



D-4853

T
621.27
Pg77
401-00020

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"DISEÑO DE UN SISTEMA PARA BOMBLEAR AGUA, MEDIANTE
EL PRINCIPIO DEL ARIETE HIDRAULICO".

TESIS DE GRADO
PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

REALIZADA POR:

JORGE PUCHAICELA O.

GUAYAQUIL - ECUADOR

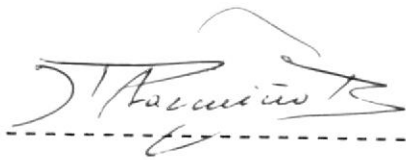
1983

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. MARCOS PAZMIÑO BARRENO,
Director de Tesis, por su ayu
da y colaboración para la rea
lización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MI ABNEGADA MADRE, quien con
sabiduría, amor y sacrificio -
supo inculcar en mí los prin-
cipios básicos de la superación.

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Marco Pazmino Barreno", is positioned above a horizontal dashed line.

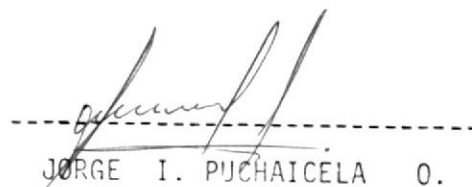
ING. MARCO PAZMIÑO BARRENO

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).



JORGE I. PUCHAICELA O.

R E S U M E N

El siguiente estudio es con el propósito de demostrar la factibilidad del uso de los Arietes Hidráulicos.

En los primeros capítulos se hace un resumen de los conceptos fundamentales de la Mecánica de Fluidos y se analiza el fenómeno del golpe de ariete.

Finalmente mediante un análisis de las características fundamentales de los arietes hidráulicos y pruebas experimentales realizadas en un ariete se demuestran la factibilidad de usar estos dispositivos como alternativa a otros sistemas.

.....

INDICE GENERAL

	<u>PAG</u>
RESUMEN-----	v
INDICE GENERAL-----	vi
INDICE DE FIGURAS -----	x
INDICE DE ABREVIATURAS -----	xii
INTRODUCCION -----	15
CAPITULO I	
JUSTIFICACION DEL PROYECTO-----	16
1.1. PROBLEMAS ENERGETICOS MUNDIALES -----	16
1.2. FUENTES ENERGETICAS ALTERNAS DISPONIBLES-----	18
1.3. IMPORTANCIA DE LA APLICACION DE UNA ADECUA DA TECNOLOGIA -----	20
CAPITULO II	
INTRODUCCION A LA MECANICA DE LOS FLUIDOS ----	22
2.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES -----	22
2.1.1. FLUIDO -----	22
2.1.2. VISCOSIDAD -----	22
2.1.3. SISTEMA -----	22
2.1.4. VOLUMEN DE CONTROL -----	23
2.1.5. FLUIDO COMO UN CONTINUO-----	23

2.1.6. CAMPO DE VELOCIDAD -----	23
2.1.7. CAMPO DE ESFUERZO -----	24
2.1.8. FUERZAS DE SUPERFICIE Y CUERPO-----	24
2.1.9. FLUIDO NEWTONIANO -----	24
2.2. TIPOS DE FLUJO	
2.2.1. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO -----	25
2.2.2. FLUJOS COMPRESIBLES E INCOMPRESIBLES	25
2.3. ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MOVIMIENTO DE LOS FLUIDOS -----	26
2.3.1. LEY DE CONSERVACION DE LA MASA -----	26
2.3.2. ECUACION DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO	28
2.4. CARACTERISTICAS DEL FLUJO EN TUBERIAS -----	29
2.5. CALCULO DE LAS PERDIDAS PRINCIPALES EN LAS TUBERIAS-----	31
2.5.1. PERDIDAS MAYORES -----	33
2.5.2. PERDIDAS MENORES -----	33
2.6. SISTEMA DE TUBERIAS -----	36

CAPITULO III

CONCEPTOS FUNDAMENTALES PARA EL ESTUDIO DEL GOLPE DE ARIETE -----	38
3.1. COMPRESIBILIDAD DE LOS LIQUIDOS -----	38
3.2. ELASTICIDAD DE LOS SOLIDOS Y LIQUIDOS -----	41
3.3. PRODUCCION Y PROPAGACION DE ONDAS -----	45
3.4. FUNCIONES DE LAS VALVULAS Y CAMARAS DE PRESION	49

CAMARAS DE PRESION O ACUMULADORES -----	52
---	----

CAPITULO IV

GOLPE DE ARIETE -----	62
4.1. DESCRIPCION DEL FENOMENO -----	63
4.2. ECUACIONES DIFERENCIALES PARA EL CALCULO DEL GOLPE DE ARIETE -----	73
4.3. METODO GRAFICO PARA RESOLVER EL GOLPE DE ARIETE TE -----	84

CAPITULO V

INGENIERIA DEL PROYECTO -----	86
5.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA -----	86
5.2. CONDICIONES DE DISEÑO -----	87
5.3. DETERMINACION DE CABEZALES -----	92
5.4. SELECCION DE TUBERIAS Y VALVULAS -----	93
5.4.1. TUBERIA DE ALIMENTACION-----	93
5.4.2. VALVULAS DE IMPULSO Y DESCARGA -----	98
5.5. DISEÑO DE LA CAMARA DE PRESION -----	101
5.6. CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL DISEÑO -----	102
5.6.1. SELECCION DEL TAMAÑO DEL ARIETE-----	104
5.6.2. MONTAJE DEL SISTEMA -----	108

CAPITULO VI

ANALISIS EXPERIMENTAL -----	110
6.1. PRUEBAS EXPERIMENTALES -----	110

6.2. ANALISIS DE LOS RESULTADOS -----	118
6.3. COMPARACION CON OTROS SISTEMAS -----	122
CAPITULO VII	
ESTUDIO ECONOMICO DEL MODELO -----	127
7.1. LIMITACIONES PRACTICAS -----	130
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES -----	131
APENDICES -----	134
BIBLIOGRAFIA -----	142

INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
2.1.	CONFIGURACION DE UN SISTEMA Y VOLUMEN DE CONTROL----	27
2.2.	FLUJOS LAMINARES Y TURBULENTOS EN LA REGION DE ENTRADA DE UNA TUBERIA -----	34
2.3.	SISTEMA DE TUBERIAS EN SERIE -----	36
2.4.	SISTEMA DE TUBERIAS EN PARALELO -----	37
3.1.	PROPAGACION DE UNA PEQUEÑA ONDA DE PRESION (5)-----	45
3.2.	VOLUMEN DE CONTROL PARA EL FLUJO A TRAVES DE UNA ONDA DE PRESION (5) -----	47
3.3.	ACUMULADOR DE CONTRAPESO O DE GRAVEDAD -----	54
3.4.	ACUMULADOR DIFERENCIAL DE GRAVEDAD -----	54
3.5.	ACUMULADOR DE PISTON LIBRE -----	55
3.6.	ACUMULADOR DE PISTON AMORTIGUADOR -----	55
3.7.	ACUMULADOR DE DIAFRAGMA -----	56
3.8.	ACUMULADOR DE DIAFRAGMA BASCH -----	56
3.9.	ACUMULADOR CON RESORTE -----	57
3.10.	ACUMULADOR DE VEJIGA -----	57
3.11.	GOLPE DE ARIETE Y SU AMORTIGUACION -----	61
4.1.	CIERRE INSTANTANEO DE UNA VALVULA AL FINAL DE UNA TUBERIA -----	64
4.2.	CORTE DE UN CILINDRO OCUPADO POR UN FLUIDO -----	70
4.3.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA LA DEDUCCION DE LA ECUACION DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO -----	74

<u>Nº</u>		<u>PAG</u>
4.4.	VOLUMEN DE CONTROL PARA LA DEDUCCION DE LA ECUACION DE CONTINUIDAD (2) -----	77
4.5.	FUERZA DE TRACCION EN LA PARED DE LA TUBERIA -----	80
5.1.	ESQUEMA FUNDAMENTAL DE UN ARIETE HIDRAULICO (12)--	88
5.2.	VARIACION DE LA PRESION EN FUNCION DEL TIEMPO <u>AN</u> TES DE LA VALVULA DE IMPULSO (12)-----	89
5.3.	VARIACION DE LA PRESION EN FUNCION DE LA RAZON R/e	96
5.4.	VALVULA DE IMPULSO CON PESOS -----	100
5.5.	VALVULA DE IMPULSO CON RESORTE -----	100
5.6.	ARREGLO DE UN ARIETE -----	103
6.1.	ARREGLO PARA MEDIR LA FRECUENCIA DE VIBRACION DEL RESORTE -----	114
6.2.	CURVAS CARACTERISTICAS DE UN ARIETE HIDRAULICO ---	121
6.3.	CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA <u>DI</u> SEÑADA PARA OPERAR A UN CIERTO NUMERO DE REVOLUCIO NES-----	125
B.1.	COMPARACION DE LA ELEVACION DE PRESION PRODUCIDA - POR EL GOLPE DE ARIETE, EN FUNCION DEL RADIO Y <u>ES</u> PESOR DEL DUCTO -----	139
C.1.	ARIETE HIDRAULICO CONSTRUIDO CON ACCESORIOS DE <u>TU</u> BERIAS -----	140
C.2.	TIPO DE ARIETE QUE USA DIFERENTES TIPOS DE ARREGLOS DE ACCESORIOS Y VALVULAS -----	141
D.1.	MONTAJE DEL SISTEMA -----	142

INDICE DE ABREVIATURAS

a	VELOCIDAD DE LA ONDA DE PRESION
A	AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA TUBERIA
d	DIAMETRO INTERIOR
D	DIAMETRO EXTERIOR
dA	DIFERENCIAL DE AREA
dV	DIFERENCIAL DE VOLUMEN
dm	DIFERENCIAL DE MASA
e	ESPESOR DE LA TUBERIA
E	MODULO DE ELASTICIDAD DE YOUNG
E _c	ENERGIA CINETICA
f	FACTOR DE FRICCION DE D'ARCY
f'	FACTOR ROZAMIENTO DE FANNING
F	FUERZA
h	CABEZAL DE PRESION SOBRE LA NORMAL EN CUALQUIER TIEMPO.
h _e	PERDIDAS MAYORES
h _{lm}	PERDIDAS MENORES
H _o	CABEZAL DE PRESION ESTABLE
H(e)	CABEZAL DE ENTREGA
H(s)	CABEZAL DE SUMINISTRO
H(R)	PERDIDAS POR ROZAMIENTO

K	COEFICIENTE DE COMPRESIBILIDAD
LE	LONGITUD DE ENTRADA
L	LONGITUD DE LA TUBERIA
Le	LONGITUD EQUIVALENTE DE TUBERIA RECTA
η	EFICIENCIA
p	INCREMENTO DE PRESION CORRESPONDIENTE AL CABEZAL h
Q	CAUDAL
Q(e)	CAUDAL DE ENTREGA
Q(s)	CAUDAL DE SUMINISTRO
r	DISTANCIA DESDE EL CENTRO DEL DUCTO
R	RADIO DEL DUCTO
Re	NUMERO DE REYNOLDS
SC	SUPERFICIE DE CONTROL
t	TIEMPO
T	PERIODO DE OSCILACION DE MASA DESPRECIANDO LA FRIC CION.
τ_o	ESFUERZO DE CORTE EN LA PARED DEL DUCTO
$\tau_{r,x}$	VARIACION DEL ESFUERZO EN FUNCION DE r,x
ρ	DENSIDAD DEL FLUIDO
θ	ANGULO FORMADO POR EL VECTOR VELOCIDAD Y EL VECTOR DIFERENCIAL DE AREA
μ	VISCOSIDAD ABSOLUTA
μ	VELOCIDAD DEL FLUIDO EN FUNCION DE LA DISTANCIA DES DE EL CENTRO DEL DUCTO A LA PARED DEL MISMO.
Uo	VELOCIDAD A LA ENTRADA DEL DUCTO
δ	DEFORMACION
ω	FLUJO MASICO

V VELOCIDAD EN EL TUBO

V VELOCIDAD

VC VOLUMEN DE CONTROL

INTRODUCCION

El presente estudio sobre el ariete hidráulico se lo hace con el propósito de incentivar el uso de sistemas - convencionales antiguos tales como: Arietes hidráulicos, molinos de viento, ruedas hidráulicas, etc. Sistemas que han sido desechados actualmente, pero debido a la situación energética actual merecen ser analizados como alternativa a los sistemas actuales.

Mediante un análisis del fenómeno del golpe de ariete y de las características fundamentales de los arietes hidráulicos, se plantean las consideraciones técnicas que se deben tener en cuenta en su diseño.

Finalmente mediante pruebas realizadas con un ariete hidráulico se muestra la flexibilidad conque estos se adaptan a ciertas condiciones de trabajo, lo cual nos permiten usar un ariete hidráulico como alternativa; su uso es totalmente justificable.

CAPITULO I

JUSTIFICACION DEL PROYECTO

1.1. PROBLEMAS ENERGETICOS MUNDIALES

En la actualidad, podemos decir que todos los paises - del mundo unos en mayor grado que otros, están confrontando una verdadera crisis energética.

Los países desarrollados, cuyo crecimiento industrial, se inició en una era de energía abundante y barata, comienzan a sentir los efectos de esta crisis. Efectos que no solo implican disminución de la producción industrial y desocupación, sino que también implican desajustes en los presupuestos asignados por estos paises a los del tercer mundo para programas de desarrollo.

La mayoría de los paises industrializados obtienen - aproximadamente más del noventa por ciento de su energía de solo cuatro fuentes: Petróleo, gas natural, hulla y uranio. Cada una de ellas, presenta desventajas ambientales, de seguridad, de costo o de suministro.

De las cuatro fuentes mencionadas anteriormente es el

petróleo la fuente de energía que más consumen dichos países para satisfacer sus demandas energéticas las mismas que crecen cada año.

Algunos países industrializados tales como Estados Unidos tienen la ventaja de poseer importantes reservas de petróleo en tanto que otros como por ejemplo Japón y la mayoría de los países occidentales - carecen de importantes reservas para cubrir sus demandas energéticas. Esto implica, que la civiliza-ción industrial de alto consumo energético necesita aprovisionarse en parte o totalmente en algunos casos del mercado mundial, formado por los principales países productores de petróleo: Arabia Saúdita, Iran, Irak y Kuwait, los cuales tienen considerables reservas.(1)

Sin embargo, esto no significa que el aprovisionamiento energético en los próximos años va ha estar asegurado por la presencia de estos países, sino, que debemos analizar que la demanda mundial promete seguir - creciendo, ya que los países del Tercer Mundo, también están entrando en la era de la Industrialización lo cual implica que va a llegar un determinado momento en que estas reservas se van a agotar, debiendo anotar además que este suministro de energía por par

te de las naciones petroleras va a depender también de la política que ellas adoptan.

En este punto es preciso buscar los factores que provocaron esta crisis. Entre los principales factores podemos anotar el acelerado desarrollo industrial, desarrollo que implica un gran consumo energético.

Sin embargo, este factor no es por si sólo representativo de la situación actual, sino que más bien podríamos decir que: el despilfarro de energía y la falta de estudios que permitan desarrollar tecnologías para utilizar en forma eficiente otras fuentes energéticas son los factores que más inciden en el origen - de la crisis actual.

Un estudio detallado de estos dos últimos factores y la puesta en marcha de programas para la conservación de los recursos existentes puede constituir un medio que permita cubrir la demanda energética actual y futura.

1.2. FUENTES ENERGETICAS ALTERNAS DISPONIBLES

Para las principales fuentes energéticas mencionadas

anteriormente se han desarrollado técnicas satisfactorias de explotación y utilización. Sin embargo existen fuentes energéticas alternas disponibles tales como: solar, biomasa, térmica, eólica y mareomotriz, para las cuales no existe todavía una tecnología adecuada que permita utilizarlas en una forma eficiente y rentable.

La utilización de estas fuentes están limitadas por cuestiones geográficas, costo o tecnología.

La producción energética del sol es enorme y la perspectiva más prometedora en la tecnología de elementos fotovoltaicos que convierten directamente la luz solar en electricidad. Aunque en este campo se han logrado adelantos en la eficiencia su costo es todavía no rentable. (1)

En cuanto a la biomasa se están desarrollando técnicas que experimentan con la combustión de todo tipo de acumulación natural y la extracción de energía de desperdicios biológicos ordinarios como el estiércol. La utilización de esta fuente tropieza con problemas técnicos y económicos.

La energía geotérmica es la energía emanada por la

corteza terrestre en forma de calor ya sea como agua caliente, vapor o lava volcánica. "Análisis de Costos de los Proyectos Geotérmicos ya desarrollados y - otros en desarrollo demuestran que el KWh geotérmico es el más bajo comparado con el KWh obtenido por - otras fuentes".(2)

La energía eólica es aquella obtenida del viento, su utilización en molinos de viento para bombear agua o activar generadores eléctricos es muy factible.

La energía mareomotriz es obtenida de los mares y - océanos, su aplicación más inmediata estaría en la producción de energía eléctrica, aprovechando la energía cinética y potencial de las olas y mareas y la diferencia de temperatura entre la superficie y profundidades.

Actualmente no existe todavía una definición clara - acerca de cual fuente tendría mayores probabilidades de éxito, tanto en la economía como en la tecnología.

• 1.3. IMPORTANCIA DE LA APLICACION DE UNA ADECUADA TECNOLOGIA

La investigación y desarrollo de una adecuada tecnolo-

gía no sólo deberá estar basada en factores que permitan aprovechar de una forma eficiente y rentable nuestros recursos energéticos sino que también deberá adaptarse a las diversas condiciones ambientales y sociales.

Si tenemos presente que la conservación energética no implica reducción alguna de los servicios vitales, sino que más bien exige el uso suficiente de la energía y restringe el derroche de ésta, que en algunos casos es más importante considerar la función que la tecnología, podemos decir con toda seguridad que los sistemas convencionales antiguos, tales como: Molinos de viento, ruedas hidráulicas, arietes hidráulicos, etc., sistemas desechados actualmente podrán satisfacer algunas necesidades de los próximos años de una manera confiable, eficiente y menos contaminante.

Nota: La revista POLIGIRA 1980-81, publica un artículo del Ing. Marco Pazmiño B., sobre las alternativas de fuentes energéticas en el Ecuador.-

C A P I T U L O I I

INTRODUCCION A LA MECANICA DE LOS FLUIDOS

2.1. CONCEPTO FUNDAMENTALES

2.1.1. FLUIDO

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente bajo la aplicación de un esfuerzo constante, sin importar cuán pequeño sea este.

2.1.2. VISCOSIDAD

"La viscosidad es la propiedad del fluido en virtud del cual este ofrece resistencia a las tensiones de cortadura".

2.1.3. SISTEMA

Un sistema es definido como una cantidad de masa identificable fija: los límites del sistema que pueden ser fijos ó móviles separan el sistema de sus alrededores, pero ninguna masa los cruza.

2.1.4. VOLUMEN DE CONTROL

Un volumen de control es un volumen arbitrario en el espacio a través del cual el fluido fluye. El límite geométrico del volumen de control es denominado superficie de control. La superficie de control puede ser real o imaginaria, puede estar en reposo ó movimiento.

2.1.5. FLUIDO COMO UN CONTINUO

Se trata al fluido como una sustancia virtual infinitamente divisible, la cual nos permite percibir y medir los efectos macroscópicos de una determinada sustancia, sin preocuparnos del comportamiento individual de las moléculas.

Como una consecuencia de asumir el continuo, cada propiedad del fluido se asume que tiene un valor definitivo en cada punto del espacio.

Así las propiedades del fluido tales como: densidad, temperatura, velocidad, etc., son consideradas funciones continuas de presión y tiempo.

2.1.6. CAMPO DE VELOCIDAD

Nos permite determinar la velocidad en un punto dado en

el campo de flujo en función de las coordenadas de espacio x, y, z , y, el tiempo t , esto es: $V = V(x, y, z, t)$, - donde t toma en cuenta las variaciones que puede sufrir V de un instante a otro.

2.1.7. CAMPO DE ESFUERZO

El concepto de esfuerzo, provee un significado conveniente para describir la manera por la cual las fuerzas actuando en los límites del medio son transmitidos a través de él (4).

2.1.8. FUERZAS DE SUPERFICIE Y CUERPO

Las fuerzas de superficie incluyen todas las fuerzas actuando sobre los límites de un medio a través de un contacto directo.

Las fuerzas desarrolladas sin contacto físico y distribuidas sobre el volumen del fluido son llamadas fuerzas de cuerpo (4).

2.1.9. FLUIDO NEWTONIANO

"Los fluidos en los cuales el esfuerzo de corte es directamente proporcional a la razón de deformación son deno-

minados fluidos Newtoniano" (4).

2.2. TIPOS DE FLUJO

La clasificación de los flujos depende del comportamiento macroscópico y de las propiedades del flujo en particular.

2.2.1. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO

El flujo turbulento se caracteriza porque las partículas del fluido se mueven siguiendo trayectorias desordenadas en el flujo, originando un intercambio de cantidad de movimiento entre las capas adyacentes del fluido.

Un flujo laminar es aquel en el cual el fluido fluye en láminas o capas. En el flujo laminar la tendencia a la turbulencia es frenado por la acción de la viscosidad.

2.2.2. FLUJOS COMPRESIBLES E INCOMPRESIBLES

Los flujos en los cuales los cambios de densidad son despreciables se los denomina incompresibles; cuando éstos cambios de densidad dentro de un flujo no son despreciables el flujo es denominado compresible.

2.3. ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MOVIMIENTO DE LOS - FLUIDOS

Los análisis presentados posteriormente, se apoya
rán directa o indirectamente en dos ecuaciones bá
sicas:

- La ley de la Conservación de la masa; y,
- Ley de Newton del Movimiento.

2.3.1. LEY DE CONSERVACION DE LA MASA

El principio de ^{conservación} consideración de la ma
sa establece/que en ausencia de conserva-
ción energía-masa, la materia no puede ser
creada ni destruida; esto implica que para
un sistema fluido a considerar la masa per
manece constante.

Tenemos un volúmen de control V_C limitad
do por una superficie de control SC , -
(Figura 2.1).

