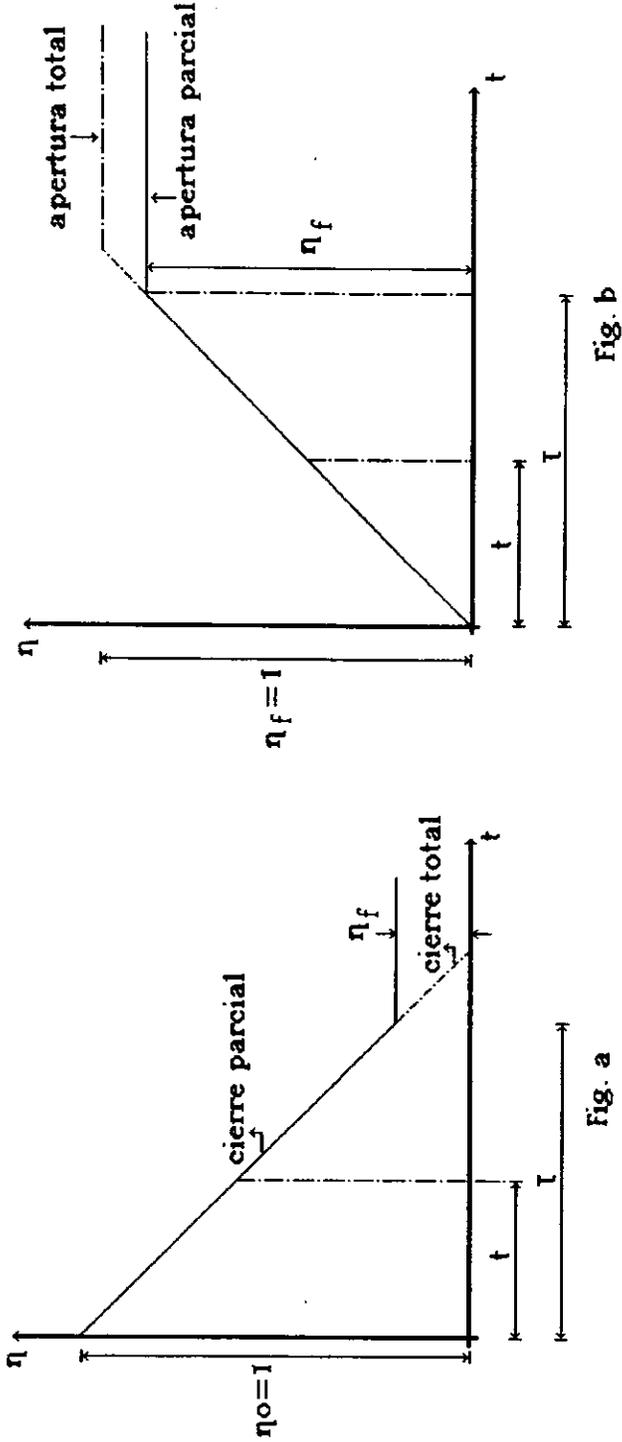


FIG. II.1.1. Leyes de maniobra de cierre y apertura lineal.

**TABLA II.1- MODULOS DE ELASTICIDAD PARA
DIFERENTES MATERIALES.**

MATERIAL	MODULO DE ELASTICIDAD Et (10⁹ kg / m²)
Acero	21.0
Fibrocemento	2.45
P. V. C.	0.112
Fierro Fundido	9.30
Cobre	1.30
Bronce	1.05
Concreto Simple	1.25
Hule	0.35

FUENTE: M. Hanif Chaudhry...1987

TABLA II.2. MODULO DE POISSON (ν) PARA DIFERENTES MATERIALES.

MATERIAL	ν
PVC	0.50
Acero	0.28
Concreto	0.25
Aleación de aluminio	0.33
Cobre	0.34
Hierro forjado	0.25
Latón	0.36
Plásticos	
Poliestireno	0.40
Polietileno	0.46
Plomo	0.44
Rocas	
Arenisca	0.28
Caliza	0.21
Granito	0.28
Vidrio	0.24

FUENTE: M. Hanif Chaudhry...1987

TABLA II.3. MODULO DE ELASTICIDAD PARA DIFERENTES FLUIDOS

FLUIDO	E_v (kg / m ²)
Agua	2.24×10^8
Petróleo	2.10×10^8
Gasolina	1.42×10^8

FUENTE: Sotelo Avila, Gilberto...1993

TABLA II. 4. VELOCIDADES PERMISIBLES PARA DIFERENTES MATERIALES DE TUBERÍA.

1.- Velocidades máximas permisibles.

TUBERÍA	v_{\max} permisible
Concreto simple	3.0 m/s
Concreto reforzado	3.5 m/s
Fibrocemento	5.0 m/s
Acero galvanizado	> 5.0 m/s
Acero	> 5.0 m/s
Polietilino de alta densidad	5.0 m/s
PVC	5.0 m/s

2.- La velocidad mínima permisible para cualquier tubería es de $v = 0.6$ m/s ya que de esta forma se evitará la sedimentación de partículas en suspensión.

FUENTE: Cesar Valdéz, Enrique...1994

I.3. Diseño Hidráulico

Con lo presentado anteriormente se puede dar una idea de que una conducción bien diseñada debe presentar el comportamiento esperado o similar a este, de acuerdo con las presiones.

En la Fig. II.2 se muestra la línea de cargas piezométricas máximas por debajo de la línea de resistencia del equipo, así como la línea de cargas piezométricas mínimas por arriba de la línea de presiones de vaporización.

La línea de resistencia es el límite de presión máxima para que el sistema hidráulico no colapse.

Asimismo la línea de vaporización es aquella línea de presiones mínimas que se pueden permitir antes de que se presente la cavitación en el sistema hidráulico.

Con lo cual se podría asegurar que el sistema no colapsará por un incremento y al mismo tiempo se evitaría la cavitación en el sistema cuando descienda la presión.

Sin embargo en el diseño hidráulico intervienen otra variables que deben ser tomadas en cuenta como el gasto, velocidad, etc.

II.3.1. METODO DE LAS CADENAS DE ALLIEVI

Las siguientes ecuaciones corresponden a las Ecuaciones Básicas de Allievi, siendo éstas las ecuaciones generales.

$$H - H_0 = F(t + x/a) + f(t - x/a) \quad (\text{II.1})$$

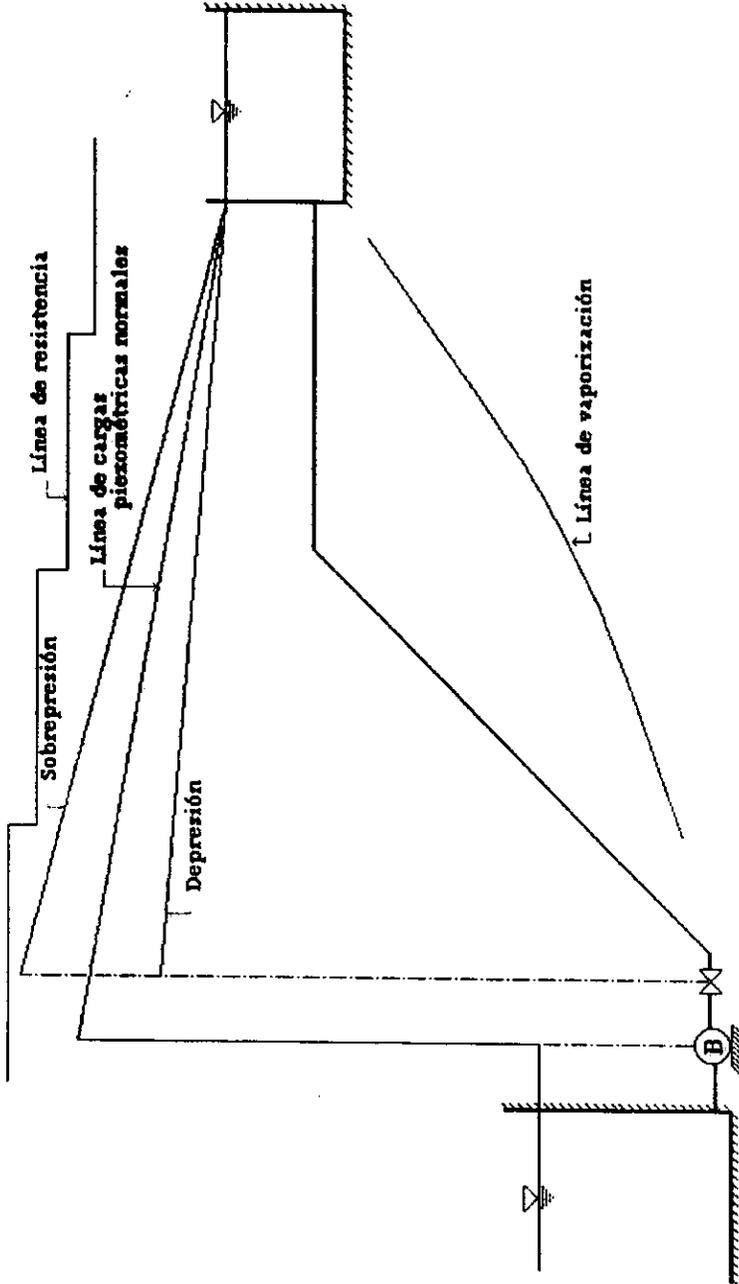


FIG. II.2. Esquema de un sistema bien diseñado en relación a las sobrepresiones y depresiones.

donde F y f representan una función.

$F(t + x/a)$: representa una carga de presión que tiene las mismas unidades que H . En un instante dado $F(t + x/a)$ es una función que depende exclusivamente de x , y puede ser representada como una curva (Fig. II.3).

Una vez transcurrido un tiempo dt , la abscisa disminuye en un valor dx igual a $-a \cdot dt$, la magnitud de la función F permanece constante. Esto significa que la curva ab también puede definirse para un tiempo $dt + t$.

Del mismo modo se puede hacer el análisis para $f(t - x/a)$, sólo que en este caso $dx = a \cdot dt$.

Así, se puede concluir que de acuerdo con la ecuación II.1 para un tiempo t , en un punto de la tubería, el incremento de la carga es igual a la suma de las cargas móviles de presión ($F(t + x/a)$, $f(t - x/a)$), las cuales se propagan en el interior del conducto en dirección contraria una respecto a la otra, y a una velocidad constante a .

Sin embargo cuando se cruzan ambas ondas ninguna sufre cambios o efectos propiciados por el choque.

La ecuación II.2, es una relación entre la magnitud de cargas de presión F y f , y el cambio que ocurre en la velocidad en una sección de la columna móvil de agua.

Si en las ecuaciones II.1 y II.2 sustituimos L por x , donde L es la longitud medida desde el depósito hasta el dispositivo de control, resulta:

Recta a-b para un tiempo $t + dt$
 Recta a'-b' para un tiempo t

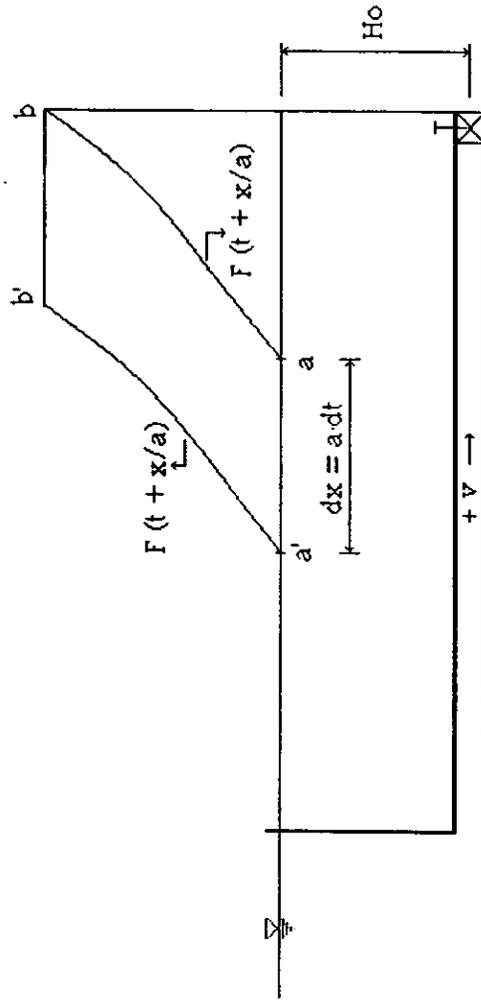


FIG. II.3. Carga de presión en el conducto para dos instantes diferentes

$$H = H_0 + F (t + L/a) + f (t - L/a) \quad (II.3)$$

$$V = V_0 - a/g [F (t + L/a) + f (t - L/a)] \quad (II.4)$$

A estas dos expresiones se les conoce con el nombre de **Ecuaciones de Allievi**.

Suponiendo que ahora una onda F parte del dispositivo de control en un instante $t = F (t)$ dicha onda llegará al depósito en un tiempo $t + L/a$, por lo que regresará convertida en una onda f . Por tal motivo regresará con la misma magnitud pero con sentido contrario, así completando el ciclo se tiene $t + 2L/a$, por lo tanto la siguiente desigualdad resulta válida

$$\begin{aligned} f (t + 2L/a) &= - F (t) \text{ ó} \\ f (t) &= - F (t - L/a) \end{aligned} \quad (II.5)$$

Esto significa que la onda f en el organo de control (por que ese es el punto de referencia), es igual a la onda F , para un instante t .

Por otra parte aceptando que $i = t/T$ y que la ecuación II.5 puede simplificarse

$$f_i = - F_{i-1} \quad (II.6)$$

Si se sustituye esta expresión en la ecuación II.1 para i e $i-1$ se tiene

$$\begin{aligned} H_i &= H_0 + F_i - F_{i-1} \\ H_{i-1} &= H_0 + F_{i-1} - F_{i-2} \end{aligned}$$

Sumando las ecuaciones se tiene

$$H_i + H_{i-1} - 2H_0 = F_i - F_{i-2}$$

Haciendo un razonamiento similar para la ecuación II.2

$$a/g (V_{i-1} - V_i) = F_i - F_{i-2}$$

Al igualar las ecuaciones se obtiene

$$H_i + H_{i-1} - 2H_0 = a/g (V_{i-1} - V_i)$$

Esta es la Ecuación Básica de Allievi que permite el desarrollo de las cadenas con la cual se puede dar solución al problema de golpe de ariete.

Desarrollo de las Cadenas de Allievi

Para encontrar la ecuación que resuelve el problema de golpe de ariete por medio de las Cadenas de Allievi es necesario hacer los siguientes arreglos a la ecuación básica:

$$\xi_i^2 = H_i / H_0 \quad y \quad \varepsilon = a V_0 / 2g H_0$$

$$\xi_i^2 + \xi_{i-1}^2 - 2 = 2\varepsilon (V_{i-1}/V_0 - V_i/V_0)$$

Cuando un sistema se somete a una determinada ley de maniobra se puede hacer el siguiente arreglo:

antes de iniciar la maniobra, el flujo en el conducto es permanente, por lo que

$$A V_0 = (C_d A_v)_0 (2g H_0)^{1/2}$$

una vez iniciada la maniobra

$$A V = (C_d A_v) (2g H)^{1/2}$$

dividiendo las ecuaciones anteriores resulta

$$V_i/V_0 = [(C_d A_v)_i / (C_d A_v)_0] (H_i/H_0)^{1/2}$$

si definimos la siguiente igualdad

$$\eta_i = (C_d A_v)_i / (C_d A_v)_0 \quad \text{y}$$

$$\xi_i^2 = H_i / H_0$$

La ecuación final de la Cadenas de Allievi es

$$\xi_i^2 + \xi_{i-1}^2 - 2 = 2\varepsilon (\eta_{i-1} \xi_{i-1} - \eta_i \xi_i) \quad (\text{H.7})$$

La cual se le conoce con el nombre de **Ecuación Adimensional de Allievi**.

III. APLICACION A CONDUCTOS A PRESION

III.1. Condiciones de flujo transitorio

Las condiciones de flujo transitorio que se presentan pueden ser generadas por diversos factores como cierre y apertura de válvulas, paro de bombas, etc.

Las ecuaciones de continuidad y movimiento para el flujo transitorio se establecen en las condiciones extraordinarias del movimiento del fluido.

En este caso basta con determinar dos variables: la carga hidráulica y la velocidad, para describir el movimiento del agua. Estas variables aparecen generalmente en las ecuaciones en función de otras dos variables, el tiempo y la distancia.

En el caso del espacio se considera una sola variable ya que generalmente se supone que los flujos ocurren en una sola dirección.

Como existen dos variables es necesario tener dos ecuaciones con las cuales se pueda dar solución y obtener los valores de las variables. La primera de ellas conocida como ecuación de continuidad provendrá del principio de conservación de masa, la segunda que es la ecuación de movimiento o dinámica provendrá de la segunda Ley de Newton.

Si se clasifican de alguna forma los problemas de flujo del agua, del más sencillo al más complejo, se determinaría primero el flujo establecido o permanente, en donde la carga hidráulica y la velocidad en una sección permanecen constantes a lo largo del tiempo.

Por lo tanto la ecuación de continuidad es:

$$v \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} - v \operatorname{sen} \alpha = 0 \quad (\text{III.1})$$

y la ecuación de movimiento

$$g \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f \frac{2D}{v} \frac{v}{v} = 0 \quad (\text{III.2})$$

donde:

a: es la celeridad de onda, en m/s

v: la velocidad del flujo, en m/s

h: presión expresada en carga de agua, en mca

D: diámetro de la tubería, en m

α : ángulo que forma con respecto a la horizontal

En la ecuación III.1 todos los términos representan dimensionalmente velocidades, mientras que en la ecuación III.2 representan aceleraciones. En la expresión III.2 se tienen dos tipos de aceleraciones, una local y la otra debida al movimiento del fluido de un punto a otro en una zona no uniforme, mientras que la local $\frac{\partial v}{\partial t}$ es simplemente la variación de la magnitud de la velocidad con respecto al tiempo, en otras palabras, la primera es una consecuencia de la no uniformidad del movimiento y la segunda es producto de su transitoriedad.

En general las ecuaciones diferenciales parciales no tienen una solución analítica exacta, solo existen para casos particulares muy simplificados y que muy rara vez se encuentran en la práctica debido a sus condiciones.

Esto ha dado pie a que se busquen soluciones mediante el análisis numérico ayudados de las computadoras, de esta manera se simplifica y se hace posible encontrar la solución.

III.2 Sobrepresión en tuberías

La sobrepresión de tuberías se genera debido a fenómenos transitorios y son comúnmente analizados para condiciones máximas o extraordinarias.

La sobrepresión en un punto es cuando la presión en él sobrepasa la de trabajo. Los problemas de sobrepresión son sencillos de comprender ya que estos existen cuando se presentan presiones mayores, aunque se traten de presiones transitorias.

Si dicho aumento es tal que produce deformaciones o la ruptura de la tubería es evidente que se deben hacer cambios en ésta o colocar dispositivos que ayuden a resistir las presiones que se presentan.

Así se estima la clase y tipo de tubería, por lo que en el diseño siempre se deberá establecer en que tramos de tubería se debe colocar una determinada clase de tubería y el tipo de la misma así como algún dispositivo de alivio si lo requiere.

Sin embargo cuanto más resistente sea la tubería, mayor será el costo de ésta, pero en compensación habrá menos riesgos con las sobrepresiones.

Existen además reductores de presión que se instalan en los puntos donde son requeridos. Estos reductores son utilizados para permitir la alimentación de dos partes de tubería, partiendo de una zona de presión senciblemente mayor.

El proyectista deberá tomar en cuenta todos los factores que influyen en la instalación de la tubería para que dicha solución sea segura y la de menor costo.

Para tuberías de poca longitud o presión media a falta de un cálculo preciso de la conducción y en general de todo el sistema, simplemente se proyectan para un incremento de un 50% con relación a la presión máxima para la cual estarían normalmente previstas,

sin embargo, este es sólo un caso y no asegura que no se tendrán riesgos o que los costos de instalación sean bajos.

En otros casos es indispensable analizar el fenómeno con más detalle y proveer los dispositivos de protección necesarios.

Cuando se trata de una tubería única o de un conjunto sencillo, el problema puede ser resuelto por cualquier método, ya sea analítico o gráfico, sin dejar de tomar en cuenta cuatro magnitudes esenciales:

- velocidad de corriente (v)
- longitud de tubería (L)
- duración de la perturbación (T)
- velocidad de onda de presión (a)

Una manera sencilla de razonar es determinar la velocidad del líquido y considerar que los otros valores han alcanzado el valor crítico, es decir, el de la sobrepresión máxima.

En la figura III.1 se muestra una instalación segura con respecto a las sobrepresiones.

