



T
621.27
V715

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



BIBLIOTECA

**"ANALISIS DEL GOLPE DE ARIETE EN LA ESTACION
DE BOMBEO DE LA PLANTA - LA TOMA -"**

PROYECTO DE GRADO

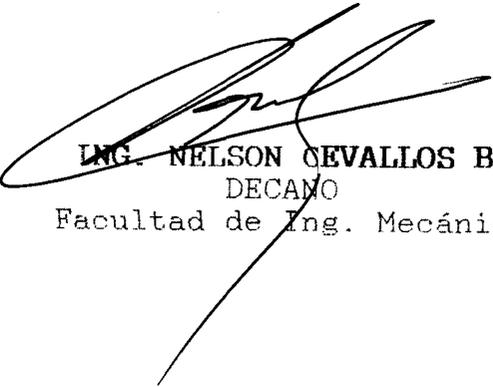
**Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

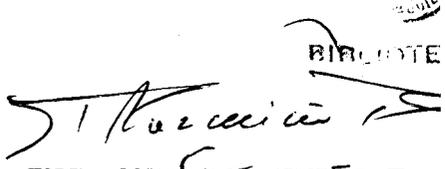
Jorge Luis Villamarín Zavala

Guayaquil - Ecuador

1991



ING. NELSON CEVALLOS B.
DECANO
Facultad de Ing. Mecánica



BIBLIOTECA

ING. MARCO PAZMIÑO B.
DIRECTOR
Proyecto de Grado



ING. MARIO PATIÑO A.
Miembro del Tribunal.



ING. FRANCISCO ANDRADE
Miembro del tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este proyecto de grado me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Tópico de Graduación)



JORGE LUIS VILLAMARIN ZAVALA

AGRADECIMIENTO



Al Ing. MARCO PAZMINO B., Director de Proyecto de Grado.

A la empresa consultora HIDROESTUDIOS Ing. Marcos Cabrera por su valiosa colaboración.

A los Ings. Mariano Vélez y Luis Castillo, Jefe de Mantenimiento y Director Técnico -EPAP- en su orden.

A los profesores de la FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA.

D E D I C A T O R I A

A mis **PADRES** y **HERMANOS**
por su apoyo constante
durante mis años de es-
tudio.

RESUMEN

El presente trabajo, está basado en la instalación de los grupos de bombeo en la planta - La Toma -, y consiste en analizar los efectos que se producen en las tuberías de impulsión cuando se presenta el fenómeno del golpe de ariete (ante un paro simultáneo del grupo de bombas debido a un corte de energía). Para esto se consideraron tres casos de operación del sistema de bombeo : operación de nueve bombas por la tubería de 60 pulgadas de diámetro únicamente ; operación de nueve bombas por la tubería de 50 pulgadas de diámetro únicamente ; y operación de nueve bombas por las tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro, conectadas en paralelo.

El punto central de este trabajo, es el de encontrar los niveles de sobrepresión y subpresión en las tuberías para operaciones con nivel alto y nivel bajo del Río Daule, para lo cuál utilizamos el método gráfico de Schneyder y Bergerón; y mediante cálculos de esfuerzos en las tuberías y aplicando normas , tales como la American Water Association Inc. (AWWA), y Sociedad Americana para Ensayos y Materiales (ASTM), encontrar los esfuerzos causados por sobrepresión y subpresión.

Finalmente se seleccionan los sistemas de protección, tales como válvulas de aire, válvulas de alivio y anillos de seguridad, en base a los esfuerzos calculados y los

esfuerzos permisibles de las tuberías , así como las condiciones de operación para los casos considerados. Posterior a ésto se analiza nuevamente el fenómeno asumiendo que los sistemas de protección escogidos sean instalados.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	vii
INDICE GENERAL	viii
LISTA DE FIGURAS	xix
LISTA DE TABLAS	xiii
LISTA DE ABREVIATURAS	xiv
INTRODUCCION	xvi
 CAPITULO 1	
1. FUNDAMENTOS TEORICOS	19
1.1 Origen del golpe de ariete.....	19
1.2 Importancia de la consideración del Golpe de Ariete en tuberías.....	21
1.3 Descripción del Fenómeno.....	24
1.4 Método gráfico de Schnyder y Bergerón.....	31
1.5 Cálculo de esfuerzos en superficies cilíndricas.....	3434
 CAPITULO 11	
2. DATOS DE LAS INSTALACIONES	38
2.1 Características de las Bombas.....	38
2.2 Características de las Tuberías.....	40
2.2.1 Tubería de 50 pulgadas de diámetro.....	40
2.2.2 Tubería de 60 pulgadas de diámetro.....	40
2.2.3 Tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro conectadas en paralelo.....	41

2.3	Características de los Niveles de Operación.....	41
2.3.1	Río Daule.....	41
2.3.2	Tanque de Distribución.....	41
2.3.3	Alturas estáticas de Bombeo.....	41
2.3.4	Alturas corregidas, teniendo en cuenta perdidas en la succión y descarga.....	41
2.4	Condiciones de operación para los casos considerados.....	45
2.4.1	Bombeo con las nueve unidades por la tubería de 60 pulgadas de diámetro.....	45
2.4.2	Bombeo con las nueve unidades por la tubería de 50 pulgadas de diámetro.....	45
2.4.3	Bombeo con las nueve unidades por las tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro conectadas en paralelo.....	45
 CAPITULO 111		
3.	GOLPE DE ARIETE SIN SISTEMAS DE PROTECCION.....	50
3.1	Presiones máximas y mínimas producidas.....	50
3.2	Esfuerzos máximos y presiones de colapso.....	54
3.2.1	Tubería de 60 pulgadas de diámetro.....	54
3.2.2	Tubería de 50 pulgadas de diámetro.....	57
 CAPITULO IV		
4.	SISTEMAS DE PROTECCION.....	63
4.1	Válvulas de alivio.....	63
4.2	Válvulas de aire.....	65

CAPITULO V

5. GOLPE DE ARIETE CON SISTEMAS DE PROTECCION.....	67
5.1 Tubería de 60 pulgadas de diámetro.....	67
5.2 Tubería de 50 pulgadas de diámetro.....	69

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	77
--	-----------

APENDICES

A.- GLOSARIO DE TERMINOS	82
B.- FOTOS Y CATALOGOS	83
C.- BIBLIOGRAFIA	97

LISTA DE FIGURAS

No	Pág.
1. Cámara de equilibrio.....	23
2. Condición en estado permanente.....	27
3. Condición en estado no permanente.....	27
4. Condición no permanente en $T = L/2a$ [s].....	27
5. Condición no permanente en $T = L/a - \epsilon$ [s].....	27
6. Condición no permanente en $T = L/a$ [s].....	27
7. Condición no permanente en $T = L/a + \epsilon$ [s].....	28
8. Condición no permanente en $T = 3L/2a$ [s].....	28
9. Condición no permanente en $T = 2L/a - \epsilon$ [s].....	28
10. Condición no permanente en $T = 2L/a$ [s].....	28
11. Condición no permanente en $T = 2L/a + \epsilon$ [s].....	28
12. Condición no permanente en $T = 5L/2a$ [s].....	29
13. Condición no permanente en $T = 3L/a - \epsilon$ [s].....	29
14. Condición no permanente en $T = 3L/a$ [s].....	29
15. Condición no permanente en $T = 3L/a + \epsilon$ [s].....	29
16. Condición no permanente en $T = 7L/2a$ [s].....	29
17. Condición no permanente en $T = 4L/a - \epsilon$ [s].....	30
18. Condición no permanente en $T = 4L/a$ [s].....	30
19. Método gráfico de Schnyder y Bergerón.....	31
20. Líneas características del golpe de ariete.....	33
21. Determinación analítica de la fuerza de presión...	34
22. Evaluación directa de la fuerza de presión.....	36
23. Estación de bombeo - La Toma -.....	41

■ Características de operación de la bomba marca	
WORTHINGTON	48
25. Capacidad de impulsión de las tuberías con	
operación de nueve bombas eléctricas.....	49
26. Operación de bombeo con tubería $D = 60$ pulgadas...	60
27. Operación de bombeo con tubería $D = 50$ pulgadas...	61
28. Operación de bombeo con las tuberías de 60 y 50	
pulgadas de diámetro interconectadas.....	62
29. Capacidad de descarga de alivio.....	66
30. Operación de bombeo con tubería $D = 60$ pulgadas	
con válvulas de aire y de alivio.....	70
31. Operación de bombeo con tubería $D = 50$ pulgadas	
con válvulas de aire y de alivio.....	71
32. Operación de bombeo con las tuberías de 60 y 50	
pulgadas de diámetro interconectadas y con	
válvulas de aire y de alivio.....	72
33. Curvas $h-t$ y $q-t$ para la tubería de 50 pulgadas	
de diámetro.....	73
34. Curvas $h-t$ y $q-t$ para la tubería de 60 pulgadas	
de diámetro.....	74
35. Perfil esquemático y líneas piezométricas ;	
conducción por tubería de 50 pulgadas de	
diámetro.....	75
36. Perfil esquemático y líneas piezométricas ;	
conducción por tubería de 60 pulgadas de	
diámetro.....	76

LISTA DE TABLAS

No	Pág.
I. Alturas dinámicas de bombeo en la tubería de 60 pulgadas de diámetro.....	42
II. Alturas dinámicas de bombeo en la tubería de 50 pulgadas de diámetro.....	43
III. Alturas dinámicas de bombeo en las tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro interconectadas.....	44
IV. Alturas máximas y mínimas en metro de columna de agua causadas por el golpe de ariete en los sistemas de bombeo sin protección.....	53

LISTA DE ABREVIATURAS

a	= Velocidad de Onda
Ac	= Area de conducción
C	= Coeficiente Hazen-Willians
d	= Diámetro de orificio de válvula
D	= Diámetro de las tuberías
e	= Espesor de pared de tuberías
eb	= Eficiencia de la bomba
em	= Eficiencia del motor
F	= Frente de onda de presión
F	= Fuerza de presión
f	= Onda de presión reflejada
g	= Aceleración de la gravedad
h	= Presión
hr	= Pérdidas por fricción
H_{s máx}	= Máxima altura estática de bombeo
H_{s mín}	= Mínima altura estática de bombeo
L	= Longitud de la tubería
m	= metros
N	= Velocidad de la bomba
n_e	= Velocidad específica de la bomba
Pot.	= Potencia al eje
Pc	= Presión de colapso por vacío
q	= Caudal
q_e	= descarga de la válvula
s	= Segundos

- S** = Esfuerzo circunferencial
- S_{per}** = Esfuerzo permisible
- S_{yp}** = Esfuerzo de fluencia
- t** = Tiempo
- T** = Tiempo de fase
- TDH** = Cabezal total
- T_P** = Tiempo de parada del rotor **por** inercia bomba-motor
- V** = Velocidad del fluido
- WK²_r** = Inercia del rotor del motor
- WK²** = Inercia del impulsor con agua
- ASTM** = Sociedad Americana de Ensayos y Materiales
- AWWA** = American Water Works Association
- γ** = Pendiente de la línea característica de golpe de ariete.
- β** = Angulo de inclinación de **γ**
- ε** = Intervalo pequeño de tiempo
- %** = Porcentaje

INTRODUCCION

La planta "LA TOMA" de la EPAP-G, está constituida por dos sistemas, el de captación ó bombeo y el de purificación ó tratamiento. En el primero capta agua del Río Daule y la bombea a través de dos tuberías de impulsión, la una de 60 y la otra de 50 pulgadas de diámetro respectivamente hasta la planta de tratamiento que está a una cota de 98 m de altura y 1500 m desde la planta de bombeo. La función de la planta de tratamiento es purificar el agua proveniente del Río Daule, mediante métodos físicos, químicos y hacer que sea apto para el consumo humano.