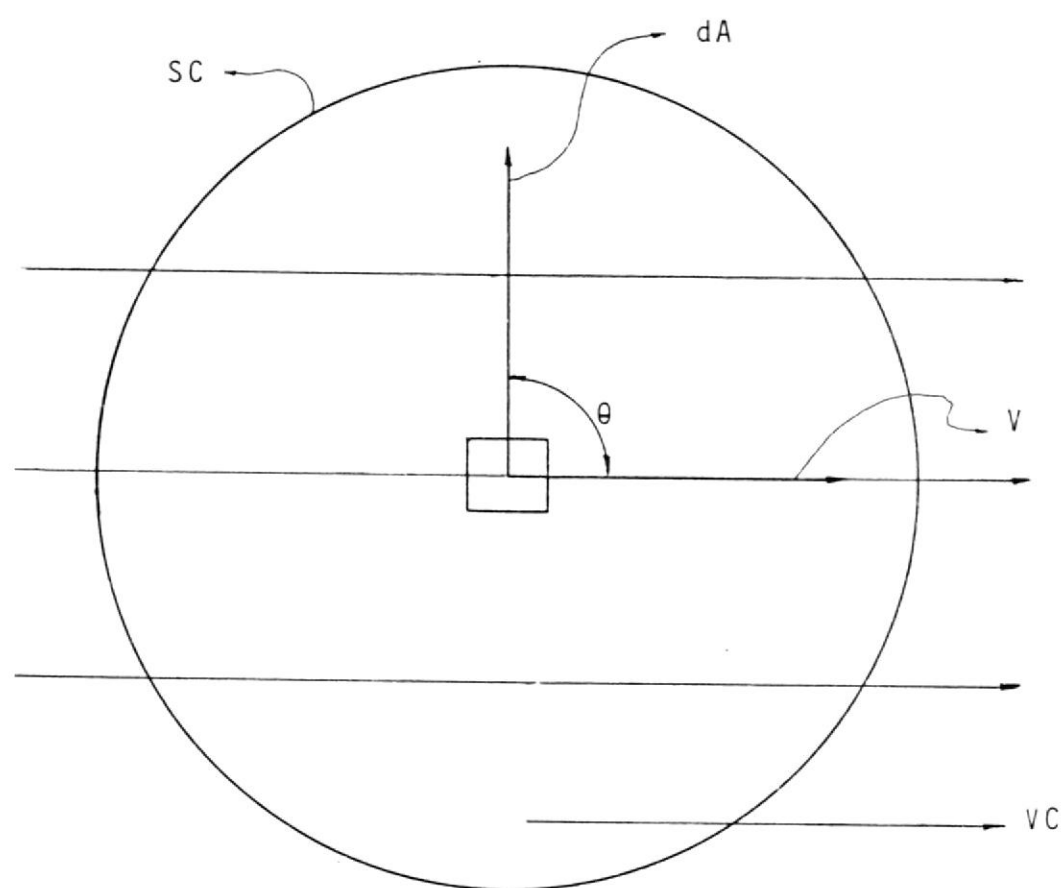


FIGURA N° 2.1.

CONFIGURACION DE UN SISTEMA Y VOLUMEN DE CONTROL

La razón del flujo volumétrico a través del elemento de superficie $d\vec{A}$ es obtenida usando la componente normal de la velocidad, lo cual da $\vec{V} \cdot d\vec{A} = V \cos \theta dA$ y la razón de flujo de masa es $\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$.

La razón de flujo neta a través de la superficie de control es :

$$\int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}.$$

La razón del cambio de masa dentro del volumen de control está dado por $\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV$

Aplicando el principio de conservación de la masa, tenemos que (4):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.1.)$$

2.3.2. ECUACION DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La Segunda Ley de Newton del movimiento establece que la fuerza ejercita sobre un cuerpo en un cierto instante es igual a la razón de variación de la cantidad de movimiento del cuerpo en dicho instante.

Consideremos el fluido el cual esta entrando y saliendo continuamente de un volumen de control VC estacionario, limitado por una superficie de control sc (Fig. 2.1.).

Aplicando la Segunda Ley de Newton, tenemos que (4):

$$\sum F = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho V \, dV + \int_{sc} \vec{V} \rho \vec{V} \cdot dA \quad (2.2)$$

Esta ecuación establece que la suma de todas las fuerzas actuando sobre un volumen de control (no acelerado) es igual a la suma de la razón de cambio del momento dentro del volumen de control y la razón neta de flujo de momento a través de la superficie de control.

2.4. CARACTERISTICAS DEL FLUJO EN TUBERIAS

El flujo a través de tuberías puede ser laminar o turbulento dependiendo del predominio que exista entre las fuerzas viscosas y de inercia.

El flujo es laminar cuando existe un predominio de las fuerzas viscosas y es turbulento cuando existe un predominio de las fuerzas de inercia.

La relación entre las fuerzas viscosas y las de inercia

está dada por el número de Reynolds Re .

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde D es el diámetro del tubo, V es la velocidad promedio, ρ es la densidad del fluido y μ es la viscosidad del fluido.

Estudios realizados indican que flujo laminar solo puede esperarse para números de Reynolds menores que 2300, para valores mayores de 2300 el flujo es turbulento (4).

Realmente no existe un valor exacto que indique la transición de flujo laminar a turbulento.

En la figura 2.2, se muestran algunas características de estos dos tipos de flujo, para la misma velocidad promedio de flujo, $\bar{V}$.

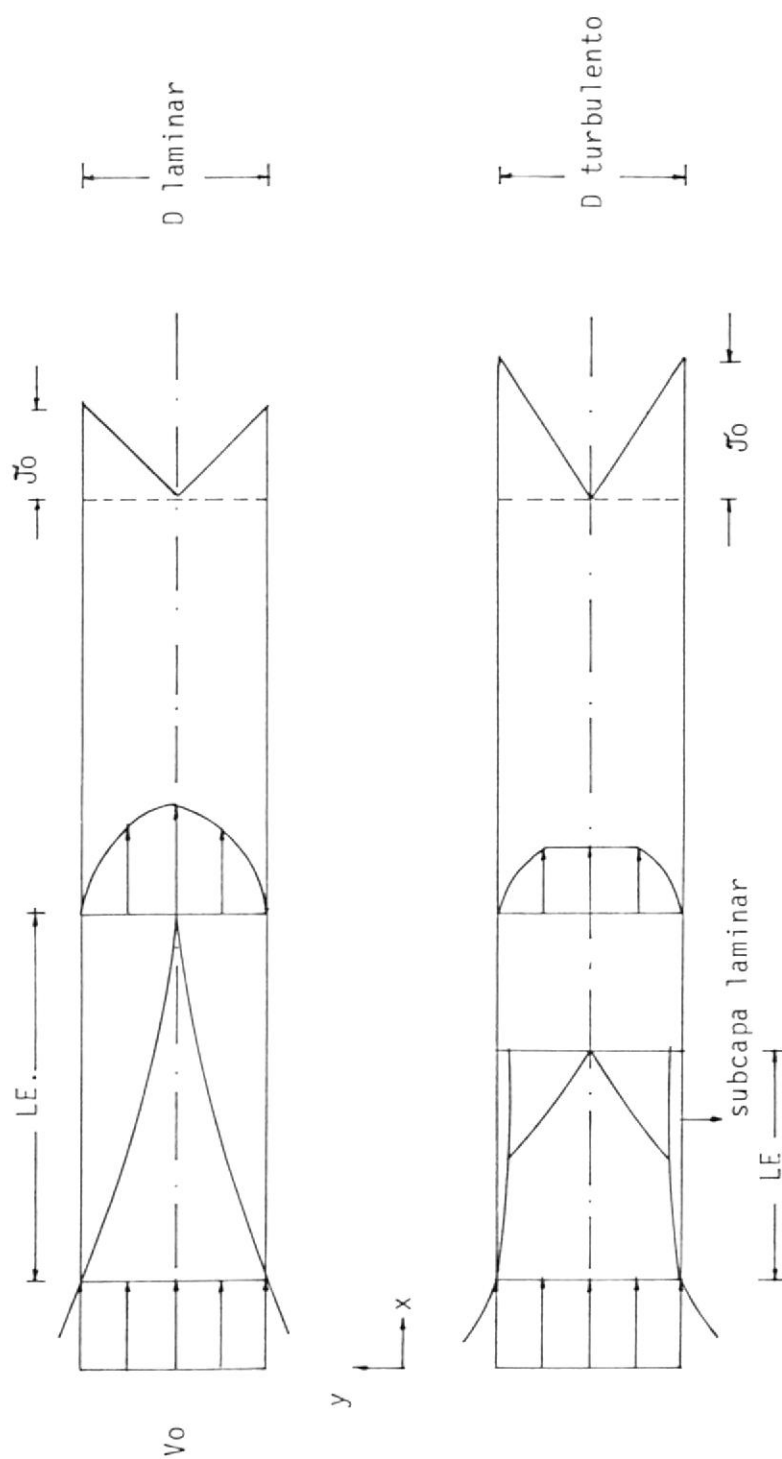
La distancia donde la entrada hasta la localización en la cual la capa límite alcanza el centro de línea es llamada longitud de entrada.

Más allá de la longitud de entrada el perfil de velocidad no cambia con los incrementos de x , lo cual implica que el flujo está completamente desarrollado.

Para flujo laminar, la longitud de entrada está dada por (4):

$$\frac{L_E}{D} = 0.06 Re \quad (2.4)$$

En el flujo turbulento mejora la mezcla de capas de flui



FIGURAS 2.2. (a y b) FLUJOS LAMINARES Y TURBULENTOS EN LA REGION DE ENTRADA DE UNA TUBERIA

do, lo que causa un crecimiento más rápido de la capa límite.

Estudios realizados muestran que el perfil de velocidad medio viene a estar completamente desarrollado entre 25-40 diámetro del tubo a partir de la entrada; sin embargo los detalles del movimiento turbulento pueden no estar completamente desarrollados para 80 ó más diámetro del tubo (4).

Para un flujo laminar completamente desarrollado, el perfil de velocidad esta representado por (4).

$$u = -\frac{R^2}{4\mu} \left(-\frac{\partial P}{\partial x} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (2.5.)$$

donde $\frac{\partial P}{\partial x}$ es el gradiente de presión, r distancia desde el centro de línea, R radio del tubo.

EL perfil de velocidad para flujo turbulento a través de una tubería lisa puede ser representado por la ecuación empírica (4).

$$\frac{\mu}{u} = \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{1/n} \quad (2.6.)$$

donde el exponente n, varía con el número de Reynolds.

$$\begin{array}{ll}
 \text{Re} = 4 \times 10^3 & n = 6 \\
 \text{Re} = 1.1 \times 10^5 & n = 7 \\
 \text{Re} = 3.2 \times 10^6 & n = 10
 \end{array}$$

En flujo estable desarrollado en tuberías horizontales, sea laminar o turbulento, la caída de presión es balanceada únicamente por las fuerzas de corte en las paredes del tubo.

El esfuerzo de corte en base a un gradiente de presión - está dado por (4):

$$\tau_{rx} = - \frac{r}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.7)$$

Ecuación válida para flujo laminar o turbulento; estos - esfuerzos son mayores en flujo turbulento que en laminar y varían linealmente desde cero en el centro del tubo, - hasta un valor w en la pared.

2.5. CALCULO DE LAS PERDIDAS PRINCIPALES EN LAS TUBERIAS

Los cambios de presión en sistemas de flujo son debidos a cambios en la elevación ó velocidad del flujo y a la - fricción.

La fricción hace decrecer la presión, es decir causa una

"pérdida" de presión comparada con la del caso ideal de flujo sin fricción.

Las pérdidas debido a la fricción en flujo completamente desarrollado en porciones de área constante del sistema se denominan pérdidas mayores, y las pérdidas debido al flujo a través de accesorios (válvulas, codos, tes, etc) y cambios de áreas se denominan Pérdidas menores.

2.5.1. PERDIDAS MAYORES

Pra flujo laminar completamente desarrollado, las pérdidas mayores a través de una tubería horizontal estan dadas por (4):

$$h_e = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \quad (2.8)$$

Las pérdidas para un flujo turbulento están determinadas por (4):

$$h_e = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \quad (2.9.)$$

donde el factor de fricción f , es determinado experimentalmente, "frecuentemente un factor de roza-miento está definido por la relación del esfuerzo cortante en la pared del ducto a la cabeza dinámica, $V^2/2g$." (5)."

(*Estos resultados estan publicados en las cartas de L.F. MOODY).

Esto es:

$$f' = - \frac{\tilde{\gamma}_0}{\frac{\rho V^2}{2g_0}} \quad (2.10)$$

El factor de razonamiento f' se lo llama factor de rozamiento de Fanning, el factor de rozamiento f utilizado en la ecuación (2.9) es llamado factor de rozamiento de D'ARCY y se relaciona con f' de la siguiente manera:

$$f' = f/4 \quad (2.11)$$

2.5.2. PERDIDAS MENORES

La disipación de energía también ocurre debido a las disturbancias locales en el flujo, tales como entradas y salidas de las tuberías, codos, válvulas, cambios de sección, etc. Estas pérdidas son llamadas menores, porque en una tubería larga ellas son pequeñas en comparación con las pérdidas causadas por la fricción.

Las pérdidas menores pueden ser representadas como (4):

$$h_{em} = K \frac{V^2}{2} \quad (2.12)$$

donde el coeficiente de pérdida K , debe ser determinado experimentalmente para cada situación (6).

Las pérdidas menores también pueden ser expresadas como (4):

$$h_{em} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.13)$$

Donde L_e es una longitud equivalente de tubería recta..

2.6. SISTEMA DE TUBERIAS

Los sistemas de tuberías pueden estar formados por tuberías en serie, paralelo o ramificadas; para calcular las pérdidas que en ellas se producen se pueden utilizar las ecuaciones y técnicas básicas desarrolladas en la sección anterior.

Para sistemas de tuberías en serie Fig. (2.3.), se cumple que (7):

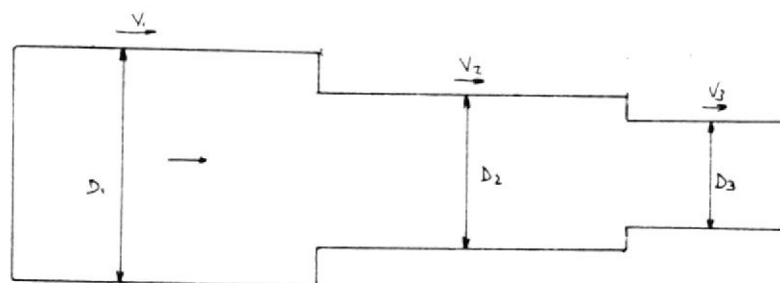


Fig. 2.3.- Sistema de Tuberías en serie.

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 \dots\dots\dots (3.1)$$

$$Hr = Hr_1 + Hr_2 + Hr_3 + \dots\dots\dots (3.2)$$

$$V_1 D_1^2 = V_2 D_2^2 = V_3 D_3^2 = \dots\dots\dots (3.3)$$

Para sistemas de tuberías en paralelo Fig. 2.4., Tenemos que (7):

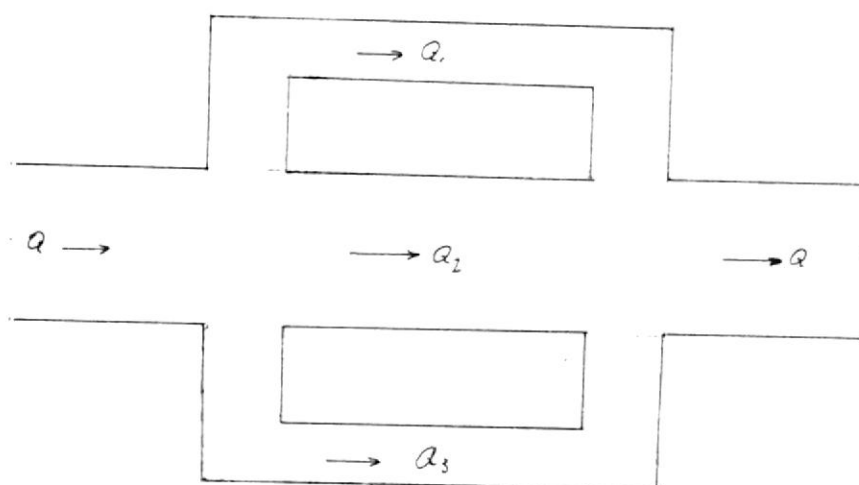


Fig. 2.4., Sistema de Tuberías en paralelo

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (3.4)$$

$$Hr_1 = Hr_2 = Hr_3 \quad (3.5)$$

Una combinación adecuada de estos principios nos llevará a resolver cualquier sistema de tuberías.

C A P I T U L O I I I

CONCEPTOS FUNDAMENTALES PARA EL ESTUDIO DEL GOLPE DE ARIETE.

3.1. COMPRESIBILIDAD DE LOS LIQUIDOS

Aunque para muchas situaciones prácticas se puede considerar a los líquidos como incomprensibles. Sin embargo a altas presiones los cambios de densidad pueden ser apreciables.

En los sistemas hidráulicos, las presiones de más de 100 kg/cm² se consideran de alta presión. Cuando se sobrepasa el valor de 350 Kg/cm², los esfuerzos a que se somete el material y la creciente elasticidad del sistema anulan las ventajas de la presión mas elevada (9).

En la tabla 1 podemos ver el intervalo de presiones que pueden originar algunos procesos hidráulicos.

La compresibilidad de los líquidos depende también de su

TABLA N° 2
INTERVALOS DE PRESION ARBITRARIOS(9)

A P L I C A C I O N	P R E S I O N		
	psi	kg/cm ²	Kilobarrios
Hidráulica industrial:baja presión-----	250-500	20-35	—
Hidráulica industrial: <u>me</u> dia presión -----	1000	70	—
Hidráulica industrial: <u>al</u> -ta presión -----	2000	140	—
Hidráulica de aviación y especialidades-----	3-4000	210-280	—
Límite óptimo-----	5000	350	0,35
Límite normal para acciona <u>d</u> ores lineales -----	6000	420	0,4
Arietes y prensas-----	10000	700	0,7
Límite para los sistemas - hidrostáticos-----	10000	700	0,7
Límite para aceites minera <u>l</u> es -----	50000	3.500	3,5
Presiones elevadísimas----	más de	más de	
	50000	3.500	3,5
Lim.para los dispositivos de pre <u>s</u> ión de fluido	200000	14.000	14

temperatura de trabajo.

El módulo de compresibilidad de fluidos hidráulicos también puede variar bruscamente a presiones sobre los 15 MPa (4).

En la tabla 2, se dan datos de la compresibilidad del agua a 15.5°C.

TABLA 2. COMPRESIBILIDAD DEL AGUA A 15.5°C (9)

Presión psi x 10 ³	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
% de reducción de vol.	0.33	0.66	1.0	1.33	1.66	2.0	2.33	2.66	3.0	3.33

La compresibilidad del agua también variará con la cantidad de productos disueltos y la temperatura.

Los valores de la Tabla son para cálculos prácticos. Para estos cálculos se utiliza un valor promedio de 0.336% para 1000 psi; el agua presenta una compresibilidad mínima a unos 50°C (9).

3.2. ELASTICIDAD DE LOS SOLIDOS Y LIQUIDOS

Cuando un material está sometido a un cierto estado de es fuerzos va a sufrir una deformación; esto implica que al seleccionar un material para una determinada pieza o estructura, debemos asegurarnos además de la resistencia - del material que otras propiedades tales como: dureza, te nacidad y la ductilidad sean tales que permitan a la estructura o pieza cumplir su función para la cual ha sido diseñada.

Mediante un ensayo de tracción sobre una probeta de de acero se encuentra una relación entre la deformación total δ . Con la carga aplicada F , la longitud de la barra l , el área de la sección recta A y el módulo de elasticidad E .

Esta relación está dada por la Ley de HOOKE, esto es:

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (3.2.1)$$

En este ensayo de tracción se asumen las siguientes condi ciones :

- a) La carga ha de ser axial
- b) La probeta debe ser homogenea y de sección constante.

- c) La tensión no debe pasar el límite de proporcionalidad.

En los fluídos también se cumple la ley de la elasticidad

La compresibilidad de un fluido está expresada cualitativamente por medio de su módulo de compresibilidad "K", el cual es definido como:

$$K = -V \frac{dp}{dV} \quad (3.2.2)$$

valores de E para algunos materiales y valores de K para el agua estan dados en las tablas 3,4 del apéndice.

El coeficiente o módulo de compresibilidad es una medida del incremento de presión dp , cuando un volumen V es cambiado en un valor dV .

Debido a su elasticidad, los fluídos son útiles, cuando están comprimidos, para almacenar energía, la cual puede ser recuperada cuando el fluído se expande a su volumen original (8).

No existe una línea de referencia que nos permita considerar a un líquido como compresible o incompresible; más bien podríamos decir que la compresibilidad es importante

TABLA N° 3
ELASTICIDAD DE MATERIALES USADOS PARA TUBERIAS (11) .

M A T E R I A L	MODULO DE YOUNG E		RELACION DE POISSON
	10^9 N/m^2	10^6 Lb/pulg^2	
ALEACION DE AL	68-73	10	0,33
ASBESTO-CEMENTO	24	3.5	
CONCRETO	14-30	3.0	0.1-0.3
COBRE	107-131	18	0.34-0.37
HIERRO FUNDIDO	80-170	15	0.21-0.30
GRAFITO	4.8-17	1.5	0.43
ACERO (DUCTIL)	189-226	30	0,28

TABLA N° 4

ALGUNAS PROPIEDADES DE LIQUIDOS (11)

LIQUIDO	DENSIDAD Kg/m ³	MODULO DE COMPRESIBILIDAD t°c	10 ⁹ ^K N/m ²	VELOCIDAD DE LA ONDA t°c	m/seg	PRESION DE t°c	VAPOR H(m)
AGUA	1000	15	2.1	15	1450		
ACEITE	900	15	1.5	10	1625	15	4.6
PETROLEO	730	16.5	1.46			15	9.19
AGUA DE MAR	1025			15	1510	15	0.2
ALCOHOL ETILICO	790	0	1.32	20	1160	20	0.8

si en el sistema fluído los cambios de densidad o volumen son apreciables; estos casos usualmente involucran aceleraciones repentinas, ondas elásticas, velocidades cercanas o iguales a las del sonido y grandes pesos(8).

3.3. PRODUCCION Y PROPAGACION DE ONDAS

Cuando la presión en un punto en un fluído es cambiada - gradualmente, la nueva presión es difundida a través del fluído tan rapidamente que no se forman gradientes de presión significantes; sin embargo cuando la presión es cambiada repentinamente con respecto a la distancia en un instante dado ó con respecto al tiempo en un plano dado, las propiedades elásticas o de compresibilidad toman gran importancia (8).