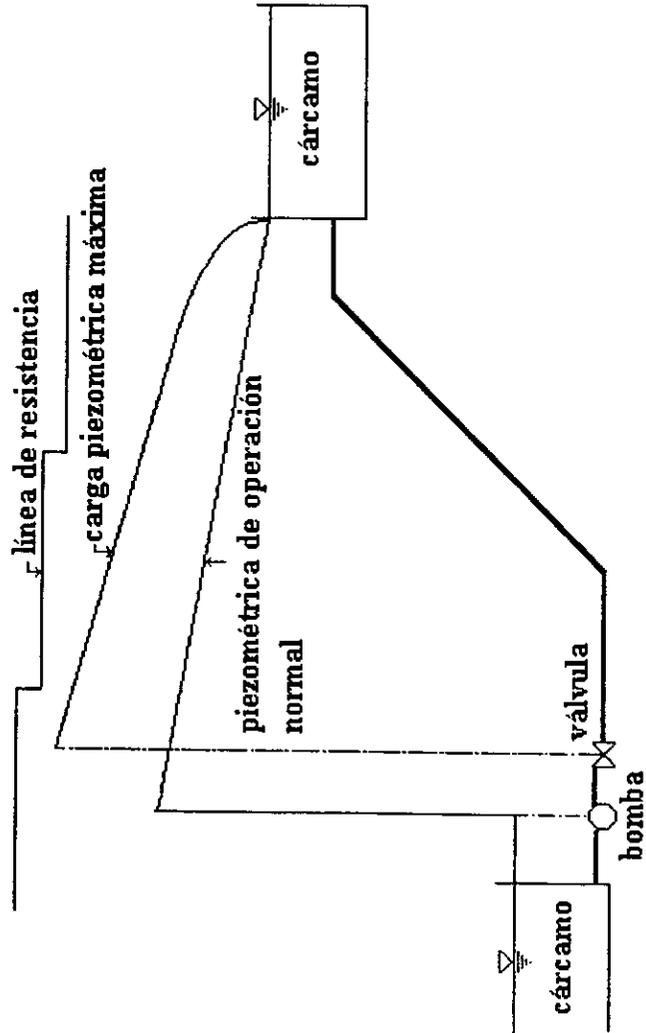


FIG. III.1. Instalación segura frente a las sobrepresiones.

III.3 Golpe de ariete

El golpe de ariete es un fenómeno transitorio que se presenta en conductos cerrados al ocurrir cambios en sus condiciones de frontera, es decir, existe una transformación de la energía cinética del agua en energía de deformación elástica del agua.

Si el agua fluye por una tubería elástica a una velocidad v , en un cárcamo aguas arriba se mantiene una carga constante en éste, y se encuentra una válvula aguas abajo que se cierra instantáneamente (Fig. III.2). Al ocurrir el cierre la energía cinética del agua inmediatamente aguas arriba trabaja para expandir elásticamente la tubería y comprimir el agua. Esta conversión de energía cinética, en energía de compresión elástica del agua y de expansión elástica de la tubería, continuará hacia aguas arriba a una velocidad a , conocida como celeridad. Al no poder entrar más agua a la tubería, no habrá energía para mantener la tubería expandida. Inmediatamente después aguas abajo del cárcamo, el agua igualará su presión con la del cárcamo, convirtiéndose nuevamente la energía elástica almacenada en energía cinética, haciendo fluir el agua, con una velocidad igual a la original pero en sentido opuesto. La onda viajará hacia aguas abajo, y al llegar a la válvula la tubería tendrá sus dimensiones iniciales y el agua su presión y densidad originales, aunque con la velocidad inversa.

La energía cinética del agua servirá ahora para contraer elásticamente la tubería y expandir la propia agua.

Esta nueva onda viajará hacia aguas arriba con la velocidad a y al llegar al cárcamo toda la tubería se habrá contraído a un diámetro menor al inicial, la velocidad del agua será cero y la densidad y presión estarán por debajo de las iniciales.

En este momento, al ser mayor la presión en el cárcamo que en la tubería, el agua entrará nuevamente a ésta con la velocidad v , volviendo la tubería a sus dimensiones iniciales. Al

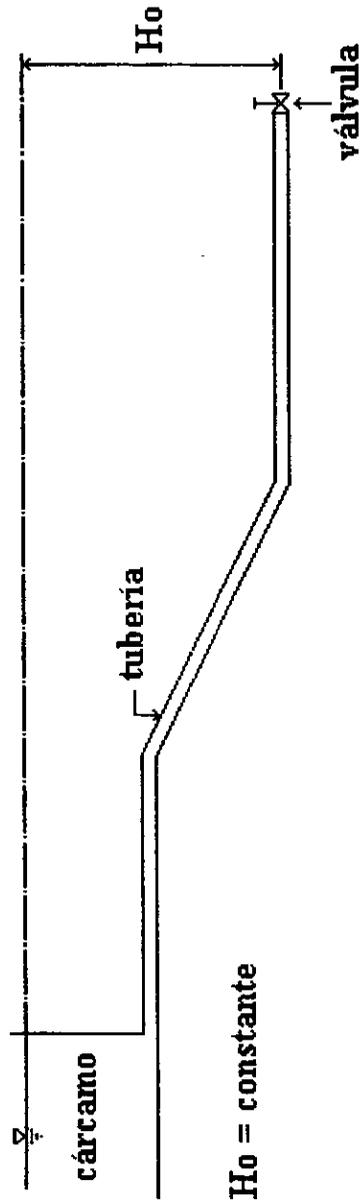


FIG. III.2 Sistema de conducción simple

llegar la onda a la válvula, las condiciones serán iguales a las de partida, habiéndose cerrado un ciclo.

De no ser por el calor disipado por la fricción entre el fluido y la tubería el ciclo continuaría indefinidamente, puesto que se consideró a la tubería y al agua perfectamente elásticas.

De lo anteriormente descrito se establece que se presentan dentro del fenómeno dos tipos de ondas: las ondas positivas o de compresión y que generan incrementos positivos en las presiones y las ondas negativas o de expansión y que generan incrementos negativos en la presión.

Dentro de las modificaciones sufridas por las distintas variables durante el golpe de ariete, la de la presión será sin duda la más importante: las sobrepresiones y subpresiones originadas pueden dar lugar a esfuerzos de una magnitud tal, que provoquen en la tubería una ruptura o colapso, o por lo menos aceleren su fatiga y disminuyan su vida útil.

El golpe de ariete se puede presentar en todos los conductos cerrados susceptibles a cambios en sus condiciones de frontera. Posiblemente el caso donde existen mayores consecuencias debido a la magnitud del sistema es en las plantas hidroeléctricas.

En los sistemas de bombeo el golpe de ariete se origina en los arranques y paros de bombas después de la falla de energía, sin embargo, existirán ciertas particularidades debido a que el flujo del agua es casi siempre contra la gravedad y a que los acueductos deben seguir la topografía existente a lo largo de la mayor parte de su longitud.

Lo primero origina que el flujo al invertirse lo haga definitivamente e interaccione con la bomba que en general aún está rotando en sentido positivo, obligando a analizar el funcionamiento de ésta junto con el resto del sistema.

Lo segundo hace bastante probable la existencia de tramos de conducción sujetos a separación de la columna de agua, al presentarse presiones menores a la presión de vaporización de la misma.

III. 3.1 METODO DE LAS CARACTERISTICAS

Las líneas características constituyen las coordenadas naturales de un sistema hiperbólico. Si se sustituye el sistema original por uno en el cual los ejes coordenados sean las líneas características es posible convertir el sistema de ecuaciones diferenciales en ecuaciones ordinarias.

El presente método permite desarrollar una simulación en un conducto así como las condiciones de frontera para un cierto número de condiciones finales simples.

Para facilitar la solución que describen las ecuaciones de continuidad y dinámica que son:

$$L_1 = \partial Q / \partial t + g A \partial H / \partial x + f / 2DA |Q| |Q| = 0 \quad (\text{III.3})$$

$$L_2 = a^2 \partial Q / \partial x + g A \partial H / \partial t = 0 \quad (\text{III.4})$$

La ecuación III.3 corresponde a la condición de equilibrio dinámico para un elemento de fluido en flujo transitorio.

La ecuación III.4 corresponde a la ecuación de continuidad para un elemento de fluido en flujo transitorio, donde a es la celeridad de la onda de presión que se genera en el flujo transitorio.

Considerando una combinación lineal de las ecuaciones anteriores

$$L = L_1 + \lambda L_2$$

o bien

$$[\partial Q/\partial t + \lambda a^2 \partial Q/\partial x] + \lambda g A [\partial H/\partial t + 1/\lambda \partial H/\partial x] + f/2D A Q | Q| = 0 \quad (\text{III.5})$$

Expresión válida para cualquier valor de λ , y si se escogen dos valores de λ se obtienen dos ecuaciones independientes las cuales pueden ser utilizadas en lugar de las ecuaciones III.5 y III.6.

El método de las características puede plantearse como la selección de dos valores diferentes de λ que transforman estas ecuaciones diferenciales parciales en ordinarias.

Tomando $H = H(x, t)$ y $Q = Q(x, t)$ como soluciones de las ecuaciones III.5 y III.6, sus derivadas totales son:

$$dQ/dt = \partial Q/\partial t + \partial Q/\partial x \quad dx/dt \quad (\text{III.6})$$

$$dH/dt = \partial H/\partial t + \partial H/\partial x \quad dx/dt \quad (\text{III.7})$$

Se convierten las ecuaciones III.6 y III.7 en ordinarias si

$$1/\lambda = dx/dt = \lambda a^2 \quad (\text{III.8})$$

lo cual se cumple cuando

$$\lambda = \pm 1/a \quad \text{y} \quad dx/dt = \pm a \quad (\text{III.9})$$

Cuando la ecuación III.9 es válida y tomando en cuenta la ecuación III.8, la ecuación III.5 se puede escribir como

$$dQ/dt + g A / a \quad dH/dt + f/2D A \quad Q/ | Q| = 0 \quad (\text{III.10})$$

si $dx/dt = a \quad (\text{III.11})$

$$y \quad dQ/dt - g A/a dH/dt + f/2D A \quad Q/ Q/ = 0 \quad (\text{III.12})$$

$$\text{si} \quad dx/dt = -a \quad (\text{III.13})$$

Obsérvese que las ecuaciones III.10 y III.12 son válidas sólo si se satisfacen las ecuaciones III.11 y III.13. En otras palabras, las ecuaciones diferenciales parciales III.5 y III.6 se convierten en ordinarias con variable independiente t , si se imponen las relaciones dadas por las expresiones III.11 y III.13.

En el plano $x-t$ las ecuaciones III.11 y III.13 representan líneas rectas cada una con pendiente $\pm 1/a$ las cuales se les denominan líneas características.

Matemáticamente dichas líneas dividen al plano $x-t$ en dos regiones que pueden estar dominadas por dos tipos diferentes de solución, es decir, la solución puede ser discontinua a lo largo de las líneas. Físicamente representan la trayectoria recorrida por una perturbación. Por ejemplo una perturbación generada en el punto A en el tiempo t_0 alcanzaría un punto P una vez transcurrido un tiempo Δt (fig. III.3).

Para facilitar el entendimiento de la solución de las ecuaciones III.10 y III.12 considerese una tubería como la de la figura III.2.

Las ecuaciones III.10 y III.12 llamadas también de compatibilidad, son válidas a lo largo de la longitud del conducto, es decir, para $0 < x < B$. Por lo que los extremos son $x = 0$ y $x = L$, en ellos se requiere dar expresiones especiales que permitan desarrollar las condiciones de frontera.

En el ejemplo y bajo consideración, existe un depósito con carga constante en el extremo aguas arriba ($x = L$) y una válvula en el extremo aguas abajo ($x=L$).

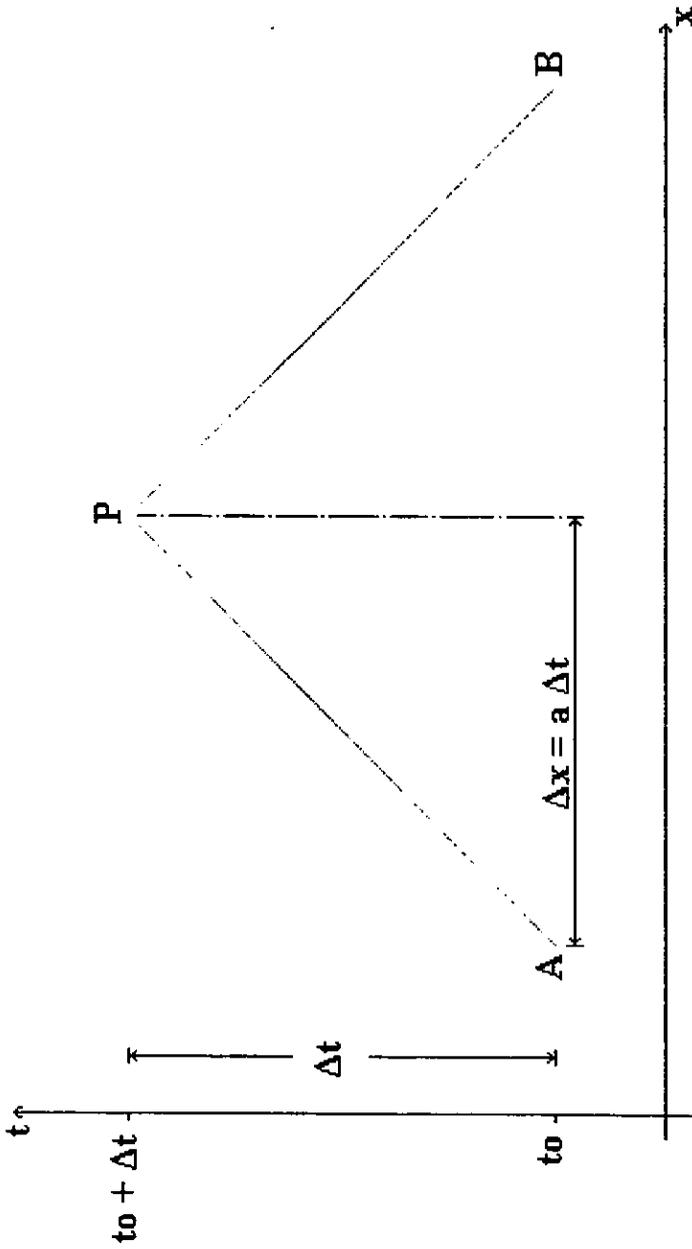


FIG. III.3 Líneas características en el plano $x-t$

Las condiciones de flujo transitorio se producen al cerrar la válvula, provocando que se reduzca el gasto que pasa a través de la válvula hasta llegar a ser nulo, lo que ocasionará que se incremente la presión en el dispositivo. Debido a éste incremento, una onda de presión viajará en sentido aguas arriba.

Si el recorrido de la onda se traza en el plano x-t, quedaría representada por la línea BC como se muestra en la figura III.4. En ella se puede ver claramente que las condiciones en la región I dependen solamente de las condiciones iniciales debido a que las condiciones de frontera aguas arriba no han cambiado, mientras que en la región II las condiciones que rigen son las condiciones de frontera aguas abajo. Así la línea característica BC será para dos tipos de solución. Si las excitaciones se impusieran simultáneamente en los puntos A y B, entonces la región de influencia por las condiciones iniciales sería como lo muestra la figura III.5, en donde la línea característica AC separa la región influenciada por la frontera aguas arriba y las condiciones iniciales y la línea BC separa las regiones influenciadas por las mismas condiciones pero también por la frontera aguas abajo.

En otras palabras las líneas características en el plano x-t representan trayectorias de viaje de las perturbaciones que se origina en diversos puntos del conducto (fig. III.6).

De la figura III.3 conocidos los valores de v, h en los puntos A y B se describen las ecuaciones para el punto P, como

$$g/a (H_P - H_A)/(t_P - t_A) + (v_P - v_A)/(t_P - t_A) + f/2D A \quad Q/ \quad Q/ = 0 \quad (III.14)$$

para $x_P - x_A = a (t_P - t_A)$ (III.15)

$$- g/a (H_P - H_B)/(t_P - t_B) + (v_P - v_B)/(t_P - t_B) + f/2D A \quad Q/ \quad Q/ = 0 \quad (III.16)$$

para $x_P - x_B = a (t_P - t_B)$ (III.17)

Formándose así un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas, donde además se tiene