Dentro de la estación de bombeo, tiene funcionando normalmente las 24 horas del día 10 equipos de bombeo de los cuáles 9 son eléctricas cuya potencia de los motores es de 1250 kw y cuya capacidad nominal de bombeo es de 2880 m³/Hr. (alrededor de 69120 m³/día) y un motor a diesel de 1100 kw y capacidad de bombeo de 2250 m³/Hr. (alrrededor de 54000 m³/día).

De lo indicado anteriormente se tiene que entre las 10 bombas se debe conducir como máximo en las dos tuberías de impulsión alrrededor de 28170 m³/Hr, es decir 7.83 m³/s, dado este caso, y aparentando el bombeo por sistema eléctrico el 90 %, un daño o suspensión originado en el sistema de suministro de energía electrica, precipitaría una parada simultánea del grupo de bombas, y por lo tanto

es indispensable realizar el análisis del golpe de ariete **para** determinar las consecuencias que una parada ocasionaría en las instalaciones de conducción y hacer **las** recomendaciones pertinentes.

De acuerdo a lo indicado, el grupo de bombas está conectado con las tuberías de 60 pulgadas de diámetro y la otra de 50 pulgadas de diámetro. Se consideran tres casos de operación del sistema de bombeo.

CASO 1. Operación del grupo de 9 bombas por la tubería de 60 pulgadas de diámetro.

CASO 2. Operación **del** grupo de 9 bombas por la tubería de 50 pulg. de diámetro.

CASO 3. Operación del grupo de 9 bombas por las tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro interconectadas.

El procedimiento del análisis adoptado es el siguiente :

a.- Cálculo de los efectos producidos por el golpe de ariete en las tuberías, sin instalar ningún sistema de protección.

b.- Cálculo de los esfuerzos máximos producidos, y de las presiones de colapso resultante y sus correspondientes valores permisibles.

c.- Recomendaciones de sistemas de protección de acuerdo con los resultados obtenidos en a y b.

d.- Cálculos de los efectos producidos por el golpe de ariete en el sistema considerando **los** sistemas de protección recomendados.

CAPITULO I

ETJNDAMENTOS TEORICOS

1.1 ORIGEN DEL GOLPE DE ARIETE (ref. 9)

Antes de poder determinar el origen del fenómeno del golpe de ariete, no está **por** demás que sea necesario la definición de este fenómeno muy conocido en el campo de la hidráulica y de sus aplicaciones.

El Golpe de Ariete podemos decir ordinariamente, como su propio nombre lo está indicando, es un golpe de martillo o un martillo hidráulico producido en las líneas de circulación de fluidos, **por** cierres o interrupciones bruscas e instantáneas (también lentas) ya sea de válvulas o compuertas.

Por lo tanto, cabe agregar para una determinación del origen del fenómeno más exigente que, como ya se lo dijo en la definición anterior, este fenómeno se

origina en el flujo de fluidos dentro de conductos o tuberías cerradas. Este fenómeno se origina también al abrir una válvula y al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal.

Entonces, si nosotros tenemos un fluido cualquiera que está surgiendo de un reservorio y circulando a una velocidad considerable **por** una línea hidráulica en la que cierta longitud se halla localizando una válvula solenoide de control **por** ejemplo en un momento dado de tiempo **por** una señal eléctrica se interrumpe el camino del fluido por accionamiento de dicha válvula, de una forma brusca se originará un gran golpe o perturbación hidráulica la cual desarrollará una alta presión en la vecindad de la válvula la que será proporcional a la velocidad y por ello al impacto de la columna.

Esta perturbación hidráulica, que es de carácter transitorio crea además una onda de presión considerable que viaja a lo largo de la tubería "aguas arriba" y "aguas abajo".

Por Física tenemos que, la cantidad de movimiento del fluido tiende a ser nulo en una cantidad de tiempo que **será** proporcional al cierre que se haga, en el lado de aguas arriba, mientras que en el lado de aguas abajo de la válvula el líquido seguirá su

movimiento en este sentido **por** la presencia de la cantidad de movimiento, siempre y cuando no exista una presión estática que obstruya este movimiento y la presión desarrollada tienda a anularse.

Por último anotaremos que el carácter de transitorio de la perturbación hidráulica en mención se debe a que existe la violación de la ley de Bernoulli que contempla la incompresibilidad del líquido y el régimen permanente en cualquier sección que circule el mismo. Para nuestro caso ocurre que la descarga en cada sección contemplada está variando con el tiempo rápidamente, acompañada de rápidos cambios de presiones; en otras palabras existe un cambio desde un estado permanente a otro no permanente.

1.2 IMPORTANCIA DE LA CONSIDERACION DEL GOLPE DE ARIETE EN TUBERIAS. (ref. 9)

La importancia que se le debe dar al fenómeno del golpe de ariete a todo sistema hidráulico es vital, para que pueda esperarse resultados satisfactorios y más aún poder contar con una vida Útil apreciable del sistema.

Como ya se dijo en el artículo precedente que el golpe de ariete es un fenómeno de naturaleza no permanente (transitorio) y por tanto, de régimen

variable implica que la tubería ya no será rígida y **el** líquido que fluye por él es compresible, ésto puede mostrarse, por ejemplo, en un sistema de bombeo en donde, al interrumpirse el suministro de energía, produce un paro simultáneo de las bombas, de aquí la importancia de un diseño **y** cálculo adecuado que garantice un golpe de ariete no excesivo que malogre las tuberías.

Añadiendo más sobre la importancia de éste fenómeno, se puede notar que es palpable no sólo la presencia de altas presiones desarrolladas, sinó el acompañamiento de ruidos excesivos.

De hecho, también se imponen consideraciones en el diseño acerca de la fatiga y corrosión como resultado de la cavitación; el rompimiento del control del circuito hidráulico.

Debido a que a lo largo de la tubería viaja una onda de presión pueden presentarse vibraciones resonantes que pueden **ser** dañinas.

Una de las prácticas más eficientes para controlar el golpe de ariete se refiere a hacer desaparecer rápidamente la cantidad de movimiento contenida en toda **la** longitud del sistema mediante **muy** grandes presiones, pero para remediar este inconveniente es factible contar con la llamada "cámara de equilibrio"

(*figura 1*), instalada tan cercana a la válvula como sea posible, lo que evitará la creación de grandes presiones. Entonces, a pesar de esto, es todavía de enorme importancia proyectar la tubería comprendida entre la válvula y la "cámara de equilibrio" para que resista el golpe de ariete residual.

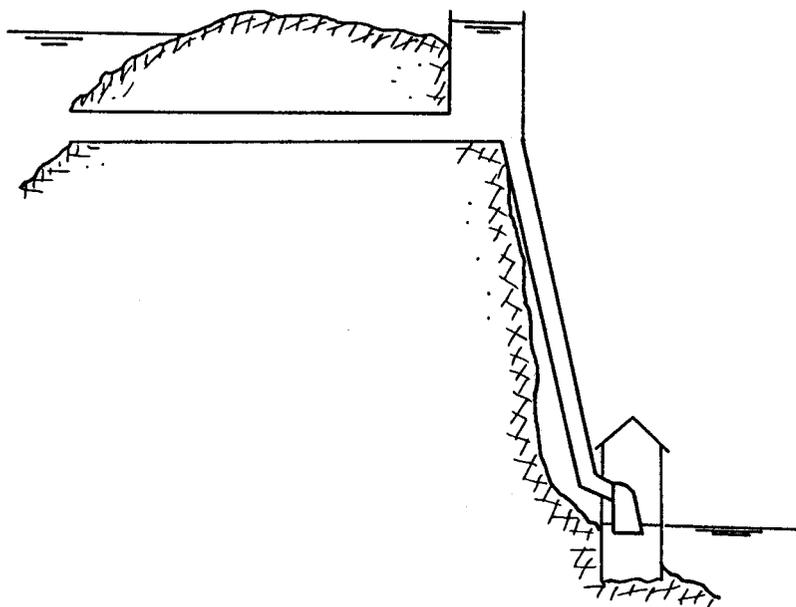


Figura # 1 : Cámara de equilibrio

Otra manera de controlar el golpe de ariete en tuberías consiste en disponer de una válvula de apertura rápida, la cuál es accionada de tal forma que se abre en el instante que la de control se cierra a manera de "amortiguador".

Esta válvula de apertura violenta posee, según su diseño un cierre lento que limita la aparición de altas presiones.

1.3 DESCRIPCION DEL FENOMENO (ref. 10)

Conociendo que con el paro de las bombas de impulsión en un conducto con fluido se produce el fenómeno que estamos tratando, detallaremos la serie de situaciones que se presentan después de originarse éste percance.

En el instante que se produce el paro, se suscita una gran onda de presión "F", la cuál se va a transmitir a lo largo de toda la tubería. La velocidad con que viaja esta onda es "a" pies/s (m/s); en éste momento todo el fluido más cercano a la válvula cheque se comprime y tiende al reposo, es decir que su velocidad se anula ($V_0=0$). A medida que transcurre el tiempo las láminas de fluido adyacentes van experimentando el mismo resultado, mientras el fluido que circula aguas arriba sigue moviéndose con velocidad V_0 .

Como resultado de esto, tenemos que: paralelo a que la velocidad de fluido detrás de la onda es reducida, la tubería es expandida ó dilatada y la densidad del líquido es incrementada.

De estas dos últimas observaciones se deduce que la tubería presenta ahora un volúmen adicional de fluido en exceso del que existía en condición de flujo estable (*figuras 3 a 6*).

Cuando la onda ha viajado hasta llegar al extremo aguas arriba (reservorio) en un tiempo igual a L/a seg toda la masa de fluido ha convertido su energía cinética en energía elástica.

Además, en el momento de arribo de la onda "F" al reservorio, la presión interior de la tubería en un punto cercano a éste es más grande que su presión estática, porque de este régimen inestable imperante, el líquido es forzado a regresar al reservorio de la tubería.

Es obvio que interviene un cambio de velocidad en el fluido y como resultado de ello aparece una onda "f" originada en el reservorio que viene a ser la onda reflejada que llegó inicialmente, esta nueva onda de presión "f" de signo negativo se propagará a través de todo el largo L (*figuras 7 a 9*).

Detrás de esta onda "f" reflejada, el flujo fluye hacia el reservorio por el desequilibrio en el extremo opuesto de la válvula en el instante de llegada de la onda "F" por permanecer constante la presión del depósito. También la tubería se contrae a su posición original desde su posición de expandida y la densidad del líquido es decrecida.