En la figura 3.1.(a y b) podemos ver una presión de impulso, moviéndose a través del fluído con una velocidad a.

Escogiendo un sistema de coordenadas en tal forma que se pueda mover con el volumen de control, entonces en relación a este sistema de coordenadas del fluído a la derecha del frente de onda se mueve hacia la izquierda con velocidad a y la velocidad con que se mueve el fluído a la izquierda del frente de onda es $a-dv$, Fig. 3.2. (5)

FIGURA N° 3.1.a. PROPAGACION DE UNA PEQUEÑA ONDA DE PRESION (5).

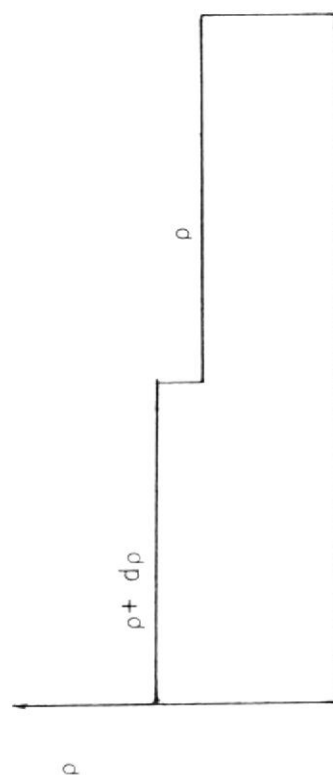
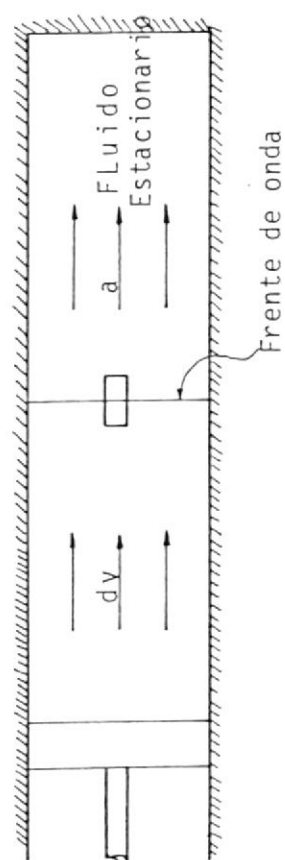


FIGURA 3.1.b. PROPAGACION DE UNA PEQUEÑA ONDA DE PRESION (5)

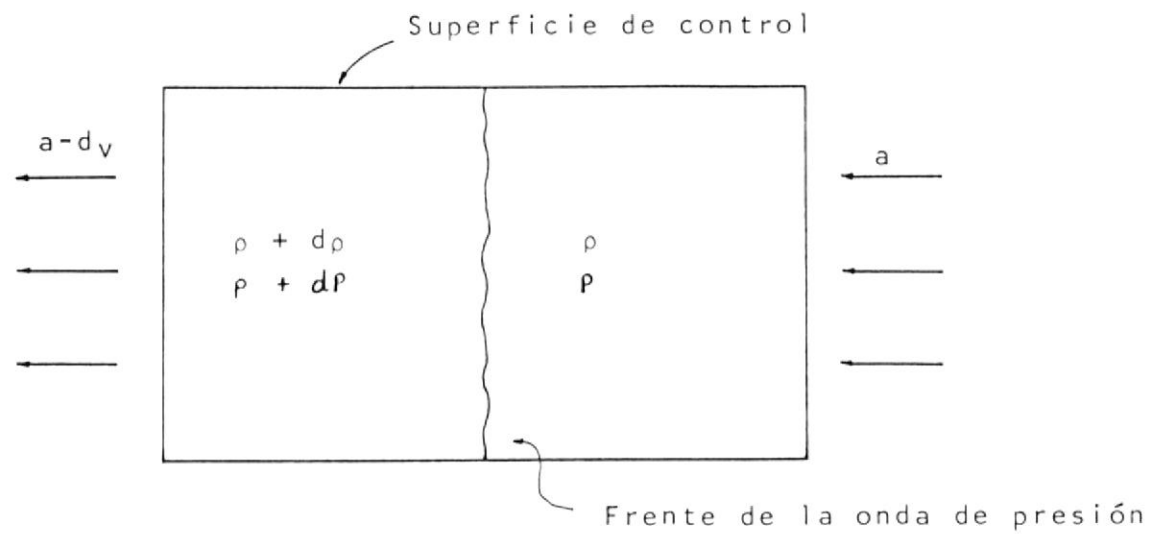


FIGURA N° 3.2. VOLUMEN DE CONTROL PARA EL FLUJO A TRAVES DE UNA ONDA DE PRESION (5).

La ecuación de continuidad escrita en forma diferencial es:

$$d(\rho AV) = 0.$$

Asumiendo que la onda ocurre dentro de un tubo de corriente de Area transversal constante A, la ecuación de continuidad puede ser escrita como:

$$\rho dV + Vd\rho = 0 \quad (3.3.1)$$

Lo cual muestra que no hay cambio en el producto de densidad y velocidad de sección a sección a lo largo de un tubo de corriente.

En la onda elástica simple hay un constante flujo de masa ρV de sección a sección, pero -
- - - la velocidad cambia cuando

el flujo pasa a través de la onda, lo cual resulta en un cambio de flujo de momento; este cambio debe ser igual al cambio en fuerza o presión a través de las secciones, por lo tanto la ecuación de la cantidad de movimiento para el flujo estable para el volumen de control considerado es :

$$A dp + w(-dv) = 0 \quad (3.3.2)$$

donde w es el flujo másico.

Combinando las ecuaciones anteriores tenemos que:

$$v^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (3.3.3.)$$

Como la velocidad es la celeridad a , por lo tanto la ec. (3.3.3) se transforma en:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (3.3.4)$$

La ec. (3.2.2) en términos de la densidad puede ser escrita como:

$$K = \rho \frac{dp}{d\rho}$$

Por lo tanto:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.3.5)$$

ecuación que nos da la velocidad a celeridad de una onda elástica.

La ecuación 3.3.5 muestra que la celeridad de una simple onda elástica depende solamente de las propiedades elásticas y de la densidad del fluido; esta ecuación de la celeridad de pequeñas ondas elásticas, esto es, el incremento en densidad dentro de la onda es pequeño comparado con la densidad ambiental ρ .

3.4. FUNCIONES DE LAS VALVULAS Y CAMARAS DE PRESION

Las válvulas son dispositivos que se utilizan ya sea para controlar el flujo ó la presión de un fluido que fluye a través de una tubería.

De acuerdo a la forma de accionamiento se las podría clasificar en (9):

- a) Manual
- b) Mecánico
- c) Pilotado
- d) Por Solenoide (electrohidraulicas)

Las tablas 5,6, muestran un resumen de las válvulas de control de flujo y de presión.

TABLA Nº 5

VALVULAS DE CONTROL DE FLUJO(9)

TIPO O DESIGNACION	SUBTIPO(S)	OBSERVACIONES
Estrangulador	dos vías una vía	orificio de diám. fijo o tubo capilar. vástago, acción por muelle, con taladro pasante. orificio cantos vivos y aguja terminal fija.
Estrangulador regulable.	orificio, aguja o pistón rosca dos tornillo.	orificio cantos vivos y aguja terminal fija. orificio cantos vivos y aguja regulable. la aguja o el pistón se enroscan y penetran en orificio o lumbrera.
Estrangulador de presión compensada	dos estrangulamientos en serie también dosificadora" by-pass.	dos vías, roscas con paso de fugas, una vía con válvulas antirretorno y by-pass. utilizable en combinaciones paralelas o múltiples. máximo rendimiento global. No se puede utilizar en paralelo.
Divisora de flujo	dos orificios	para dividir la presión de entrada por igual en las dos salidas. Pueden disponerse en cascada.
Prioridad	orificio	para mantener la presión en un circuito de prioridad en servicios múltiples desde una misma bomba.
Transferencia	accionada por la aspiración. acción por presión (o mecánica)	para cortocircuitar un cilindro - parcialmente en una carrera. para cortocircuitar un cilindro - de simple efecto en retorno.
Antirretorno (retención)	bola y asiento	rendimiento limitado con junta metal con metal o de superficie resiente.
Secuencia	achaflanada pistón amortiguado de asiento. pistón drenaje o depósito.	con junta metal con metal o resiente. normalmente tipo pistón. también puede funcionar como de antirretorno para el flujo inverso. tiende a ser menos fiable debido a la acción del muelle. comunmente aplicada a las válvulas de pistón para evitar que las fugas de la admisión provoquen accionamiento prematuro.

TABLA N° 6

VALVULAS DE CONTROL DE PRESION (9)

TIPO O DESIGNACION	SUBTIPO(S)	OBSERVACIONES
SEGURIDAD	a.CARGA DIRECTA b.DIFERENCIAL c.DOBLE d.PILOTO e.DISCARGA Y SEGURIDAD f.ORIFICIO VARIABLE	Tipos de bola, asiento o pistón-véase texto
REGULACION DE PRESION	a.TORNILLO b.ESTRANGULAMIENTO	reducción de presión fija variable con la carga
REDUCTORA	a.CONSTANTE b.PROPORCIONAL	Reducción de presión salida proporcional a la entrada
DECARGA	Varios	Válvulas de seguridad
DESCONEXION	accionamiento directo piloteada	Para descargar bombas para descargar bombas
CONTRAPRESION (COMPENSACION)	a.BOLA b.PISTON	Para bajas presiones mantiene una presión mínima en una línea dada
PRIORIDAD	Pistón	mantiene la presión en una línea principal a expensas de otros servicios si es preciso.
RELAJACION TERMICA	Simple v. de seguridad	utilizada en tramos "bloqueados" para liberar el exceso de presión, generado a veces por dilatación térmica del fluido.

Toda la información contenida en esta sección ha sido tomada de la referencia 9.

CAMARAS DE PRESION O ACUMULADORES

Las cámaras de presión ó acumuladores son capaces de almacenar energía de presión en un fluido. Las funciones que desempeñan en el circuito hidráulico son:

- a) Suministrar fluido a presión cuando no hay bomba
- b) Suministrar fluido adicional a presión para los puntos de demanda de energía.
- c) Absorber los golpes de Ariete en el Sistema
- d) Servir de recipiente de reposición de fluido o compensación (es decir, como depósito a presión).
- e) Como dispositivo auxiliar y de control de la presión para la sincronización de movimientos

Los acumuladores pueden ser de tres tipos básicos:

- a) De contrapesos, en los que la energía potencial deriva de la gravedad. A veces se llaman acumuladores de gravedad.
- b) De muelle, en los que la energía potencial deriva de la almacenada por un muelle comprimido.
- c) De gas (neumáticos) en los que la energía potencial deriva de la almacenada por un gas comprimido. Presentan gran variedad de modelos, basandose la subdivisión principal, en si el gas y el fluido están físicamente separados.

TABLA 7. TIPOS DE ACUMULADORES

De gravedad	a) pistón móvil b) cilindro móvil c) diferencial	a) guiado exteriormente a) guiado exteriormente b) guiado interiormente	gran volumen, altas presiones presiones altísimas, poco volumen. presiones altas, poco volumen
Con resorte	a) pistón libre b) tándem	a) juntas sencillas b) junta líquida c) final amortiguado	pequeños caudales a presiones bajas o moderadas volumen constante de fluido
Con carga de gas	a) no separado b) separado	a) un depósito b) botella de fluido y varias de gas a) pistón b) pistón-diafragma c) pistón en tándem d) pistón anular e) bolsa f) diafragma g) tubular	hidráulica industrial a grandes caudales. ligero y compacto, pero de aplicaciones limitadas efecto de inercia reducido, adecuado Para absorción de golpes de ariete. Volumen de fluido constante peso y volumen reducidos para grandes volúmenes de gas el más versátil muy versátil y compacto sólo para amortiguar golpes de ariete.

En las siguientes figuras se muestra los diferentes tipos de acumuladores con sus partes principales.

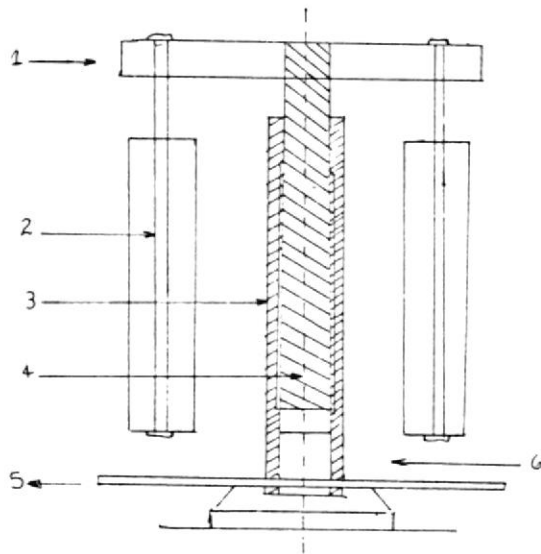


Fig.3.3. Acumulador de contrapeso o de gravedad: 1.Barra; 2.Pesos; 3. Cilindro; 4. Ariete; 5. Línea de servicio; 6. Bomba.

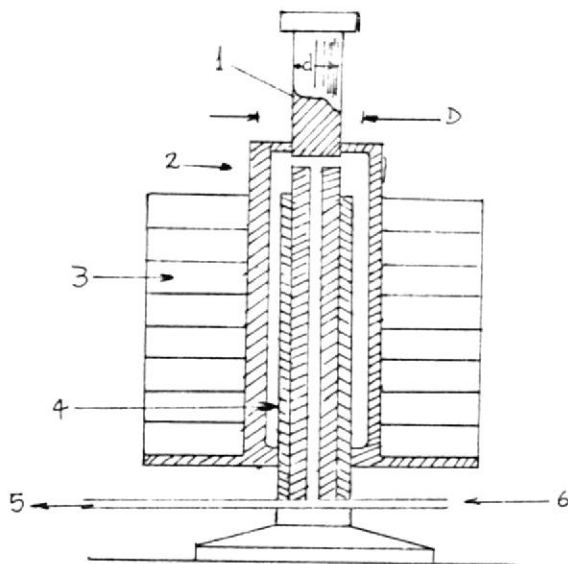


Fig. 3.4.- Acumulador diferencial de gravedad: 1.Ariete; 2.Cilindro; 3. Pesos; 4.Camisa; 5y6.Línea de servicio

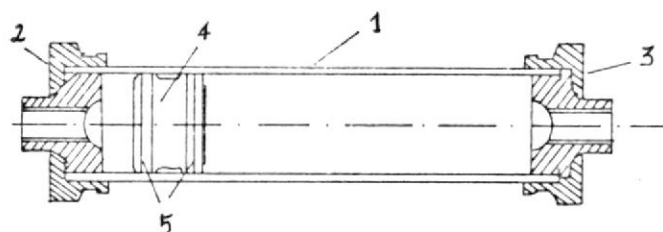


Fig.3. 5.- Acumulador de pistón libre:1.Cilindro;2. Extremo del fluido; 3. Extremo del gas; 4. Émbolo; 5. Juntas del émbolo.

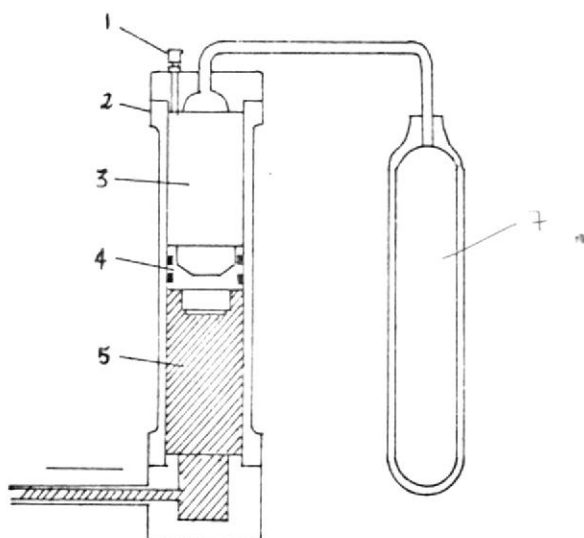


Fig. 3. 6.- Acumulador de pistón amortiguador con botella de gas auxiliar: 1. Válvula de precarga de gas; 2. Cilindro; 3. Gas a presión; 4. Pistón; 5. FLuido; 6. Descarga de fluido al sistema; 7. Botella de gas auxiliar.

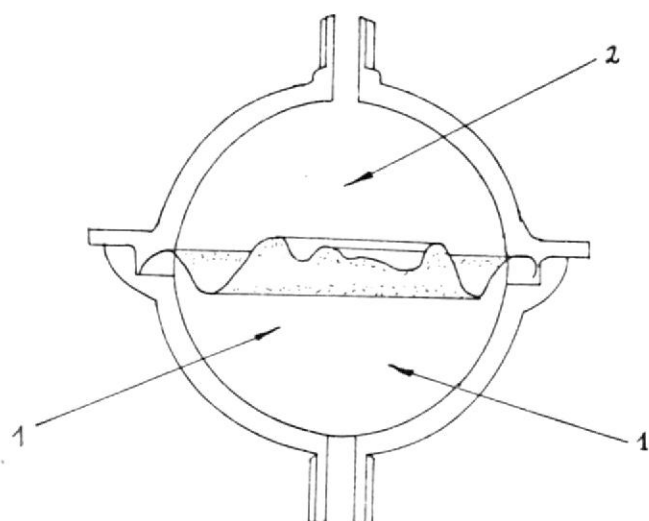


Fig. 3. 7.-Acumulador de diafragma: 1. Cámara de aceite; 2. Cámara de aire.

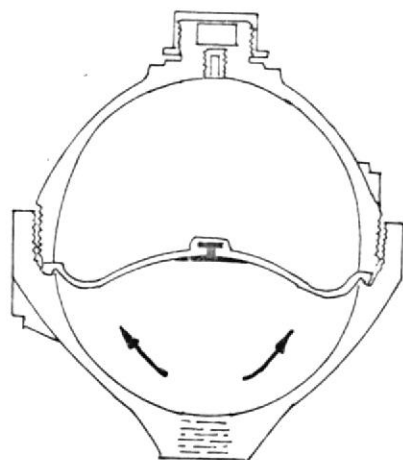


Fig. 3. 8.-Acumulador de diafragma Bosch.

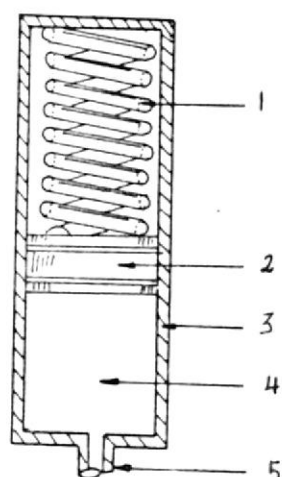


Fig.3. 9. Acumulador con resorte: 1. Resorte; 2. Embolo; 3. Cilindro; 4. Depósito de aceite; 5. Salida de aceite.

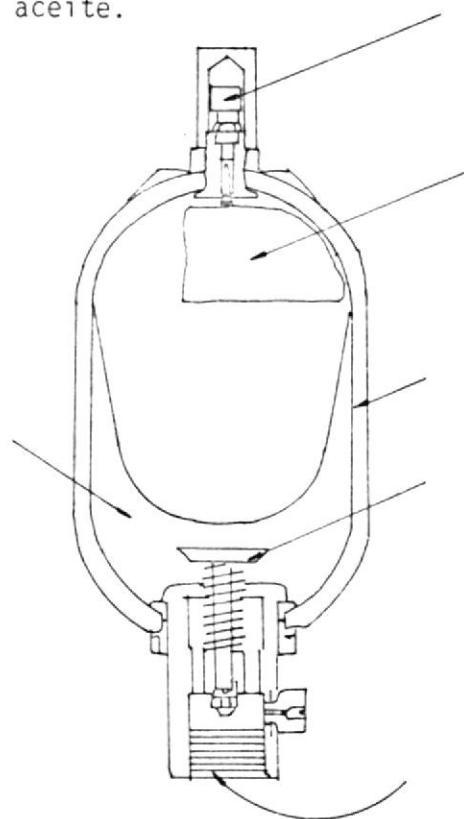


Fig. 3.10. Acumulador de vejiga

El acumulador consta de un recipiente exterior, generalmente cilíndrico, con tapas semiesféricas estirado o forjado para que no haya uniones mecánicas ni soldaduras. Dentro de este recipiente va la vejiga de un material elástico, compatible con el fluido hidráulico utilizado (normalmente caucho-nitrilo).

La vejiga se coloca durante el montaje por el orificio grande que aloja la válvula de seta; la vejiga y la carcasa se unen mediante una válvula de alta presión moldeada en la propia vejiga y que se fija en la parte superior de la carcasa con una tuerca.

La lumbrera de aceite se halla en el otro extremo del recipiente y se cierra con una junta en O; el montaje permite que la boca del recipiente, en su parte inferior, se separe para una presión inferior a la presión teórica del recipiente, como medida de seguridad. El orificio de la válvula es grande para que el aceite circule libremente y para poder sacar la vejiga para su inspección o sustitución. La válvula de Seta permite un gran rendimiento volumétrico y también sirve para que la vejiga hinchada no se extruya cuando el fluido no está bajo presión, o cuando se extrae todo el aceite. ~~Extrée~~ otras medidas de seguridad se encuentra una protección que impide que la válvula de descarga de fluido se abra cuando todavía hay

presión residual en la vejiga.

La vejiga en funcionamiento se llena (con aire o nitrógeno) hasta la presión de precarga especificada y se bombea el fluido a la cámara principal, para comprimir la bolsa. La presión de gas de precarga siempre es muy inferior a la del fluido; las relaciones de compresión son de hasta 5:1, según, las particularidades de la instalación. La presión nominal de trabajo con este tipo de acumuladores alcanza los 210 Kg/cm^2 aunque hay otros modelos del mismo tipo para presiones de hasta 350 a 420 Kg/cm^2 .

La vejiga puede ser piriforme o en forma de huso, para que la distribución de presión sea óptima. Sin embargo, el material y el método de fabricación pueden imponer modificaciones.

Los acumuladores de vejiga son especialmente apropiados para aceites, pero también admiten otros fluidos siempre que sean compatibles con el material de la vejiga. Para agua o fluidos a base de agua hay que someter a tratamiento la carcasa de acero para eliminar la corrosión; por ejemplo, por esmaltado interior a estufa.