$$dx/dt = \Delta x/\Delta t = \pm a$$

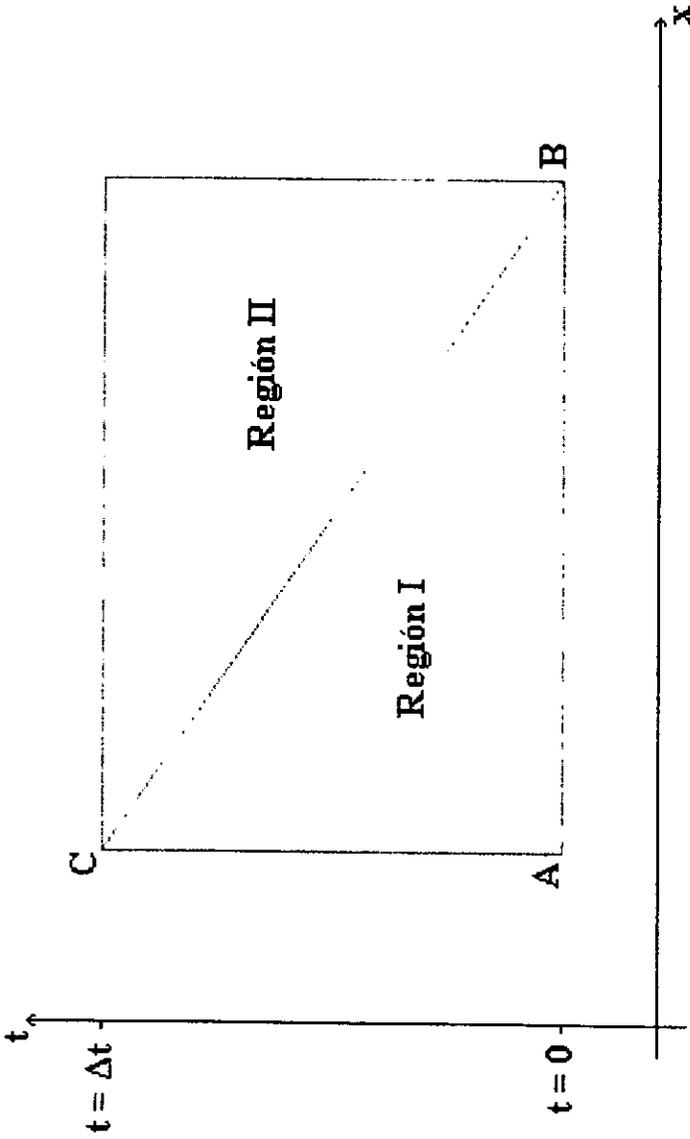


FIG. III.4 Excitación aguas abajo

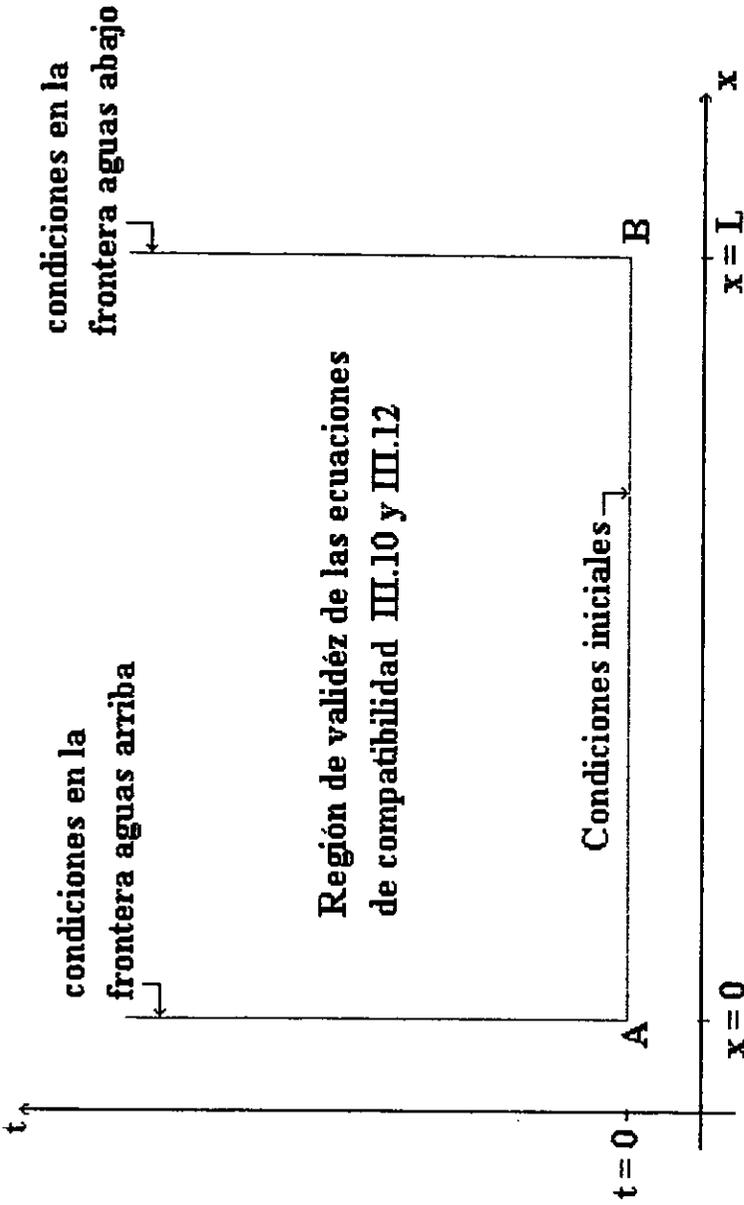


FIG. III.5

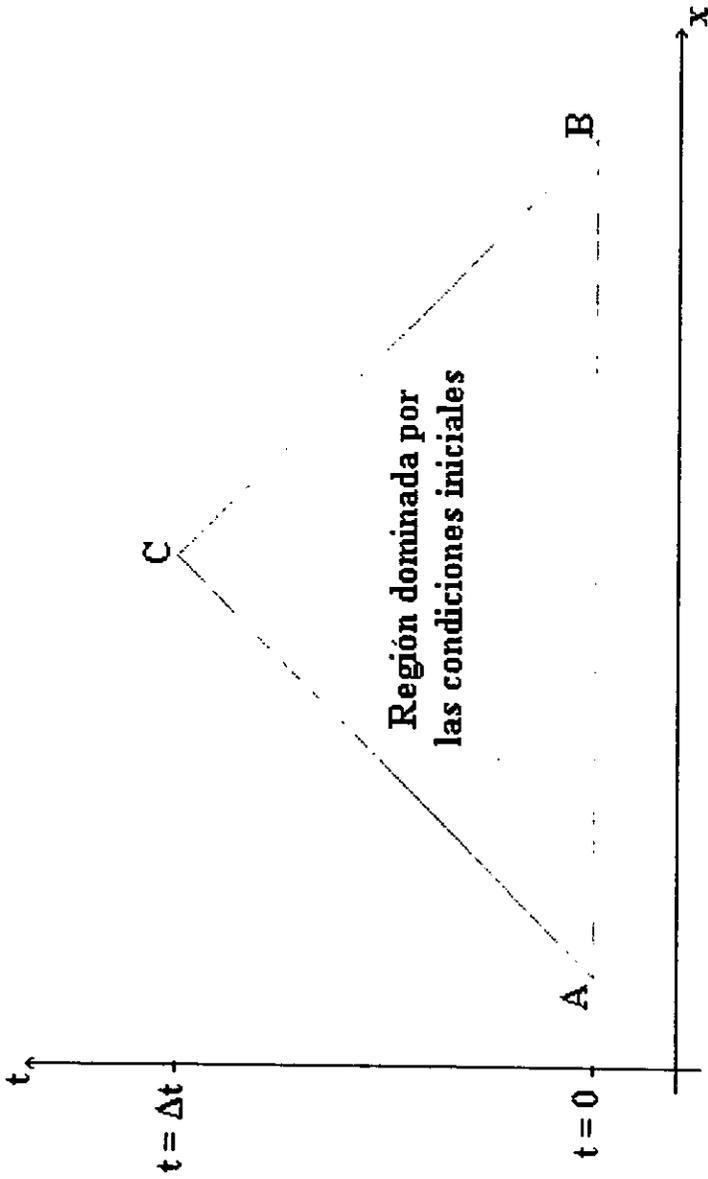


FIG. III.6 Excitación en los extremos aguas arriba y aguas abajo

De esta forma es posible formar una malla en el plano x-t considerando intervalos fijos para Δx y Δt siempre y cuando $\Delta x = a \Delta t$ (fig. III.7).

de esta manera

$$t_P - t_A = t_P - t_A = \Delta t$$

$$x_P - x_A = x_P - x_A = \Delta x$$

por lo tanto se tiene para cada punto de la malla, dos ecuaciones con dos incógnitas H_P y v_P

$$g/a (H_P - H_A) + (v_P - v_A) + f/2D A Q/ Q/ = 0 \quad \text{Ecuación C+} \quad (\text{III.18})$$

$$-g/a (H_P - H_B) + (v_P - v_B) + f/2D A Q/ Q/ = 0 \quad \text{Ecuación C-} \quad (\text{III.19})$$

Llamadas ecuación C+ y ecuación C- ya que corresponden a las características positiva y negativa respectivamente de dx/dt .

Ahora bien, resulta más sencillo trabajar con las siguientes fórmulas debido a algunas condiciones de frontera, haciendo el gasto variable

$$H_P = C_P - B Q_P \quad \text{ecuación C+} \quad (\text{III.20})$$

$$H_P = C_N - B Q_P \quad \text{ecuación C-} \quad (\text{III.21})$$

donde $B = g A / a$

y

$$C_P = Q_R + B H_R - f \Delta t / 2D A \left| Q_R \right| Q_R + \Delta t B / A \sin \alpha \quad (\text{III.22})$$

$$C_N = Q_S + B H_S - f \Delta t / 2D A \left| Q_S \right| Q_S + \Delta t B / A \sin \alpha \quad (\text{III.23})$$

donde α es el ángulo con respecto a la horizontal.

Las ecuaciones C+ y C- servirán para calcular los puntos interiores. En los puntos fronterizos $x = 0$ y $x = L$ se emplea únicamente las ecuaciones C- y C+ respectivamente. En cada una de estas fronteras se requiere una ecuación en H y Q para resolverla simultáneamente con las ecuaciones características respectivas.

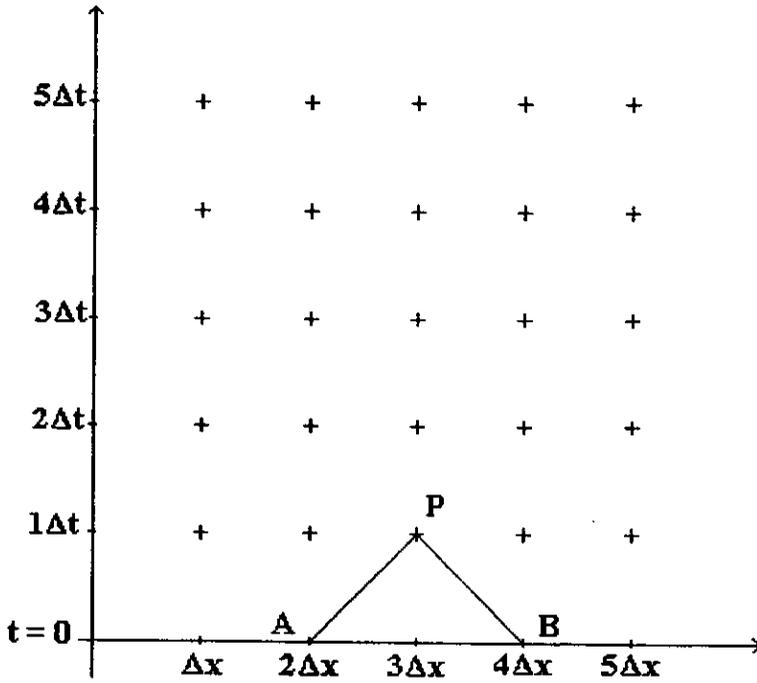


FIGURA III.7

Cada punto interior P tendrá su región de dependencia y su región de influencia, definidos por las curvas características (fig. III.8).

Así se divide el plano $x-t$ en subregiones de acuerdo a la influencia que en ella tengan las condiciones de frontera.

En la fig. III.9 la región sombreada representa la región dominada únicamente por las condiciones iniciales, en la que no coincidirán las perturbaciones generadas en las fronteras.

En las figuras III.10 y III.11 se muestran las regiones dominadas por las condiciones iniciales y las condiciones de frontera aguas arriba y aguas abajo respectivamente, pues una condición de frontera no es capaz de generar por sí sola una región de influencia.

Las figuras III.12 y III.13 se refieren a los casos en que el sistema es excitado en una sola frontera (caso muy frecuente), por ejemplo, una frontera en el plano $x-t$ puede dividirse en varias regiones:

- a) la región libre de perturbaciones.
- b) la región en la que sólo las ondas generadas por la excitación están presentes.
- c) la región infinita hacia arriba, en la que coexisten las ondas generadas en la frontera de aguas abajo y las ondas reflejadas en la frontera.

Por lo tanto con este método es posible calcular las variables del flujo transitorio en los puntos definidos a lo largo de la tubería, avanzados en el tiempo a intervalos también definidos, además de seguir gráficamente la solución.

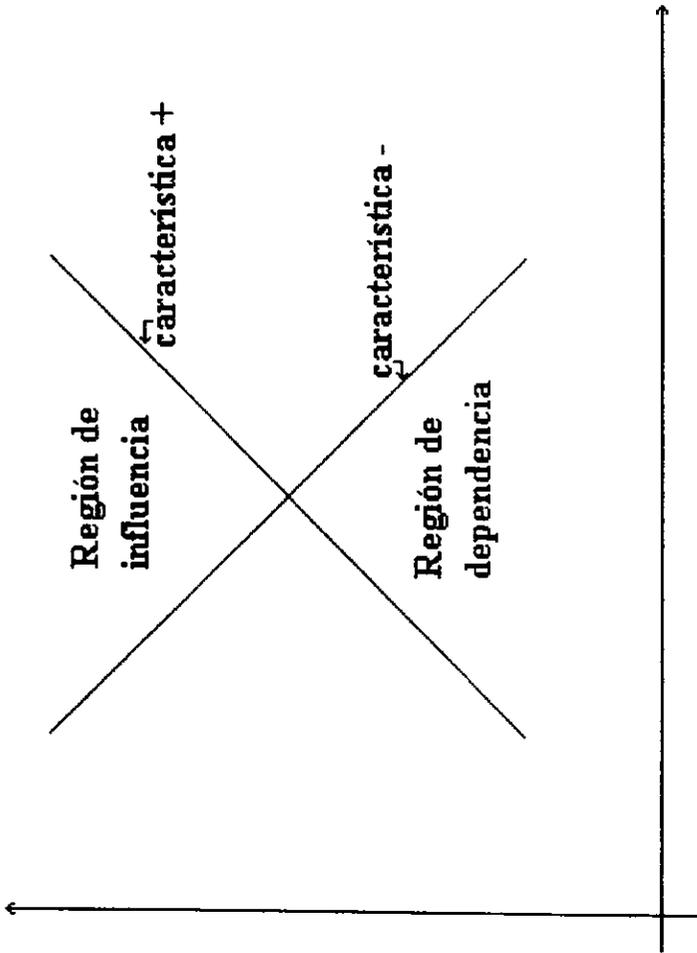


FIG. III.8

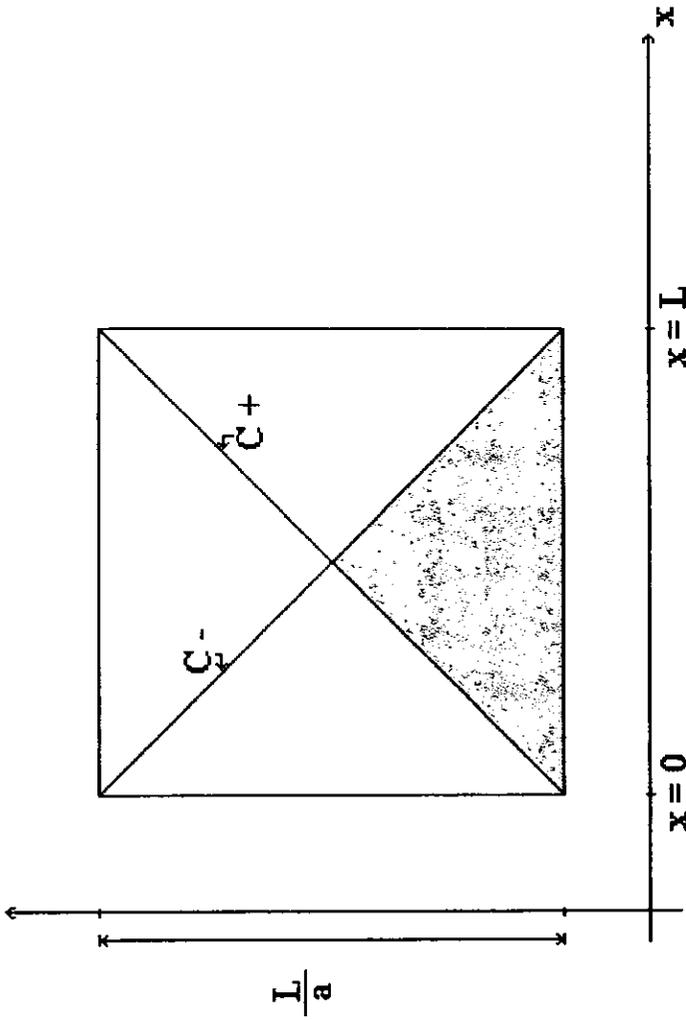


FIG. III.9 Región dominada por las condiciones iniciales

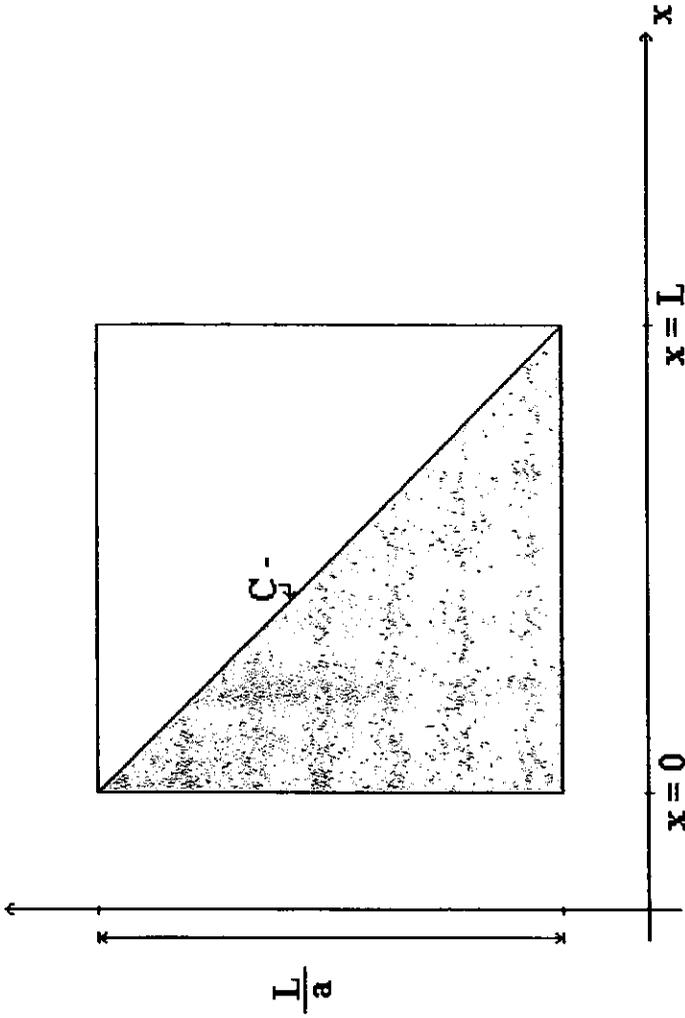


FIG. III.10 Región dominada por las condiciones iniciales y la frontera aguas arriba

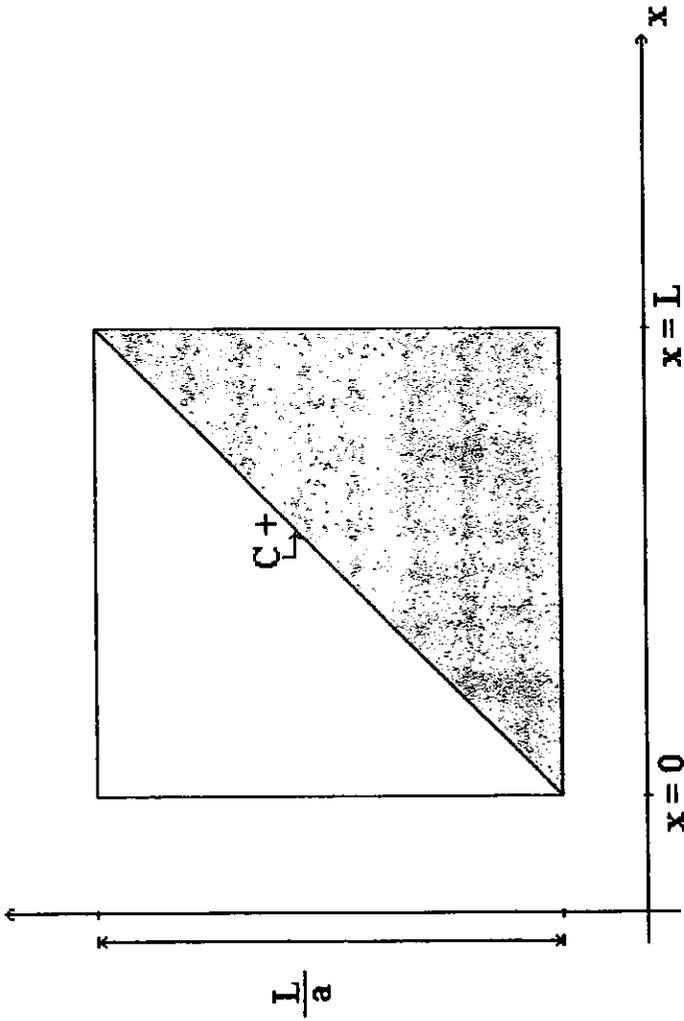


FIG. III.11 Región dominada por las condiciones iniciales y la frontera aguas abajo

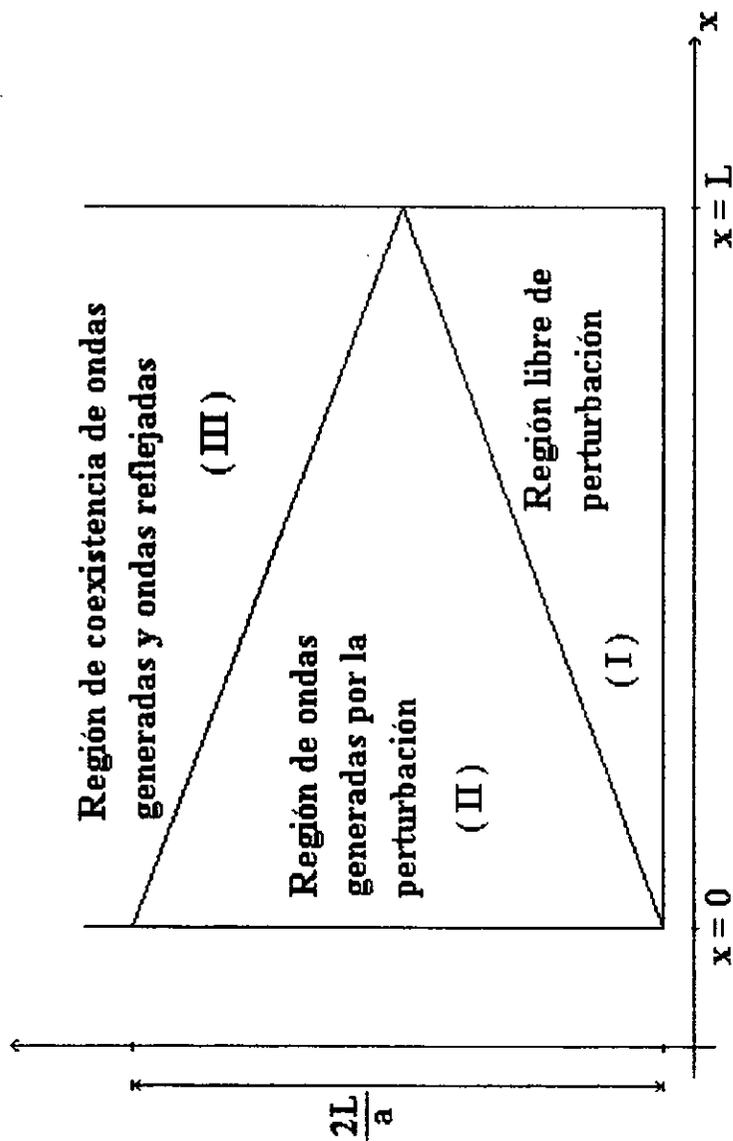


FIG. III.12 Extinción en la frontera aguas arriba

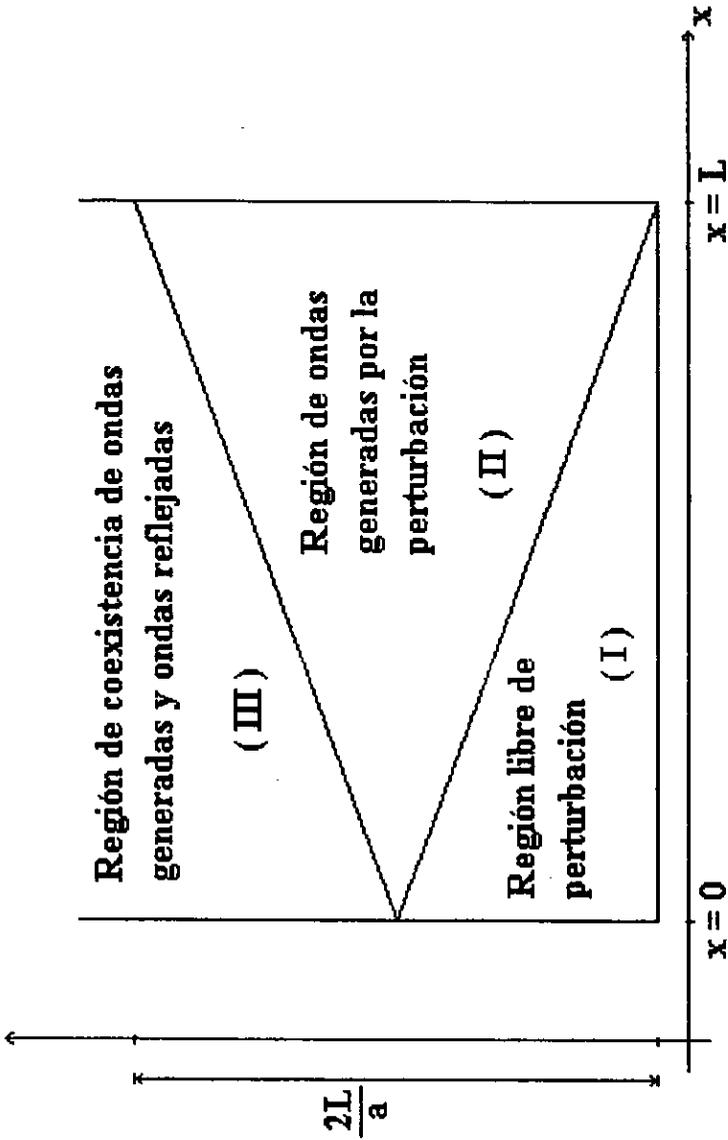


FIG. III.13 Excitación en la frontera aguas abajo

III.4 Celeridad de onda

La velocidad o celeridad con la cual se propagan las ondas de presión en un conducto de pared delgada, o sea, la relación entre el espesor de su pared y el diámetro sea menor que 0.1 ($e/D < 0.1$), se utiliza la expresión

$$a = 1 / [\rho (1/E_w + D/e E_t)]^{1/2} \quad (\text{III. 24})$$

donde:

ρ : densidad del agua, en kg/m^3

E_w : módulo de elasticidad del agua

D : diámetro de la tubería, en m

E_t : módulo de elasticidad del material de la tubería

e : espesor de la tubería, en m

En las tablas II.1 y II.3 se muestran los módulos de elasticidad para distintos materiales de tubería y para diferentes fluidos respectivamente.