Una vez que llega la onda "f" al punto de la válvula cerrada esta se refleja, apareciendo una nueva onda

de presión "F" (segunda) (*figuras 10 a 14*). Atrás del paso de ésta onda de presión se suscitan situaciones como: contracción de la tubería, y la reducción de la densidad del fluido.

Para este caso la velocidad del fluido en el interior de la tubería entre el depósito y el frente de onda poseen la misma dirección y magnitud como la que existía detrás de la onda "f" durante su propagación a la válvula.

Al igual que lo anterior, cuando la onda "F" llega al reservorio una onda (segunda) "f" se refleja y se propaga de aquí a la válvula (*figuras 12 a 18*). El efecto de esta onda expande nuevamente la tubería e incrementa la densidad del fluido, de esta forma se completa el ciclo cuando esta segunda onda "f" arriba a la válvula de control.

En el instante que esta onda llega a la válvula, las condiciones son exactamente las mismas que el instante del cierre, $4L/a$ segundos antes.

Este ciclo por lo tanto se repite cada $4L/a$ segundos. La acción del rozamiento del fluido y de la no elasticidad perfecta del mismo y de la pared del conducto producen un amortiguamiento a las vibraciones y con ello el fluido alcanza de forma permanente el equilibrio.

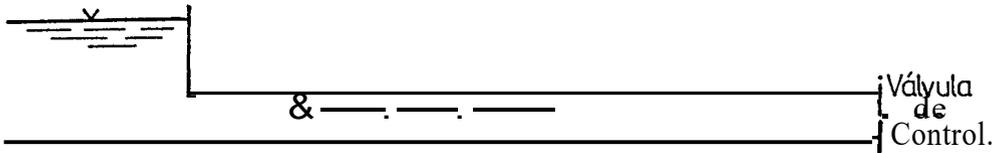


Figura # 2*
Condición en estado permanente

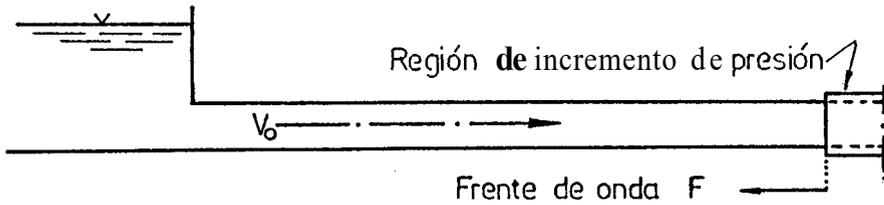


Figura # 3*
Condición en estado no permanente

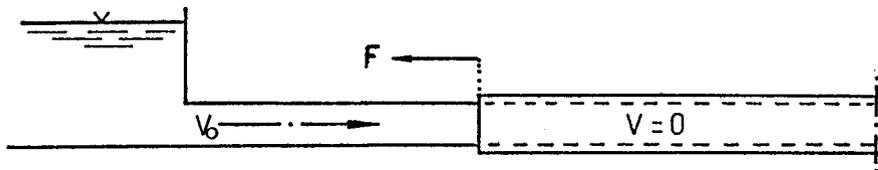


Figura # 4*
Condición no permanente e $T = L/2a$ (s)

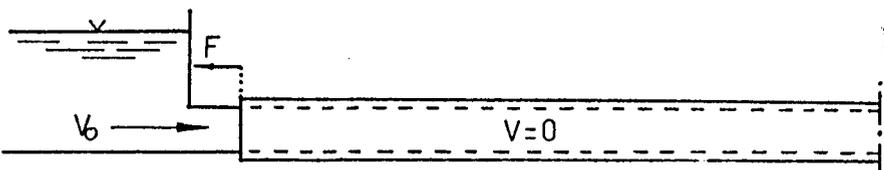


Figura # 5* Condición no permanente en $T = L/a - \epsilon$ (s)

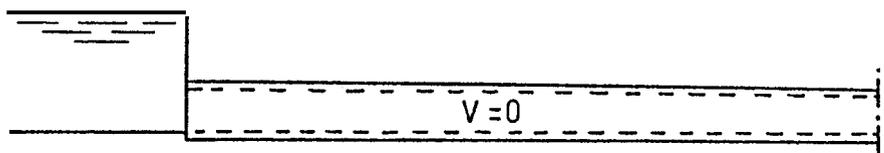


Figura # 6*
Condición no permanente en $T = L/a$ (s)

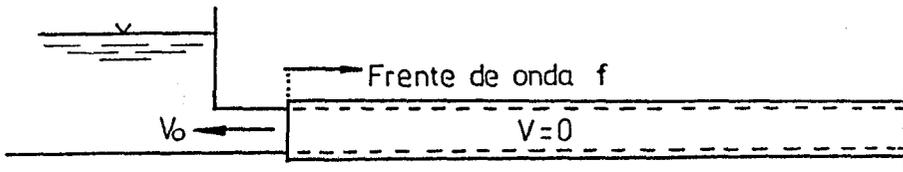


Figura # 7 *

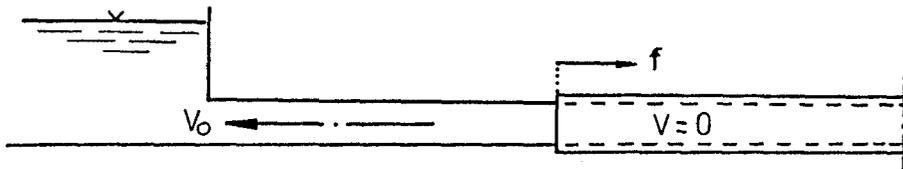
Condición no permanente en $T = L/a + \epsilon$ (c)

Figura # 8 *

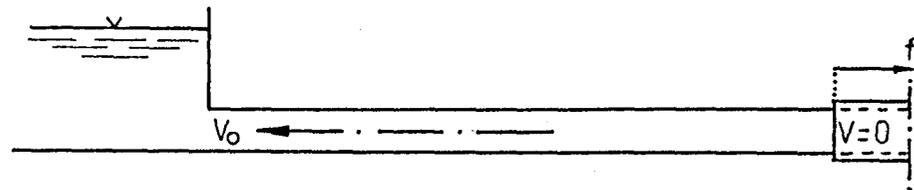
Condición no permanente en $T = 3L/2a$ (s)

Figura # 9 *

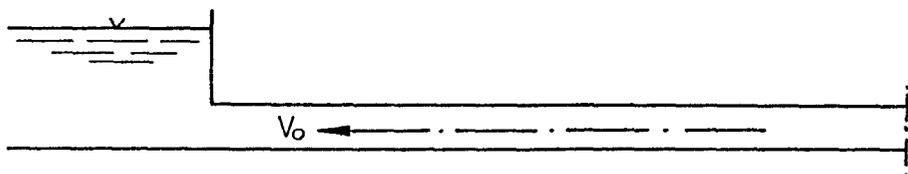
Condición no permanente en $T = 2L/a - \epsilon$ (s)

Figura # 10''

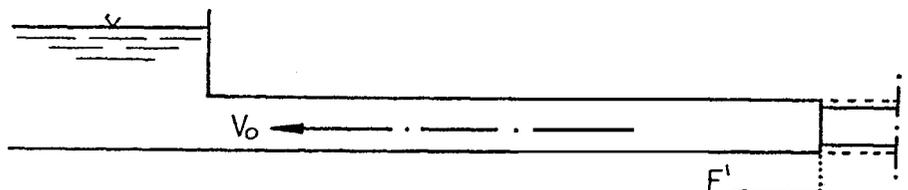
Condición no permanente en $T = 2L/a$ (s)

Figura # 11*

Condición no permanente en $T = 2L/a + \epsilon$ (s)

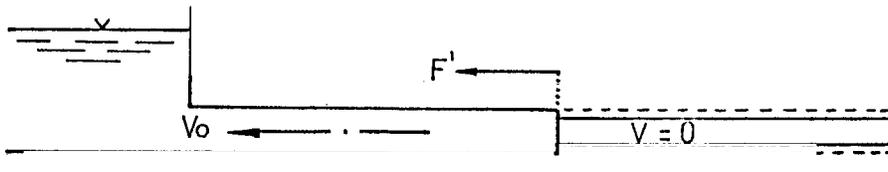


Figura # 12*
Condición no permanente en $T = 5L/2a$ (s)

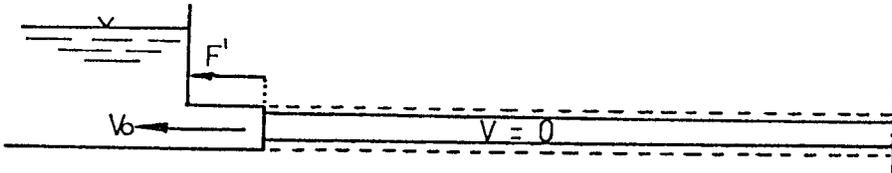


Figura # 13*
Condición no permanente en $T = 3L/a - \epsilon$ (s)

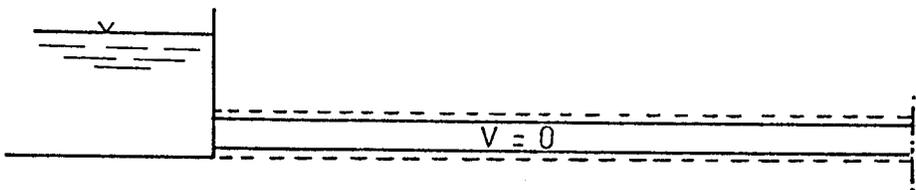


Figura # 14*
Condición no permanente en $T = 3L/a$ (s)

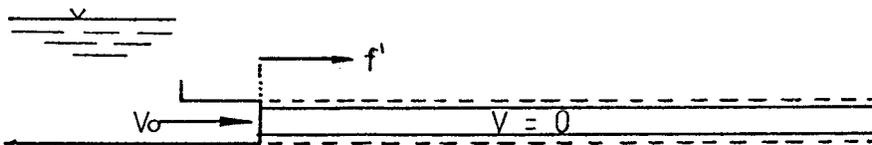


Figura # 15*
Condición no permanente en $T = 3L/a + \epsilon$ (s)

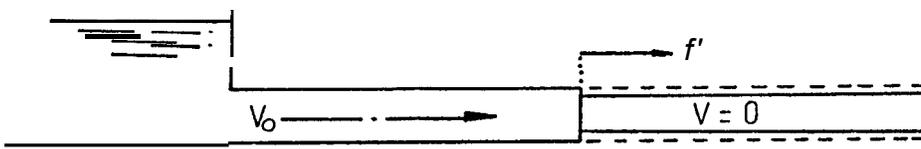


Figura # 16*
Condición no permanente en $T = 7L/2a$ (s)

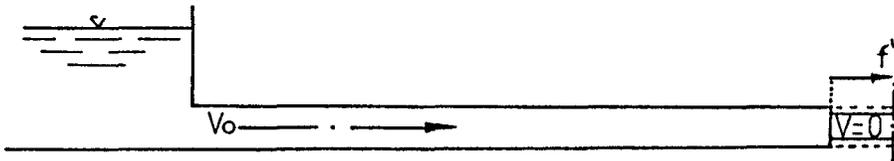


Figura # 17 *

Condición no permanente en $T = 4L/a - \epsilon$ (s)

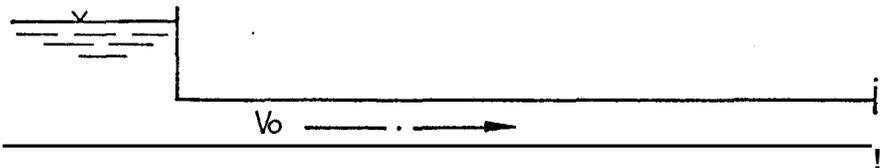


Figura # 18 *

Condición no permanente en $T = 4L/a$ (s)

* (Referencia # 10)

1.4 METODO GRAFICO DE SCHNYDER Y BERGERON (ref. 4.10)

El método se desarrolla en un plano (h,q) (Figura 19), en que para una tubería simple cualquiera el gasto q y la presión h (punto del plano h,q) se conocen para la abscisa x y tiempo t de la tubería. Este punto del plano puede representar varios puntos de la tubería (x_1,y_1) , ya que las abscisas y los tiempos se llevan como parámetros de los puntos (q,h) del plano.