Los acumuladores de vejiga son los mas adaptables y eficaces para amortiguar los golpes de ariete originados por

interrupción súbita o deceleración rápida de un líquido que circula por una tubería mediante el cierre rápido de una válvula del circuito hidráulico.

En la Fig. 3.11. , se puede observar la forma como se origina el golpe de ariete y su amortiguación.

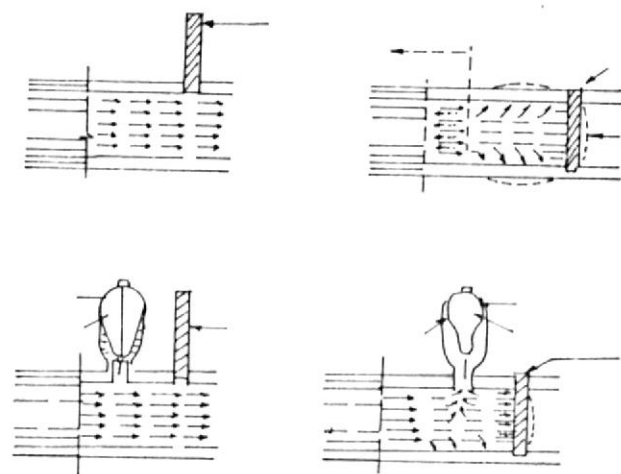


Figura 3.11 . GOLPE DE ARIETE Y SU AMORTIGUACION

CAPITULO IV

GOLPE DE ARIETE

Se llama golpe de ariete al aumento o disminución de presión que se observa en una tubería cuando en ésta cambia bruscamente la velocidad del líquido que circula por ella. (10).

El golpe de ariete se produce en la práctica, cuando se cierran las válvulas que regulan la entrada de agua a las turbinas, al desconectar bombas o al interrumpir en cualquier otra forma brusca el flujo.

El primero en establecer las ecuaciones básicas del golpe de ariete fue JOUKOVSKY, posteriormente ALLIEVI estableció una teoría que permitió explicar dicho fenómeno.

En las últimas décadas se han realizado numerosos trabajos sobre el golpe de ariete, los mismos que han contribuido a la explicación y solución del mismo.

4.1. DESCRIPCION DEL FENOMENO

Para visualizar el fenómeno del golpe de ariete se da una descripción y explicación de los hechos que se producen al cerrar súbitamente una válvula si tuada corriente abajo de una tubería que viene de un depósito a través del cual el fluido está pasando.

En esta descripción se tiene en cuenta la compresi bilidad del líquido y la elasticidad de las paredes de la tubería, además se desprecia el rozamiento.

En la figura 4.1 .(a), podemos ver las condiciones estables iniciales cuando la válvula está completa-mente abierta.

Cuando se produce el cierre instantáneo de la válvu la (b) el fluido más próximo a ella se detiene y la energía cinética se transforma en presión.

El aumento de presión se propaga corriente arriba - de la válvula como una onda de presión, moviéndose con velocidad a . Detrás del frente de onda el agua está comprimida y las paredes del tubo dilatadas lo

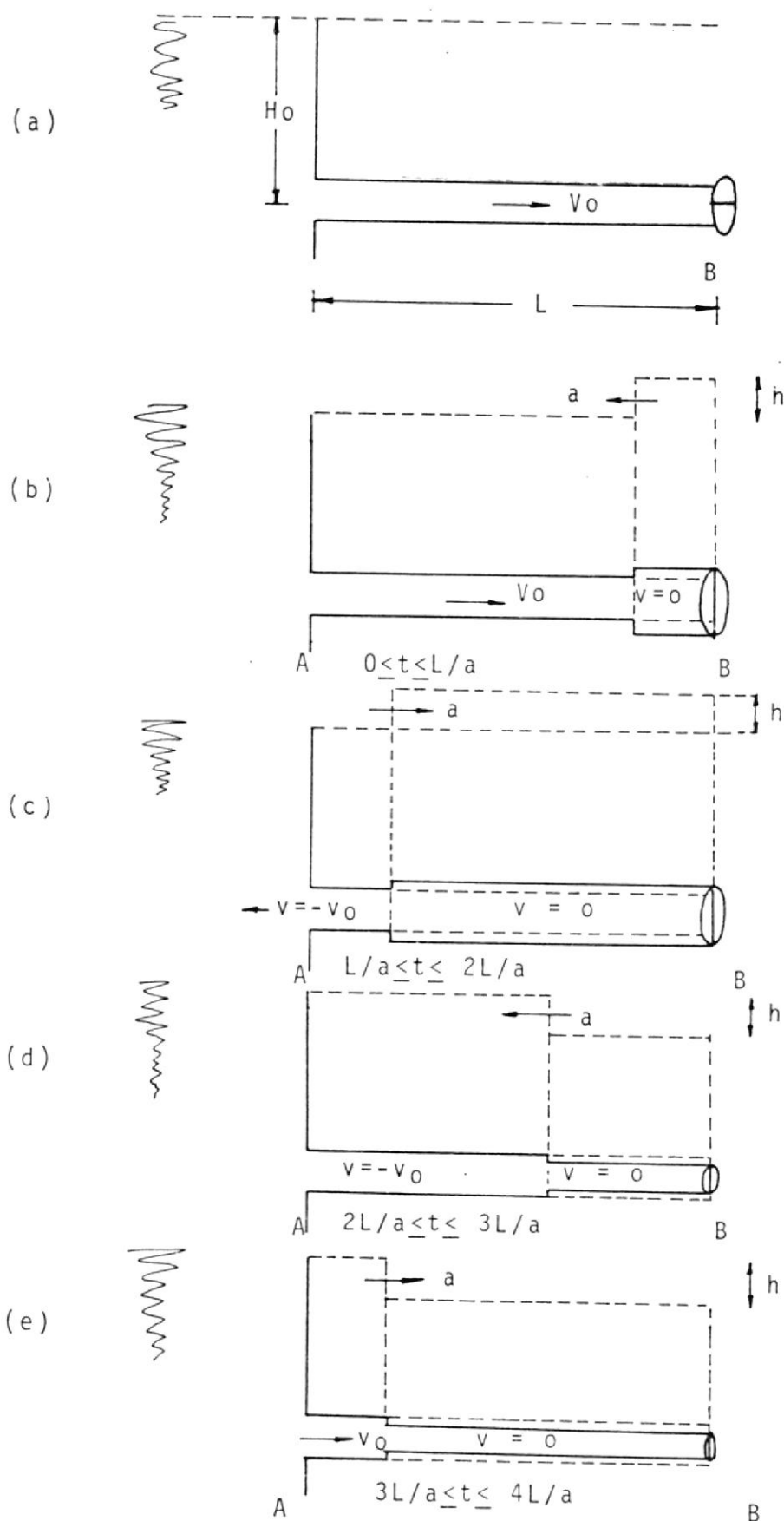


FIGURA N° 4.1.

CIERRE INSTANTANEO DE UNA VALVULA AL FINAL DE UNA TUBERIA

cual permite la entrada de una pequeña cantidad adicional de agua con velocidad original V_0 .

Cuando la onda alcanza el extremo aguas arriba de la tubería en L/a seg ($t = l/a$ seg) todo el fluido está bajo la altura extra h , se ha perdido toda la cantidad de movimiento y toda la energía cinética se ha convertido en energía elástica. (3).

Al llegar a este punto A, la presión es mayor que la del reservorio, de modo que va a existir una situación de desequilibrio, la cual va a producir una dilatación del fluido y la contracción de la tubería. Este proceso de transformación comienza en el reservorio y se propaga hacia la válvula.

En el instante que la onda de presión llega a la válvula, $2L/a$ seg, después del cierre, la presión en la válvula y la tensión en la pared de la tubería vuelven a sus valores normales (antes del cierre); además el fluido tiene una velocidad V_0 dirigida hacia atrás.

Por inercia sale una cantidad de agua mayor que la que entró y la tubería reduce su diámetro a un valor menor que el inicial. Ver figura 4.1. (d), con el resulta-

do de una reducción de la presión. Teóricamente el valor en el que baja la presión es igual, pero de signo contrario que el aumento de presión que se tuvo antes (10) cuando la onda de presión negativa - alcanza el extremo aguas arriba de la tubería, 3L/a seg., después del cierre, se produce una situación de desequilibrio en el depósito, ya que el fluido - en la tubería tiene una presión menor (menor en h) que antes del cierre, lo cual hace que el fluido se mueva dentro de la tubería adquiriendo una velocidad V_0 hacia adelante. Figura 4.1. .(e). Cuando la onda de presión moviéndose aguas abajo con velocidad a , alcanza la válvula 4L/a seg después del cierre, las condiciones vuelven a ser normales, completándose de esta manera un ciclo.

Después el proceso se repite pero cada vez con menor intensidad, debido a que la fricción del fluido y la imperfecta elasticidad del fluido y de la pared de la tubería hacen que el proceso se amortigue hasta - alcanzar de forma permanente el equilibrio (3).

La determinación de la presión producida por el golpe de ariete, depende de las condiciones que se asuma; esto es, se puede asumir que el cierre de la vál

vula es rápido o lento, entendiéndose por cierre rápido cuando la válvula se cierra en menos de $2L/a$ seg. y cierre lento se refiere a tiempos de cierre mayores que $2L/a$ seg. También se puede asumir la incomprensibilidad del fluido y la rigidez de la tubería.

Posteriormente vamos a analizar que para nuestros propósitos lo que más nos interesa es obtener un cierre rápido; por lo tanto considerando que la tubería es más elástica que rígida, la compresibilidad del fluido y que el cierre de la válvula es rápido, la presión producida por el golpe de ariete puede ser obtenida por consideraciones energéticas de la siguiente manera:

El fluido en la tubería posee una cierta energía cinética antes del cierre de la válvula. Cuando se produce el cierre de esta, la energía cinética se transforma en energía de deformación (comprime el fluido y deforma la tubería) si la fricción es despreciada.

La energía cinética total del fluido es:

$$E.C = \frac{1}{2} AL \rho V_o^2$$

ya que el volumen del fluido en la tubería está dado por AL .

La energía de deformación consumida por el fluido es $1/2$ esfuerzo x deformación.

En este caso el esfuerzo es igual a la presión p , producida por el golpe de ariete y la deformación está dada por el cambio de volumen.

En realidad el incremento del diámetro de la tubería (ejem. Tuberías de acero) debido a los cambios de presión es tan pequeño, que para efectos de cálculo puede ser despreciado.

El incremento de presión en un tubo rígido está dado aproximadamente por:

$$p = K \frac{\Delta V}{AL}$$

Por lo tanto el cambio de volumen estará dado por $PA L/K$, y la energía de deformación del fluido será:

$$(E.D)_a = 1/2 AL p^2 K \quad (4.1.1.)$$

Para encontrar la energía consumida en dilatar la tubería, debemos encontrar los esfuerzos producidos en la misma, los cuales dependen del método de sujeción de la tubería y del material del cual está hecha.

Cuando la onda de presión ha llegado al reservorio L/a seg., después del cierre de la válvula, todo el fluido dentro de la tubería está en reposo; por lo tanto, para analizar las fuerzas que intervienen en la dilatación de la tubería, sería conveniente analizar un cilindro ocupado por un fluido.

En la figura 4.2.-, podemos observar las fuerzas que intervienen en la deformación de la tubería.

La fuerza es igual a la presión por el área en la que actúa, esto es, $F = P[A]$ De la ecuación 3.2.1, tenemos que la deformación que sufre la tubería es $\delta = PA/eE$

De aquí que la energía de deformación de la tubería igual a $1/2$. Fuerza x Deformación estará dada por:

$$(ED)_T = 1/2 p^2 \frac{DLA}{eE} \quad (4.1.2)$$

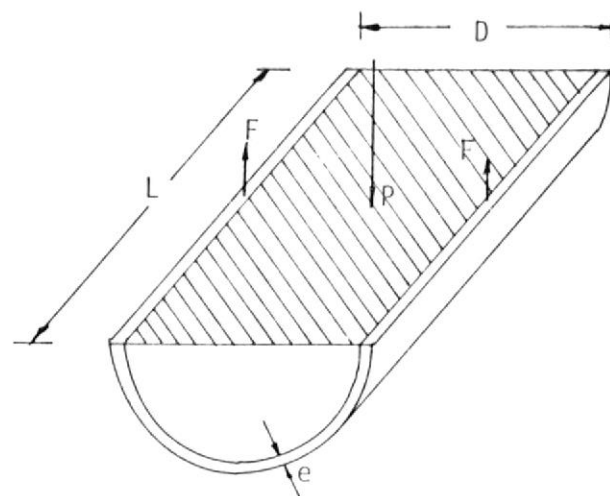


FIGURA N° 4.2 .
CORTE DE UN CILINDRO OCUPADO POR UN FLUIDO

Haciendo un balance de energía, tenemos que:

$$EC = (ED)_a + (ED)_T$$

Esto es:

$$1/2 \rho A L V_0^2 = 1/2 A L P^2 / K + 1/2 P^2 \Delta L / e E \quad P^2 \left(\frac{1}{K} + \frac{\Delta}{e E} \right)$$

$$P = V_0 \sqrt{\frac{\rho}{1/K + d/eE}} \quad (4.1.3)$$

$$h = \frac{V_0}{g} \sqrt{\frac{1}{(1/K + d/eE)}} \quad (4.1.4)$$

Existen otras ecuaciones para obtener la presión producida por el golpe de ariete, las mismas que han sido desarrolladas asumiendo diferentes condiciones.

Así tenemos que:

Para un cierre instantáneo

$$h = \frac{V_0}{g} a^* \quad (4.1.5)$$

Ec.(3.5) de referencia 11

Para un tubo rígido

$$h = \frac{V_0}{g} \sqrt{K/\rho} \quad (4.1.6)$$

Para cierres lentos existen muchos procedimientos y fórmulas apropiadas, tal como la de K.A MIKHAILDY en la que h está dada por:

$$h = \frac{2L V_0}{gT} \quad * \quad (4.1.7)$$

La velocidad de propagación de la onda de presión en una tubería con paredes elásticas está dado por:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho(1/K + d/eE)}} \quad (4.1.8)$$

Un análisis completo debería tomar en cuenta otros factores tales como: Juntas de expansión de la tubería, movimiento de la tubería, esfuerzos longitudinales entre otros; sin embargo para situaciones prácticas las fórmulas establecidas anteriormente son bas

*Ec(3.3) de referencia 11

**Ec (3.18) de referencia 11

tante aceptables.

4.2. ECUACIONES DIFERENCIALES PARA EL CALCULO DEL GOLPE DE ARIETE

En este capítulo se obtendrán las ecuaciones diferenciales para el cálculo del golpe de Ariete, con el propósito de generalizar el flujo a uno transitorio y tomar en cuenta las pérdidas hidráulicas por fricción en la tubería y la compresibilidad del líquido.

Se aplican dos ecuaciones fundamentales de la mecánica a un elemento diferencial de fluido: la segunda ley de Newton del movimiento y la de continuidad.

Las variables dependientes son: la altura de la línea de alturas piezométricas H por encima de un eje de referencia fijo, y la velocidad media V en una sección recta.

Las variables independientes son la distancia X a lo largo de la tubería medida desde el extremo aguas arriba, y el tiempo t .

Por lo tanto las ecuaciones resultantes serán:

$$H = H(x,t) , \quad V = V(x,t)$$

Aplicando la segunda ley de Newton del movimiento en la dirección axial a un elemento de fluido entre dos planos paralelos separados ∂X , normales al eje de la tubería, tenemos que:

$$\rho A - \left\{ \rho A + \frac{\partial}{\partial x} (\rho A) \partial x \right\} + \rho \frac{\partial A}{\partial x} \partial x + \gamma A \delta_x \text{ Sen } \theta - \tau_0 \pi D \partial x = \rho A \partial x \frac{dV}{dt} \quad (4.2.1.)$$

Dividiendo por la masa del elemento $\rho A \partial x$ y simplificando,

$$- \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + g \text{ Sen } \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dV}{dt} \quad (4.2.2.)$$

Tenemos que:

$$p = \rho g(H-Z), \text{ lo cual implica que:}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \rho g \left(-\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right) \quad (4.2.3)$$

En la figura 4.3. podemos ver que $\text{Sen } \theta = \frac{\partial Z}{\partial x}$

En los cálculos transiente el esfuerzo de corte τ_0 se lo calcula bajo la hipótesis de que el coeficiente de rozamiento f es el mismo que para flujo estable (3), por lo tanto τ_0 estará dado por:

$$\tau_0 = \rho f \frac{V |V|}{8} \quad * \quad (4.2.4)$$

Como la velocidad V es función de X y t , tenemos que:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial X} \quad (4.2.5)$$

Con todas estas consideraciones, la ecuación del movimiento estará dada por:

$$g \frac{\partial H}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad (4.2.6)$$

ECUACION DE CONTINUIDAD

La ley de conservación de la masa establece que:

$$\underbrace{\iint_{S.C} \rho \vec{V} \cdot d\vec{H}} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C} \rho dV = 0$$

*Ya que el rozamiento se debe oponer al movimiento V^2 se escribe como $V|V|$ para darle el signo adecuado.

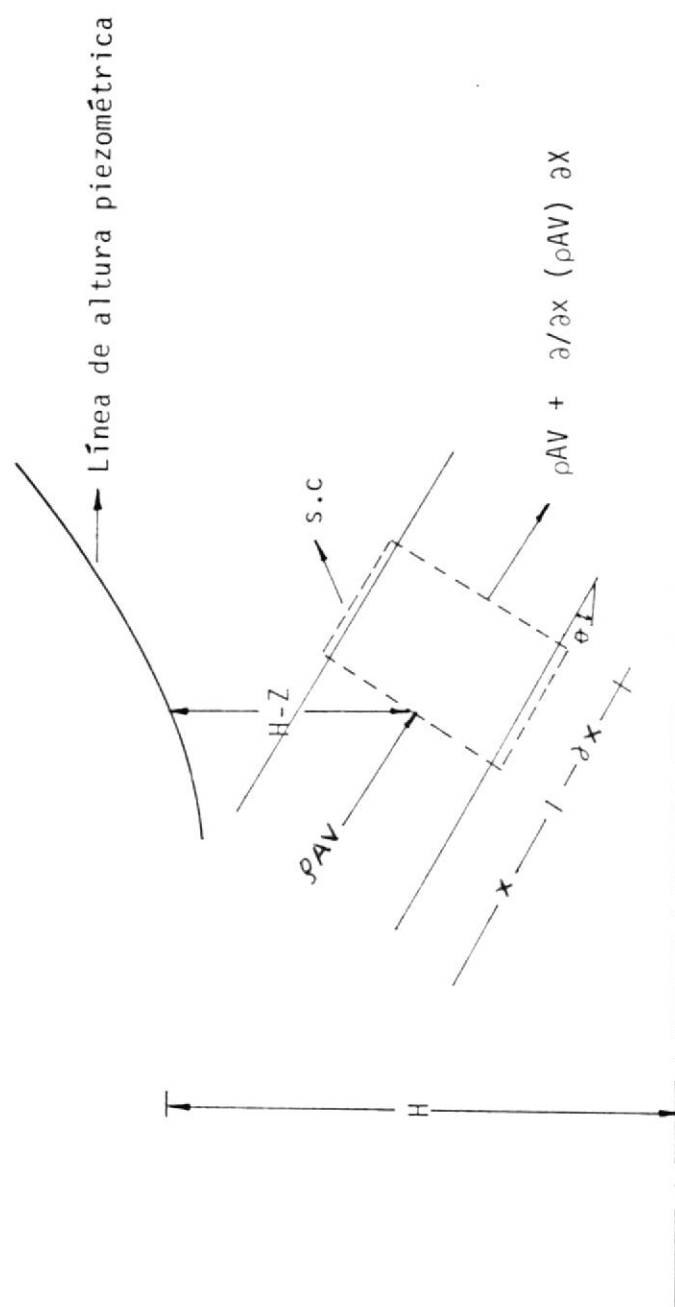


FIGURA N° 4.4.

VOLUMEN DE CONTROL PARA LA DEDUCCION DE LA ECUACION DE CONTINUIDAD (2).

Aplicando esta ecuación al volumen de control de la figura N° 4.4., se tiene que:

$$-\frac{\partial}{\partial x} (\rho A V) \partial x = \frac{\partial}{\partial t} (\rho A \partial x) \quad (4.2.7)$$

Desarrollando la ecuación 4.2.7., tomando en cuenta que:

$\partial x \neq \partial x(t)$; y dividiendo por la masa $\rho A \partial x$

$$\frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (4.2.8)$$

Matemáticamente podemos notar que:

$$\frac{V}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} = \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} \quad (4.2.9)$$

y

$$\frac{V}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (4.2.10)$$

Reemplazando estas ecuaciones en (4.2.8) tenemos que:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4.2.11)$$

Donde:

$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt}$ representa la elasticidad de la tubería y a su velo

cidad de deformación con la presión: y

$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$ representa la compresibilidad del líquido

Analizando la figura 4.5., tenemos que:

- La velocidad de la variación de la fuerza de tracción por unidad de longitud es:

$$(D/2) dp/dt.$$

- Dividiendo el valor anterior para el espesor e de

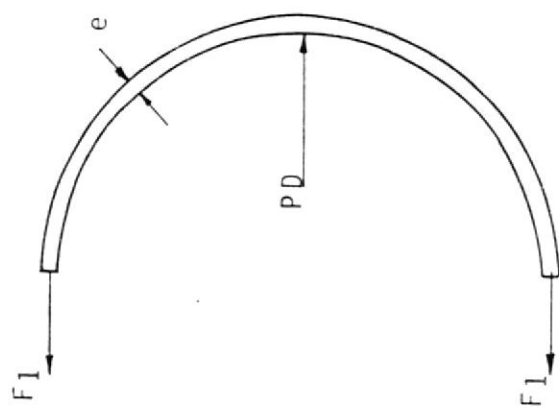


FIGURA N° 4.5.

FUERZA DE TRACCION EN LA PARED DE LA TUBERIA

la tubería , tenemos la velocidad de variación de la tensión $(D/2C) dp/dt$.