En el caso de los conductos de pared gruesa, es decir, la relación entre la pared y el diámetro mayor a 0.1 ($e/D > 0.1$), la celeridad de onda se calcula como

$$a = \{ (E_w/\rho) / [1 + (2E_w/E_t) ((R + e)^2 + R^2) / ((R + e)^2 - R^2)] \}^{1/2} \quad (\text{III. 25})$$

donde R representa el radio interior del conducto.

Dentro del flujo transitorio una de las principales variables está representada por la celeridad de onda de presión, ya que de la magnitud de ésta se pueden obtener diferentes resultados.

Una de las hipótesis hechas en la deducción de las ecuaciones del flujo transitorio en relación con la celeridad, es considerarla constante durante el transitorio.

Varios autores ³ han estudiado y propuesto cambios en la modelación para tratar de aclarar la importancia de la variación de la celeridad, sin embargo los resultados han mostrado poca discrepancia y sigue siendo válido considerarla onstante.

Los sólidos, líquidos y gases son medios elásticos en los cuales un cambio en el esfuerzo de compresión origina un cambio de volumen. Cualquier medio elástico puede caracterizarse por un módulo de elasticidad igual a la relación entre un esfuerzo diferencial unitario de compresión y la reducción relativa de volumen que dicho esfuerzo produce. Como toda reducción de volumen está acompañada de un incremento en la densidad, podemos expresar el módulo de elasticidad como

$$E = dp / (d\rho/\rho) \quad (III.26)$$

Es posible demostrar ⁴ que la velocidad de una onda elastica en un medio en reposo es

$$a = (E / \rho)^{1/2} \quad (III.27)$$

Por lo que la velocidad de una onda elástica o celeridad no depende exclusivamente del módulo de elasticidad, sino de la relación entre este y la densidad.

Una onda de sonido en general se puede considerar igual a la de la celeridad de un fluido, considerando ambas como elásticas, en la tabla III. 1 se muestran las velocidades del sonido en distintos medios.

En el golpe de ariete donde se trata de un fluido contenido dentro de un conducto, el efecto de la elasticidad del conducto será disminuir la velocidad de la celeridad.

**Tabla III.1 Velocidades del sonido en
diferentes medios**

Medio	v (m/s)
Aire seco 0°C	331.45
Vapor de agua	494.0
Agua, 20°C	1 482.3
Acero	5 250.0

FUENTE: Autrique Ruiz, René...1982

IV. DISEÑO DE ESTRUCTURAS Y DISPOSITIVOS DE ALIVIO

IV.1 Diámetro económico y elección del material

Para el diseño de estructuras y elección del diámetro y tipo de tubería es necesario tomar en cuenta una base económica tanto de inversión inicial como de operación y mantenimiento.

La inversión inicial corresponde al costo de la tubería y comprende básicamente los conceptos de excavación, plantilla, rellenos compactados y a volteo, suministro de tubería, así como los dispositivos de alivio, principalmente válvulas.

La operación se refiere al costo de suministro de energía eléctrica consumida por el bombeo, para el caso en que la conducción requiera bombeo.

Así el diámetro más económico de una tubería será aquel para el que resulte la suma mínima de los tres conceptos, inversión inicial, operación y mantenimiento, para un determinado periodo de diseño, como se muestra en la figura IV.1, donde C_i es el costo anualizado de la tubería, C_b , el de bombeo, C el costo total, C_{\min} el costo mínimo y D_e diámetro más económico.

Teniendo en cuenta los conceptos mencionados anteriormente el costo de la tubería en forma anualizada se tiene

$$C_t = [(\sum_{j=1}^n C_j) L + C_s] f(i, N) \quad (IV.1)$$

donde

C_j : es el costo por unidad de longitud de tubería correspondiente al concepto j (excavación, suministro, instalación, etc.).

L : longitud de tubería.

C_s : el costo de los dispositivos de alivio para atenuar los transitorios hidráulicos.

$f(i, N)$: es la función de recuperación de capital que define el pago anual, incluyendo capital inicial y la tasa de interés, para amortizar la inversión en N años.

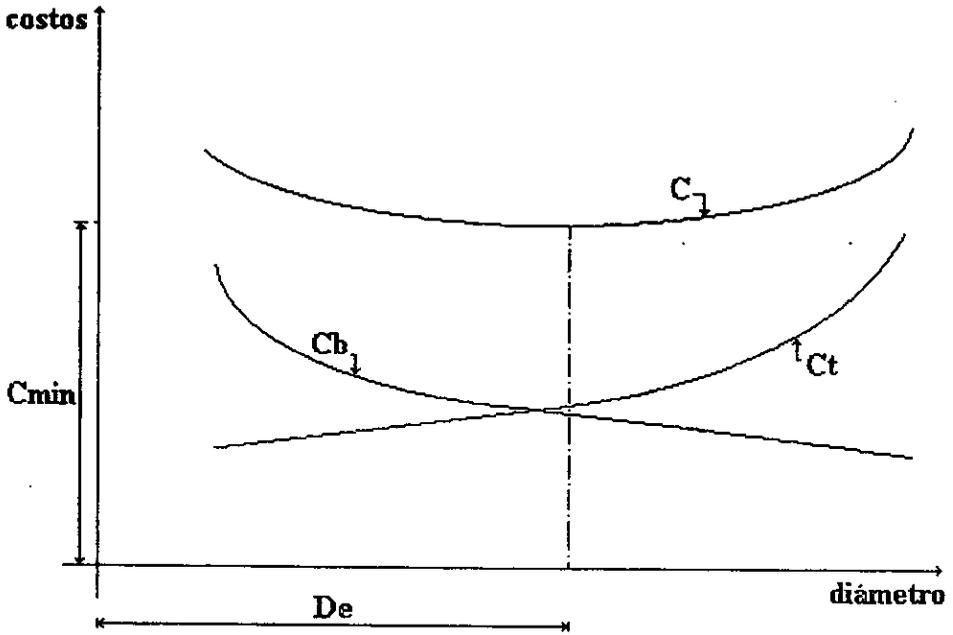


FIG. IV.1. Diámetro más económico

Esta función se expresa como

$$f(i, N) = i (1+i)^N / [(1+i)^N - 1] \quad (IV.2)$$

Mientras que el costo del bombeo es básicamente el costo de la energía eléctrica consumida por el equipo de bombeo, ésta se puede obtener en base a la potencia al freno de los equipos que componen la planta y se escribe como

$$P = 9.80 Q H_b / \eta \quad (IV.3)$$

donde

P: es la potencia la freno en kwh

Q: el gasto de bombeo en m³/s

H_b: la carga de bombeo

η: la eficiencia total de operación

De la figura IV.2 se deduce que

$$H_b = H_0 + h_{fd} + h_{fs} \quad (IV.4)$$

siendo

H₀: el desnivel de las superficies libres del agua entre los depósitos.

h_{fd}, h_{fs}: las pérdidas de carga en la tubería de succión y descarga.

Dado que las pérdidas locales **h_{fd}** son muy pequeñas en comparación a las pérdidas por fricción, se despeja y por lo tanto la ecuación IV.4 queda

$$H_b = H_0 + h_f \quad (IV.5)$$

donde las pérdidas por fricción se calculan con la fórmula de Darcy-Weisbach, misma que se expresa como:

$$h_f = (f L / D) (v^2 / 2g) \quad (IV.6)$$

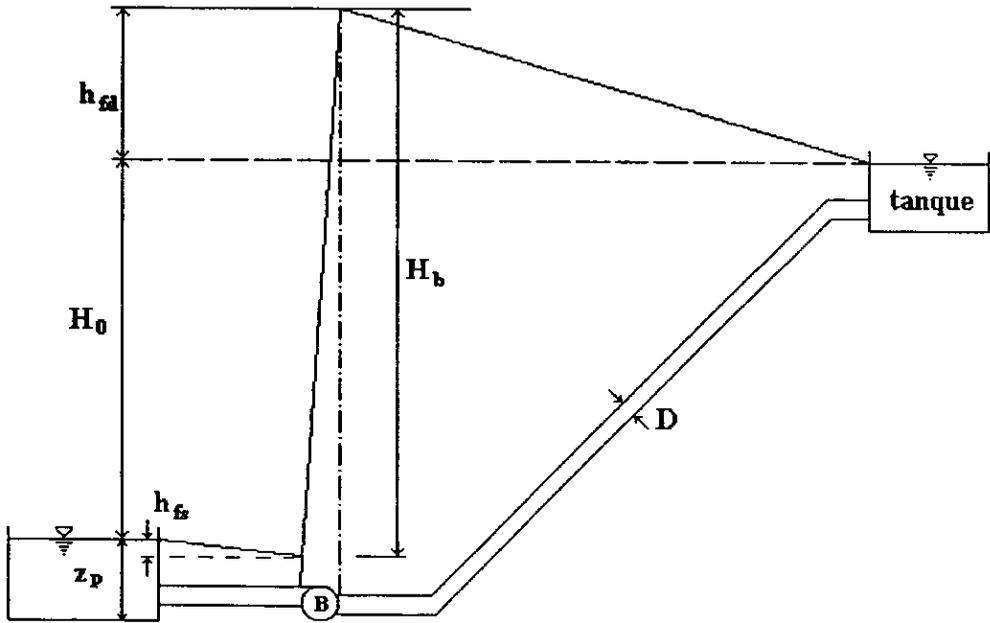


FIG. IV.2

donde:

f es el factor de fricción.

g : la aceleración de la gravedad, en m/s^2

D : el diámetro de la tubería, en m

L : longitud de la tubería, en m

h_f : pérdida de energía por fricción, en m

v : la velocidad media, en m/s

El factor de fricción f puede ser obtenido del Diagrama Universal de Moody, teniendo la rugosidad ϵ y el número de Reynolds, donde

$$R = v D / \nu$$

siendo:

D : el diámetro de la tubería, en m

v : la velocidad en la tubería, en m/s

ν : la viscosidad cinemática del agua $1.1 \times 10^{-6} m^2/s$.

En la tabla IV.1 se muestra la rugosidad para algunos materiales y en la figura IV.3 el Diagrama Universal de Moody para obtener el factor de fricción.

Tomando en cuenta lo anterior y sustituyendo la ecuación IV.6 en la ecuación IV.5 se tiene

$$H_b = H_0 + (f L / D) (v^2 / 2g) \quad (IV.7)$$

y de las ecuaciones IV.3 y IV.7 se tiene

$$P = 9.80 Q / \eta \{ H_0 + (f L / D) (v^2 / 2g) \} \quad (IV.8)$$

y si el costo por kwh de bombeo es C_k , el costo anualizado por este concepto será:

$$C_b = 85\,848 C_k Q / \eta \{ H_0 + (f L / D) (v^2 / 2g) \} \quad (IV.9)$$

Tabla IV.1 Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

MATERIAL	ϵ en mm
Tubos lisos	
- vidrio, latón, madera, acero nuevo soldado con una mano interior de pintura, tubo de acero de presión sin costura, serpentines industriales, plástico y hule	0.0015
- tubos industriales de latón	0.025
- hierro forjado	
- fierro fundido nuevo	0,05
- fierro fundido oxidado	0,25
- fierro fundido nuevo con bridas o juntas macho campana	0.15 a 0.3
- fierro fundido usado con bridas o juntas macho campana	2 a 3,5
- acero rolado nuevo	0.05
- acero laminado nuevo	0.04 a 0.1
Tubos de acero soldado de calidad normal	
- nuevo	0.05 a 0.1
- moderadamente oxidado	0.4
- con remaches transversales	0.1
- con costura longitudinal	0.3 a 0.4
- acero soldado con una hülera transversal sencilla de pernos en cada junta	1.0
Tubos con filas longitudinales y transversales	
- fibro-cemento nuevo	0.025
- concreto centrifugado nuevo	0.16
- concreto en galerías colado en cimbra de madera normal	1 a 2
- concreto de acabado liso	0.25
- concreto de acabado normal	1 a 3
- concreto de acabado rugoso	10
- cemento liso	0.3 a 0.8
- mampostería de piedra bien junteada	0.2 a 2.5
- mampostería de piedra rugosa sin juntear	8 a 15
- mampostería de piedra mal acabada	15 a 3

FUENTE: Sotelo Avila, Gilberto 1993

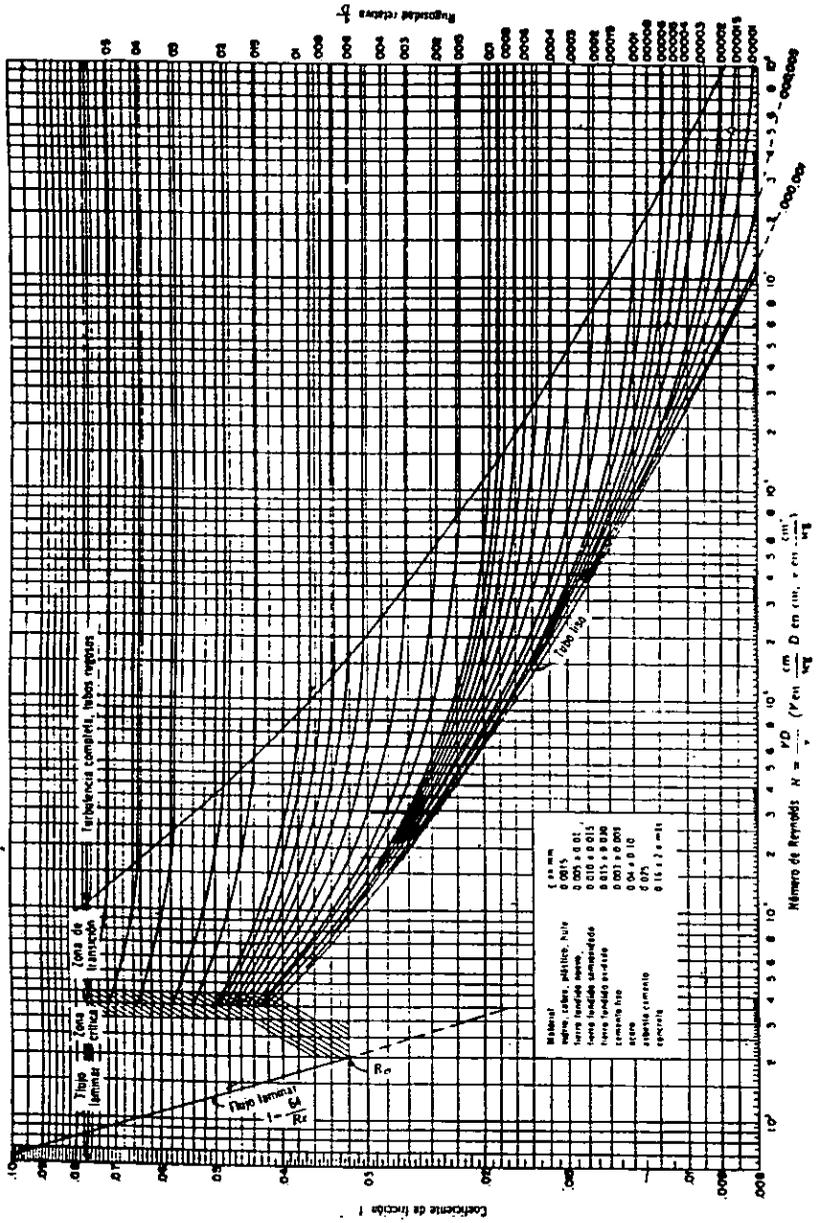


FIG. IV.3 Diagrama Universal de Moody

Finalmente el costo total se obtiene de la suma del costo de la tubería más el costo de operación

$$C = [(\sum_{j=1}^n C_j) L + C_s] f(i, N) + B \{H_0 + (f L / D) (v^2 / 2g)\} \quad (IV.10)$$

donde $B = 85\,848 C_k Q / \eta \quad (IV.11)$

Tomando en cuenta que el costo de los dispositivos de alivio es muy inferior en relación al suministro e instalación de la tubería, cuando tales dispositivos son de seguridad o aliviadores de presión menores (válvulas), entonces la ecuación IV.10 se expresa para este caso en particular como:

$$C = [(\sum_{j=1}^n C_j) L f(i, N)] + B \{H_0 + (f L / D) (v^2 / 2g)\} \quad (IV.12)$$

De tal forma que el diámetro más económico será aquel que minimice la ecuación IV.11.

Con el fin de conocer un diámetro que sirva como base para el cálculo del diámetro más económico se considera una igual a 1.0 m/s, por lo que, aplicando la ecuación de continuidad se tiene que:

$$Q = v A$$

$$A = \Pi D^2 / 4$$

despejando el diámetro y sustituyendo del gasto se tiene

$$D^2 = 4 Q / \Pi v$$

pero $v = 1.0 \text{ m/s}$

finalmente se tiene que

$$D = 1.128 (Q)^{1/2} \quad (IV.13)$$

donde

D: es el diámetro, en m.

Q: el gasto en m³/s

Sin embargo la mayoría de las veces el diámetro más económico, no corresponde a ningún diámetro comercial, por lo que, el resultado se ajusta al que se vende en el mercado.

Además de establecer el diámetro más económico, es necesario definir la clase y tipo de tubería a utilizar, la primera se refiere a la resistencia que ésta alcanza, en el cuadro IV.2 se muestran algunas clases de tubería; mientras que la segunda se refiere al material con que está hecha la tubería, como PVC, acero, etc.

En muchos casos es preferible la utilización de la tubería de acero, en el cuadro IV.3 se muestran las características de las tuberías de acero.

También se debe considerar el espesor de la tubería, para que resista algunas de las sobrepresiones generadas en el sistema.

En el Capítulo III se mostró un procedimiento para determinar el espesor de la tubería. Este espesor debe ser el necesario para que la tubería resista el traslado, almacenamiento o izaje de cada uno de los tramos. Siendo la ecuación para la determinación del espesor la siguiente:

$$e = P_i D / 2 \sigma_t \eta \quad (IV.14)$$

donde:

e: es el espesor de la tubería, en m

P_i: presión interior actuante, en kg/cm²

D: diámetro nominal de la tubería, en m

σ_t: esfuerzo resistente a la tensión, el cual depende del material, en caso del acero es

$$\sigma_t = 0.6 f_y \quad \text{en kg/cm}^2$$

η: eficiencia de las juntas soldadas.

Además es necesario tener en cuenta la resistencia para el izaje y transporte, de tal forma que se garantice que la tubería, no sufra deformaciones o rotura.