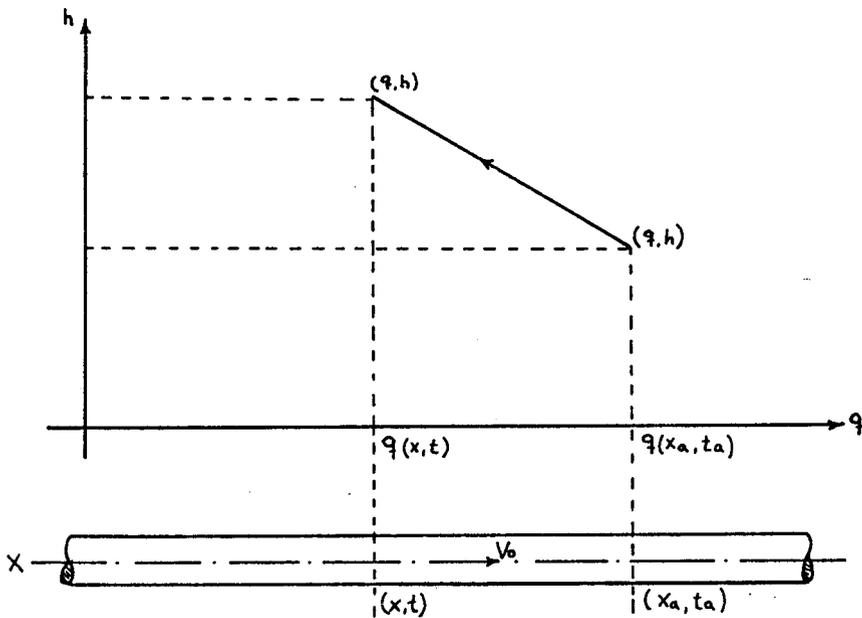


Figura # 19 : Método Gráfico de Snyder y Bergerón
(ref. # 4)

Ahora bien, para un observador que se mueve con velocidad constante a en la dirección positiva del eje x , su posición será determinada con:

$$X = X_a + a(t - t_a) \quad (1)$$

Si utilizamos las funciones de Allievi se tiene que:

$$h(x, t) = h_0 + F(t - x/a) + f(t + x/a) \quad (A)$$

$$q(x, t) = q_0 - gA_t/a [F(t - x/a) - f(t + x/a)]$$

Ahora bien ; en las funciones (A) ; para el observador moviéndose en la dirección positiva del eje x , F es constante, pero el observa que f está variando en forma continua, por lo cual, eliminaremos las f entre esas ecuaciones, así:

$$h(x, t) - h_0 = F(t - x/a) + f(t + x/a)$$

$$-[q(x, t) - q_0] a/gA_t = F(t - x/a) - f(t + x/a)$$

(Multiplicando la segunda por menos a/gA_t y sumando)

$$h(x, t) - h_0 = a/gA_t [q(x, t) - q_0] + 2F(t - x/a)$$

Esta ecuación es válida también para el punto de la tubería (x_a, t_a) ; por lo cual, aplicándola a ese punto se tiene:

$$h(x_a, t_a) - h_0 = a/gA_t [q(x_a, t_a) - q_0] + 2F(t_a - x_a/a)$$

Como las funciones F son constantes e iguales, podemos igualar las ecuaciones y obtener:

$$h(x, t) - h(x_a, t_a) = a/gA_t [q(x, t) - q(x_a, t_a)] \quad (2)$$

Esta es la ecuación de una recta de pendiente (a/gA_t) es decir, para pasar de un punto de la tubería donde conocemos el gasto $q(x_a, t_a)$ y la presión $h(x_a, t_a)$ a

otro punto donde deseamos conocer el gasto $q(x,t)$ y la presión $h(x,t)$ en el plano (h,q) nos movemos sobre una línea recta hasta llegar al punto deseado y la recta con una pendiente σ y apoyada en el punto $[q(x_a, t_a) ; h(x_a, t_a)]$.

Si hacemos **ahora** el análisis de un observador que se mueve en sentido contrario al anterior, **pero** con velocidad constante a se llega a la ecuación característica semejante a la anterior pero **con** pendiente negativa, es decir:

$$h(x,t) - h(x_a, t_a) = - a/gAt [q(x,t) - q(x_a, t_a)] \quad (3)$$

En el plano (h,q) únicamente se requieren para la solución de un problema las pendientes de estas **rectas** que nos definen líneas **que** nosotros apoyaremos en los puntos conocidos y buscaremos la intersección de **estas** mismas **con** las condiciones que impone el **problema**. Estas líneas, (ver **figura 20**) se denominan líneas características del golpe de ariete.

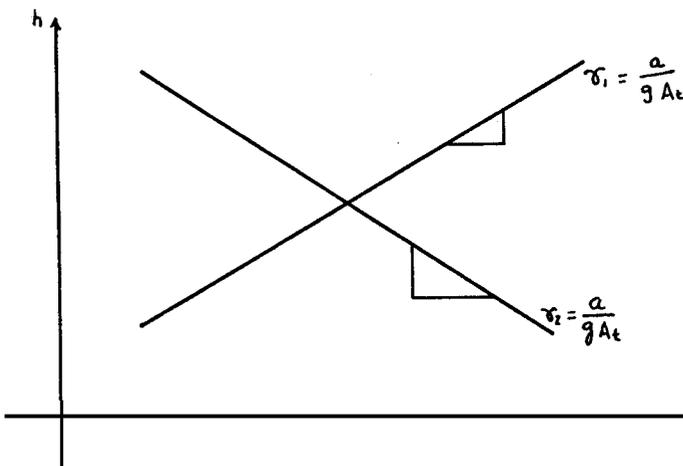


Figura # 20 : Líneas características del golpe de ariete

1.5 CALCULO DE ESFUERZOS EN SUPERFICIES CILINDRICAS (ref. 11)

Un depósito cilindrico que contenga un fluido a presión, está sometido a fuerzas de tensión según sus secciones longitudinales y transversales, y las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que estalle. Consideremos primeramente una sección longitudinal cualquiera A-A que corte diametralmente al cilindro de la figura 21 (a) sometido a presión interior. En la figura 21 (b) representa el diagrama de cuerpo libre de una de las mitades del cilindro.

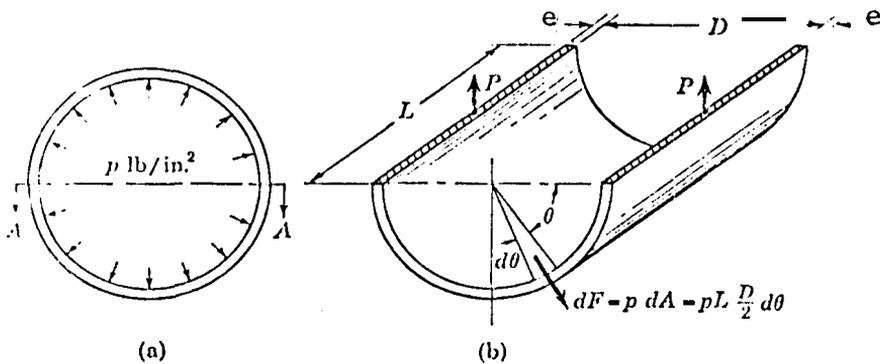


Figura # 21 : Determinación analítica de la fuerza de presión. (ref. 11)

La fuerza elemental que actúa normalmente a un elemental diferencial de la pared del cilindro, a un ángulo θ del diámetro horizontal es:

$$d\vec{F} = p * dA = p * L * \frac{D}{2} * d\theta \quad (4)$$

Por simetría respecto al plano vertical que pasa por el eje del cilindro, a cada $d\vec{F}$ le corresponde otra (no dibujada) cuya componente horizontal será igual, pero de sentido contrario, por lo que todas las parejas de componentes horizontales se anulan y la fuerza total \vec{F} que tiende a separar una mitad del cilindro de la otra es la suma de las componentes verticales de dichas fuerzas elementales:

$$\vec{F} = (p * L * \frac{D}{2} * d\theta) \text{ sen } \theta = p * L * \frac{D}{2} * [-\cos \theta]$$

que se reduce a

$$\vec{F} = p * D * L \quad (5)$$

Evidentemente y para mantener el equilibrio del medio cilindro, la fuerza total \vec{F} , que actúa normalmente al plano A-A, es resistida por las fuerzas iguales P que actúan en las dos secciones cortadas de la pared del cilindro. Por tanto,

$$[\Sigma \vec{F} = 0] \quad \vec{F} = p * D * L = 2 P \quad (6)$$

Un procedimiento sencillo para determinar la fuerza F resultante de todas las fuerzas elementales en una dirección, es el indicado en la figura 22. La mitad inferior del cilindro está ocupada por un fluido, y puesto que este transmite por igual las presiones en todas las direcciones, la distribución de presiones y

de fuerzas elementales es la misma **que** en la figura 21. En estas condiciones, y de acuerdo con la **figura** 22, en donde se representa el diagrama de **cuerpo** libre correspondiente a la mitad inferior del cilindro es evidente que la fuerza \vec{F} que es la misma que antes, es **igual a la presión por el área** en la que actúa. Como esta área es la superficie libre del fluido o sea $D * L$ se **obtiene**, como antes, que $\vec{F} = p * D * L$.