- La velocidad de aumento de la deformación unitaria se obtiene al dividir la expresión anterior por el módulo de elasticidad de Young. Esto es, $(D/2eE) dp/dt$.
- Al multiplicar por el radio $D/2$ se obtiene la velocidad de alargamiento radial; finalmente al multiplicar por el perímetro πD se obtiene la velocidad de aumento del área:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{D}{2eE} \cdot \frac{dP}{dt} \cdot \frac{D}{2} \cdot \pi D$$

Pero:

$$\frac{\pi D^2}{4} = A.$$

$$\therefore \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dt} = \frac{DdP}{eEdt} \quad (4.2.12)$$

El módulo volumétrico de elasticidad está definido por (3)

$$K = - \frac{\frac{\partial p}{\partial V}}{\frac{1}{V}} = \frac{dp}{d\rho}$$

$$\therefore \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (4.2.13)$$

Reemplazando las ecuaciones (5.19) y (5.20) en la ecuación (5.18) tenemos que:

$$\frac{Ddp}{eEdt} + \frac{1}{K} \frac{dP}{dt} + \frac{\partial V}{\partial X} = 0$$

ó

$$\frac{1}{K} \cdot \frac{dP}{dt} \left(1 + \frac{KD}{Ee}\right) + \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (4.2.14)$$

Definiendo la constante C^2 , donde:

$$C^2 = \frac{K/\rho}{1 + (K/E)(D/e)C_1^*}$$

* C_1 es un coeficiente de restricción.

La ecuación (4.2.14) se convierte en:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + C^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4.2.15)$$

Sabemos que:

$$\rho = \rho g (H - Z) ; y,$$

$$\frac{dP}{dt} = v \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t}$$

$$\therefore \frac{dp}{dt} = v \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right) + \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial Z}{\partial t} \right)$$

En la ecuación anterior se ha considerado que ρ es constante, debido a que la variación de ρ respecto a x ó t es mucho menos que la variación de H , respecto a x ó t .

Si la tubería está en reposo, $\frac{\partial Z}{\partial t} = 0$ y $\frac{\partial Z}{\partial x} = -\text{Sen}\theta$

$$\therefore \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = Vg \frac{\partial H}{\partial X} + \text{Sen}\theta + g \left(\frac{\partial H}{\partial t} \right)$$

Reemplazando esta ecuación en la (4.2.15), tenemos -
que:

$$\frac{c^2}{g} \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial H}{\partial X} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \text{ Sen } \theta = 0 \quad (4.2.16)$$

La ecuación (5.23) es la ecuación de continuidad para un líquido compresible en una tubería elástica.

Las ecuaciones 4.2.6 y 4.2.16 son las ecuaciones fundamentales que rigen el fenómeno del golpe de ariete; estas ecuaciones son diferenciales parciales no lineales en V y H en función de las variables X y t.

Estas ecuaciones no pueden ser resueltas en una forma general pero existen métodos para desarrollar estas - ecuaciones, haciendo ciertas asumpciones.

4 .3. METODO GRAFICO PARA RESOLVER EL GOLPE DE ARIETE

Las ecuaciones 4.2.6 y 4.2.16, ecuaciones que rigen -

el fenómeno del golpe de ariete, pueden ser resueltas por diferentes métodos haciendo ciertas asumpciones. Entre los métodos utilizados para resolver estas ecuaciones tenemos: Aritmético, gráfico, características, algebraico, lineal.

La solución de las ecuaciones 4.2.6 y 4.2.7, nos permiten encontrar la variación de presión a lo largo de la tubería, pero lo que nos interesa en nuestro caso es conocer la máxima intensidad de presión que se produce cerca de la válvula, la cual la podríamos calcular con la ecuación 4.1.3 y tomar en cuenta las pérdidas, mayores y menores.

De los métodos mencionados anteriormente el método gráfico es el más fácil de aplicar y nos da una representación de la variación de presión que se produce a lo largo de la tubería.

En el Apéndice A, se incluyen en forma general los diferentes métodos para resolver estas ecuaciones con la bibliografía correspondiente.

CAPITULO V

INGENIERIA DEL PROYECTO

5.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el capítulo anterior se analizó el fenómeno del - golpe de ariete, el mismo que produce un aumento transitorio de presión a lo largo de una tubería, cuando se interrumpe bruscamente el flujo que circula por - ella.

En el ariete hidráulico, este fenómeno se lo produce deliberadamente para aprovechar el incremento de presión en la elevación de una parte de agua a una altura mayor que la que causa el flujo.

El problema que se nos plantea es el siguiente:

Se desea diseñar un ariete hidráulico para bombear - una cierta cantidad de agua por unidad de tiempo a una altura determinada, partiendo del hecho que disponemos de una fuente de suministro ubicada a una cierta altura.

5.2. CONDICIONES DE DISEÑO

Antes de entrar a analizar las condiciones de diseño, vamos a describir el funcionamiento de un ariete hi
dráulico fundamental.

El ariete hidráulico es una bomba que fundamentalmente consiste de tubos, una cámara de presión y dos -
válvulas de disco. Estas dos válvulas (válvulas de impulso y válvula de descarga), son las únicas par
tes móviles. ^{que} utiliza es la producida por la caída de una cierta masa de agua.

En la figura 5. 1. podemos ver un esquema fundamental de un ariete hidráulico.

Para visualizar la forma en que se produce el ciclo de bombeo, vamos a partir del hecho de que las dos válvulas se encuentran cerradas. La válvula de im
pulso se mantiene cerrada por la presión ejercida - por el cabezal de suministro, en tanto que la válvu
la de descarga se mantiene cerrada debido a la pre
sión ejercida por el cabezal de entrega.

Para iniciar el ciclo de bombeo, es necesario abrir la válvula de impulso lo cual va a permitir que el

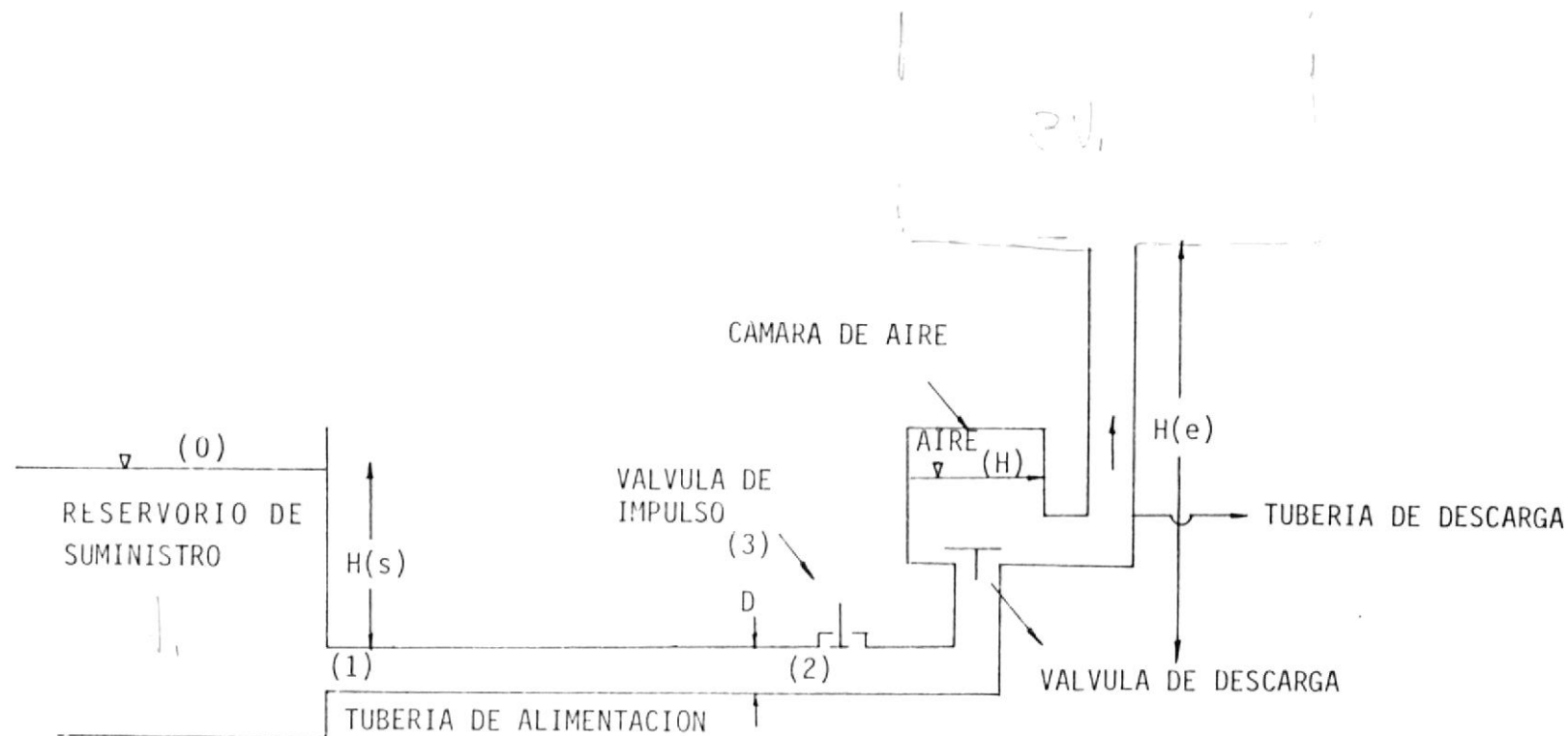


FIGURA 5.1.- ESQUEMA FUNDAMENTAL DE UN ARIETE HIDRAULICO (12)

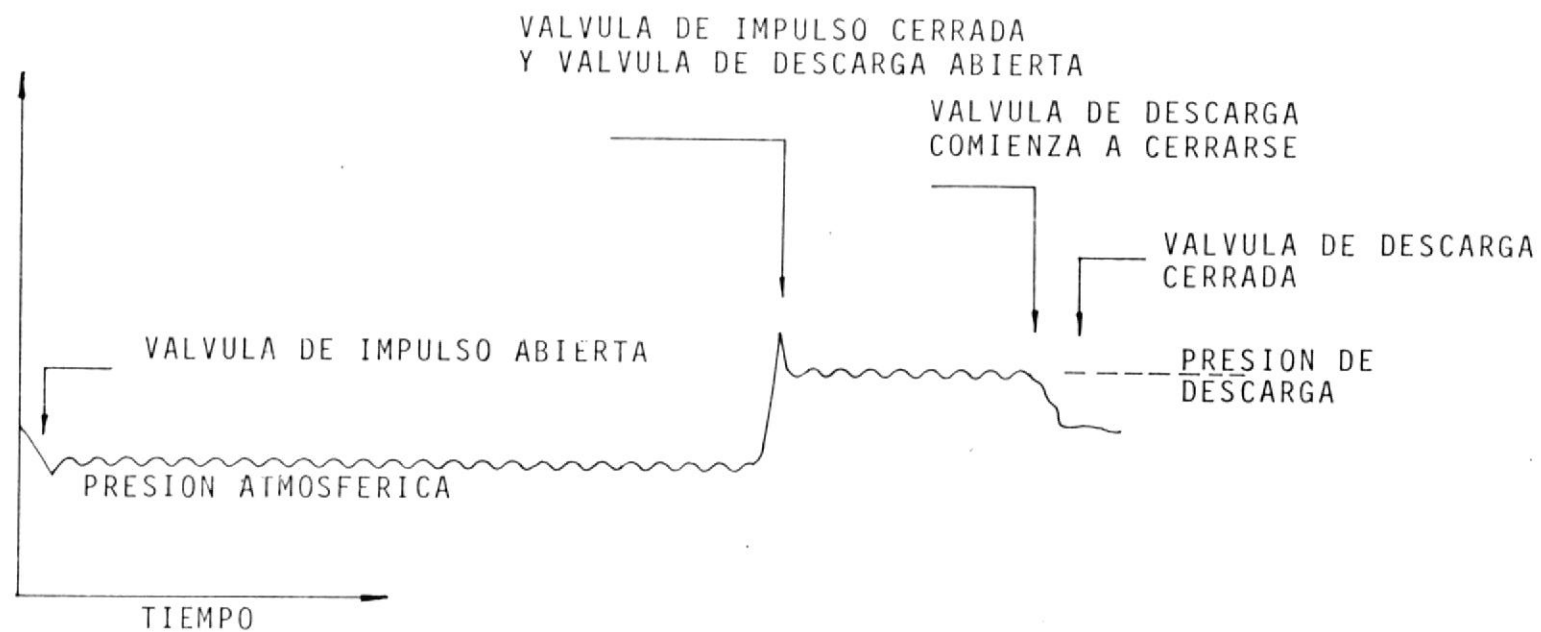


FIGURA 5.2. VARIACION DE LA PRESION EN FUNCION DEL TIEMPO ANTES DE LA VALVULA DE IMPULSO (12).

fluido del reservorio comience a fluír a través de la tubería de alimentación debido a la acción del cabezal H y salga por los alrededores de la válvula de impulso (la válvula de descarga permanece cerrada). A medida que el fluído comienza a acelerar se se origina un empuje dinámico que permite cerrar instantáneamente la válvula de impulso al vencer el peso de ésta. Este cierre instantáneo origina una onda de presión (golpe de ariete), la misma que abre la válvula de descarga y permite el paso del fluido hacia la cámara comprimiendo el aire de ésta hasta cuando la presión se disipa.

En la sección 4.1, al describir el fenómeno del golpe de ariete, vimos que en un momento determinado - ocurre una inversión del flujo, lo cual origina que la presión en la tubería (en este caso, tubería de alimentación) disminuya en un valor que teóricamente es igual pero de signo contrario que el aumento de presión que se tuvo antes; esto origina el cierre de la válvula de descarga. Esta disminución de presión permite también que se abra la válvula de impulso ya que la presión atmosférica actuando sobre la válvula y el peso de ésta originan una fuerza mayor que la originada por la presión interna -

actuando sobre la válvula, lo cual permite que la válvula se abra automáticamente.

Cuando la válvula de impulso se abre, la presión en la tubería de alimentación en la región de la válvula de impulso llega a ser la atmosférica. El cabezal del reservorio de suministro actúa luego para desacelerar el flujo hacia atrás a la velocidad cero y luego acelerar el flujo para comenzar otro ciclo (12).

En la figura 5.2. ., podemos observar la variación de presión en función del tiempo.

Luego de haber analizado el funcionamiento del ariete hidráulico, las condiciones de diseño deberán ser tales que:

- a. El ariete hidráulico diseñado, bombee la cantidad de agua requerida a la altura deseada.
- b. Los materiales utilizados en la construcción del ariete resistan los cambios de presión originadas por el funcionamiento del mismo.
- c. Las dimensiones y características de las tuberías,

cámara de presión y válvulas sean tales que permitan un buen rendimiento del aparato.

Todas estas características deberán estar estrechamente ligadas al factor costo.

Posteriormente al diseñar las diferentes partes que van a constituir el ariete hidráulico se analizarán detenidamente estas condiciones.

5.3. DETERMINACION DE CABEZALES

La determinación de los cabezales es muy importante ya que la eficiencia del ariete hidráulico dependerá tanto del cabezal de entrega como del cabezal de suministro.*

En la mayoría de los casos, las condiciones del sitio determinan el cabezal de suministro disponible, lo cual implica que el ariete hidráulico deberá diseñarse en base a este cabezal; sin embargo cuando la situación lo permita se deberá de tratar de poner los cabezales en la relación mencionada anteriormente.

*Resultados experimentales muestran que la mejor eficiencia en el trabajo del ariete hidráulico se obtiene cuando el cabezal de suministro es la tercera parte del cabezal de entrega (13).

✓ El cabezal de suministro deberá ser tan grande como sea posible con el propósito de evitar las pérdidas por fricción en la tubería de alimentación y el ariete hidráulico deberá estar colocado tan cerca como sea posible del tanque de suministro.

La determinación de estos cabezales es necesaria para saber si el ariete hidráulico va a bombear la cantidad de agua requerida.

En la tabla 8, podemos determinar la cantidad de agua que se puede bombear en base al flujo en la fuente de suministro y los cabezales de suministro y entrega.

5.4. SELECCION DE TUBERIAS Y VALVULAS

La selección de tuberías deberá hacerse tomando en cuenta la presión que produce el cierre instantáneo de la válvula de impulso (golpe de ariete). Esto implica que al seleccionar la tubería el material y espesor de la misma deberá ser tal que resista este incremento de presión.

5.4.1. Tubería de Alimentación

En el estudio del golpe de ariete vimos que -

parte del incremento de presión es utilizado en dilatar las paredes de la tubería.

Una instalación ideal debería ser hecha de materiales completamente rígidos, esto es inelásticos, pero debido a que con los materiales - disponibles no es posible lograr esta condición ideal, debemos seleccionar una tubería - que resista por lo menos este incremento de presión. Este incremento de presión está dado por la ecuación 4.1.3.

Por ejemplo, si tenemos agua circulando a una velocidad $V = 1\text{m/sec}$ por una tubería de hierro fundido de diámetro interior $d = 50\text{ mm}$ y espesor $e = 2\text{ mm}$., la sobre presión que se va a producir al cerrar bruscamente la válvula será:

$$P = V_0 \left(\frac{\rho}{\frac{1}{K} + d/eE} \right)^{1/2}$$

$$\rho = 10^3 \text{ Kg/m}^3, K = 2.1 \times 10^9 \text{ N/m}^2, E = 100 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$\therefore p = 1.0 \left(\frac{10^3}{1/2.1 \times 10^9 + 50/2 \times 100 \times 10^9} \right)^{1/2}$$

$\frac{10^3}{2.1 \times 10^9 + 2.5 \times 10^{10}}$
 $\frac{10^3}{2.71 \times 10^9}$
 3.69×10^{-7}
 $6.07 \times 10^{-4} \text{ N/m}^2$

Transformando unidades el incremento de presión será:

$$p = 14.08 \text{ Kg/cm}^2.$$

Por lo tanto la tubería debe seleccionarse de tal forma que soporte la presión ejercida por el cabezal estático más la presión producida por el golpe de ariete.

Analizando la ecuación (4.1.3), podemos ver que la variación de presión debido a una cierta reducción de la velocidad de un fluido en función de la razón entre el radio interior R de la tubería al espesor e de la misma variará de la forma que se muestra en la figura 5.3.

En el apéndice B, se da la máxima elevación de presión producida por el golpe de ariete - en función de la razón R/e para diferentes materiales para una reducción en la velocidad - del flujo de 0.5 m/seg.

Aunque investigaciones han mostrado que el ta

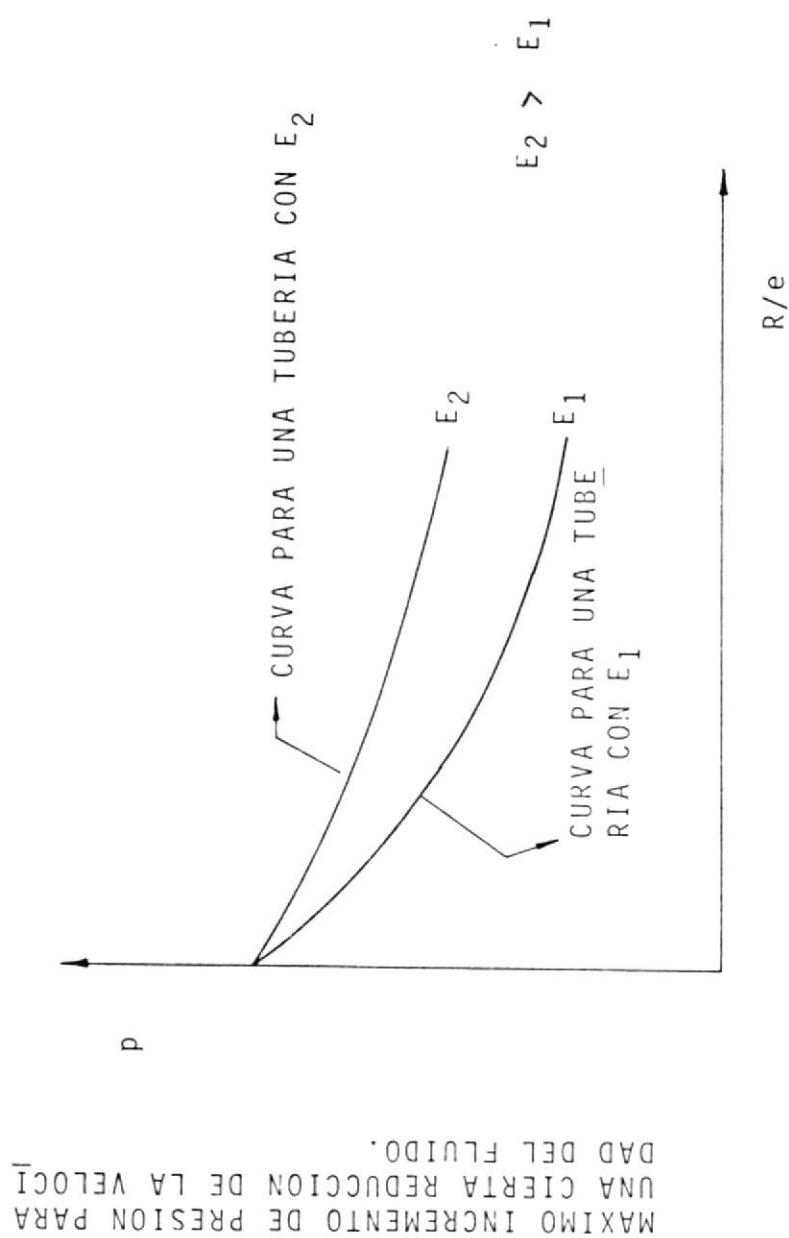


FIGURA 5.3. VARIACION DE LA PRESION EN FUNCION DE LA RAZON R/e .

✓ maño de la tubería de alimentación no afecta el rendimiento del ariete sobre un amplio - rango de condiciones de flujo (13), se debe tomar en las variaciones dadas en el Apéndice B, ya que estos datos nos van a permitir co nocer si la tubería con material y dimensio- nes determinadas va a soportar o no el incre- mento de presión debido al golpe de ariete.

Respecto a la longitud de la tubería de ali- mentación no se ha encontrado una longitud - óptima de operación, sin embargo pruebas rea- lizadas sobre algunos arietes han demostrado que el rendimiento óptimo se obtiene con (12):

✓
$$150 < L/d < 1000$$

✓ Sin embargo se debe tomar en cuenta que la on- da de compresión del agua debe alcanzar la superficie libre y ser disipada antes de que el agua en la tubería de alimentación pueda - fluir de nuevo a través de la válvula de im- pulso (13).

Respecto a la tubería de descarga, ésta pue

de ser de cualquier material, debiendo asegurarse solamente de que ésta puede soportar la presión del agua.

5.4.2. Válvulas de Impulso y descarga

Antes de señalar los principales factores que influyen en la selección de las válvulas, vamos a encontrar una expresión para el rendimiento del ariete hidráulico.