Tabla IV.2 Clase y diámetro para tuberías de PVC y Fibro-Cemento

CLASE	Diámetro mm	Diámetro plg
A - 5 50 m de columna de agua	50	2
	75	3
	100	4
	150	6
	200	8
	250	10
	300	12
	350	14
	400	16
	450	18
	500	20
	600	24
	750	30
900	36	
A - 7 70 m de columna de agua	50	2
	75	3
	100	4
	150	6
	200	8
	250	10
	300	12
	350	14
	400	16
	450	18
	500	20
	600	24
	750	30
900	36	
A - 10 10 m de columna de agua	50	2
	75	3
	100	4
	150	6
	200	8
	250	10
	300	12
	350	14
	400	16
	450	18
	500	20
	600	24
	750	30
900	36	

FUENTE: César Valdéz, Enrique...1994

Tabla IV.3 Características de la tubería de acero

Diámetro de la tubería		Espesor mm	Carga de trabajo para $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$ mca	Diámetro de la tubería		Espesor mm	Carga de trabajo para $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$ mca
mm	plg			mm	plg		
4	102	1,9	493	22	559	6,3	288
		2,7	665			7,9	359
		3,4	855			9,5	431
4 1/2	114	1,9	439	24	610	6,3	264
		2,4	591			7,9	330
		3,4	759			9,5	396
		4,8	1053			11,1	462
6	152	1,9	328	26	660	7,9	305
		2,7	443			9,5	366
		3,4	570			12,7	487
6 5/8	168	1,9	298	28	711	7,9	283
		2,7	402			9,5	340
		3,4	515			11,1	396
		4,8	717			12,7	453
8	203	1,9	247	30	762	9,5	317
		2,7	333			11,1	369
		3,4	427			12,7	422
8 5/8	219	1,9	228	32	813	7,9	248
		2,7	308			9,5	297
		3,4	397			11,1	346
		4,8	549			12,7	396
10	254	2,7	266	34	864	9,5	280
		3,4	342			11,1	326
		4,8	476			12,7	373
10 3/4	273	2,7	247	36	914	12,7	352
		3,4	318			14,3	396
		4,8	441			15,9	440
12	305	2,7	223	38	965	12,7	333
		3,4	287			14,3	375
		4,8	401			15,9	416
12 3/4	324	2,7	210	40	1016	12,7	317
		3,4	268			14,3	356
		4,8	373			15,9	396
14	356	3,4	244	42	1067	11,1	263
		4,8	339			12,7	302
		6,3	453			14,3	339
		7,9	565			15,9	377
16	406	3,4	213	45	1143	9,5	211
		4,8	296			11,1	247
		6,3	396			12,7	281
		7,9	494			14,3	317
		9,5	594			15,9	352
18	508	3,4	190	48	1219	11,1	264
		4,8	263			12,7	279
		6,3	352			14,3	330
		7,9	439			15,9	345
		6,5	528			17,5	396
20	547	3,4	171	51	1295	12,7	248
		4,8	237			14,3	279
		6,3	317			15,9	311
		7,9	395			17,5	342
		9,5	476			19,0	373

IV.2 Accesorios de alivio en la conducción

El propósito de los dispositivos de control es atenuar o eliminar los efectos causados por los transitorios hidráulicos, es decir, los daños causados al sistema, tanto a tuberías como bombas, etc.

IV.2.1 Tanque de oscilación

Se trata de un tanque recto el cual tiene un área A_T sustancialmente mayor que el área de la tubería A . La relación A_T/A debe ser lo suficientemente grande como para que los oscilamientos verticales del agua en el tanque, que produce el fenómeno transitorio, tengan reacciones despreciables frente al gradiente estático que es la aceleración de la gravedad. Se pretende que el tanque de oscilación trabaje como un tanque de carga constante durante el transitorio, figura IV.4.

Ello implica que la onda incidente se propague completamente y la tubería que sale de éste y en la cual no se produce la perturbación, se considere como zona no perturbada. Por lo tanto, la relación mínima que se debe tener entre A_T/A para que se presente un comportamiento deseable en un tanque real se presenta en la Figura IV.5, construida a partir de datos experimentales y una teoría, proporcionados por los trabajos de Monsonyi⁶, en febrero de 1975. Por lo tanto se puede tomar como base para el cálculo de dicha relación.

Lo que se desea con el tanque de oscilación es confinar la perturbación entre el tanque y una bomba si ese fuera el caso. Por lo que el tanque debe considerarse siempre lleno. Ello durante los pocos segundos que dure el fenómeno transitorio. Sin embargo es necesario hacer cálculos para determinar el nivel del agua en el tanque. Además, durante el transitorio el tanque no debe vaciarse ya que esto produciría la entrada de aire a la tubería, problema que resulta indeseable.

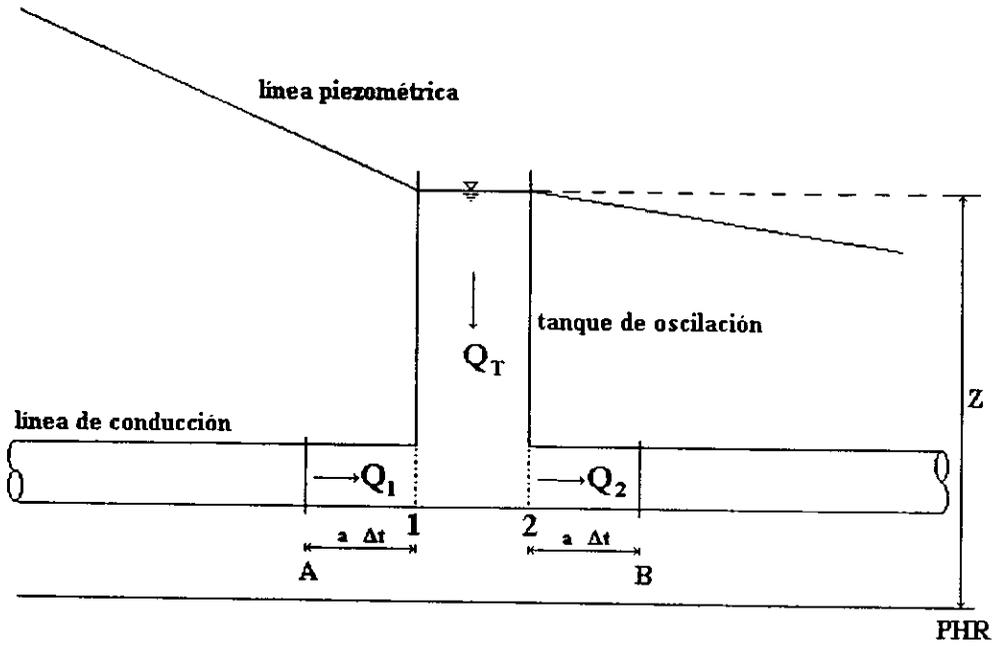


FIG. IV.4. Esquema de un tanque de oscilación

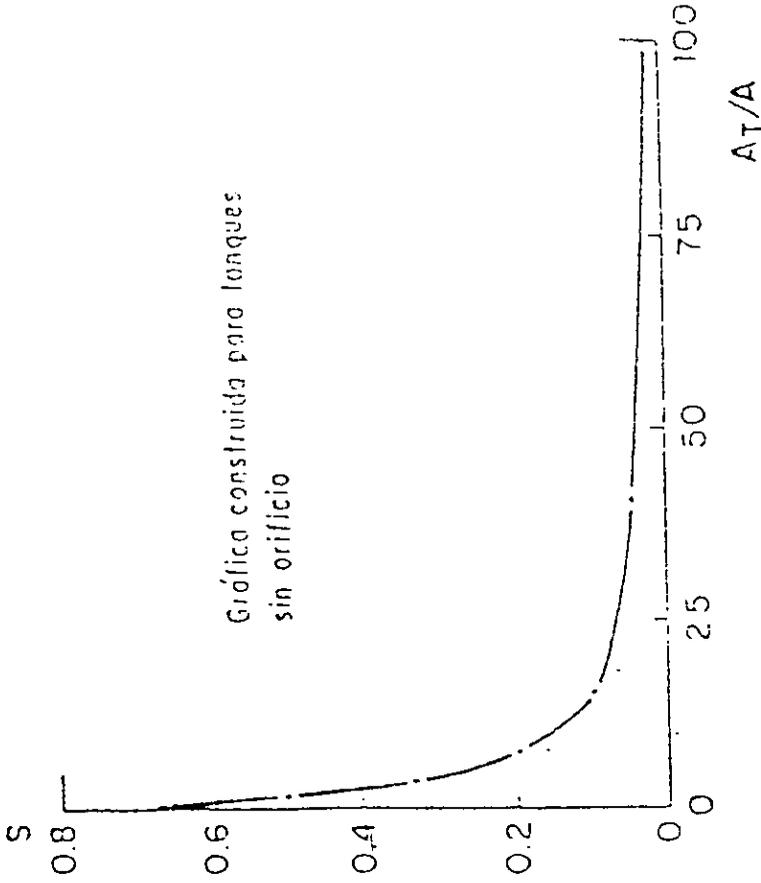


FIG. IV.5

El tanque de oscilación es un dispositivo del cual el proyectista debe conocer las ventajas y problemas que atrae la instalación. Muchas veces el proyectista aconseja la instalación del tanque ya que es el único dispositivo del que tuvo conocimiento durante la etapa de diseño. Sin embargo no siempre es la mejor opción para atenuar los efectos causados por los transitorios hidráulicos.

Ventajas del tanque de oscilación

- 1- No requiere de mantenimiento mecánico.
- 2- El fenómeno del golpe de ariete no afecta el tramo de tubería aguas abajo, evitando la colocación de otros dispositivos o dispositivos secundarios.

Desventajas del tanque de oscilación

- 1- El coronamiento debe estar por encima del nivel de la línea piezométrica para el gasto máximo en el punto donde se coloque el tanque y su desplante debe estar por debajo de la piezométrica correspondiente al gasto nulo para que no se vacíe.
- 2- Es necesario estudiar el tramo entre la planta de bombeo y el tanque, revisando la resistencia de la tubería a las sobrepresiones.
- 3- Castiga la máquinas, las cuales deben soportar fuertes velocidades en reversa.

Con respecto al coronamiento, se refiere a que si la línea piezométrica de operación normal más alta pasase sobre el coronamiento o nivel máximo que debe tener el tanque, como éste es abierto el agua se derramaría. Por lo tanto el tanque debe contar con una buena altura de agua al ser detenido el flujo, ya que al arrancar las máquinas no habría conducción alguna, durante el tiempo que dura el llenado de la tubería. Por eso se obliga a buscar puntos altos en la topografía del terreno. Si los puntos altos no están ceca de la planta de bombeo, el proyectista debe decidir cual es la mejor opción para su colocación y cumplir con las condiciones mencionadas.

Además que la construcción del tanque en zonas altas ello implica la construcción de rampas y caminos necesarios para llegar a esos lugares, incrementando el costo del tanque.

Cuando se tienen equipos de bombeo el problema de castigar las máquinas resulta complicado para la elección de las mismas.

La figura IV.4 muestra un esquema para la determinación de las ecuaciones útiles para el diseño del tanque de oscilación. Así se tiene que

$$Q_1 = Q_2 + Q_T \quad \text{ecuación de conservación de masa} \quad (\text{IV.15})$$

donde

$$Q_T = A_T dz/dx$$

$$dQ_T/dt = g A_T / L (-z-h) \quad \text{ecuación dinámica} \quad (\text{IV.16})$$

donde

h: es igual a la suma de todas las pérdidas.

z: es la cota de la superficie libre del agua medida desde el plano horizontal de referencia.

La ecuación dinámica implica oscilaciones en el interior del tanque y para cualquiera que sea Q_T el tanque debe mantenerse siempre con la presión hidrostática. Es equivalente a decir que las aceleraciones son despreciables frente a la gravedad g , como consecuencia de la relación que existe entre A_T/A .

Las ecuaciones IV.15 y IV.16 se transforman en un sistema algebraico lineal al escribirse como

$$\begin{aligned} Q_{1P} &= Q_{2P} + Q_{TP} \\ Q_{TP} &= A_T Z_P \\ Z_P &= z_P - (z/\Delta t) \\ h_{1P} &= z_P \\ h_{2P} &= z_P \end{aligned} \quad (\text{IV.17})$$

Teniendo un sistema de cinco ecuaciones con siete incógnitas, Q_{1P} , Q_{2P} , Q_{TP} , Z_P , z_P , h_{1P} , h_{2P} . Las ecuaciones faltantes son las características, tanto positiva como negativa.

$$Q_P = C_P - B h_{1P} \quad (\text{IV.18})$$

$$Q_P = C_n + B h_{1P} \quad (\text{IV.19})$$

El cual se convierte en un sistema algebraico de siete ecuaciones con siete incógnitas que permite encontrar todos los valores para un instante t a partir de los valores del instante $t - \Delta t$ y en donde

$$B = g A / a$$

siendo

a : celeridad de onda, en m/s

A : área de la tubería, en m^2

g : aceleración de la gravedad, en m/s^2

IV.2.2 Tanque unidireccional

El tanque unidireccional, mostrado en la figura IV.6, se conecta al conducto mediante una válvula de retención que impide el flujo desde el acueducto al tanque, aun cuando la línea piezométrica se encuentre por encima de éste.

Funciona cuando la línea piezométrica del acueducto se encuentra por debajo del nivel de la superficie libre del agua en el tanque. Cuando sucede esto, la válvula de retención se abre y fluye el agua desde el tanque hacia la línea de conducción.

Si la comunicación entre el tanque y la línea de conducción es suficientemente libre, es decir, que existen pocas pérdidas de energía y poca inercia, es posible observar que al fluir el agua la línea piezométrica del acueducto se mantendrá muy cerca del nivel de la superficie libre del agua en el tanque, impidiendo así, que se produzcan depresiones indeseables en los alrededores de éste.

Cuando una planta de bombeo se detiene por falta de suministro eléctrico, se genera una onda de presión que viaja hacia el tanque de descarga. En el camino la onda se encuentra con el tanque unidireccional que hasta ese momento permanece cerrado; cuando se abre actúa como un reflector de la onda absorbiendo todas las cargas de presión indeseables para el sistema.

Una vez terminada la operación es necesario llenar el tanque lo antes posible para evitar que trabaje por debajo de su nivel normal, cuando se reactive el bombeo; para ello operan válvulas de llenado que trabajan mediante un flotador colocado en la pared del tanque, se abre una válvula mecánicamente cuando la presión sobre la pared no corresponde a la del nivel normal de operación.

Ventajas del tanque unidireccional

- 1- Su coronamiento está por debajo de la piezométrica para gasto máximo, resultando apropiado para topografías que carecen de puntos altos.
- 2- No produce sobrevelocidades en las máquinas hidráulicas al reflejar la onda de presión.

Desventajas del tanque unidireccional

- 1- Necesita de un mantenimiento periódico con el fin de asegurar su buen funcionamiento de las válvulas de retención y llenado.
- 2- Al reflejar la onda de presión puede producir depresiones indeseables aguas abajo del tanque, lo que implica la colocación de dispositivos secundarios para controlar el transitorio a lo largo de la tubería.

Es importante mencionar que los tanques unidireccionales a igual que los tanques de oscilación se pueden conectar en serie a lo largo de la tubería, es decir, más de uno en cada sistema.

Ayudados de la figura IV.7 se pueden obtener las ecuaciones para el diseño del tanque unidireccional⁷

$$Q_1 + Q_T = Q_2 \quad \text{ecuación de conservación de masa} \quad (\text{IV.20})$$

$$h_1 = h_2 \quad \text{ecuación dinámica} \quad (\text{IV.21})$$

Las ecuaciones para la tubería que conecta al tanque con el acueducto son

$$Q_T = Q_T(t) \quad \text{conservación de masa} \quad (\text{IV.22})$$

$$h_0 - h_1 = L/g A + f L/D A^2 2g Q_T |Q_T| + kv Q_T |Q_T| \quad \text{ecua. dinámica} \quad (\text{IV.23})$$

donde kv es el coeficiente de pérdida de la válvula de retención si $Q_T \geq 0$, pero si $Q_T < 0$ entonces es el coeficiente de pérdida de la válvula de llenado.

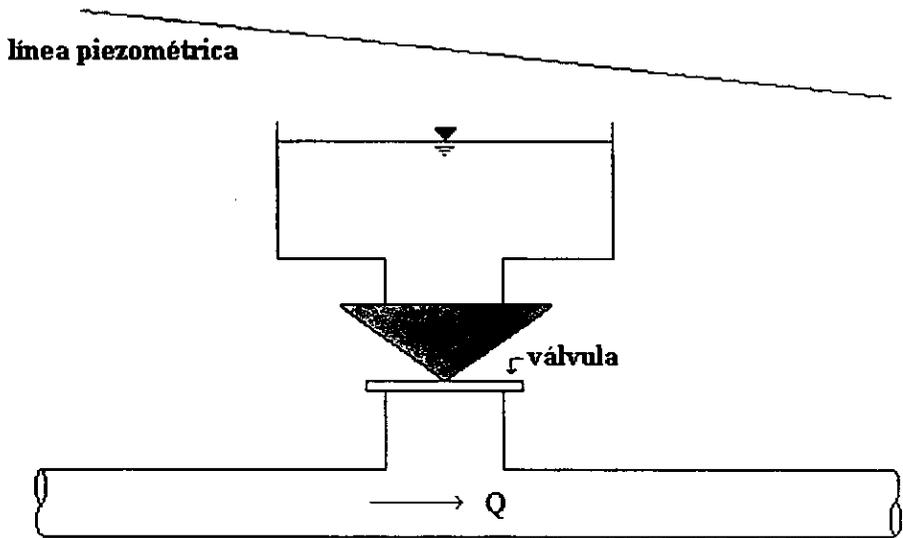


FIG. IV.6 Tanque Unidireccional

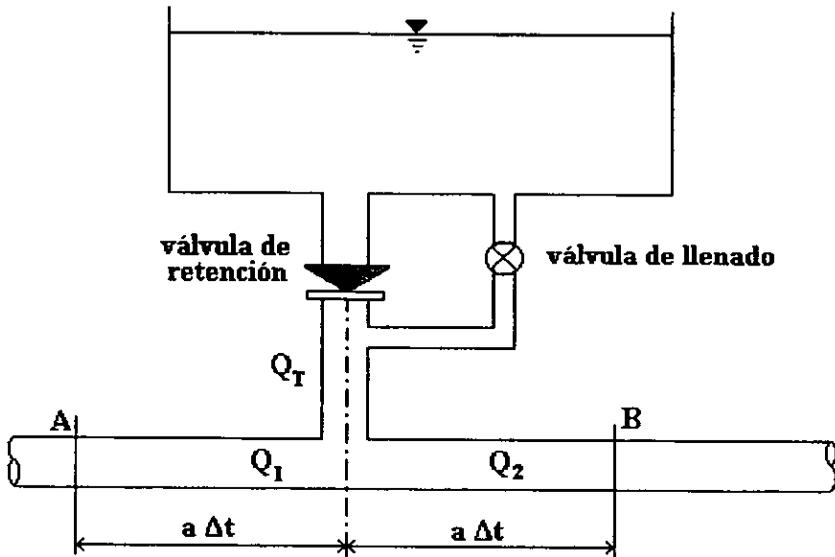


FIG.IV.7 Tanque unidireccional

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Las ecuaciones para el tanque son:

$$Q_T = -A_T z \quad \text{ecuación de conservación de masa} \quad (IV.24)$$

$$h_0 = z(t) \quad \text{ecuación dinámica} \quad (IV.25)$$

donde $z(t)$ es la elevación de la superficie libre del agua respecto al nivel de referencia de las cargas piezométricas.

Una vez terminada la operación el tanque se llena nuevamente por medio de las válvulas correspondientes, por lo que $z = z_T + d$, donde d es la cota de la tubería con respecto al nivel de referencia de las cargas piezométricas.

Las ecuaciones que complementan el sistema son

$$\begin{aligned} Q_{TP} &= (Q_{TP} - Q_T) / \Delta t \\ Z_{TP} &= (z_P - z) / \Delta t \\ h_{0P} &= z_P \end{aligned} \quad (IV.26)$$

Conjunto de siete ecuaciones y nueve incógnitas, las ecuaciones faltantes son las características

$$Q_{1P} = C_p - B h_{1P} \quad \text{característica positiva} \quad (IV.27)$$

$$Q_{2P} = C_n + B h_{2P} \quad \text{característica negativa} \quad (IV.28)$$

Teniendo completo el sistema algebraico de nueve ecuaciones con nueve incógnitas.

IV.2.3 Cámara de aire

En la figura IV.8 se muestra una cámara de aire habitual que se coloca en el sistema de conducción. Se nota que la carga piezométrica de trabajo se localiza por arriba de la cámara, el aire comprimido se introduce por medio de un compresor y por último que la cámara se conecta a la línea por medio de un orificio, llamado orificio diferencial, cuya pérdida de carga crece para los gastos que van de la línea de conducción a la cámara y decrece cuando van en sentido opuesto.