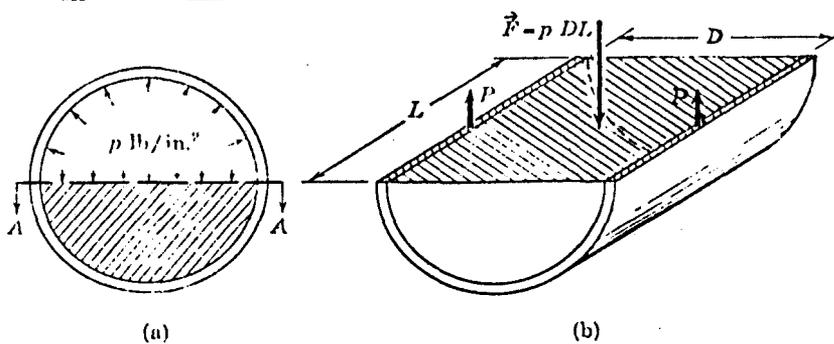


Figura # 22 : Evaluación directa de la fuerza de presión
(ref. 11)

El esfuerzo en la sección longitudinal que soporta la fuerza \vec{F} resulta de dividir ésta entre el área de las dos secciones de corte, **por tanto**:

$$[S = \frac{\vec{F}}{A}] \quad S = \frac{p * D * L}{2 * e * L} = \frac{p * D}{2 * e} \quad (7)$$

Este **esfuerzo** suele llamarse *esfuerzo tangencial* o *circunferencial*. El adjetivo tangencial se debe a que actúa tangencialmente a la circunferencia directriz de

cilindro pero es preferible llamarlo circunferencial para no confundirlo con el esfuerzo cortante, al que también se conoce con el nombre de tangencial.

El esfuerzo calculado mediante esta expresión es el **esfuerzo medio**, para cilindros en los que la pared tenga un espesor igual o **menor que un décimo de su radio interior**, este esfuerzo **medio** calculado es prácticamente **igual al esfuerzo máximo que aparece en la superficie interior del cilindro** y el mínimo de la superficie exterior se diferencia muy poco de este.

CAPITULO II

DATOS DE LAS INSTALACIONES

2.1 CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS

Como se muestra en la figura 23 las instalaciones de bombeo analizadas consisten de dos grupos de bombeo conectados en paralelo a las tuberías de 60 y 50 pulgadas de diámetro, los cuáles a su vez descargan a un tanque de regulación.

La operación normal de bombeo contempla el uso de las dos tuberías interconectadas, sin embargo en caso de emergencia será necesario bombear **por** cualquiera de las dos tuberías independientemente, dando lugar **a los** tres casos de operación descritos anteriormente.

Con el propósito de analizar las situaciones más críticas se consideró la operación de las nueve bombas eléctricas, a pesar que en la actualidad hay **una** bomba

movida por motor diesel y con probabilidad muy pequeña de fallar simultáneamente con las bombas eléctricas. Esta bomba no se tiene en cuenta en el análisis de este estudio.

Tampoco se efectuaron análisis de operaciones con menor número de bombas porque los efectos del golpe de ariete en estos casos son menos críticos que los producidos cuando se opera con toda la capacidad de bombeo.

Las bombas utilizadas en el sistema son de marca **WORTHINGTON** accionadas por motores eléctricos de marca **GENERAL ELECTRIC**.

Las bombas tienen las siguientes características:

Cabeza total.....TDH = 282 ft (86,0 m)

Caudal..... $q = 11.156 \text{ GPM} (0,8 \text{ m}^3/\text{s})$

Revoluciones..... $N = 880 \text{ RPM}$

Eficiencia de la bomba..... $e_b = 85 \%$

Inercia del rotor del motor... $WK^2_r = 1065 \text{ lbf-ft}^2$

Inercia del impulsor con agua. $WK^2 = 847 \text{ lbf-ft}^2$

Eficiencia del motor..... $e_m = 94 \%$

Potencia al eje.....Pot. = 780 KW

Velocidad específica..... $n_s = 1359 = \frac{n \sqrt{\text{GPM}}}{H^{3/4}}$

Tiempo de parada del rotor

por inercia (bomba y motor)... $T_p = 0,88 \text{ s}$

2.2.3 TUBERIAS DE 50 Y 60 PULGADAS DE DIAMETRO CONECTADAS EN PARALELO

Pérdidas por fricción..... $h_f = 0,1481 q^{1,852}$ m

2.3 CARACTERISTICAS DE LOS NIVELES DE OPERACION

2.3.1 RIO DAULE

Nivel máximo normal.....17,55 m

Nivel mínimo.....14,10 m

2.3.2 TANQUE DE DISTRIBUCION

Nivel máximo normal

en el año 2.000.....95.81 m

2.3.3 ALTURAS ESTATICAS DE BOMBEO

Máxima..... $H_{S_{max}} = 95,81 - 14,10 = 81,71$ m

Mínima..... $H_{S_{min}} = 95,81 - 17,55 = 78,26$ m

2.3.4 ALTURAS CORREGIDAS TENIENDO EN CUENTA PERDIDAS EN LA SUCCION Y DESCARGA

$H_{S_{max}} = 84,71$ m

$H_{S_{min}} = 81,26$ m

TABLA No 1

CAUDAL Q (m^3/s)	PERDIDAS h_f (m)	ALTURA DINAMICA DE BOMBEO	
		Nivel Mín. (m)	Nivel Máx. (m)
0.00	0.00	84.71	81.26
7.00	12.43	97.14	93.69
7.25	13.26	97.97	94.52
7.50	14.12	98.83	95.35
7.75	15.00	99.71	96.26
8.00	15.91	100.62	97.17
8-25	16.85	101.56	98.11
8.50	17.81	102.52	99.07
8.75	18.79	103.50	100.05
9.00	19.79	104.50	101.05
9.25	20.82	105.53	102.08
9.50	21.88	106.59	103.14
9.75	22.96	107.67	104.22
10.00	24.06	108.77	105.32

Alturas Dinámicas de bombeo en la tubería de 60 pulgadas de diámetro.

TABLA No 11

CAUDAL Q (m ³ /s)	PERDIDAS h _f (m)	ALTURA DINAMTCA DE BOMBEO	
		Nivel Mín. (m)	Nivel. Máx. (m)
0.00	0.00	84.71	81.26
7.00	36.14	120.05	117.40
7.25	38.56	123.27	119.82
7.50	41.06	125.77	122.32
7.75	43.63	128.34	124.89
8.00	46.28	130.99	127.54
8.25	48.99	133.70	130.25
8.50	51.77	136.48	133.03
8.75	54.63	139.34	135.83
9.00	57.56	142.27	138.82
9.25	60.55	145.26	141.81
9.50	63.62	148.33	144.88
9.75	66.76	151.47	148.02
10.00	69.96	154.67	151.22

Alturas Dinámicas de bombeo en la tubería de 50 pulgadas de diámetro

TABLA No 111

CAUDAL Q (m ³ /s)	PERDIDAS h _r (m)	ALTURA DINAMICA DE BOMBEO	
		Nivel Mín. (m)	Nivel. Máx. (m)
0.00	0.00	84.71	81.26
7.00	5.44	90.15	86.70
7.25	5.8	90.51	87.06
7.50	6.18	90.89	87.44
7.75	6.57	91.28	87.83
8.00	6.97	91.68	88.23
8.25	7.38	92.09	88.64
8.50	7.80	92.51	89.06
8.75	8.23	92.94	89.49
9.00	8.67	93.38	89.93
9.25	9.12	93.83	90.38
9.50	9.58	94.29	90.84
9.75	10.05	94.76	91.31
10.00	10.54	95.25	91.80

Alturas dinámicas de bombeo en las tuberías de 50 y 60 pulgadas;
de diámetro interconectadas

2.4 CONDICIONES DE OPERACION PARA LOS CASOS CONSIDERADOS

De acuerdo con los datos anteriores para las bombas y las tuberías, en la figura 25 se ha dibujado la curva equivalente para el grupo de bombas en paralelo y las curvas de pérdidas para las tuberías, funcionando independientemente e interconectadas. De la figura 25 se obtienen los siguientes puntos de operación para los casos considerados:

2.4.1 BOMBEO CON LAS NUEVE UNIDADES POR LA TUBERIA DE 60 PULGADAS DE DIAMETRO

$$q_1 = 6.25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_1 = 91.5 \text{ m}$$

2.4.2 BOMBEO CON LAS NUEVE UNIDADES POR LA TUBERIA DE 50 PULGADAS DE DIAMETRO

$$q_2 = 4.70 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_2 = 98.2 \text{ m}$$

2.4.3 BOMBEO CON LAS NUEVE UNIDADES POR LAS TUBERIAS DE 50 Y 60 PULGADAS DE DIAMETRO CONECTADAS EN PARALELO

$$q_3 = 7.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_s = 86.5 \text{ m}$$

Los caudales por las dos tuberías para este caso están distribuidos así :

$$q_{60''} = 4,44 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_{50''} = 2,63 \text{ m}^3/\text{s}$$