Tomando $Q(s)$ como la razón de flujo promedio a través de la válvula de impulso y $Q(e)$ como la razón de flujo promedio a través de la válvula de descarga, tenemos que (ver figura 5.1)

La energía que se utiliza para cerrar la válvula de impulso está dada por $Q(s) W H(s)$ y la energía necesaria para bombear el caudal $Q(e)$ a una altura $H(e)$ es $Q(e)$, lo cual implica que el rendimiento del ariete va a estar dado por

$$\eta = \frac{Q(e) H(e)}{Q(s) H(s)} \quad (5.4.1)$$

Analizando esta expresión podemos ver que la eficiencia del ariete va a depender de los cabezales de suministro y entrega y del tamaño de las válvulas.

La válvula de impulso debería ser diseñada de tal forma que su peso y carrera puedan ser - ajustadas por afinación y además que su cierre y abertura sea rápido.

En las figuras 5.4., y 5.5., se muestran dos tipos de válvulas de impulso (13).

De las válvulas anteriores, la de resorte es la más fácil de afinar ya sea para ajustar la carrera o el peso de la válvula.

El resorte de la válvula debe ser hecho de un acero dúctil de tal forma que cumpla sus funciones.

Respecto a la primera válvula, el único inconveniente que presenta es que se debe disponer de varios pesos, para poder regular el peso - de la válvula.

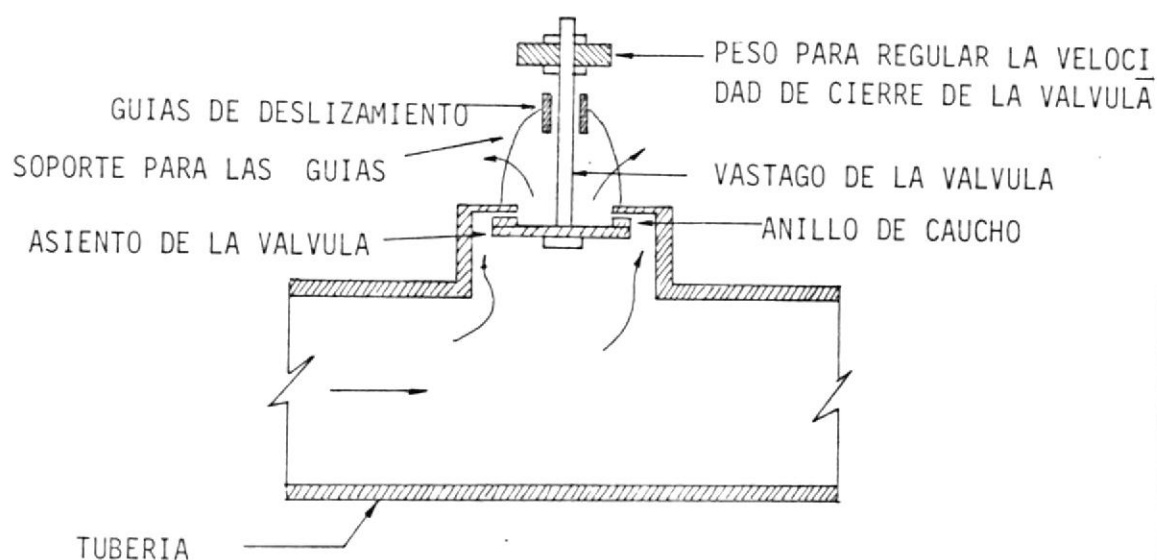


FIGURA 5.4. VALVULA DE IMPULSO CON PESOS

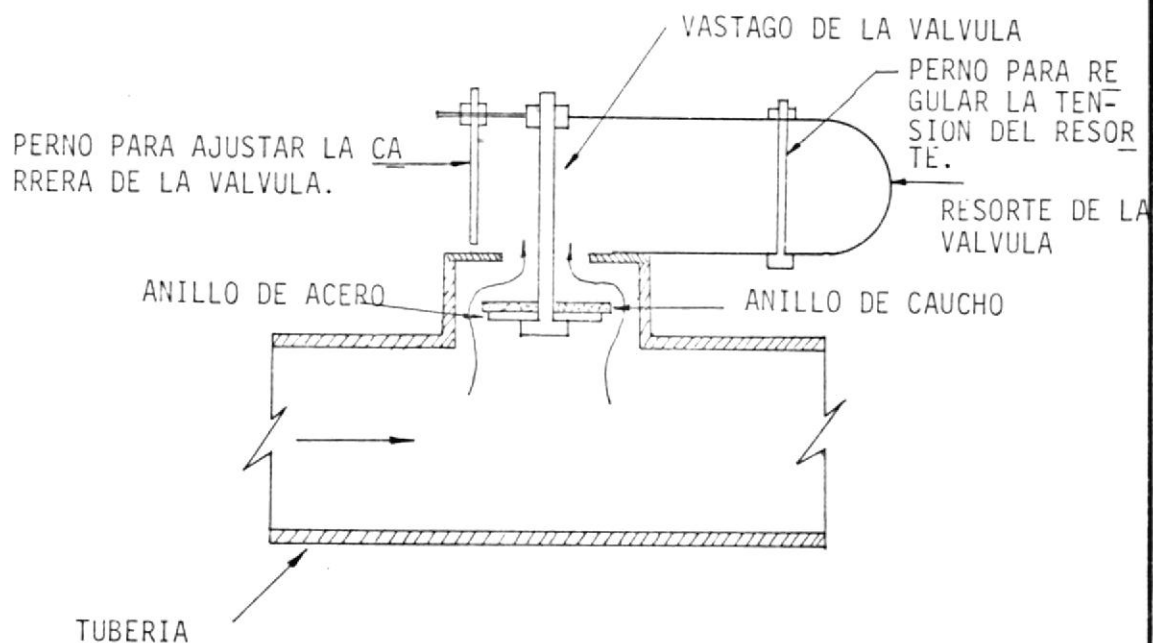


FIGURA 5.5 . VALVULA DE IMPULSO CON RESORTE

La válvula de descarga deberá tener una abertura grande, de tal forma que permita que el agua bombeada entre a la cámara de aire con una pequeña obstrucción de flujo; como ésta válvula, debe prevenir el regreso del agua de la cámara al ariete, una simple válvula no retorno puede ser usada.

5.5. DISEÑO DE LA CAMARA DE PRESION

Esta cámara deberá ser tan grande como sea posible para comprimir y amortiguar la elevación de presión producida por el golpe de ariete, permitiendo de esta - forma que el flujo a través de la válvula de descarga sea más estable y con menos pérdidas por fricción.

Esta cámara debe ser diseñada de tal forma que no llegue a llenarse completamente de agua, ya que cuando ésto ocurre se produce un golpeteo molesto o incluso puede llegar a romperse.

Respecto al volúmen de la cámara algunos investigadores sugieren que debería ser igual al volumen de agua contenido en la tubería de alimentación; sin embargo, si se tiene grandes tuberías de alimentación, esto - nos daría una cámara de aire muy grande debiéndose es

escoger por lo tanto un tamaño menor (13).

Kroll establece que el volumen de aire debería ser aproximadamente 100 veces el volumen de agua entregado por ciclo (12).

Respecto a su forma no existen restricciones; sin embargo, para el diseño de esta cámara se puede tomar como referencia los acumuladores de vejiga descritos en el capítulo III (Ver figura 3.1a).

Debido a que el aire almacenado en la cámara de aire es también absorbido lentamente por la turbulencia - del agua entrante a través de la válvula de descarga o es perdido en la tubería de descarga, este aire debe ser reemplazado mediante una válvula de aire, la cual debe ir colocada justo bajo la cámara de aire y arriba de la válvula de descarga (ver figura 5.6.), (13).

5.6. CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL SISTEMA

Toda la información contenida en esta sección ha sido tomada de la referencia 13.

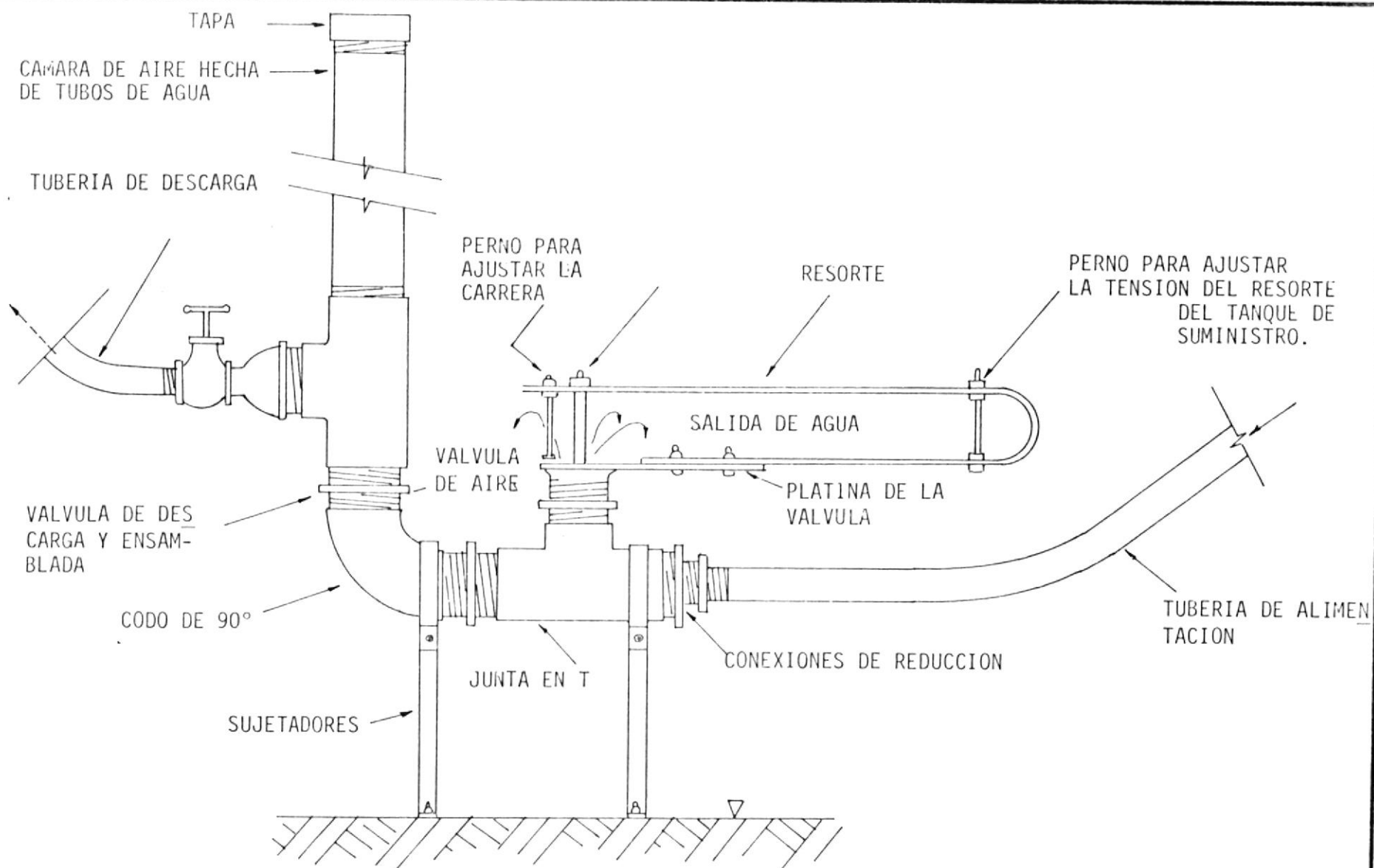


FIGURA 5.6.- ARREGLO GENERAL DE UN ARIETE CONSTRUIDO CON ACCESORIOS DE TUBERIAS (13)

5.6.1. Selección del Tamaño del Ariete

Con el propósito de facilitar los cálculos para determinar el tamaño del ariete, nuestros parámetros los vamos a relacionar con los datos obtenidos por JOHN BLAKE LTD.,* constructores de arietes.

Estos datos contenidos en tablas, y han sido obtenidos de pruebas realizadas sobre dichos arietes, los cuales operan con eficiencias de cerca del 65 %.

La tabla 8, da la cantidad de litros de agua que puede ser elevada en 24 horas, por cada litro de flujo de suministro usado por minuto, bajo las condiciones de cabezales seleccionados.

Por ejemplo con un cabezal de suministro de 6 metros se puede bombear 282 litros diarios de agua a una altura de 20 metros o 140 litros a 40 metros.

La tabla 9, muestra la descarga de suministro $Q(s)$ que puede ser usada por arietes de diferentes tamaños.

Si se construye un ariete siguiendo las recomendaciones dadas y con un adecuado afinamiento, su eficiencia de operación deberá estar cercana a la dada por Blakes Hydrams Ltd.

La forma de calcular el tamaño del ariete utilizando las tablas 8 y 9, la vamos a ver en el siguiente ejemplo:

Supongamos que disponemos de un cabezal de suministro $H(s)$ de 6 m y deseamos bombear 8000 litros diarios de agua a una altura de 40 m.

En la tabla 8 con $H(s) = 6.0$ m., y $H(e) = 40.0$ m., vemos que para una razón de flujo de 1 litro/min. a través de la tubería de alimentación se puede observar diariamente 140 litros de agua.

Como nosotros deseamos bombear 8000 litros diarios de agua, el ariete que va a bombear esta cantidad necesita estar en condiciones de usar un flujo de suministro de:

$$Q(s) = \frac{8000}{140} = 57.14 \text{ litros/min.}$$

En la tabla 9, podemos ver que el ariete que -

H (s)	CABEZAL DE ENTREGA(He)(metros)											
metros	5	7.5	10	15	20	30	40	50	60	80	100	125
1.0	144	77	65	33	29	19.5	12.5					
2.0		220	156	105	79	53	33	25	19.5	12.5		
3.0			260	180	130	87	65	51	40	27	17.5	12
4.0				255	173	115	86	69	53	36	23	16
6.0					282	185	140	112	93.5	64.5	47.5	34
7.0						216	163	130	109	82	60	48
8.0							187	149	125	94	69	55
9.0							212	168	140	105	84	62
10.0							245	187	156	117	93	69
12.0							295	225	187	140	113	83
14.0								265	218	167	132	97
16.0									250	187	150	110
18.0									280	210	169	124
20.0										237	188	140
22.0												

TABLA Nº 8. RENDIMIENTO DE BOMBEO DE LOS ARIETES BLAKES (13)

CAPACIDAD DEL HIDRATANTE (BLAKES)		1	2	3	$3 \frac{1}{2}$	4	5	6
DIAMETRO INTERNO	m.m.	32	38	51	63.5	76	101	127
	pulg.	$1 \frac{1}{3}$	$1 \frac{1}{2}$	2	$2 \frac{1}{2}$	3	4	5
SUMINISTRO DE DESCARGA Q(s) (litros/min)	desde	7	12	27	45	68	136	180
	a*	16	25	55	96	137	270	410
ALTURA MAXIMA A LA CUAL EL HIDRANTE VA A BOMBLEAR AGUA H(e)	metros	150	150	120	120	120	105	105

TABLA N° 9: CAPACIDAD DE LOS ARIETES BLAKES (13)

*Nota: Los valores más altos de Q(s) son los volúmenes de agua usados por los hidratantes a su máxima eficiencia. Los arietes no tienen la capacidad de pasar cantidades mayores que aquellas dadas.

utilizar un flujo de suministro $Q(s)$ de 57.14 litros/min. es el N° 3 1/2 ó un ariete con un diámetro interno mayor de 63.5 mm.

Si nuestras condiciones de diseño no nos permiten - usar los resultados contenidos en las tablas 8 y 9, el diseño del ariete deberá estar basado en los - principios y recomendaciones dados en los capítulos anteriores.

5.6.2. Montaje del Sistema

Los principales puntos a considerar al montar el sistema son los siguientes:

- a. Tratar en lo posible que la tubería de alimentación desde el tanque de suministro al ariete es te comprendido en la relación siguiente:

$$150 < L/d < 1000$$

- b. Que la tubería que va del ariete al tanque recolector del agua bombeada sea lo más corta posible con el propósito de evitar las pérdidas debidas a la fricción.

- c. La tubería de alimentación deberá permanecer tan recta como sea posible sin formas curvas y no deberá tener torceduras hacia arriba las cuales - atraparán aire.
- d. Antes de ensamblar la instalación se debe limpiar todos los accesorios y tuberías; asegurarse de que no existan fugas después de haber realizado el ensamble, y que la entrada a la tubería de alimentación esté siempre sumergida para evitar la entrada de aire que puede impedir el trabajo normal del ariete.
- e. Asegurar bien toda la instalación para evitar que las vibraciones originadas por el trabajo del ariete impidan al sistema funcionar con eficiencia y seguridad.

CAPITULO VI

ANALISIS EXPERIMENTAL

6.1. PRUEBAS EXPERIMENTALES

Se realizaron las siguientes pruebas:

PRUEBA N° 1: Ajuste del ariete para encontrar la mayor cantidad de agua que se puede bombear con cabezales de suministro $H(s)$ y de entrega $H(e)$ fijos.

PRUEBA N° 2: Pruebas para encontrar la cantidad de agua bombeada, variando el cabezal $H(e)$ y manteniendo fijo el cabezal de suministro $H(s)$.

EQUIPO UTILIZADO

- Ariete hidráulico*
- Osciloscopio
- Dinamómetros

*Adquirido en el Colegio Técnico Guayaquil(Ambato), reconstruido y modificado en la ESPOL.

- Cronómetro

PRUEBA N° 1

$$H(s) = 1.9 \text{ m.}$$

$$H(e) = 4.9 \text{ m.}$$

Para realizar esta prueba se deben seguir los siguientes pasos:

- a. Mantener la válvula de impulso cerrada y regular la carrera de ésta por intermedio del perno de ajuste de carrera de la válvula (PAC). Comenzar con una carrera de 12 mm., esta carrera se la puede medir con galgas colocadas sobre la placa de la válvula y luego ajustar el perno hasta que toque dichas galgas.
- b. Remover las galgas y regular el perno de ajuste de tensión del resorte (PAT) hasta que el perno de ajuste de carrera toque justo la placa de la válvula.
- c. Ajustar las tuercas de los pernos PAC y PAT y permitir el flujo de agua en la tubería de alimenta-

ción, manteniendo la válvula de impulso cerrada hasta que la tubería de alimentación esté completamente llena, luego soltar la válvula moviéndola con la mano hacia arriba y hacia abajo varias veces, hasta que el ariete trabaje automáticamente.

- d. Si la válvula de impulso permanece abierta es porque el resorte está muy ajustado, se debe - cortar el flujo de agua y reajustar los pernos PAC y PAT en la forma descrita anteriormente pero para una carrera menor (10 mm).
- e. Cuando la válvula esté trabajando correctamente, repetir los pasos a, b, c, para carreras de 8,6, 4, 2 mm., midiendo en cada carrera la cantidad de agua bombeada $Q(e)$, el flujo de suministro - $Q(s)$.
- La fuerza fue medida usando un dinamómetro fijado al perno de la válvula de impulso. La tensión - del resorte es la fuerza requerida para mantener justo la válvula cerrada sin que haya flujo de agua.
- El flujo de suministro $Q(s)$ y de entrega $Q(e)$ se

lo mide recolectando el agua que fluye a través de la válvula de impulso y el flujo al tanque recolector en un minuto.

- La frecuencia de vibración del resorte se la mide con un osciloscopio, el mismo que tiene conectado un palpador el cual va fijado al resorte (ver en la siguiente figura). En el osciloscopio se puede medir el período y la amplitud.

PRUEBA Nº 2

Esta prueba consta de dos partes, en la primera parte se siguieron los siguientes pasos:

- a. Se calibró el ariete para que trabaje con una carrera de 4 mm y una tensión de 3 Kg., con un cabezal de suministro $H(s) = 1.9$ m.
- b. Los cabezales de entrega $H(e)$ fueron de 3, 4, 5, 6, 7 y 8 metros. Para cada cabezal se midieron $Q(e)$, $Q(s)$ y la frecuencia de vibración; estos parámetros se midieron en la forma descrita anteriormente.

En la segunda parte de la prueba se cambió el cabe

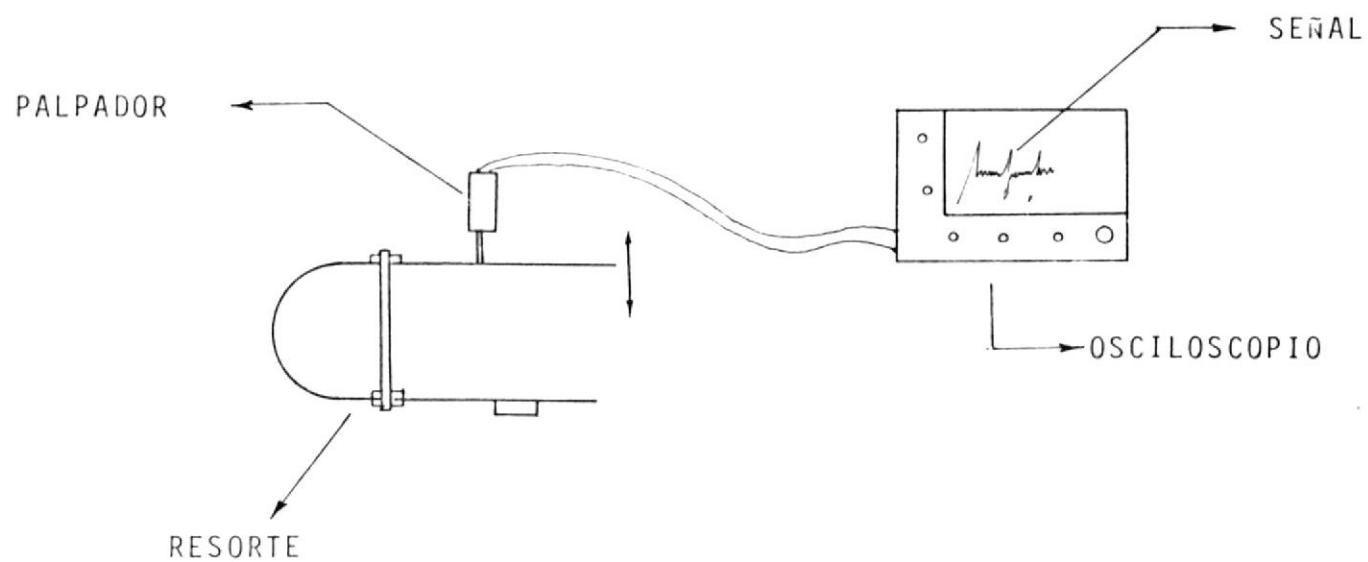


FIGURA N° 6.1 ARREGLO PARA MEDIR LA FRECUENCIA DE VIBRACION DEL RESORTE

TABLA N° 10
RESULTADOS DE LA PRUEBA N° 1

$H(s) = 1.9 \text{ m}$

$$\text{Rendimiento } \eta \% = \frac{Q(e) H(e)}{Q(s) H(s)} \times 100$$

$H(e) = 4.9 \text{ m.}$

PRUEBA	TENSION DEL RESORTE (Kg)	CARRERA DE LA VALVULA (mm)	PULSACIONES DE LA VALVULA ciclos/min.	Q(e) l/min	Q(s) l/min.	$\frac{Q(e)}{Q(s)} \times 100$	$\eta\%$
A**	4*	12	-	-	-	-	-
B**	3.6*	10	-	-	-	-	-
C**	3.0*	8	-	-	-	-	-
D	2.4*	6	700	2.2	13.3	16.5	43
	2.9	6	660	2.5	15.0	16.7	43
	3.4	6	222	2.4	19.0	12.6	33
E	2.1*	4	750	2.0	9.7	20.6	53
	2.6	4	660	2.5	13.6	18.4	47
	3.0	4	360	2.4	15.5	15.5	40
F	1.8*	2	516	0.3	3.4	8.8	23
	2.5	2	430	0.5	5.6	8.9	23
	2.8	2	400	0.6	6.0	10.0	26

* Tensión mínima para ajustar la carrera de la válvula

** El flujo de agua no podía cerrar por si solo la válvula.

TABLA N° 11
RESULTADOS DE LA PRUEBA N° 2 (Primera Parte)

CABEZAL DE SUMINISTRO $H(s) = 1.90 \text{ m.}$

CARRERA DE LA VALVULA = 4.0 mm.