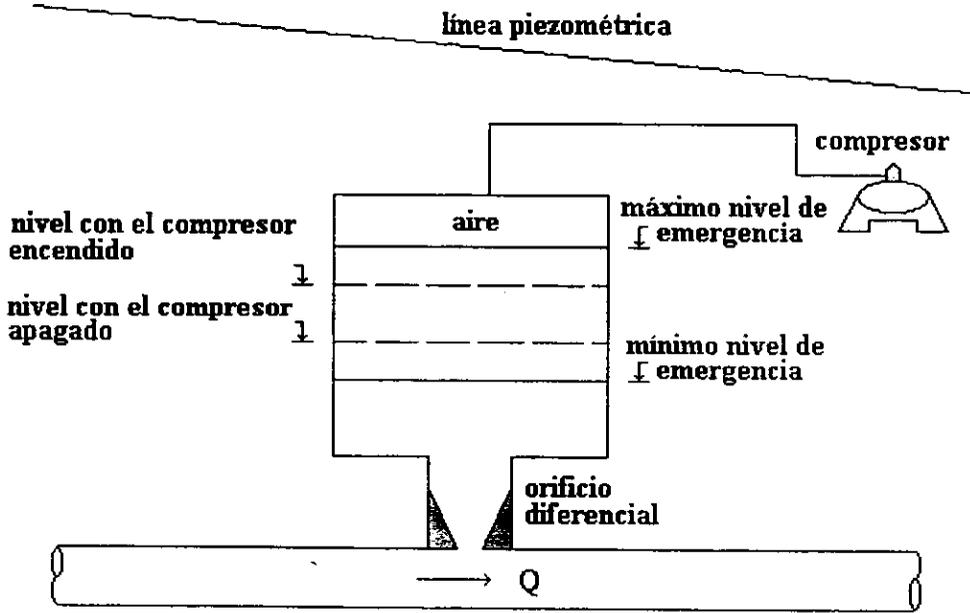


FIG. IV.8 Cámara de aire

La cámara de aire ejerce el control del transitorio producido por la detención del flujo en el conducto, reduciendo la variación de $Q(t)$ después del paro accidental, el gasto que entra a la tubería después de que la cámara expulsa el gasto es

$$Q(t) = Q_1(t) + Q_2(t) \quad (IV.29)$$

Teniendo la variación de los gastos con respecto al tiempo, entonces

$$Q(t) = Q_1(t) + Q_2(t) \quad (IV.30)$$

que indica que la variación absoluta del gasto por unidad de tiempo del gasto que entra a la tubería es menor que la variación absoluta por unidad de tiempo del gasto que sale de la bomba.

y de acuerdo a la ecuación

$$|\Delta t| = a / g A |\Delta Q| \quad (IV.31)$$

La variación de gasto es proporcional a la variación de carga de presión, por lo que se concluye que la acción de la cámara de aire al reducir dQ/dt respecto al que produce la bomba, reduce también la perturbación de presión correspondiente.

Ventajas de la cámara de aire

- 1- El volumen que requiere la cámara de aire para mantener la presión máxima y mínima dentro de los límites necesarios es mucho menor que su equivalente al tanque de oscilación.
- 2- Reduce la onda de presión producida luego del paro accidental de las bombas.
- 3- Sus efectos de la onda no dependen de la cota inicial de la superficie libre del agua dentro de la cámara. Esta diferencia es algo esencial con respecto al tanque de oscilación y unidireccional.

4- El volumen de agua quieta es mucho menor que en cualquiera de los otros dos tanques, así en climas fríos es fácil controlar el descongelamiento mediante calentamiento.

5- Siempre es posible colocarlo cerca de la planta de bombeo, ya que su efecto no depende de la cota inicial de la superficie libre del agua dentro de la cámara.

Desventajas de la cámara de aire

1- Es necesaria la instalación de un compresor, el cual debe mantener la presión del aire dentro de la cámara, para evitar que éste se disuelva en el agua y desaparezca. Lo que implica mantenimiento adicional a la planta de bombeo.

2- El orificio diferencial se construye mediante válvulas de retención, las cuales deben tener mantenimiento periódico con el fin de asegurar su buen funcionamiento.

IV.2.4 Válvulas

La gravedad que pueden ocasionar los transitorios hidráulicos, en los conductos a presión en una tubería de servicio continuo, hace necesario considerar los dispositivos de alivio, indispensables para controlar su operación, existen diferentes dispositivos, sin embargo cuando no es necesaria la colocación de grandes tanques o cámaras de aire, es posible recurrir a las válvulas de seguridad, las cuales son las de menor costo y fácil instalación y mantenimiento.

Cuando se alcanza una presión P_2 en una tubería de tal forma que la fuerza generada supera la del resorte, figura IV.9 (a), la válvula se abre totalmente en forma instantánea y permite la salida de un determinado volumen de agua, hasta que la presión disminuye a un valor P_1 , suficiente para que la válvula cierre totalmente y en forma instantánea, figura IV.9 (b).

Además existen otro tipo de válvulas como las aliviadoras de presión, cuyo objetivo es el mismo que las de seguridad, figura IV.10.

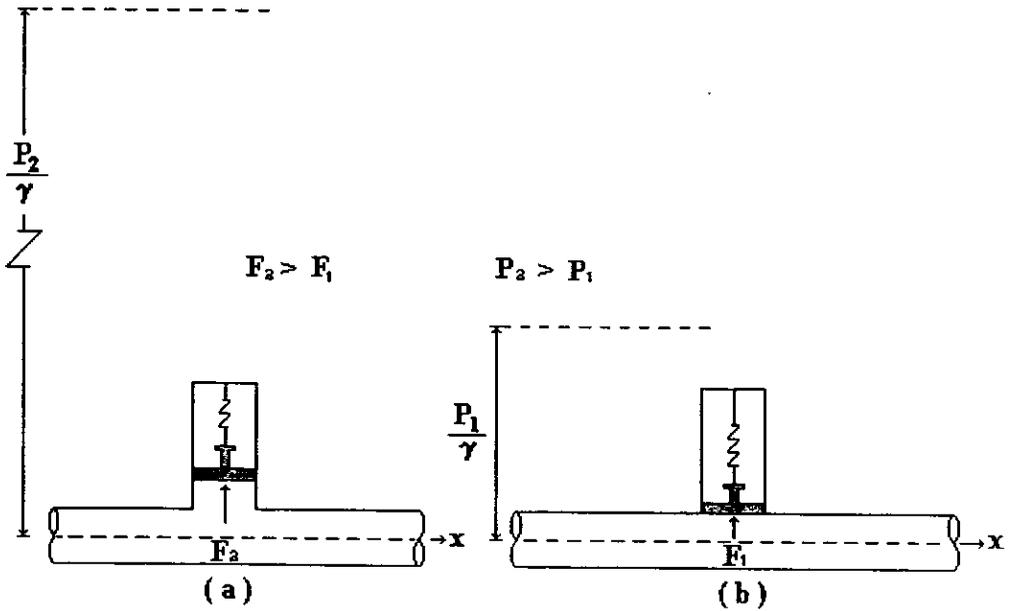


FIG. IV.9 Válvula de seguridad

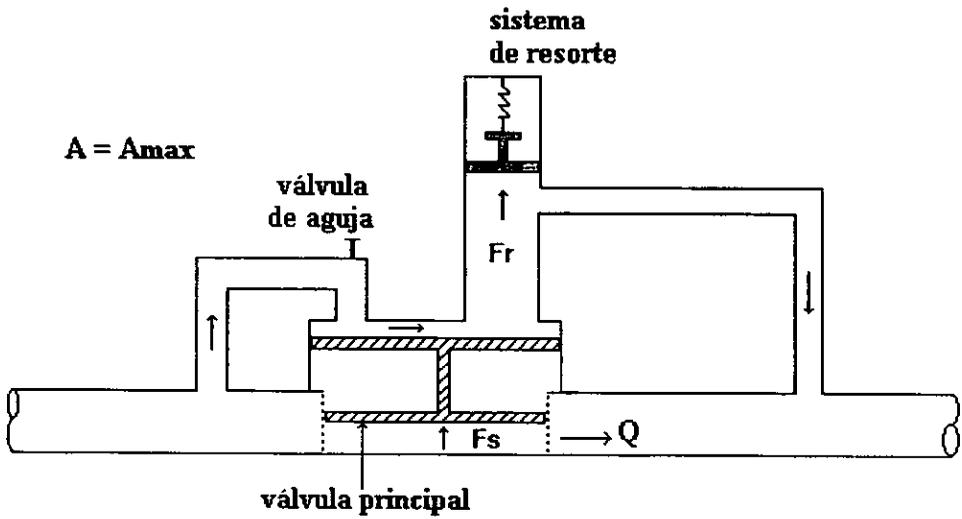


FIG. IV.10 Válvula aliviadora de presión

IV.2.4.1 Método de selección de válvulas de seguridad

Es posible hacerlo mediante una relación entre las cargas permisibles y máxima.

$$h_{per}/h_{max} = 1/2 \{ (Jrv^2/h_{max} + 2) - [[((Jrv^2/h_{max})+2)^2] - 4]^{1/2} \} \quad (IV.32)$$

donde

$$Jrv = (2 g / H_0)^{1/2} (C_d A_v / Q_0)$$

$$h_{per} = H_{per} / H_0$$

siendo

h_{per} : carga piezométrica permisible, en m

C_d : coeficiente de descarga de la válvula

A_v : área nominal de la válvula, en m²

En la Figura IV.11 se presenta una curva que permite obtener la relación Jrv antes mencionada en función de

$$Jrv / (h_{max})^{1/2}$$

en la tabla IV.4 se muestra el diámetro de algunas válvulas, así como su coeficiente de descarga.

Tabla IV.4 Diámetro y coeficiente de descarga de válvulas

Diámetro de válvula		Coeficiente de descarga cd
mm	plg	
38	1 1/2	0.25
51	2	0.34
63	2 1/2	0.35
76	3	0.43
102	4	0.41
152	6	0.44
203	8	0.42
254	10	0.42
305	12	0.43
356	14	0.38
406	16	0.36
457	18	0.37
508	20	0.37
610	24	0.37
762	30	0.37

FUENTE: Mancebo del Castillo, Uriel...1991

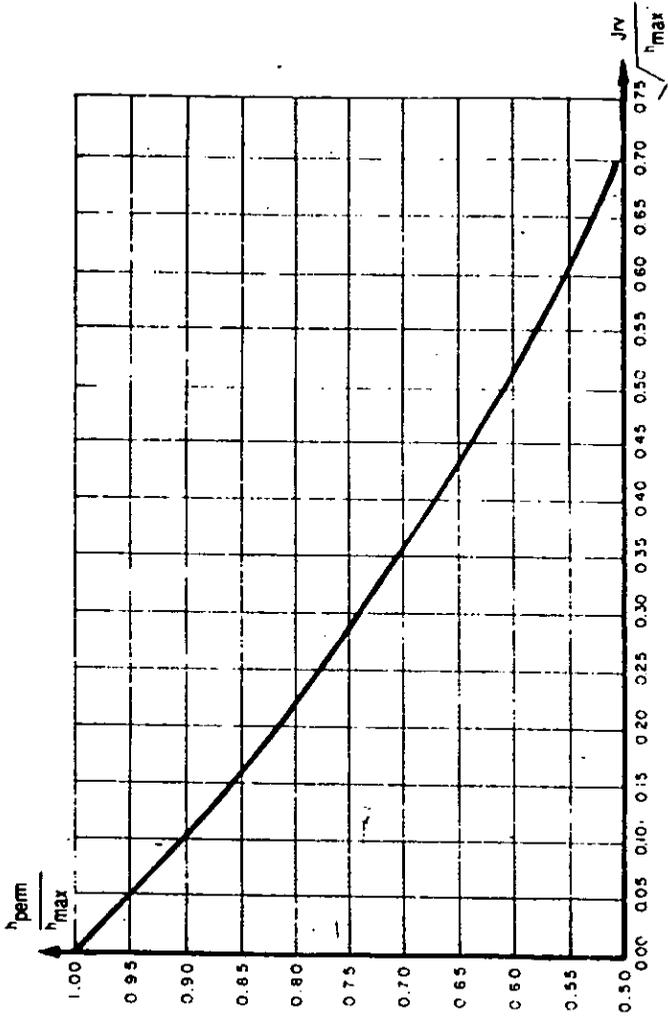


FIG. IV.11

IV.3 Evaluación de riesgos

En el diseño de un sistema hidráulico de conducción a presión, es necesario saber evaluar el riesgo que se puede tener por la posible sobrepresión o sobrevelocidad en cada una de las partes del sistema, sin menospreciar alguna variante, ya que de esto depende en gran parte la seguridad del mismo.

El tomar una decisión de colocar o no dispositivos de alivio o suministrar tubería con espesores muy altos, depende de los análisis financiero y técnico, evaluando cada una de las alternativas de solución, así como de los requerimientos del sistema.

Al elegir una de las alternativas se consideran sus ventajas y desventajas con respecto a las demás, ya que no siempre la alternativa más económica es la que se adecua mejor al proyecto, ni tampoco la más cara asegura la estabilidad del mismo.

Po lo tanto es necesario analizar hasta cuanto se está dispuesto a pagar por uno u otro sistema de seguridad, y hasta que punto es factible su instalación, para que la combinación haga una alternativa segura, eficiente y con un costo adecuado.

El establecer el tamaño y estructura del sistema, así dependiendo de las condiciones hidráulicas, económicas y topográficas la conducción y sus accesorios serán cada vez de mayor trascendencia.

El decir cual es el diseño aceptable dependerá de las características del sistema y la experiencia del diseñador para elegir el tipo de dispositivo de alivio. Siendo la combinación de todos los factores los que finalmente influyan en la determinación.

V. CONCLUSIONES

El objetivo planteado para la tesis fue el desarrollar de una manera sencilla la solución de los transitorios hidráulicos, primero estudiando cuales son los transitorios más comunes y como se presentan generalmente en los sistemas de conducción a presión con o sin bombeo, en segundo lugar, el entendimiento de los mismos y la posible solución de los transitorios que se pueden presentar.

Por la magnitud de los efectos de los transitorios hidráulicos, ya sea sobrepresiones, depresiones, sobrevelocidad o separación de la columna líquida, es necesario hacer los estudios preliminares, de tal forma que se puedan cuantificar. Asimismo la elección de los dispositivos de alivio para minimizar los efectos que ellos producen en los sistemas de conducción a presión, son difíciles de entender y generalmente sólo se aplican algunos de ellos.

Como el objetivo planteado para la tesis fue la comprensión rápida de los transitorios hidráulicos, no se profundizó en la metodología para la minimización de los efectos, ya que se trata de un tema que sobrepasa lo planteado para la tesis. Aunque se cumplió, en gran parte, en la metodología para el cálculo de los transitorios, tratando de hacer que los dos métodos vistos no presentaran dificultad de entendimiento.

Los transitorios más comunes, son la sobrepresión, depresión, separación de la columna de agua y la sobrevelocidad, poniendo más énfasis en la sobrepresión y depresión, ya que generalmente son los que mayores afectaciones producen a los sistemas, así los dos métodos de cálculo, se enfocan a la determinación de la sobrepresión y depresión en la conducción, además de proponer un espesor mínimo para la conducción.

Los dos métodos aplicados fueron, el método de las Cadenas de Allievi y el método de Las Características, ya que en ellos se tiene una mayor aproximación del comportamiento

de los transitorios. El método de Joukosky no se incluyó, ya que su uso es sólo para conocer el orden de las presiones que se generan en el sistema, sin que sea un resultado final para la determinación de la solución.

La solución para minimizar los efectos de los transitorios, deben ser estudiados con mucho cuidado, ya que una tubería de mayor resistencia es más segura y por consiguiente más cara, pero ello no implica que resista todos los efectos de una sobrepresión, depresión o cualquiera que sea el transitorio, haciendo necesario la instalación de dispositivos adicionales, aumentando aun más el costo del sistema.

Los dispositivos de alivio deben ser elegidos con cuidado, haciendo un estudio minucioso de todas las condiciones que pudieran afectar al sistema, ya que la mala elección provocaría que el dispositivo no trabajara adecuadamente, poniendo en riesgo a la tubería o cualquier otra parte del sistema.

Así cada uno de los dispositivos de alivio estudiados en el Capítulo IV, debe considerarse para la solución en caso de que el sistema lo requiera, tomando en cuenta las condiciones de todo el sistema y la factibilidad de instalación, de tal forma que cualquiera que sea el dispositivo elegido, este cumpla con las expectativas del diseñador, asegurando su buen funcionamiento.

La elección del dispositivo y los cálculos para ubicarlo, dimensionarlo e instalarlo, no se presentan en la tesis, ya que ese tema, es más complejo y requiere de conocimientos adicionales, los cuales no son abarcados.

Por otra parte, ninguno de los programas de estudio abarca la solución de los transitorios por el método de Las Características, siendo el que más se apega al comportamiento de los transitorios. Aunque el método no es sencillo de aplicar, es posible comprenderlo y utilizarlo con la ayuda de las herramientas actuales, como la computadora, en la solución de los transitorios.

los transitorios. Aunque el método no es sencillo de aplicar, es posible comprenderlo y utilizarlo con la ayuda de las herramientas actuales, como la computadora, en la solución de los transitorios.

Finalmente, el golpe de ariete o cualquier transitorio que se puede presentar en los conductos a presión requiere de un estudio más detallado, siendo imposible la simplificación, la cual se trató de hacer en la tesis.

NOTAS

- 1.- Una explicación más detallada se encuentra en el libro, Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo, de Humberto Gardea Villegas.
- 2.- Las normas fueron editadas por la Comisión Federal de Electricidad.
- 3.- La explicación del fenómeno se encuentra en el libro de Autrique Ruíz René. Cálculo numérico de los efectos del golpe de ariete. México: Autrique Ruíz, 1982. Tesis.
- 4.- Ibid.
- 5.- El dato se obtuvo del libro, Abastecimiento de agua potable. UNAM, Facultad de Ingeniería, División de Ingeniería Civil Topográfica y Geodésica, de Enrique César Valdéz.
- 6.- Estos trabajos se muestran en el libro, Diseño y operación hidráulica de conducciones de agua a presión, Fas. III y IV. UNAM, Instituto de Ingeniería, 1985., de Rafael Guara Ferro...et al.
- 7.- Ibid.

ANEXO DE CALCULO

Ejemplo 1: Determinar la sobrepresión máxima y mínima a que va a estar sometida la tubería de acero, la cual tiene una longitud de 3,012 m, considerando la apertura y cierre de una válvula, así como el espesor mínimo necesario para resistir dichas presiones.

Carga estática $H_e = 250$ m

Gasto $Q = 3$ m³/s

Velocidad inicial $v_0 = 3$ m/s

Tiempo de maniobra $\tau = 18$ s

Módulo de elasticidad del agua $E_v = 2.24 \times 10^8$ kg/m²

Módulo de elasticidad de la tubería $E_t = 2.1 \times 10^{10}$ kg/m²

Módulo de Poisson $\nu = 0.28$

Solución. De acuerdo con la ecuación de continuidad $Q = vA$ se tiene:

$A = Q/v = 3 / 3 = 1$ m², por lo tanto el diámetro es $D = 4 \cdot A / \pi$

$D = 1.12$ m, sin embargo no es un diámetro comercial, por lo tanto el diámetro a utilizar es $D = 45^\circ = 1.143$ m, el cual tiene un espesor de 9 mm.

Es necesario obtener la celeridad de onda ya que con ella podemos saber si se trata de una maniobra lenta o rápida.

$$a = \frac{(g)^{1/2}}{\{ \gamma [(1/E_v) + ((D/E \cdot e) (1 - \nu^2))] \}^{1/2}}$$

Donde “ γ ” es el peso volumétrico del agua mientras que “ e ” el espesor de la tubería.

Sustituyendo los valores en la ecuación se obtiene:

$$a = \frac{(9.81)^{1/2}}{\{ 1000 [(1/2.24 \times 10^8) + ((1.143/2.1 \times 10^{10} \cdot 0.009) (1 - 0.28^2))] \}^{1/2}}$$

$$a = 1003.35 \cong 1004 \text{ m/s}$$

de acuerdo a la ecuación $T = 2 L / a$ se tiene:

$$T = 2 (3012) / 1004 = 6 \text{ s}$$

\therefore como $\tau > T$, se trata de una maniobra lenta, la cual puede ser resulta por el método de Cadenas de Allievi.

De este modo la constante de Allievi es :

$$\epsilon = a v_0 / 2g h$$

La velocidad con el nuevo diámetro es

$$A = \Pi D^2 / 4 = \Pi (1.143)^2 / 4 = 1.026 \text{ m}^2$$

$$v = Q / QA = 3 / 1.026 = 2.92 \text{ m/s}$$

Siendo la constante de Allievi

$$\epsilon = 1004 (2.92) / 19.62 (250) = 0.597$$

$$\theta = \tau / T = 18 / 6 = 3 \text{ (tiempo relativo de maniobra)}$$

Considerando un cierre y una apertura lineal tenemos los siguientes valores:

$$\eta = 1 - i/\theta \text{ (para un cierre)}$$

$$\eta = i/\theta \text{ (para una apertura)}$$

i	$\eta = 1 - i/\theta$	$\eta = i/\theta$
0	0.667	0.333
1	0.333	0.667
2	0	1.0
3	0	1.0
4	0	1.0
5	0	1.0
6	0	1.0
7	0	1.0
8	0	1.0
9	0	1.0
10	0	1.0

Ya que se trata de una maniobra de tipo lineal se consideran valores de 0 y 1.0.