CONVENCIONES

-  VALVULA DE COMPUERTA O MARIPOSA
-  VALVULA DE CHEQUE
-  VALVULA DE ALIVIO
-  VALVULA DE AIRE
-  EXPANSION DE DIAMETRO

-  CONEXION EN "T"
-  CODO
-  ME MOTOR ELECTRICO

ANALISIS DE GOLPE DE ARIETE

FIGURA Nº 23

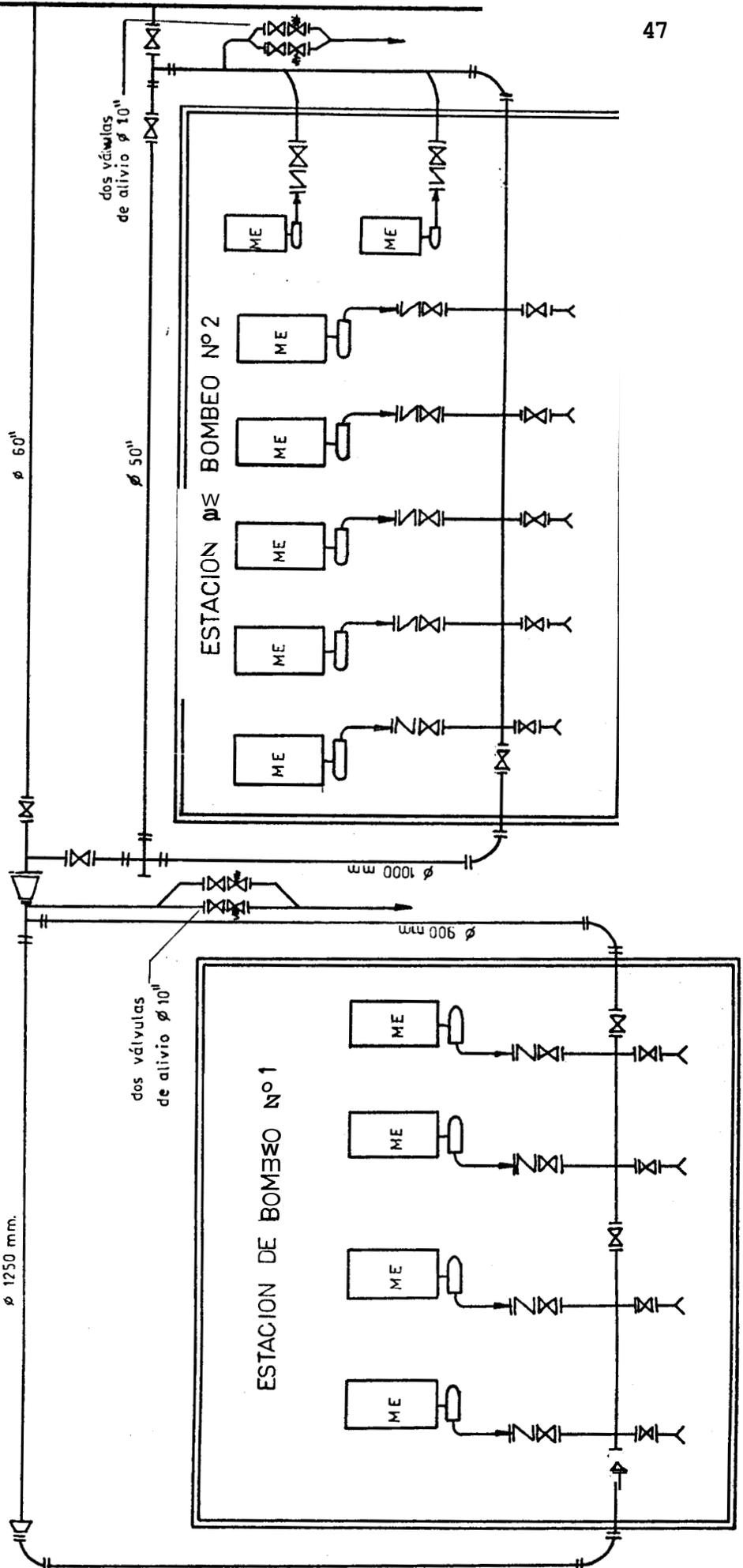
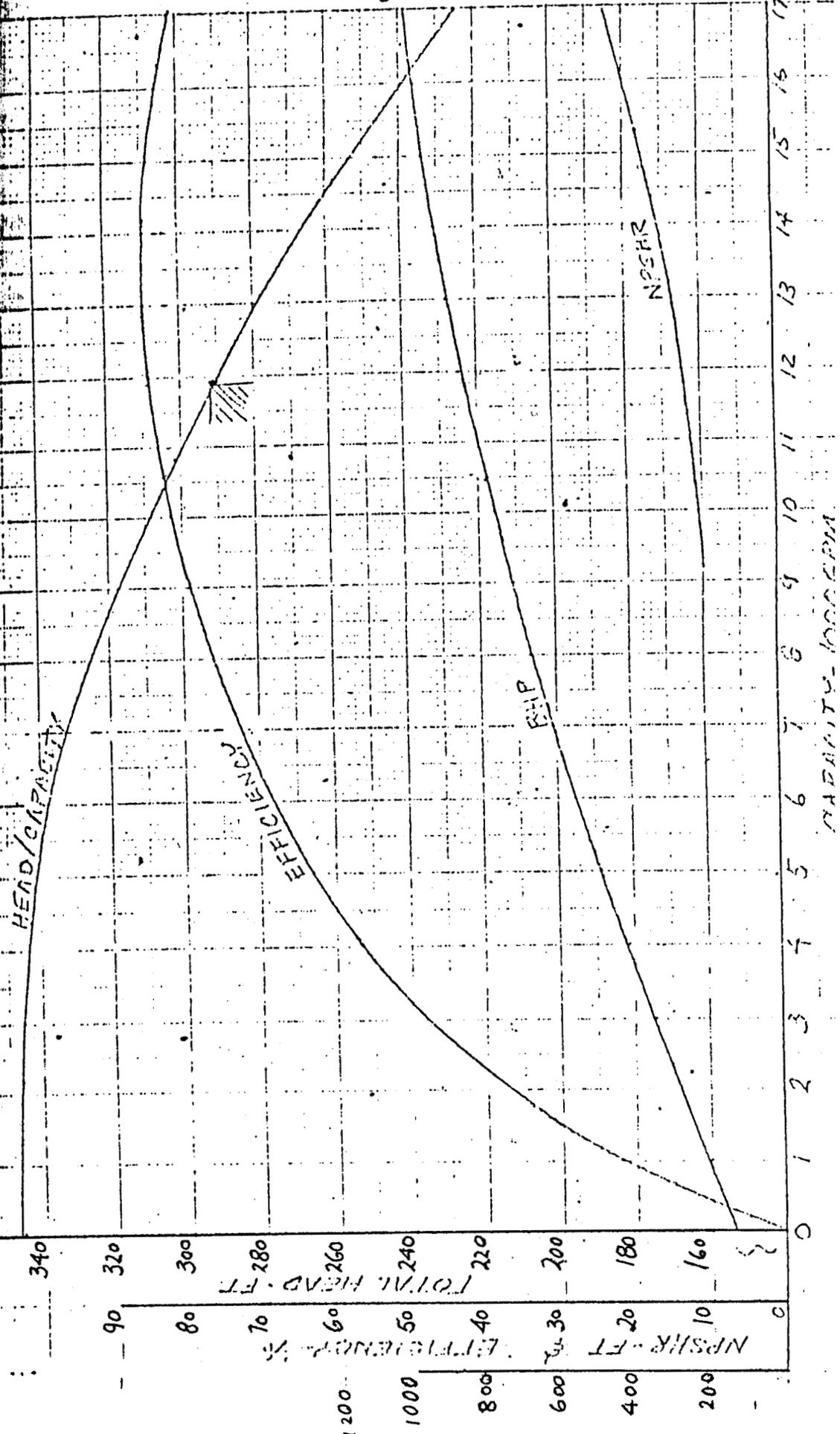


Figura # 24



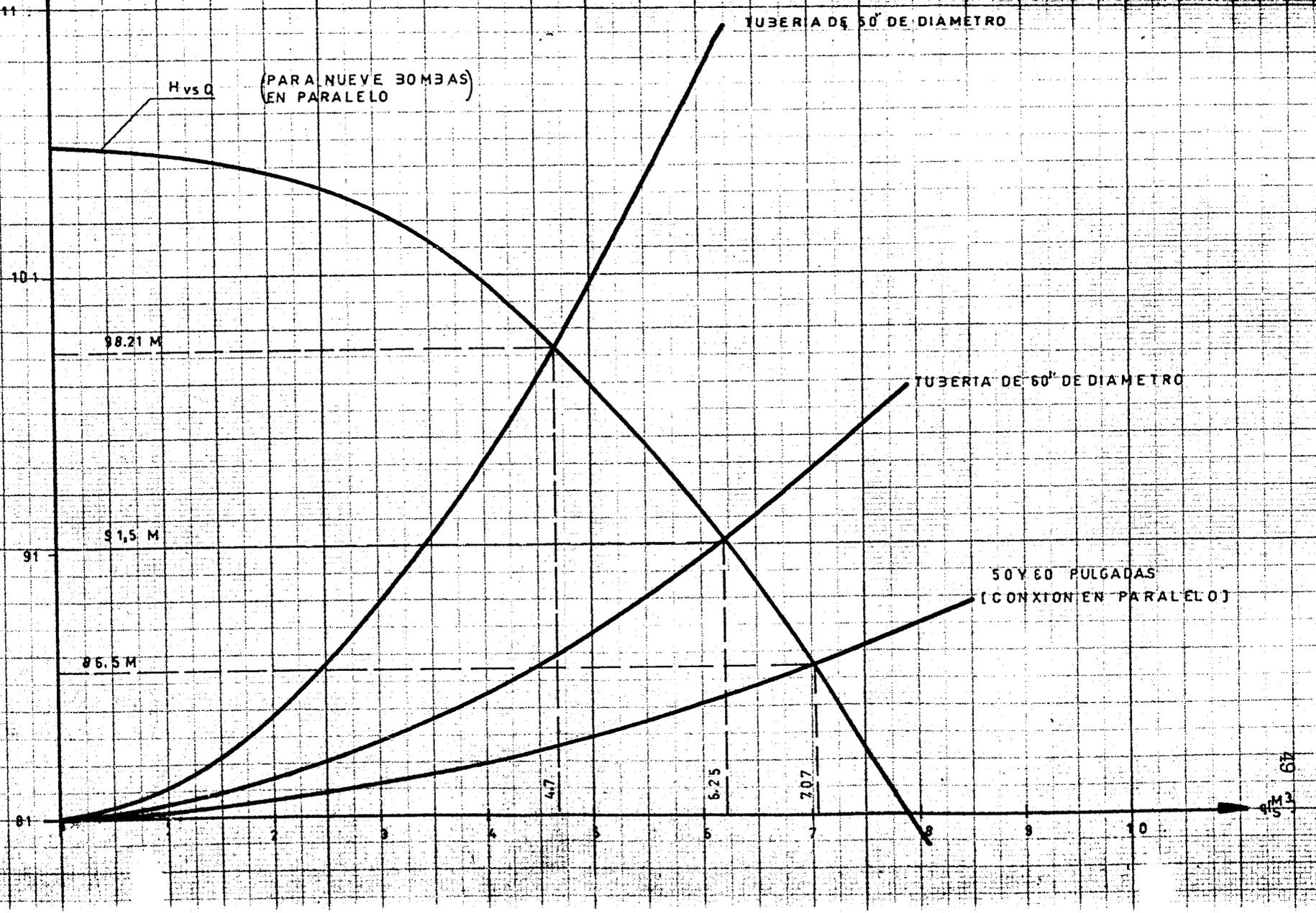
DATE: 11/17/72
 E 210713

WORTHINGTON CORPORATION
 16 LNC-35 "E"

575119
 J.P.C.

Características de operación de la bomba marca WORTHINGTON

111



4.7
6.25
7.07

81
91
101
111

CAPITULO III

GOLPE DE ARIETE SIN SISTEMAS DE PROTECCION

3.1 PRESIONES MAXIMAS Y MINIMAS PRODUCIDAS

Los tres casos de falla simultánea de las bombas se examinaron por medio de las figuras 26 ; 27 ; y 23 respectivamente las cuales fueron obtenidas de acuerdo con el método de Bergerón, para lo cuál la pendiente de las líneas de onda está dada por:

$$\delta = \frac{a}{g * A_t} * \frac{N_2}{N_1} \quad (\text{ref. } 7) \quad ; \text{ donde :}$$

a = velocidad de la onda, m/s

g = constante gravitacional = 9.81 m/s²

A_t= área de conducción , m²

N₂= escala de la ordenada

N₁= escala de la abscisa

Por ejemplo, para el caso de la tubería **de** 60 pulgadas de diámetro obtendremos una pendiente de:

$$\gamma = \frac{a}{g * A_t} = \frac{894.3}{9.81 * 1.824} = 49.98$$

Luego : $N_{1b} - N_{1a} = X$, es decir $6N_1 - 0N_1 = 11.9$

donde : $N_1 = 1.983$

Ahora : $N_{2b} - N_{2a} = Y$, es decir $80N_2 - 0N_2 = 7.9$

donde : $N_2 = 0.099$

$$\text{finalmente : } \gamma = 49.98 * \frac{0.099}{1.983} = 2.495$$

y nuestra pendiente **será** de $\beta = \text{Tg}^{-1}(2.495) = 68^\circ$

De estas gráficas se obtienen las magnitudes de subpresiones y sobrepresiones producidas por el **golpe de ariete** para operaciones en nivel **alto** del ría Daule (líneas continuas), y nivel bajo (líneas **punteadas**).

Para efectos de análisis, se consideraron **los dos grupos de** cuatro y cinco bombas respectivamente, como una **sola** bomba equivalente, localizada en la intersección de las tuberías de 50 y **6Q** pulgadas de diámetro respectivamente. Esta simplificación se justifica, dado que los tramos de interconexión de las bombas con las dos tuberías son relativamente cortos

en comparación con la longitud de las tuberías principales.