PRUEBA	H(e) (m)	Q(s) (l/min)	Q(e) (l/min)	$\frac{Q(e)}{Q(s)} \times 100$	PULSACIONES DE LA VALVULA ciclos/min.	$\eta\%$
A	3	15.9	3.8	24	255	37.7
B	4	15.6	3.1	20	324	41.8
C	5	15.5	2.2	14	360	37.4
D	6	15.4	1.5	10	400	30.7
E	7	15.2	1.1	7	430	26.6
F	8	15.1	0.8	5	450	22.3

TABLA N° 12
RESULTADOS DE LA PRUEBA N° 2 (Segunda Parte)

CABEZAL DE SUMINISTRO H(s) = 2.9 m.

PRUEBA	H(e) (m)	CARRERA DE LA VALVULA (mm)	PULSACIONES DE LA VALVULA ciclos/min.	Q(e) (l/min)	PRESION EN LA CAMARA DE AIRE (PSig)
A	9	6	166	1.4	12
		6	178	1.6	
		6	200	1.5	
B	11	6	120	1.2	15
		6	193	1.1	
		6	222	0.9	
C	14	8	120	0.8	18.5
		8	150	1.0	
		8	273	0.4	
D	16	8	157	0.9	21
		8	164	0.8	

zal de suministro $H(s)$ a 2.9 m y los cabezales de entrega $H(e)$ fueron de 9, 11, 14 y 16 metros.

Se acoplaron 2 manómetros, uno en la cámara de aire y otro cerca de la válvula de impulso, para medir la presión originada por el golpe de ariete. Se midió además la frecuencia de vibración, el caudal de entrega $Q(e)$ y se tomaron fotografías de la onda de presión.

6.2. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

Los resultados obtenidos en las pruebas N° 1 y N°2, estan contenidos en las tablas 10, 11 y 12, respectivamente.

ANALISIS DE LA PRUEBA N° 1

En la tabla N° 10, se pueden hacer las siguientes observaciones:

- a. Mientras mayor es la carrera de la válvula, mayor es la tensión necesaria para ajustar la carrera de la misma.
- b. Incrementando la tensión aplicada al resorte para

una misma carrera, el flujo $Q(s)$ aumenta. Mientras mayor es la carrera de la válvula el flujo $Q(s)$ aumenta.

- c. Para una determinada carrera de la válvula y variando la tensión del resorte, existe un valor máximo para $Q(e)$.
- d.*Puede existir un mismo valor de $Q(e)$ para diferentes carreras y tensiones.
- e. Cuando se obtiene el máximo valor de $Q(e)$, no significa que el ariete está funcionando a su máxima eficiencia.
- f. Para una determinada carrera, mientras mayor es - la tensión del resorte menor es el número de pulsaciones por minuto de la válvula.

ANALISIS DE LA PRUEBA N° 2

En la tabla N° 11 se pueden hacer las siguientes observaciones:

*El ariete se lo debe hacer funcionar con la menor carrera y tensión para evitar el desgaste de la válvula.

- a. A medida que se aumenta el cabezal de entrega $H(e)$ el caudal de entrega $Q(e)$ y la eficiencia disminuyen.
- b. Al incrementar $H(e)$, la frecuencia de vibración - del resorte aumenta, disminuyendo por lo tanto - $Q(s)$. Este aumento de la frecuencia se debe a que al incrementar el cabezal $H(e)$ se está ayudando a reducir el tiempo necesario para que la columna de agua que va hacia la cámara de aire llegue al reposo, ya que se está incrementando la presión dentro de la cámara disminuyendo de este modo la duración del ciclo y aumentando por lo tanto el número de ciclos por minuto.

Los resultados de esta prueba estan graficados en la figura N° 6.2.

En la tabla N° 12, podemos observar que para un determinado valor de $H(e)$ y una cierta carrera de la válvula existe una determinada frecuencia de vibración resorte para la cual el caudal de entrega $Q(e)$ es máximo.

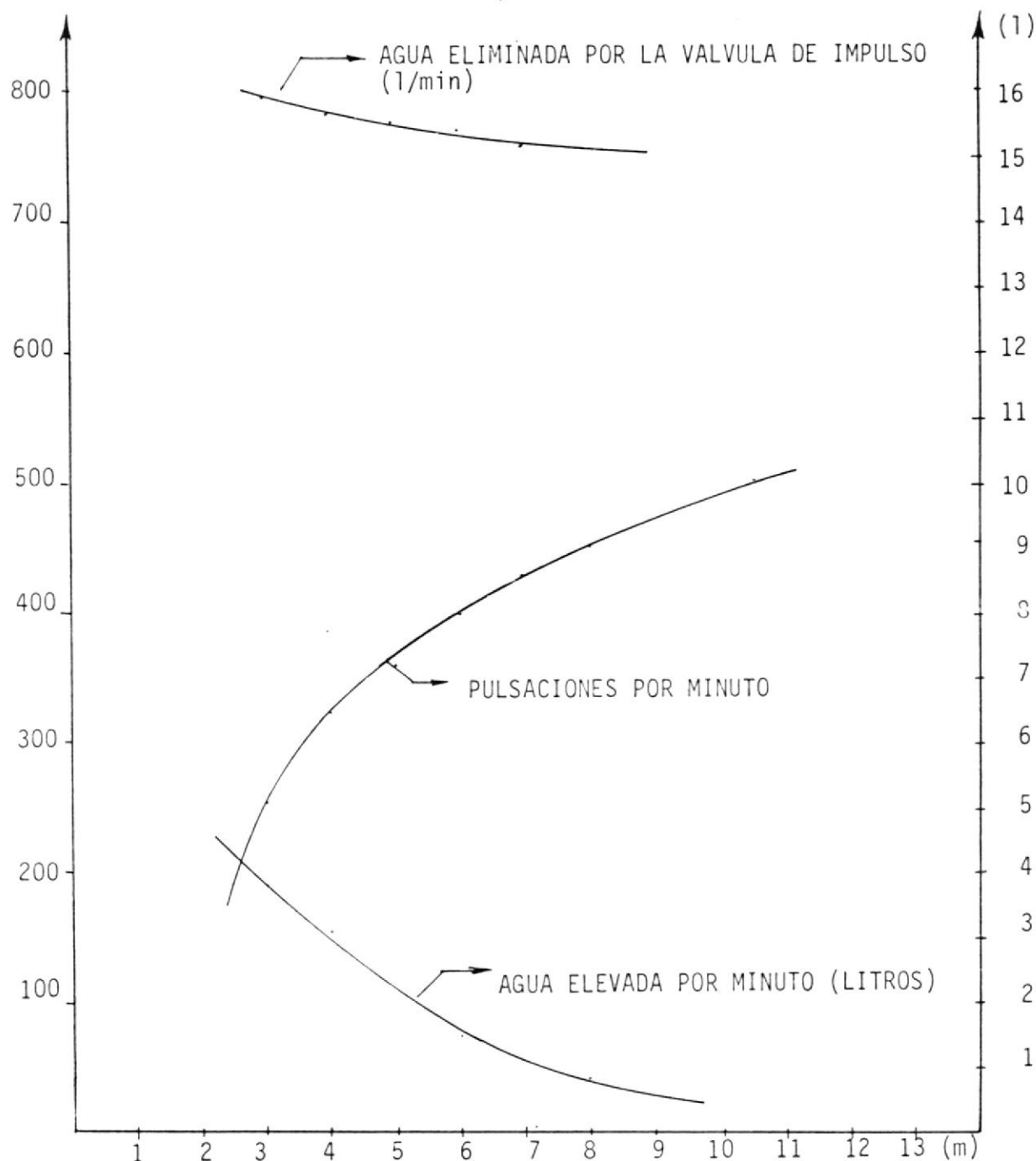


FIGURA 6.2.- CURVAS CARACTERISTICAS DE UN ARIETE HIDRAU
LICO.

6.3. COMPARACION CON OTROS SISTEMAS

Analizando el estudio realizado anteriormente, podemos ver que el ariete hidráulico cuando las condiciones de sitio permiten su funcionamiento tiene muchas ventajas sobre otros sistemas de bombas accionadas - ya sea por un motor, viento o en forma manual.

Entre las principales ventajas sobre otros sistemas tenemos que:

- La única fuente de energía que utiliza es la originada por la caída de una cierta masa de agua.
- Los problemas de funcionamiento son simples debido a que solo tiene dos partes móviles (válvulas), lo cual implica que el costo de mantenimiento es barato. Además debido a que para su funcionamiento no necesita de una fuente adicional de energía los costos de operación son nulos.
- Con un afinamiento adecuado puede trabajar eficientemente sobre un amplio rango de flujos.
- El diseño y construcción de estos aparatos es sencillo.

cillo y económico.

Finalmente vamos a hacer una comparación respecto a la instalación de un sistema para bombear agua que utiliza primeramente un ariete hidráulico y luego una bomba centrífuga accionada por un motor eléctrico.

La comparación entre estos dos sistemas la vamos a hacer debido a que:

- a. Las bombas centrífugas son las más utilizadas para bombear agua a pequeñas presiones; y,
- b. La energía de accionamiento en el primer sistema es gratuito y en el segundo caso no.

Si tenemos que bombear una cierta cantidad de agua por unidad de tiempo a una cierta altura, la selección del ariete se la hace en base al cabezal disponible y los datos anteriores utilizando las tablas N° 8 y 9; como vimos anteriormente la selección del tamaño del ariete que se debe utilizar para que cumpla los requisitos impuestos es sencilla.

Si deseamos utilizar una bomba centrífuga, debemos ha

cer uso de las curvas características dadas por los fabricantes de bombas.

Las características de las bombas vienen dadas en curvas como las mostradas en la figura 6.3. .

Las bombas se diseñan en tal forma que su punto de operación coincida con el punto de máxima eficiencia. Por lo tanto con las condiciones dadas, debemos seleccionar una bomba cuyas condiciones de diseño coincidan o estén cerca de las condiciones de operación con el propósito de obtener el máximo rendimiento.

Para hacer esta selección se debe analizar las características de la instalación (longitud de tubería, material, accesorios, etc.), ya que se ha comprobado que en muchas instalaciones de bombeo su rendimiento de operación es solo la mitad del que se hubiera obtenido si la bomba hubiera sido elegida adecuadamente y si la instalación hubiera sido optimizada.

Del análisis anterior podemos ver que la selección de un ariete hidráulico es mucho más fácil que la de una bomba, para ésta última se necesita un conocimiento adecuado para poder realizar la selección de la misma. Además la instalación del sistema que utiliza la bomba es

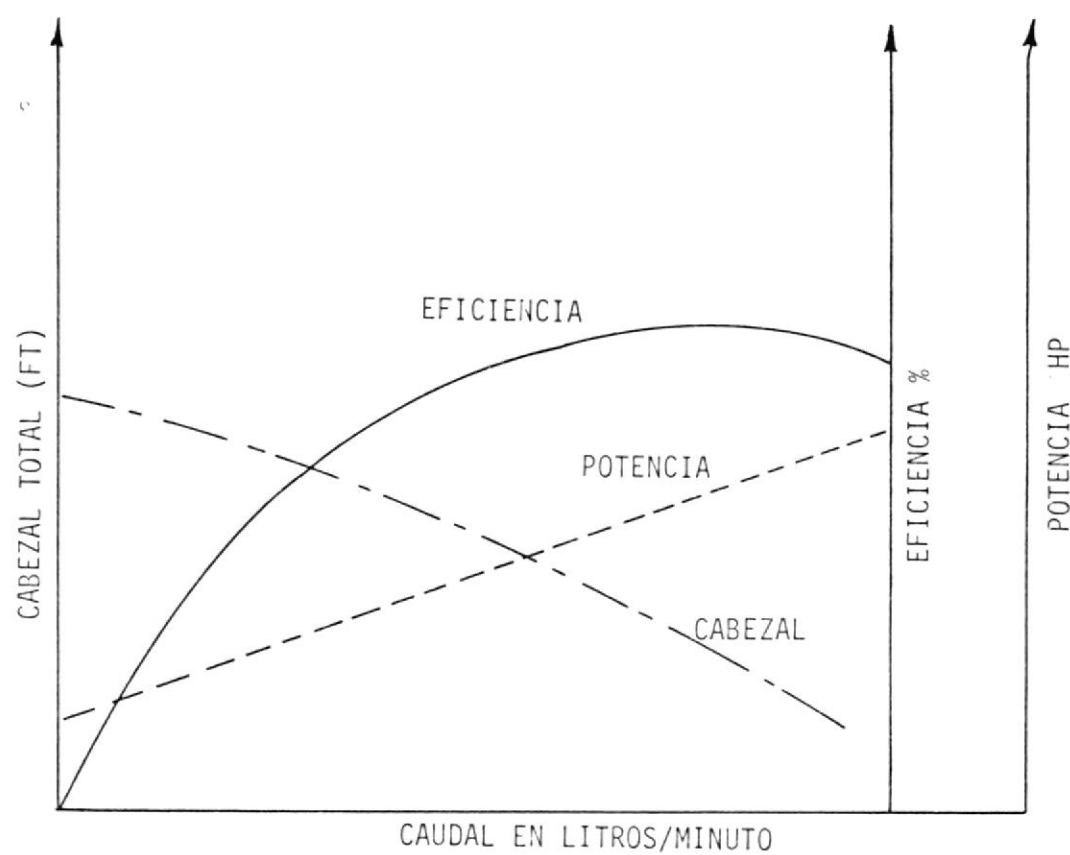


FIGURA 6. 3. CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DISEÑADA PARA OPERAR A UN CIERTO NUMERO DE REVOLUCIONES.

más costoso y complicado, ya que se debe instalar accesorios para evitar la cavitación y el golpe de ariete.

Si la instalación que utiliza el ariete no está operando a su máxima eficiencia, van a existir pérdidas que repercuten en un mayor gasto de agua y en un mayor desgaste de las válvulas y resorte. En tanto que si la instalación que utiliza la bomba no está operando a su máxima eficiencia van a existir pérdidas que repercuten en un consumo innecesario de energía cuyo costo es mucho mayor que el originado por las pérdidas primeras.

Las ventajas mencionadas anteriormente y este último - análisis justifican en algunos casos el uso de un ariete hidráulico.

CAPITULO VII

ESTUDIO ECONOMICO DEL MODELO

Los factores económicos que intervienen en la construcción de un ariete hidráulico dependen de la capacidad del mismo lo cual a su vez va a influenciar en la calidad y dimensiones de los materiales a ser usados en su construcción y en el diseño.

Si la capacidad del ariete hidráulico permite utilizar en su construcción accesorios de tuberías, el costo de construcción va a depender del valor de estos accesorios en el mercado.

Por ejemplo el costo del ariete hidráulico utilizado en las pruebas es aproximadamente el que se muestra en la siguiente página.

La construcción de arietes utilizando accesorios de tuberías está limitado por los tamaños comerciales relativamente pequeños que se pueden encontrar en el mercado.

ACCESORIOS HIERRO	COSTO UNIT.	V.TOTAL(S/.)
1 Codo 90°/2"	75	75
1 Codo 45°/2"	75	75
2 Tees 2"	95	190
2 Neplas 15 cm/2"	30	60
1.8 m. de tubería 2"	150	270
60 cm. de platina de acero DF2 (6 x 30)	-	320
Soporte	-	200
Varios(pernos, tuercas, reduc ciones)		300
Mano de obra		1000
COSTO TOTAL:		S/. 2490,00

Si el tamaño de los arietes nos permite su construcción a base de tuberías, el costo de construcción se va a incrementar ya que el cuerpo del ariete así como la cámara de aire deben ser fundidas.

Finalmente podemos decir que si las condiciones de sitio y las condiciones de operación permiten utilizar un ariete hidráulico, su diseño y construcción es justificable cualquiera que sea su costo, ya que debemos tener en cuenta que la única energía que utiliza es la originada por la caída de una cierta masa de agua y aunque si bien es cierto que durante su funcionamiento se desperdicia una gran cantidad de ella, esta agua en la mayoría de los casos sería desperdiciada de todas maneras en su curso normal, lo cual significa que no va a existir un costo neto de energía, vimos además que los gastos de conservación son insignificantes.

Este último análisis nos lleva a la conclusión de que si selecciona un ariete hidráulico como alternativa a un sistema que utiliza una fuente de energía no gratuita, el ariete después de un cierto tiempo de funcionamiento va a pagar por si solo los costos de construcción y de ahí en adelante nos proporcionará energía en forma gratuita.

7.2. LIMITACIONES PRACTICAS

Las limitaciones prácticas que existen respecto al uso de un ariete hidráulico son:

- Debe existir cabezal de suministro de agua para que el ariete pueda trabajar.
- Su uso está limitado para bombear agua para suministro doméstico e irrigación.
- Su uso no es conveniente para bombear grandes volúmenes ya que se necesitaría un ariete de gran volumen y peso lo cual lo tornaría inseguro, además de tener un elevado costo.
- Su funcionamiento origina un ruido considerable.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego del estudio realizado, podemos llegar a las siguientes conclusiones:

- Si las condiciones de sitio y de operación nos permiten usar un ariete hidráulico como alternativa a otro sistema de bombeo, su uso es totalmente justificable, debido a que estos aparatos utilizan unicamente la energía producida por la caída de una cierta masa de agua sin ningún acoplamiento eléctrico o mecánico, lo cual implica que el costo de mantenimiento es muy bajo y su costo de operación nulo.
- Las pruebas realizadas muestran la flexibilidad con que los arietes hidráulicos se adaptan a determinadas condiciones de trabajo, lo cual hace que estos aparatos en ciertas aplicaciones sean tan buenos o mejores que otros sistemas de bombeo.
- El costo de una instalación para bombear agua utilizando un ariete hidráulico es relativamente bajo comparado con otros sistemas.

- Para un $H(s)$ y $H(e)$ dados, puede existir un mismo valor de $Q(e)$ para diferentes carreras de la válvula y tensiones del resorte.
- Para una determinada carrera de la válvula existe una cierta frecuencia de vibración del resorte para la cual el caudal de entrega $Q(e)$ es máximo.
- Cuando se obtiene el máximo valor de $Q(e)$ para un - cierto valor de $H(s)$ y $H(e)$, no significa que el - ariete está funcionando a su máxima eficiencia.
- Para un determinado cabezal de suministro $H(s)$, a medida que se incrementa el Cabezal de entrega $H(e)$, el caudal $Q(e)$ y la eficiencia disminuyen.
- Para un determinado $H(s)$, al incrementar $H(e)$, la frecuencia de vibración del resorte aumenta, disminuyendo por lo tanto $Q(s)$.

Las siguientes recomendaciones son de gran importancia:

- Hacer un estudio de los materiales y accesorios disponibles en el país que puedan servir para construir un ariete hidráulico.

- Hacer un estudio acerca de los tipos de válvulas y cámaras de aire con el propósito de mejorar el rendimiento de los arietes.

- Construir un prototipo de un ariete hidráulico que permita estudiar los diferentes parámetros de funcionamiento, tales como: frecuencia de pulsación de la válvula y presión originada por el golpe de - ariete.

A P E N D I C E S

APENDICE A

MÉTODOS PARA RESOLVER EL GOLPE DE ARIETE

En el capítulo IV vimos que la ecuación del movimiento para un líquido compresible en una tubería elástica está dada por:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f \frac{v |v|}{2D} = 0 \quad (4.2.6)$$

y la ecuación de continuidad por:

$$\frac{c^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + v \sin \theta = 0 \quad (4.2.16)$$

que son las funciones fundamentales que rigen el fenómeno del golpe de ariete, estas ecuaciones son diferenciales - parciales no lineales en v y H en función de las variables dependientes x y t . No pueden ser resueltas en una forma - general, pero existen algunos métodos para desarrollar estas ecuaciones, haciendo ciertas asumpciones.

Entre estos métodos tenemos los siguientes (14):

METODO GRAFICO: Este método desprecia la fricción en su desa

rollo teórico, pero utiliza medios para tomarle en cuenta mediante una corrección.

Las ecuaciones anteriores se adaptan para graficarla en un diagrama HV (H como ordenada y V como abscisa).

METODO DE LAS CARACTERISTICAS: El método de las características convierte las dos ecuaciones diferenciales parciales del movimiento y continuidad en cuatro ecuaciones diferenciales totales. Estas ecuaciones son luego expresadas en forma diferencial finita usando el método de intervalos específicos de tiempo y las soluciones son llevadas a cabo con el uso del computador digital.

El método de las características tiene muchas ventajas: 1. Los criterios de estabilidad son firmemente establecidos; 2. Las condiciones límites son fácilmente programadas; 3. Sistemas muy complejos pueden ser manejados; 4. Tiene la mejor aproximación de cualquiera de los métodos de diferencias finitas.