Resolviendo la ecuación de Cadenas de Allievi para ambos casos.

$$\xi_i^2 + \xi_{i-1}^2 - 2 = 2\epsilon (\eta_{i-1} \xi_{i-1} - \eta_i \xi_i)$$

CASO I- Cierre de válvula

Para el instante $i = 0$ se tiene:

$$\xi_{i-1}^2 = \xi_0 = H_i / H_0 = H_0 / H_0 = 1.0$$

$$\eta_{i-1} = \eta_0 = 1.0$$

El cambio de presión se obtiene.

$$\xi_i^2 = H_i / H_0 \rightarrow H_i = H_0 \xi_i^2$$

	η_i	η_{i-1}	2ϵ	ξ_{i-1}	$\eta_{i-1}\xi_{i-1}$	ξ_i	ξ_i^2	H_0 (m)	H_i (m)
0	1	1	1.194	1	1	1	1	250.0	250.0
1	0.667	1	1.194	1	1	1.135	1.288	250.0	322.0
2	0.333	0.667	1.194	1.135	0.757	1.088	1.183	250.0	295.75
3	0	0.333	1.194	1.088	0.362	1.117	1.249	250.0	312.25
4	0	0	1.194	1.117	0	0.866	0.751	250.0	187.75
5	0	0	1.194	0.866	0	1.117	1.249	250.0	312.25
6	0	0	1.194	1.117	0	0.866	0.751	250.0	187.75
7	0	0	1.194	0.866	0	1.117	1.249	250.0	312.25
8	0	0	1.194	1.117	0	0.866	0.751	250.0	187.75
9	0	0	1.194	0.866	0	1.117	1.249	250.0	312.25
10	0	0	1.194	1.117	0	0.866	0.751	250.0	187.75

De esta manera el incremento en la presión es de $\Delta H = 72$ m, que se presenta en el instante $i = 1$; siendo la disminución en la presión $\Delta H = 62.25$ m, presentandose en el instante $i = 4$.

CASO II- Apertura de válvula

Para el instante $i = 0$ se tiene:

$$\xi_{i-1}^2 = \xi_0 = H_i / H_0 = H_0 / H_0 = 1.0$$

$$\eta_0 = 0$$

El cambio de presión se obtiene:

$$\xi_i^2 = H_i / H_0 \rightarrow H_i = H_0 \xi_i^2$$

i	η_i	η_{i-1}	2ε	ξ_{i-1}	$\eta_{i-1}\xi_{i-1}$	ξ_i	ξ_i^2	H_0 (m)	H_i (m)
0	0	1.0	1.194	1.0	1.0	1.0	1.0	250.0	250.0
1	0.333	0	1.194	1.0	0	0.821	0.674	250.0	168.5
2	0.667	0.333	1.194	0.821	0.273	0.947	0.897	250.0	224.25
3	1.0	0.667	1.194	0.947	0.631	0.890	0.792	250.0	198.0
4	1.0	1.0	1.194	0.890	0.890	1.023	1.046	250.0	261.50
5	1.0	1.0	1.194	1.023	1.023	0.994	0.988	250.0	247.0
6	1.0	1.0	1.194	0.994	0.994	0.982	0.964	250.0	241.0
7	1.0	1.0	1.194	0.982	0.982	1.004	1.008	250.0	252.0
8	1.0	1.0	1.194	1.004	1.004	0.999	0.998	250.0	249.5
9	1.0	1.0	1.194	0.999	0.999	1.0	1.0	250.0	250.0
10	1.0	1.0	1.194	1.0	1.0	1.0	1.0	250.0	250.0

Así la sobrepresión máxima es $\Delta H = 11.5$ m, presentándose en el instante $i = 4$, la depresión máxima es $\Delta H = 81.5$ m en el instante $i = 1$.

Verificando que el espesor de la tubería es el adecuado para resistir los cambios en las presiones.

$$e = P_{\max} \cdot r / f_s$$

f_s : es el esfuerzo de trabajo de la tubería

r : radio de la tubería

$$f_s = 2240 \text{ kg / cm}^2 \text{ (para acero)}$$

$$H_{\max} = 322.0 \text{ m}$$

$$P_{\max} = \gamma H_{\max} = 1000 (322.0) = 322 \text{ 000 kg / m}^2$$

$$P_{\max} = 32.20 \text{ kg / cm}^2$$

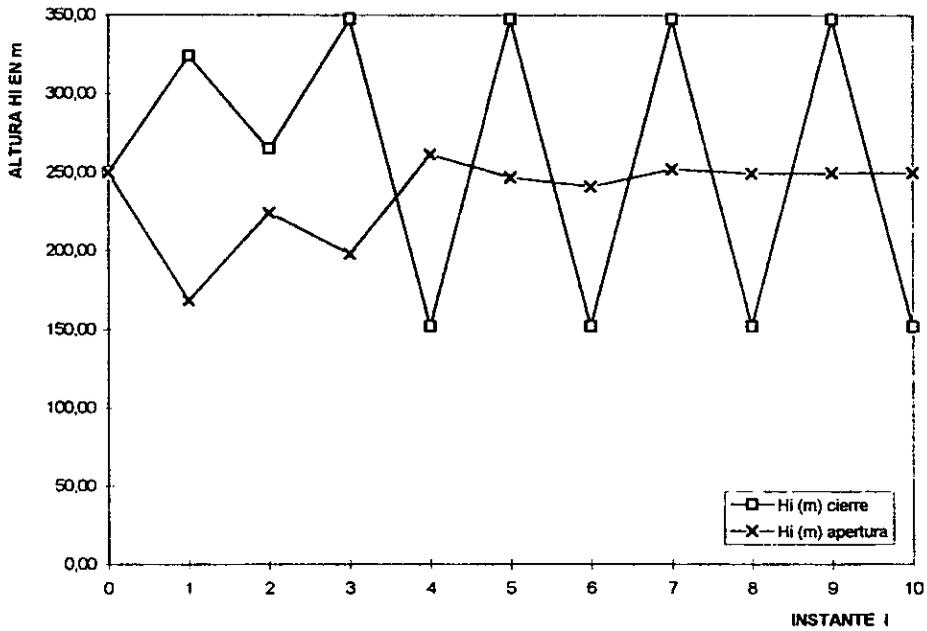
$$r = 1.143 / 2 = 0.5715 \text{ m} = 57.15 \text{ cm}$$

$$e = 32.20 (57.15) / 2240 = 0.821 \text{ cm} = 8.21 \text{ mm}$$

∴ La tubería es capaz de resistir dicha sobrepresión ya que el espesor de la tubería es de 9mm.

i	Hi (m) cierre	Hi (m) apertura
0	250,00	250,00
1	324,25	168,50
2	265,25	224,25
3	347,75	198,00
4	152,25	261,50
5	347,75	247,00
6	152,25	241,00
7	347,75	252,00
8	152,25	249,50
9	347,75	250,00
10	152,25	250,00

GRAFICA DEL COMPORTAMIENTO DE LAS PRESIONES



Ejemplo 2. En un cárcamo de bombeo se mantiene una carga constante, el sistema cuenta con una tubería de acero para su descarga, al final de esta se encuentra una válvula de regulación.

1. Se desea determinar las solicitaciones que genera el cierre total de la válvula, de acuerdo con su ley de maniobra, por el método de las Cadenas de Allievi.
2. Además el espesor mínimo necesario de la tubería para soportar dichas solicitaciones.

Solución: 1.- Para encontrar las presiones máxima y mínima basta con resolver la ecuación II.7, de esta forma tenemos lo siguiente:

$$\epsilon = a v_0 / 2g h \qquad A = \pi \times 0.76^2 / 4 = 0.453 \text{ m}^2$$

$$v_0 = Q / A = 0.85 / 0.453 = 1.87 \text{ m/s}$$

$$\epsilon = 1.87 (1000) / 2(9.81) (65) = 1.466$$

de acuerdo a la ecuación $T = 2 L / a$ el periodo es:

$$T = 2 (2500) / 1000 = 5 \text{ s}$$

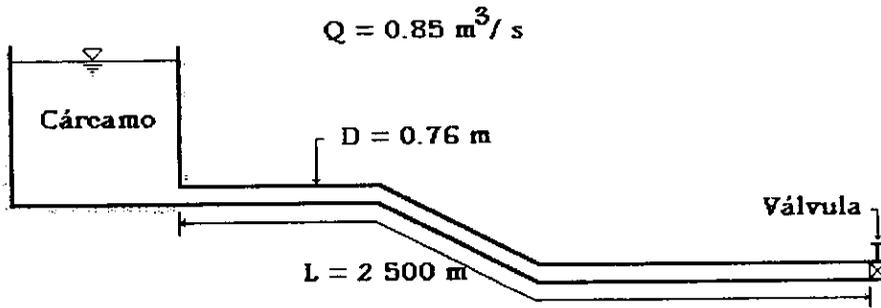
$$\xi_{i-1}^2 = \xi_0 = H_i / H_0 = H_0 / H_0 = 1.0$$

$$\eta_{i-1} = \eta_0 = 1.2$$

El cambio de presión se obtiene:

$$\xi_i^2 = H_i / H_0 \rightarrow H_i = H_0 \xi_i^2$$

Esquema del ejemplo 2



celeridad $a = 1000 \text{ m / s}$

LEY DE MANIOBRA		
i	t(s)	η_i
0	0	1.2
1	2	1.0
2	4	0.8
3	6	0.6
4	8	0.4
5	10	0.2
6	12	0.0

→ Para $i = 1$

$$\xi_1^2 - 1 + 2 = 2(1.466)[1.2 \times 1.0 - 1.0 \xi_1]$$

$$\xi_1^2 + 2.932 \xi_1 - 4.518 = 0$$

$$\xi_1 = 1.116 \quad \rightarrow \quad \xi_1^2 = 1.245$$

$$h_1 = 65 (1.245) = 80.92 \text{ m}$$

→ Para $i = 2$

$$\xi_2^2 - 1.245 + 2 = 2(1.466)[1.0 \times 1.116 - 0.8 \xi_2]$$

$$\xi_2^2 + 2.345 \xi_2 - 4.156 = 0$$

$$\xi_2 = 1.179 \quad \rightarrow \quad \xi_2^2 = 1.390$$

$$h_2 = 65 (1.390) = 90.35 \text{ m}$$

→ Para $i = 3$

$$\xi_3^2 - 1.390 + 2 = 2(1.466)[0.8 \times 1.179 - 0.6 \xi_3]$$

$$\xi_3^2 + 1.759 \xi_3 - 3.375 = 0$$

$$\xi_3 = 1.157 \quad \rightarrow \quad \xi_3^2 = 1.340$$

$$h_3 = 65 (1.340) = 87.10 \text{ m}$$

→ Para $i = 4$

$$\xi_4^2 - 1.340 + 2 = 2(1.466)[0.6 \times 1.157 - 0.4 \xi_4]$$

$$\xi_4^2 + 1.173 \xi_4 - 2.695 = 0$$

$$\xi_4 = 1.156 \quad \rightarrow \quad \xi_4^2 = 1.340$$

$$h_4 = 65 (1.340) = 87.10 \text{ m}$$

→ Para $i = 5$

$$\xi_5^2 - 1.340 + 2 = 2(1.466)[0.4 \times 1.156 - 0.2\xi_5]$$

$$\xi_5^2 + 0.586 \xi_5 - 2.015 = 0$$

$$\xi_5 = 1.156 \rightarrow \xi_5^2 = 1.340$$

$$h_5 = 65 (1.340) = 87.10 \text{ m}$$

→ Para $i = 6$

$$\xi_6^2 - 1.340 + 2 = 2(1.466)[0.2 \times 1.156 - 0.0 \xi_6]$$

$$\xi_6^2 - 1.337 = 0$$

$$\xi_6 = 1.156 \rightarrow \xi_6^2 = 1.340$$

$$h_6 = 65 (1.340) = 87.10 \text{ m}$$

2.- El espesor necesario para que la tubería trabaje adecuadamente se obtiene resolviendo la siguiente ecuación.

$$e = P_{\max} \cdot r / f_s$$

f_s : es el esfuerzo de trabajo de la tubería

r : radio de la tubería

$$f_s = 2240 \text{ kg / cm}^2 \text{ (para acero)}$$

$$H_{\max} = 90.35 \text{ m}$$

$$P_{\max} = \gamma H_{\max} = 1000 (90.35) = 90\,350 \text{ kg / m}^2$$

$$P_{\max} = 9.035 \text{ kg / cm}^2$$

$$D = 0.76 \text{ m} \rightarrow r = 0.76 / 2 = 0.38 \text{ m} = 38 \text{ cm}$$

$$e = 9.035 (38) / 2240 = 0.153 \text{ cm} = 1.53 \text{ mm}$$

∴ Puede considerarse un espesor mínimo de tubería de 2 mm.

Ejemplo 3: Para el siguiente sistema encontrar el gasto que se puede bombear, de tal forma que la bomba opere con una la eficiencia máxima; con el gasto obtenido decir si la ley de maniobra genera una sobrepresión capaz de ser soportada por al tubería. Determinar la sobrepresión máxima que se genera y verificar que la tubería resiste dicha sobrepresión.

Datos de las curvas características del equipo de bombeo

Q (m ³ /s)	H _b (m)	η (%)
0.06	40	40
0.08	36	80
0.10	30	60
0.12	22	--

El espesor de la tubería es de 3 mm.

$k_v = 35$ para cuando la válvula está abierta al 75% (dato del fabricante).

Solución: 1.- Se sabe que $H_b = H_e + k_T Q^2$

donde k_T : son las pérdidas totales

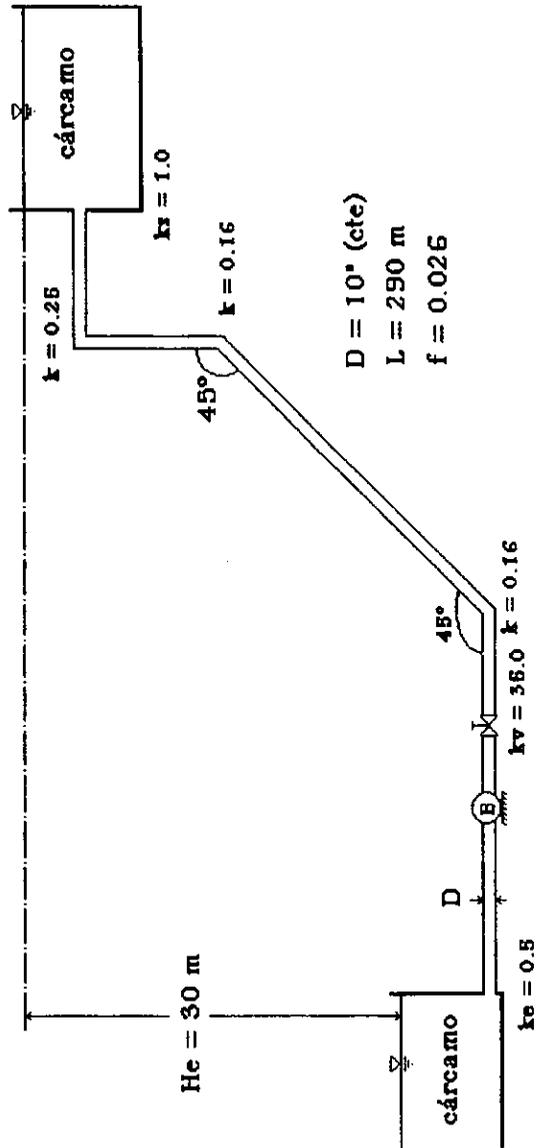
$$k_T = \Sigma \{ [f (L/D) / A^2 2g] + k_i (1/A^2 2g) \}$$

$$D = 10'' = 0.254 \text{ m} \quad \rightarrow \quad A = (\pi \cdot 0.254^2) / 4 = 0.0506 \text{ m}^2$$

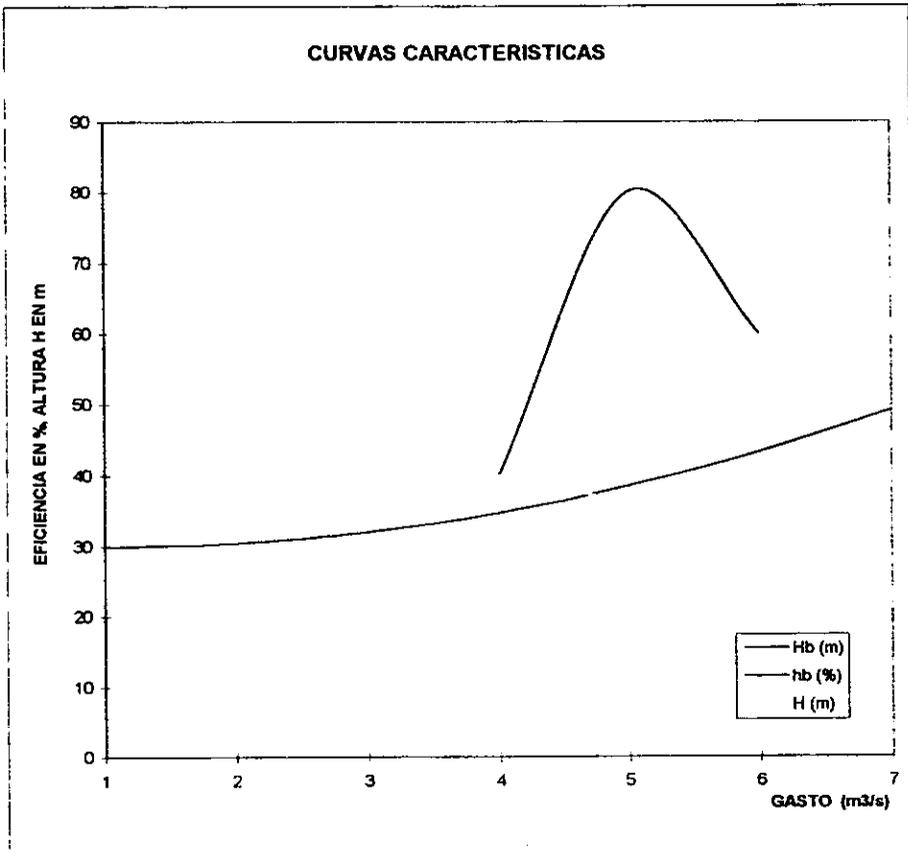
$$k_T = \{ 0.026 (290/0.254) / (1/0.0506^2 \cdot 19.62) + (0.5 + 35 + 0.16 + 0.16 + 0.25 + 1.0) / (1/0.0506^2 \cdot 19.62) \}$$

$$k_T = 590.932 + 737.942 = 1328.87$$

Esquema del ejercicio 3



Q (m ³ /s)	Hb (m)	η_b (%)	H (m)
0	30		
0,02	30,53		
0,04	32,12		
0,06	34,78	40	40
0,08	38,5	80	36
0,1	43,28	60	30
0,12	49,13		22



Por lo tanto la ecuación queda $H_b = 30 + 1328.87 Q^2$ Proponiendo valores se tiene

Q (m ³ /s)	H _b (m)
0	30
0.02	30.53
0.04	32.12
0.06	34.78
0.08	38.50
0.10	43.28
0.12	49.13

De la gráfica anterior se obtiene de la intersección de las curvas los siguientes datos

$$Q = 0.073 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_b = 37.3 \text{ m}$$

$\eta = 72 \%$ (eficiencia máxima del equipo de bombeo).