Como puede observarse en las gráficas, el análisis del golpe de ariete se simplifica **por** el corto tiempo de inercia rotacional de las bombas comparado con el tiempo de fase de las tuberías, **de** tal manera que cuando llegue la onda reflejada a la bomba, esta se encuentra operando en su característica de torque cero o sea en operación de turbina con flujo reverso. **Por** otra parte, dado que las bombas tienen válvulas cheque de cierre rápido, la onda reflejada del tanque encuentra éstas válvulas cerradas en el instante en el cuál se devuelve la columna de agua, impidiendo que las bombas inviertan su sentido de rotación normal.

En la Tabla No **IV** se resumen los valores de presiones máximas y subpresiones obtenidas en las figuras 36 ; 27 y 28 respectivamente.

TABLA No IV

CASOS	Nivel Alto del río Daule		Nivel Bajo del río Daule	
	H _{máx}	H _{mín}	H _{máx}	H _{mín}
Caso 1 60"	121	-7	157	-5
Caso 2 50"	104	-4	99	-3
Caso 3 50"+60"	109	-5	95	-4

Alturas máximas y mínimas en metro de columna de agua causadas por el golpe de ariete en los sistemas de bombeo sin protección

3.2 ESFUERZOS MAXIMOS Y PRESIONES DE COLAPSO

3.2.1 TUBERIA DE 60 PULGADAS DE DIAMETRO

a) Esfuerzos causados por sobrepresión

La máxima sobrepresión causada por el golpe de ariete en esta tubería es de 157 m, lo cual genera un esfuerzo circunferencial en la tubería de :

$$S = \frac{P * D}{2 * e} = \frac{15.75 \text{ kgf/cm}^2 * 152.4 \text{ cm}}{2 * 1 \text{ cm}}$$

$$S = \underline{1200 \text{ kgf/cm}^2}$$

La tubería de 60 pulgadas de diámetro es acero ASTM A 283 C, con un esfuerzo de fluencia de $S_{yp} = 2000 \text{ kgf/cm}^2$ (28500 psi).(ref. 12).

De acuerdo con las recomendaciones de la AWWA para tuberías de acero, en tubos de diámetro superior a 18 pulgadas y que pueden estar expuestos en cierta frecuencia a golpe de ariete se debe usar esfuerzo permisible de 50 % del esfuerzo de fluencia. De acuerdo con esta recomendación, el esfuerzo permisible de esta tubería es de:

$$S_{per} = 0.5 * 2000 \text{ kgf/cm}^2 = 1000 \text{ kgf/cm}^2$$

valor menor que 1200 kgf/cm² encontrado para la máxima sobrepresión causada por el golpe de ariete.

Por otra parte, los accesorios existentes en las instalaciones (uniones válvulas, bridas, etc.) corresponden a la norma **SIN** NP 16, con una presión interna de 160 m de columna de agua valor muy cercano a la presión máxima encontrada por el golpe de ariete.

Se llega a la conclusión que es necesario instalar protecciones que reduzcan las presiones máximas encontradas con el fin de que en situaciones críticas los materiales no sufran esfuerzos mayores que las recomendaciones de diseño y de trabajo.

b) Presión de Colapso

Usando la fórmula de Stewart para calcular la presión de colapso para el tubo de 60 pulgadas de diámetro, tendremos:

$$P_c = 50.2 * 10^6 * \left[\frac{e}{D} \right]^3 \quad (\text{ref. 1}) \quad (8)$$

$$P_c = 50.2 * 10^6 * \left[\frac{1 \text{ cm}}{152.4 \text{ cm}} \right]^3$$

$$P_c = 14.18 \text{ psi} = 9.96 \text{ m}$$

Para presión de colapso se recomienda usar un factor de seguridad de 4, manteniendo el vacío dentro de la tubería a 1/4 de la presión de colapso, previniendo imperfecciones en la manufactura y el ensamble, defectos en los materiales, espesores no constantes, que el tubo no sea perfectamente redondo. De acuerdo con estas consideraciones, la subpresión permisible será de:

$$(ref. 11) \quad S_{per} = \frac{9.96 \text{ m}}{4} = 2.49 \text{ m}$$

El estudio de golpe de ariete para la tubería de 60 pulgadas de diámetro da una subpresión de 7 m lo cual excede por un gran margen el valor de la subpresión permisible. Si a esto se agrega el efecto que sobre la tubería pueden tener las cargas de tierra, se llega a la conclusión de la necesidad absoluta de proveer válvulas de aire que garanticen que en todo momento la presión dentro de la tubería se aproxima a la presión atmosférica. Sin embargo, por experiencia frecuente en plantas de bombeo y de generación, las válvulas están expuestas a fallas por falta de un adecuado mantenimiento, lo que obliga a colocar anillos de refuerzo en la tubería por lo menos en los tramos iniciales donde se localizan

estas subpresiones. Asumiendo por ejemplo que se pongan anillos de refuerzo cada 8 m, de acuerdo con la fórmula de Stewart (*ref. 1*) :

$$P_c = 73.4 * 10^6 * \frac{(e/D)^{2.5}}{(L/D)} \quad (9)$$

$$P_c = 73.4 * 10^6 * \frac{(1 \text{ cm} / 152.4 \text{ cm})^{2.5}}{(8 \text{ m} / 1.524 \text{ m})}$$

$$P_c = 48.8 \text{ psi} = 34.25 \text{ m}$$

Aplicando el factor de seguridad de 4, da una presión de colapso permisible de 8.5 m, lo cual daría un margen de seguridad aceptable.

3.2.2 TUBERIA DE 50 PULGADAS DE DIAMETRO

a) Esfuerzos causados por sobrepresión

La máxima sobrepresión causada por el golpe de ariete en ésta tubería, de acuerdo con los datos de la Tabla No IV es de 104 m, lo cual genera un esfuerzo circunferencial en la tubería de:

$$S = \frac{P * D}{2 * e} = \frac{10.4 \text{ kgf/cm}^2 * 127 \text{ cm}}{2 * 1.2 \text{ cm}}$$

$$S = 550.3 \text{ kgf/cm}^2$$



El material del cual está hecha la tubería (ref.13), tiene un esfuerzo de fluencia $S_{YP} = 1600 \text{ kgf/cm}^2$, de tal forma que el esfuerzo permisible es:

$$S_{per} = 0.5 * S_{YP} = 800 \text{ kgf/cm}^2$$

Encontramos **en** este caso un margen un poco mas amplio entre el esfuerzo generado **y el** de fluencia. Teniendo en cuenta sin embargo **las** consideraciones del numeral anterior, **se** recomienda de todas maneras la instalación de válvulas de alivio para sobrepresión.

b) Presión de Colapso

Usando nuevamente la fórmula de Stewart, la presión permisible será:

$$P_c = 50.2 * 10^6 * \left[\frac{e}{D} \right]^3$$

$$P_c = 50.2 * \left[\frac{1.2}{127} \right]^3$$

$$P_c = 42.3 \text{ psi} = 29.7 \text{ m}$$

Usando el factor de seguridad recomendado de 4:

$$P_c = 29.7 / 4 = \underline{7.4 \text{ m}}$$

El cual es ligeramente mayor al valor de 5 m generado **por** el golpe de ariete para operación

de la tubería de 50" y 60" interconectadas.

En este caso se recomienda de todas maneras la instalación de válvulas de aire para evitar que la presión en la tubería difiera mucho de la presión atmosférica, pero no se ve la necesidad de instalar anillos de refuerzo en la tubería.