Existen otros métodos tales como: Método aritmético, método algebraico, método implícito, métodos de análisis lineal, - los cuales pueden ser usados para resolver las ecuaciones - fundamentales del golpe de ariete. Una descripción detalla

da de estos métodos se la puede encontrar en la referencia 14.

APENDICE B

INTENSIDAD DE PRESION PRODUCIDA POR EL FENOMENO DEL GOLPE DE ARIETE

Analizando la ecuación (4.1.3), podemos ver que la intensidad de presión producida por el fenómeno del golpe de ariete, para una cierta reducción de la velocidad de un determinado fluido, depende del material así como del radio y espesor del ducto a través del cual el fluido se está moviendo.

En la figura B1, podemos ver la intensidad de presiones para una reducción de velocidad de 0.5 m/sec para el agua - que se encuentra fluyendo en ductos de diferente material.

En esta gráfica podemos analizar que mientras mayor es la relación R/e , la intensidad de presión es menor; y que la mayor intensidad de presión para una cierta condición se obtiene cuando el agua está fluyendo en un ducto de acero.

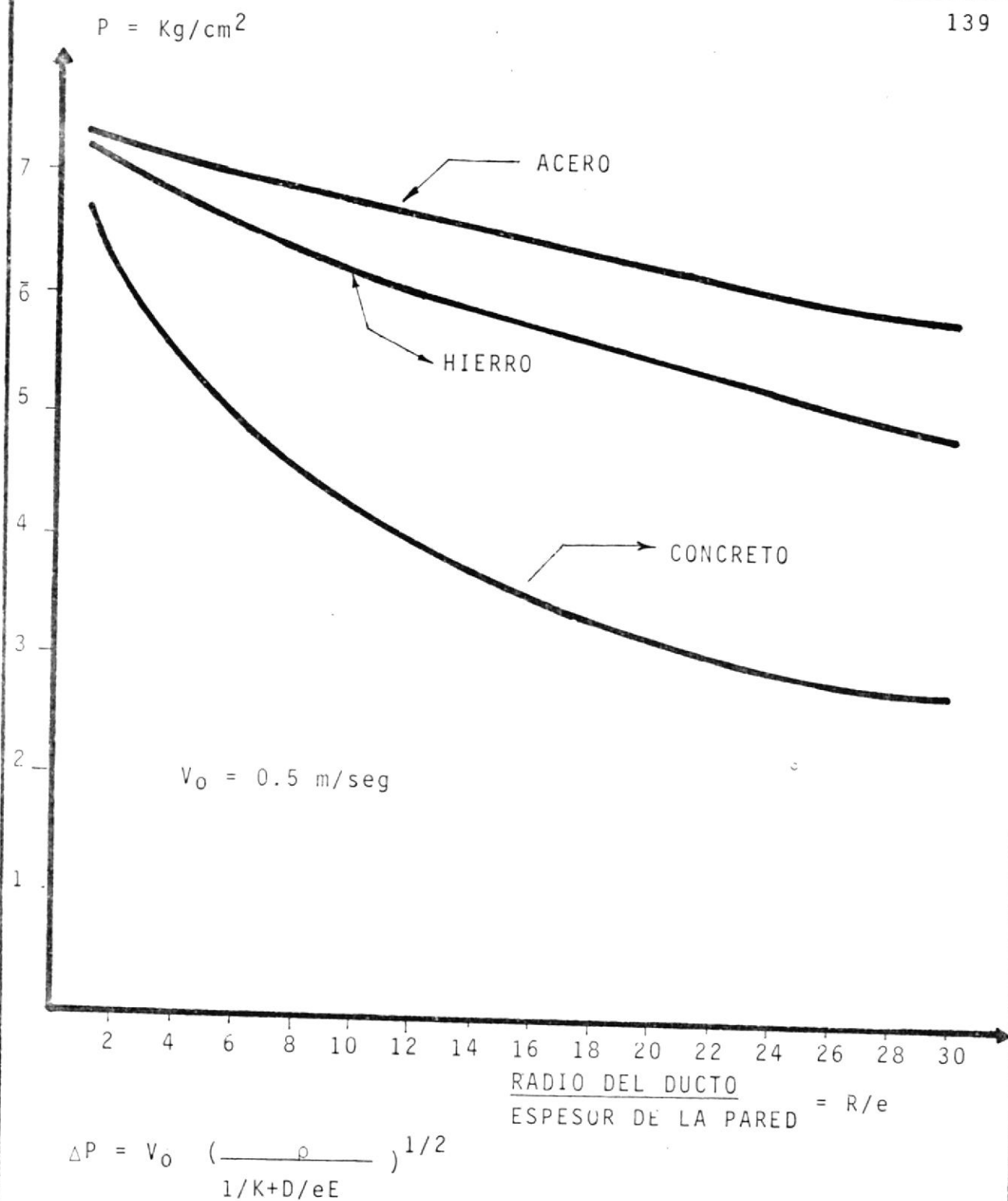


FIGURA B1. COMPARACION DE LA ELEVACION DE PRESION PRODUCIDA POR EL GOLPE DE ARIETE, EN FUNCION DEL RADIO Y ESPESOR DEL DUCTO.

A P E N D I C E C

TIPOS DE ARIETES HIDRAULICOS

En las siguientes figuras se muestran diferentes tipos de arietes hidráulicos los cuales pueden ser contruidos a partir de accesorios de tuberías.

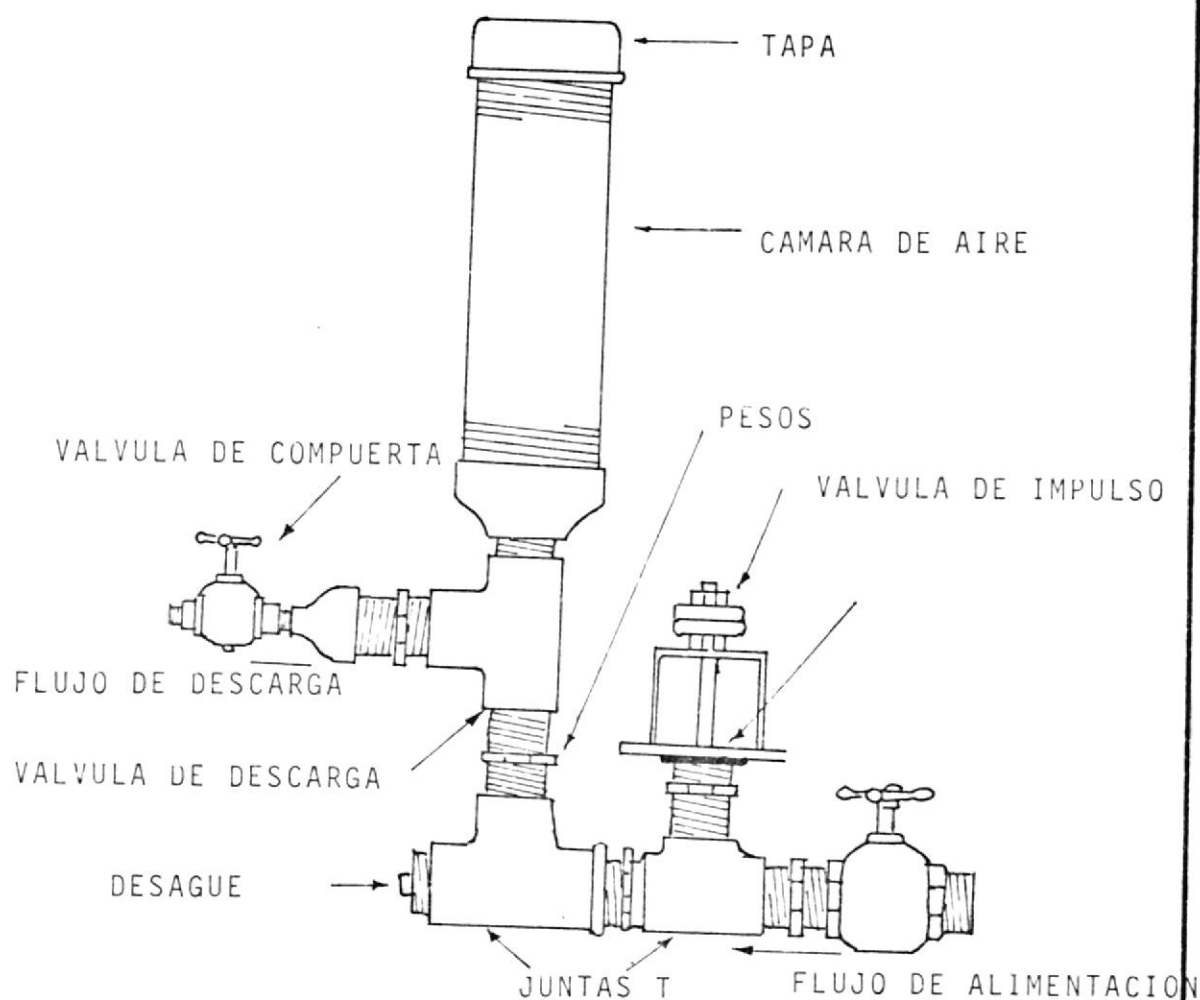


FIGURA C1. ARIETE HIDRAULICO CONSTRUIDO CON ACCESORIOS DE TUBERIAS (15)

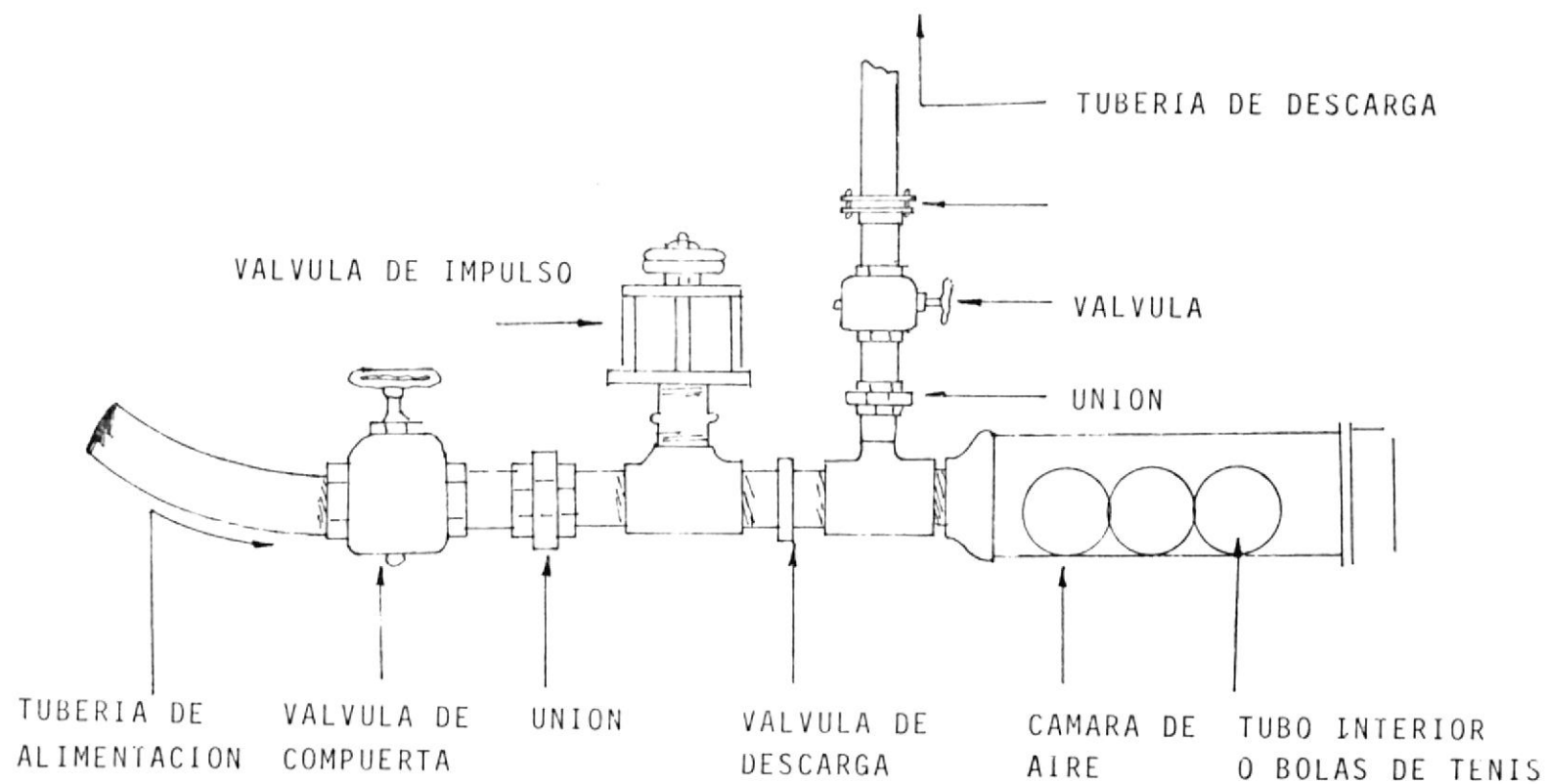


FIGURA C2. TIPO DE ARIETE QUE USA DIFERENTES TIPOS DE ARREGLOS DE ACCESORIOS Y VALVULAS(15).

A P E N D I C E D

MONTAJE DEL SISTEMA

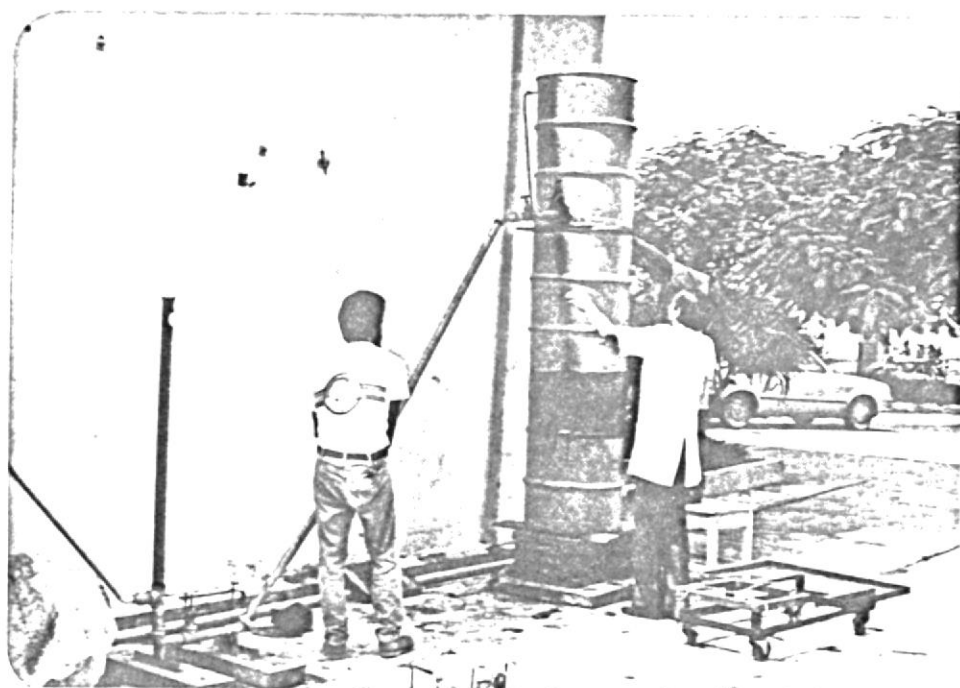


FOTO N° 1: INSTALACION DEL ARIETE HIDRAULICO

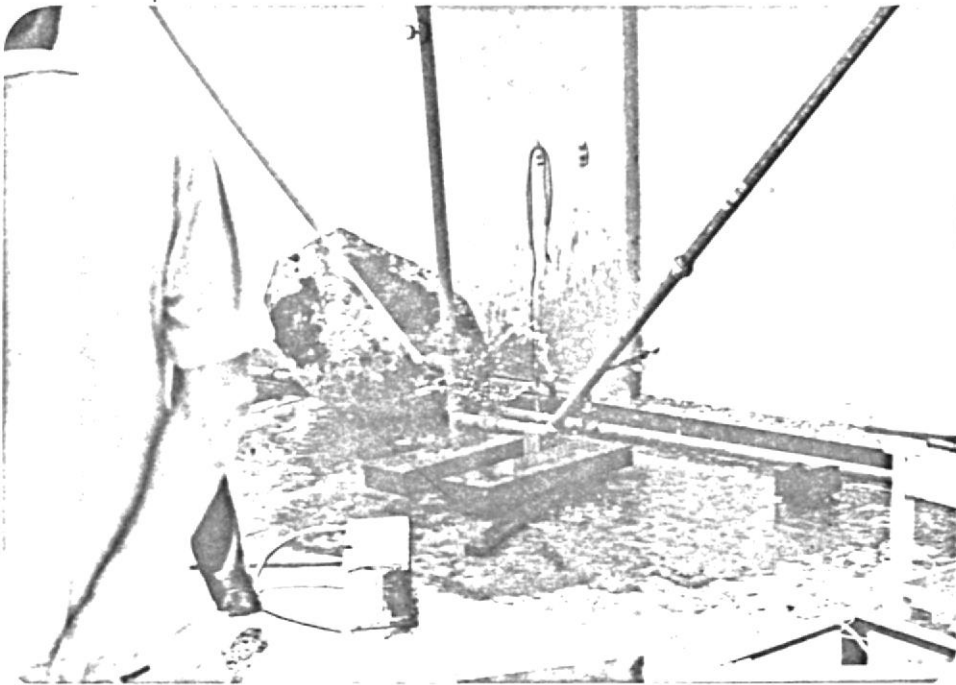


FOTO Nº 2. ARIETE HIDRAULICO FUNCIONANDO

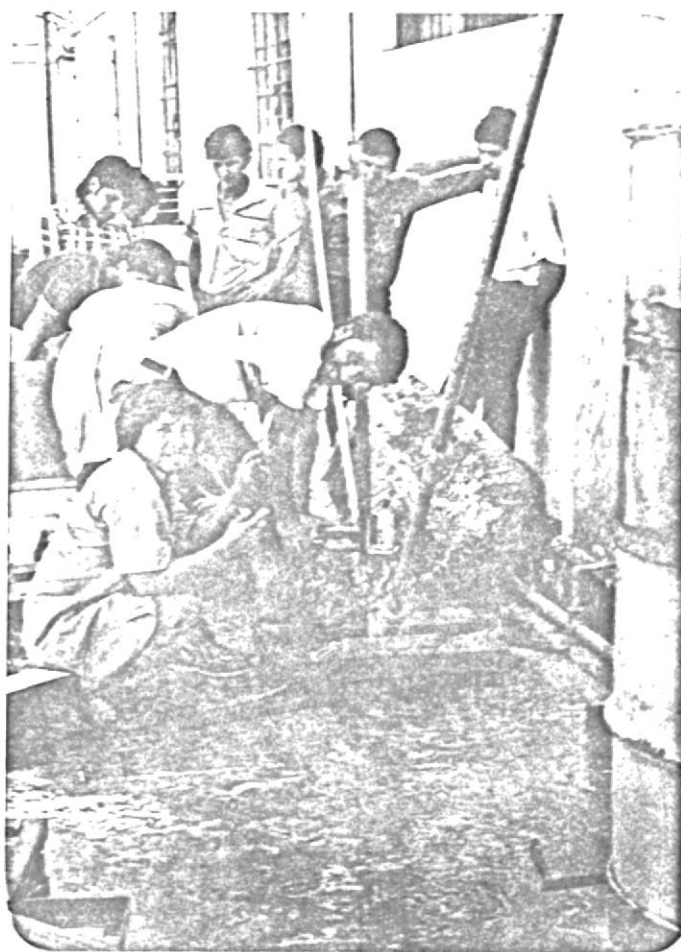


FOTO N° 3.- MEDICION DE LA FRECUENCIA DE VIBRACION
DEL RESORTE.

BIBLIOGRAFIA

1. FREEMAN DAVID, ENERGIA LA NUEVA ERA, EDICIONES TRES TIEMPOS. ARGENTINA, 1980, pag. IV; 102.
2. REVISTA POLIGIRA - ECUADOR, 80-81, pag. 31.
3. STREETER V.L., FLUID MECHANICS, McGraw-Hill Book Co. N.Y. 1951, 366 pag.
4. FOX & Mc DONALD. INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS, JOHN - WILEY & SONS, NEW YORK, 1978, pag. 28 - 368.
5. ROTTY R.M. INTRODUCCION A LA DINAMICA DE LOS GASES; HERRERO HERMANOS SUCESTORES .SA. EDITORES MEXICO, 1968, pag. 20-46.
6. FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPE, CRANE INDUSTRIAL PRODUCTS GROUP, 4100 S. KEDZIE ANENUE, CHICAGO, ILLINOIS 60632, TECHNICAL PAPER N° 410, 1957.
7. MATAIX CLAUDIO, MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS, HARLA S.A. MEXICO, 1978, pag. 245-249.
8. ALBERTSON M.L., BARTON J.R., SIMONS D.B., FLUIDS MECHANICS FOR ENGINEERS, PRENTICE - HALL, INC. 1960, PAG 12,168.

9. MANUAL DE OLEODRAULICA, EDITORIAL BLUM. SEGUNDA EDICION 1975, ESPAÑA, pag. 87 - 297.
10. KROCHIN SVIATOSLAV, DISEÑO HIDRAULICO, EDITORIAL UNIVERSITARIA. QUITO - ECUADOR, 1968, pag. 287 - 289.
11. PICKFORD JOHN, ANALYSIS OF WATER SURGE, GORDON AND BREACH SCIENCE PUBLISHERS INC. 150 FIFTH AVENUE NEW YORK, PAG.19.
12. IVERSEN H.W. ANALYSIS OF THE HIDRAULIC RAM, JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING, JUNE 1975. pag. 191-196.
13. WATT S.B. A MANUAL ON THE HIDRAULIC RAM FOR PUMPING WATER INTERMEDIATE TECHNOLOGY DEVELOPMENT GROUP WATER DEVELOPMENT UNIT, NATIONAL COLLEGE OF AGRICULTURAL ENGINEERING, SILSOE BEDFORD, MK 45 3 DT, U.K. 1975, pag. 5-29.
14. WYLIE/STREETER. FLUID TRANSIENTS, MCGRAW-HILL INC, USA, - 1978 - pag. 13-15.
15. SILVER MITCHELL, USE OF HYDRAULICE RAMS IN NEPAL, UNICEP, BOX 1187, KATMANDU, NEPAL, 1977, pag. 28-40