Con la siguiente Ley de Maniobra obtener la sobrepresión máxima

t (s)	i	η_i
3	0	1.667
6	1	1.333
9	2	1.00
12	3	0.667
15	4	0.333
18	5	0
21	6	0

$$a = 1000 \text{ m/s}$$

$$v = 0.073 / 0.0506 = 1.44 \text{ m/s}$$

$$\varepsilon = (1.44 \cdot 1000) / (19.62 \cdot 37.3) = 1.96$$

$$T = (2 \cdot 290) / 1000 = 0.58 \text{ s}$$

$\tau = 21 \text{ s} > 0.58 \text{ s}$ \therefore La maniobra es lenta y se puede resolver por el método de la Cadenas de Allievi.

$$\xi_0 = 1.0 \quad \eta_0 = 1.667$$

Para $i = 1$

$$\xi_1^2 + 1 - 2 = 2(1.96) [1.667(1.0) - 1.333 \xi_1]$$

$$\xi_1^2 + 5.225 \xi_1 - 7.534 = 0 \Rightarrow \xi_1 = 1.176 \rightarrow \xi_1^2 = 1.383$$

$$H_1 = 1.383(37.3) = 51.58 \text{ m}$$

Para $i = 2$

$$\xi_2^2 + 1.383 - 2 = 2(1.96) [1.333(1.176) - 1.0 \xi_2]$$

$$\xi_2^2 + 3.92 \xi_2 - 6.762 = 0 \Rightarrow \xi_2 = 1.296 \rightarrow \xi_2^2 = 1.679$$

$$H_2 = 1.679(37.3) = 62.63 \text{ m}$$

Para $i = 3$

$$\xi_3^2 + 1.679 - 2 = 2(1.96) [1.0(1.679) - 0.667 \xi_3]$$

$$\xi_3^2 + 2.614 \xi_3 - 6.902 = 0 \Rightarrow \xi_3 = 1.627 \rightarrow \xi_3^2 = 2.647$$

$$H_3 = 2.647(37.3) = 98.73 \text{ m}$$

Para $i = 4$

$$\xi_4^2 + 2.647 - 2 = 2(1.96) [0.667(1.627) - 0.333 \xi_4]$$

$$\xi_4^2 + 1.305 \xi_4 - 3.607 = 0 \Rightarrow \xi_4 = 1.355 \rightarrow \xi_4^2 = 1.836$$

$$H_4 = 1.836(37.3) = 68.48 \text{ m}$$

Para $i = 5$

$$\xi_5^2 + 1.836 - 2 = 2(1.96) [0.333(1.355) - 0 \xi_5]$$

$$\xi_5^2 - 1.932 = 0 \Rightarrow \xi_5 = 1.389 \rightarrow \xi_5^2 = 1.932$$

$$H_5 = 1.932(37.3) = 72.06 \text{ m}$$

Para $i = 6$

$$\xi_6^2 + 1.932 - 2 = 2(1.96) [0 - 0 \xi_6]$$

$$\xi_6^2 - 0.068 = 0 \Rightarrow \xi_6 = 0.260 \rightarrow \xi_6^2 = 0.068$$

$$H_6 = 0.068(37.3) = 2.53 \text{ m}$$

∴ La sobrepresión máxima generada en el sistema después del cierre de la válvula es $\Delta H = 61.43 \text{ m}$, el cual es mayor que la generada por la depresión.

2.- Verificando que el espesor de la tubería sea el adecuado para soportar la sobrepresión.

$$e = P_{\max} \cdot r / f_s \qquad f_s = 2240 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{\max} = \gamma \cdot H_{\max} = 1000 (98.73) = 98\,730 \text{ kg/m}^2$$

$$P_{\max} = 9.873 \text{ kg/cm}^2$$

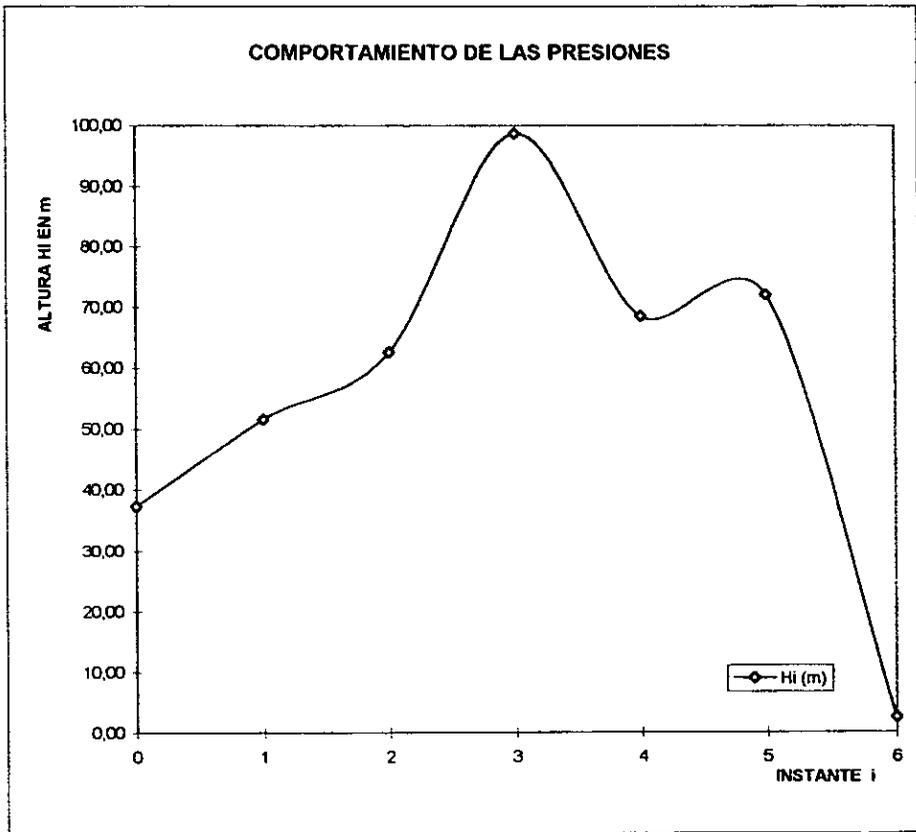
$$D = 10'' = 0.254 \text{ m} = 25.4 \text{ cm} \Rightarrow r = 25.4/2 = 12.7 \text{ cm}$$

$$e = (9.873 \cdot 12.7)/2240 = 0.056 \text{ cm} = 0.56 \text{ mm}$$

$$e = 0.56 \text{ mm} < 3 \text{ mm propuestos}$$

Por lo que el espesor propuesto cumple con los requerimientos necesarios para evitar una ruptura por sobrepresión.

i	Hi (m)
0	37,30
1	51,58
2	62,63
3	98,73
4	68,48
5	72,06
6	2,53



Ejemplo 4: Método de las características.

Para los siguientes datos obtener las presiones que se generan en un conducto a presión para el instante $2\Delta x$ y $2\Delta t$.

$$Q = 0.80 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.80 \text{ m}$$

$$A = 0.503 \text{ m}^2$$

$$L = 3,500 \text{ m}$$

$$a = 1,000 \text{ m/s}$$

$$f = 0.018$$

$$\Delta x = 700 \text{ m}$$

De acuerdo con la ecuación:

$$\Delta t = \Delta x / a \quad \Delta t = 700 / 1000 = 0.70 \text{ seg}$$

Definiendo el punto de interés para:

$$2\Delta x = 2 (700) = 1,400 \text{ m}$$

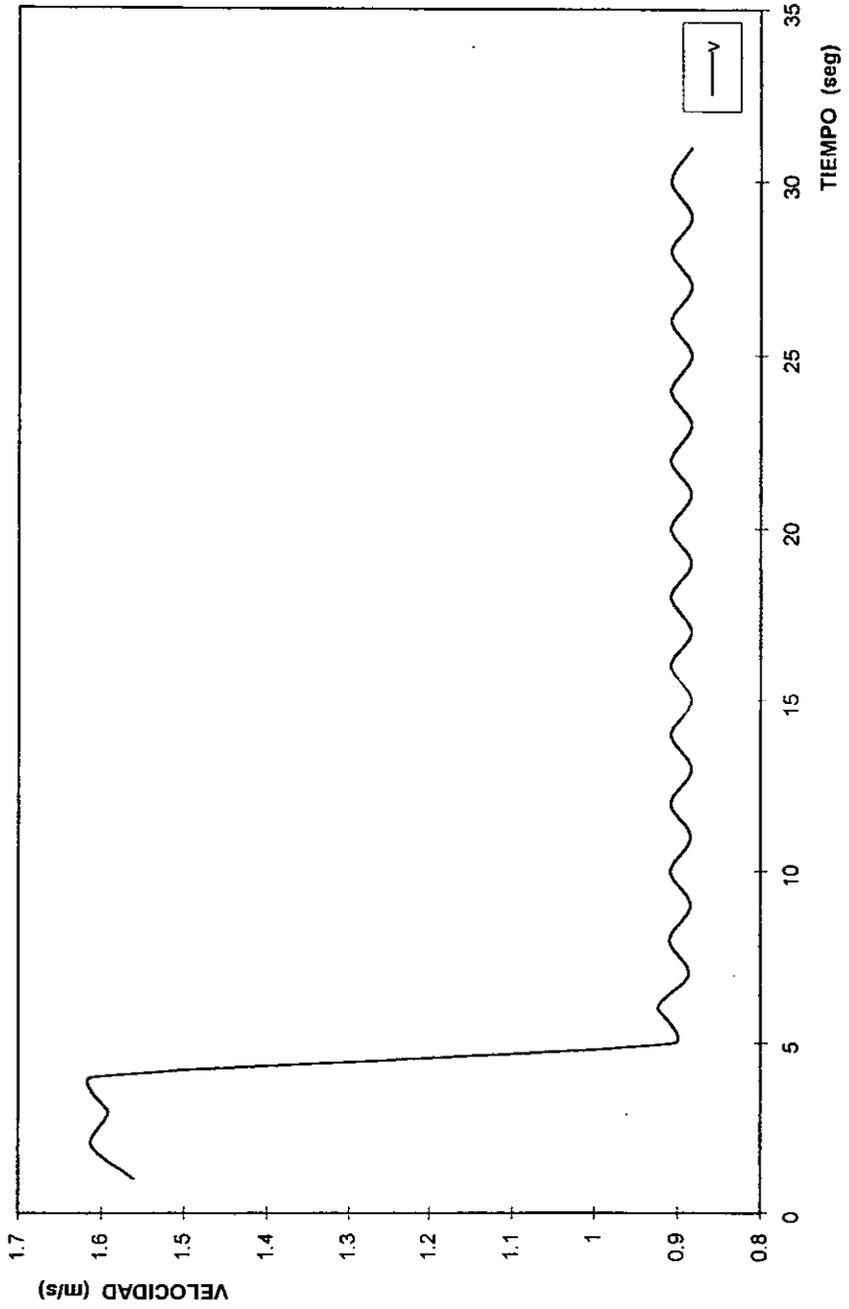
$$2\Delta t = 10 (0.7) = 7 \text{ seg}$$

Con la ecuación

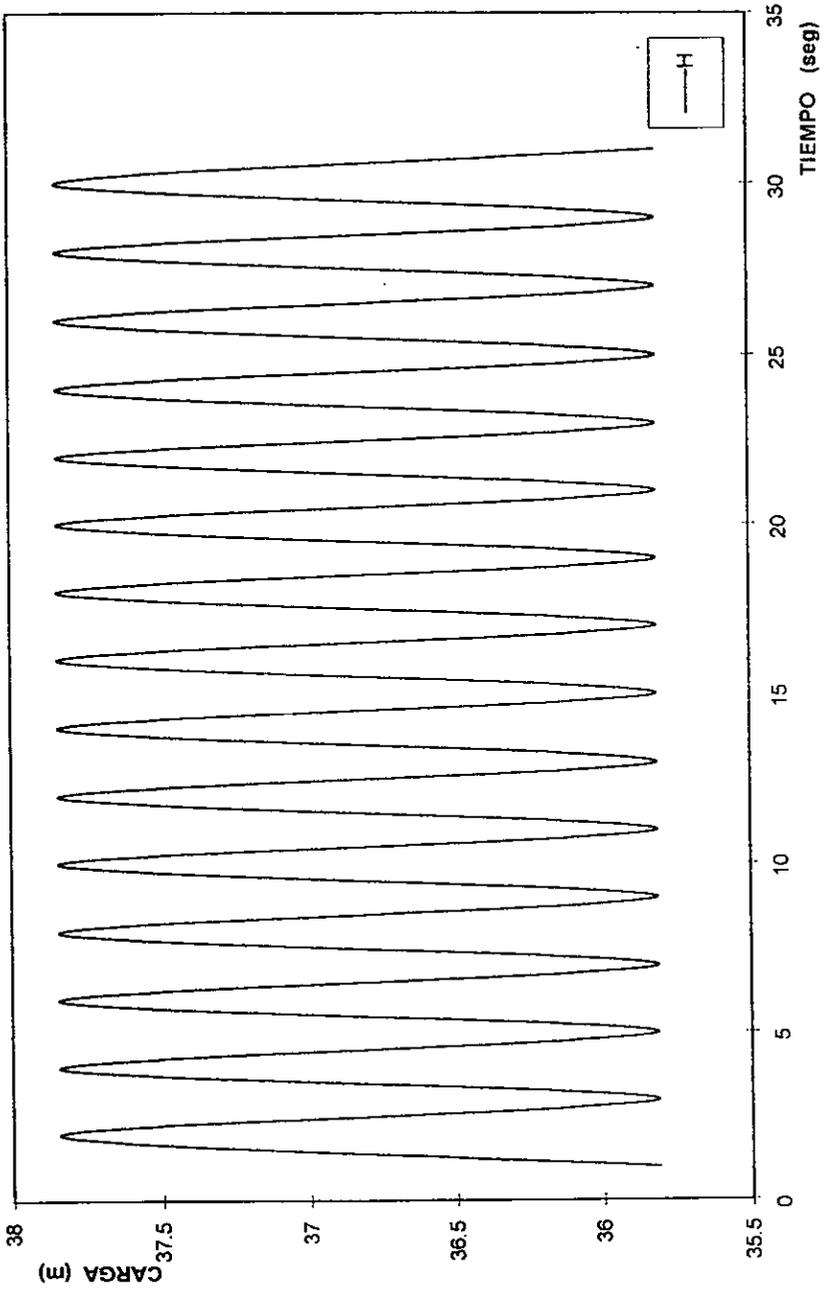
$$B = g A / a = \quad B = 9.81 (0.503) / 1000 = 0.00493$$

Utilizando las expresiones III.20 a III.23 se obtienen los valores con la siguiente tabla de cálculo:

VARIACION DE LA VELOCIDAD RESPECTO AL TIEMPO



VARIACION DE LA CARGA RESPECTO AL TIEMPO



Ejemplo 5. Para un sistema se desea encontrar el diámetro más económico de la tubería de fibro-cemento en la descarga, considerando los siguientes datos.

$$\begin{aligned}
 Q &= 0.3 \text{ m}^3/\text{s} & v &= 1.0 \text{ m/s} & L &= 3\,500 \text{ m} \\
 H_0 &= 30 \text{ m} & \eta &= 65 \% \\
 N &= 20 \text{ años (vida útil)} & v &= 1.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\
 \epsilon &= 0.025 \text{ mm (tabla IV.1)} & i &= 10 \% \\
 C_k &= 0.36
 \end{aligned}$$

de la ecuación IV.12 se obtiene

$$D = 1.128 (0.3)^{1/2} = 0.61 \text{ m}$$

Por lo tanto con cinco diámetros diferentes obtenidos de la tabla IV.2 para tuberías de fibro-cemento

$$\begin{aligned}
 D_1 &= 0.45 & D_3 &= 0.60 \text{ m} & D_5 &= 0.90 \text{ m} \\
 D_2 &= 0.50 \text{ m} & D_4 &= 0.75 \text{ m}
 \end{aligned}$$

obteniendo el coeficiente de fricción para las pérdidas

$$\begin{aligned}
 R &= 1.0(0.61) / 1.1 \times 10^{-6} = 6.1 \times 10^6 \\
 \epsilon / D &= 0.025 / 610 = 0.000041
 \end{aligned}$$

∴ del Diagrama Universal de Moody (Fig. IV.3), se tiene

$$f = 0.018$$

considerando este valor como constante para cada uno de los diámetros propuestos.

El valor de la constante **B** es

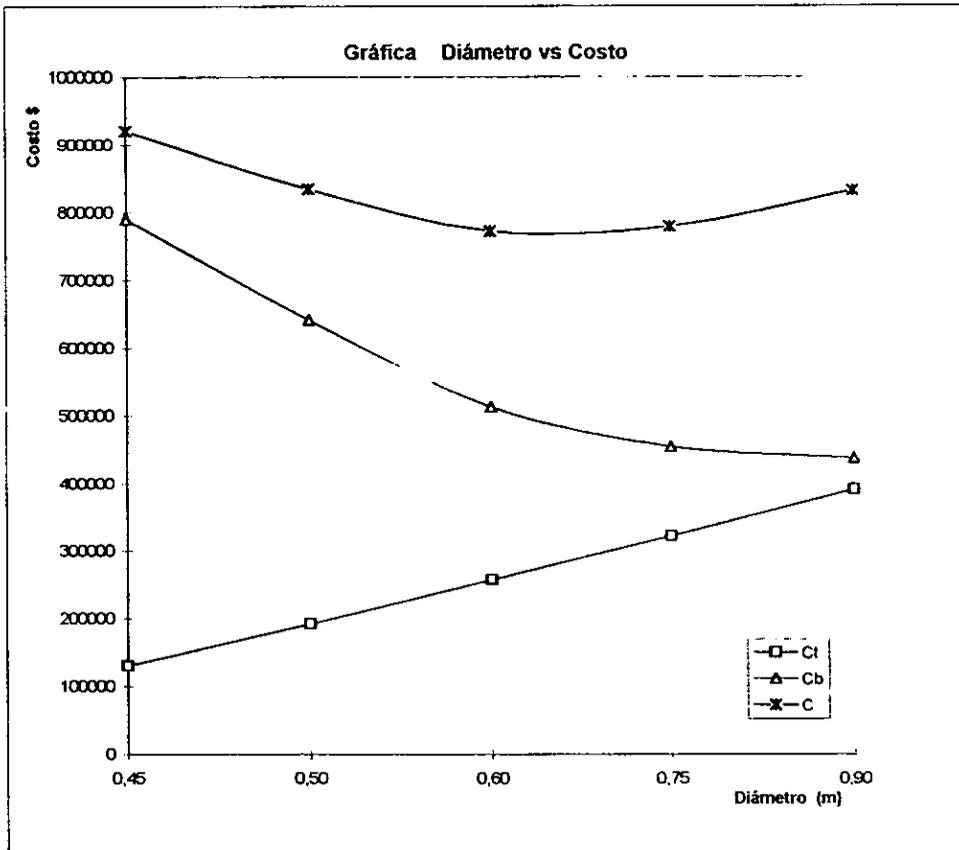
$$B = 85\,848 (0.36)(0.3) / 0.65 = 14\,263.97$$

de la ecuación IV.2 se tiene

$$f(i, N) = 0.1 (1 + 0.1)^{20} / ((1 + 0.1)^{20} - 1) = 0.117$$

D (m)	Area (m ²)	v (m/s)	v ² /2g (m)	hf (m)	Ho (m)	Hb (m)	clase
0,45	0,1590	1,886	0,1813	25,3888	30,00	55,3888	A-7
0,50	0,1963	1,528	0,1190	14,9918	30,00	44,9918	A-5
0,60	0,2827	1,061	0,0574	6,0249	30,00	36,0249	A-5
0,75	0,4418	0,679	0,0235	1,9742	30,00	31,9742	A-5
0,90	0,6362	0,472	0,0113	0,7934	30,00	30,7934	A-5

Hb (m)	Ct	Cb	C
55,3888	131040	790064,18	921104
44,9918	192465	641761,69	834227
36,0249	258804	513858,09	772662
31,9742	323505	456079,03	779584
30,7934	393120	439236,13	832356



Por lo tanto la tubería de fibro-cemento de clase A-5 con un diámetro de 0.60 m resulta como la más económica.

OBRAS CONSULTADAS

- 1.- Autrique Ruíz, René. Cálculo Numérico de los Efectos del Golpe de Ariete. México: Autrique Ruíz, 1982.
- 2.- César Valdéz, Enrique. Abastecimiento de Agua Potable. UNAM, Facultad de Ingeniería, División de Ingeniería Civil Topográfica y Geodésica, Departamento de Ingeniería Sanitaria: Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, 1994.
- 3.- Comisión Federal de Electricidad. Manual de Diseño de Obras Civiles A.2.5. Golpe de Ariete, México D.F. 1982.
- 4.- Gardea Villegas, Humberto. Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo. UNAM, Facultad de Ingeniería, División de Ingeniería Civil Topográfica y Geodésica, 1990.
- 5.- M. Hanif Chaudhry, Ph. D. Applied Hydraulic Transients. Van Nostrand Reinhold Company. New York, 1987.
- 6.- Guara Ferro Rafael... et al. Diseño y Operación Hidráulica de Conducciones de Agua a Presión. Fascículo III y IV. UNAM, Instituto de Ingeniería, 1985.
- 7.- Mancebo del Castillo, Uriel. Manual de Diseño Hidráulico de Conductos a Presión. México: Mancebo del Castillo, 1991. Fascículo I: Flujo transitorio.
- 8.- Mancebo del Castillo, Uriel. Cálculo del Diámetro más Económico de la Tubería de Descarga de una Planta de Bombeo. En: Ingeniería Hidráulica en México, Vol. 10, núm. 1, 2ª época (enero-abril 1995). pág. 49-53.
- 9.- Soldán Córdova, Gustavo Adolfo Paz. Optimación de Sistemas de Bombeo Considerando el Flujo Transitorio. Tesis de doctorado, Facultad de Ingeniería, División de Estudios de Posgrado. México 1989.
- 10.- Sotelo Avila, Gilberto. Hidráulica general. Limusa, 1993. Vol. 1: Fundamentos.