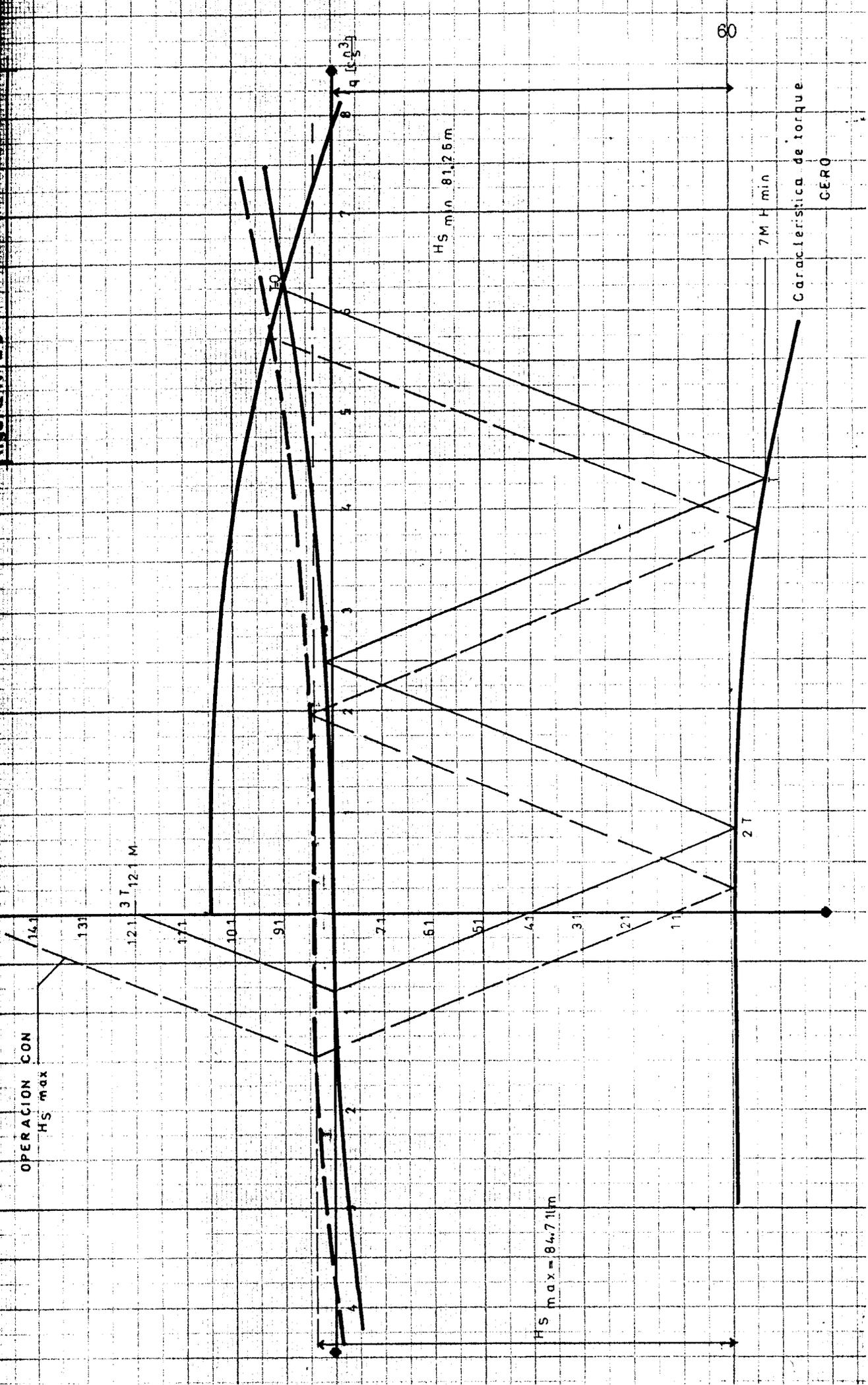
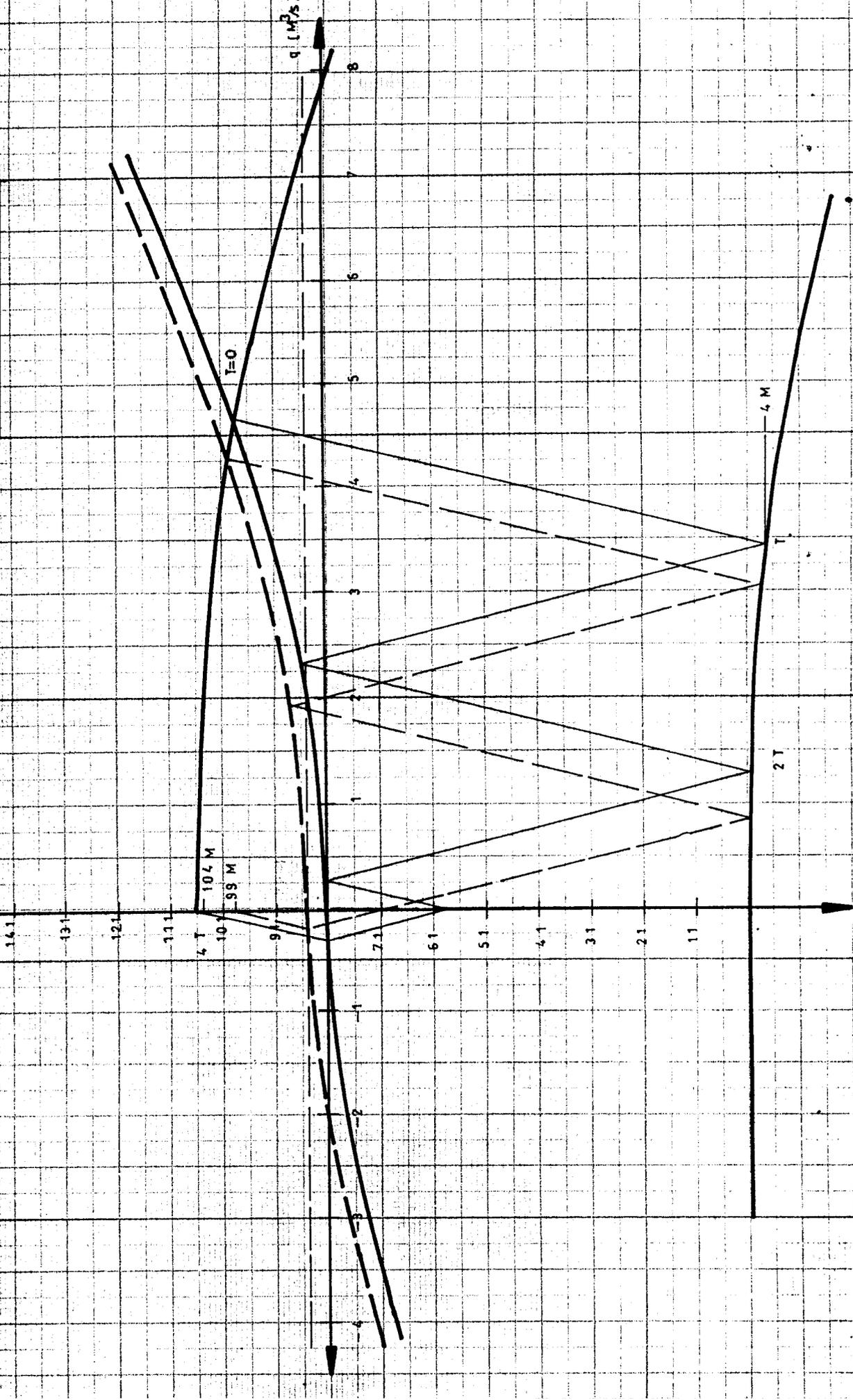
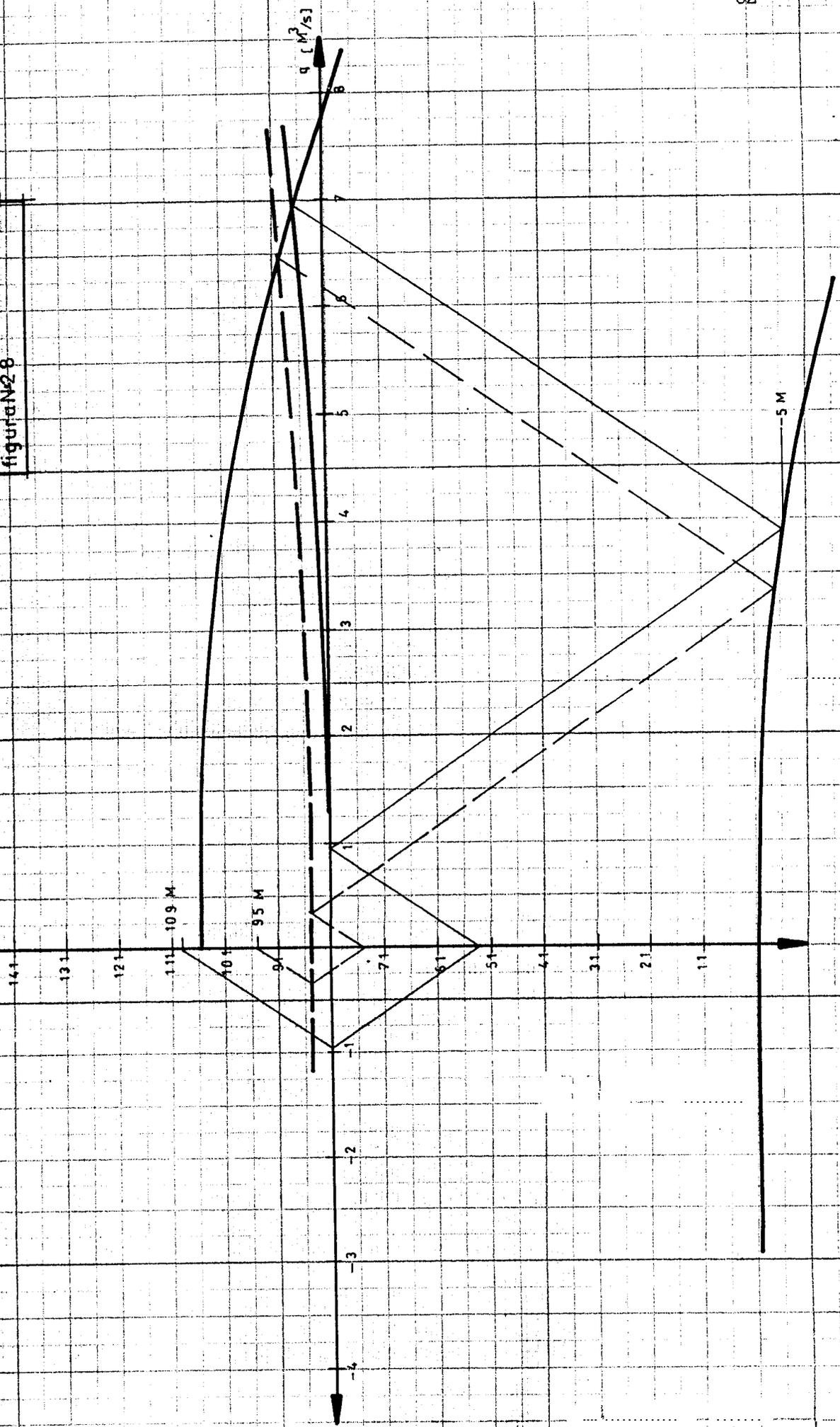


Figure N-27



da's de diametre pro limita
necta d's
figura N2-8



CAPITULO IV

SISTEMAS DE PROTECCION

4.1 VALVULAS DE ALIVIO

La utilización de este tipo de válvula , es la alternativa más económica para aliviar sobrepresiones. La posible alternativa de tanques hidroneumáticos es muy costosa con relación a las válvulas de alivio.

De la figura **29**, de la Golden Anderson Valve Specialty (*ref. 23*) se determina la capacidad de descarga de las válvulas de alivio como porcentaje de la capacidad inicial de bombeo, como sigue:

CASO 1: Bombeo con las nueve unidades por la tubería de 60 pulgadas de diámetro.

$$q_1 = 6.25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_1 = 91.5 \text{ m} = 300.1 \text{ ft}$$

$$V_i = 3.43 \text{ m/s} = 11.25 \text{ ft/s}$$

$$q_{e1} = 0.42 * q_1 = 2.625 \text{ m}^3/\text{s}$$

CASO 11: Bombeo con las nueve unidades por la tubería de 50 pulgadas de diámetro.

$$q_2 = 4.7 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_2 = 98.2 \text{ m} = 322.1 \text{ ft}$$

$$V_2 = 3.83 \text{ m/s} = 12.5 \text{ ft/s}$$

$$q_{e2} = 0.42 * q_2 = 1.97 \text{ m}^3/\text{s}$$

CASO 111: Bombeo con las nueve unidades por las tuberías de 50 y 60 conectadas en paralelo.

$$q_3 = 7.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_3 = 86.5 \text{ m} = 283.7 \text{ ft}$$

$$V_3 = 2.29 \text{ m/s} = 7.5 \text{ ft/s}$$

$$q_{e3} = 0.52 * q_3 = 3.7 \text{ m}^3/\text{s}$$

Analizando gráficamente estos valores, fijaremos la descarga en:

$$q_e = 2.765 \text{ m}^3/\text{s}$$

Que es satisfactoria de acuerdo a las figuras 26 , 27 y 28.

De acuerdo a la gráfica de pérdida de cabezal de la Ross Valve Manufacturing (APENDICE B), esta capacidad se puede obtener con cuatro válvulas de alivio de 10 pulgadas de diámetro, teniendo en cuenta las pérdidas por fricción.

4.2 VALVULAS DE AIRE

La capacidad de entrada de aire será igual al flujo de agua en las tuberías expuestas a vacío interno, con el fin de ocupar con aire los vacíos a la misma tasa a la cual se producen.

Para condiciones normales sobre el nivel del mar, el flujo de aire a través de un orificio de diámetro d , está dado por:

$$Q_a = 2.853 d^2 \quad (\text{ref. 3}) \quad (10)$$

Donde:

Q_a = Flujo de aire, pie^3/s

d = diámetro del orificio, en pulgadas

Si $Q_a = 7.07 \text{ m}^3/\text{s} = 249 \text{ pie}^3/\text{s}$ que es el máximo caudal transportado por las tuberías de 60 y 50 pulgadas interconectadas, tendremos que el valor del diámetro del orificio será:

$$d = \frac{Q_a}{2.853}$$

$$d = \frac{249}{2.853} = 9.3 \text{ pulgadas}$$

El área equivalente a un orificio con éste diámetro, se puede obtener con cuatro válvulas de cinco pulgadas de diámetro.

RE'QUIRED SURGE RELIEF DISCHARGE AS PERCENT OF INITIAL PUMPING CAPACITY

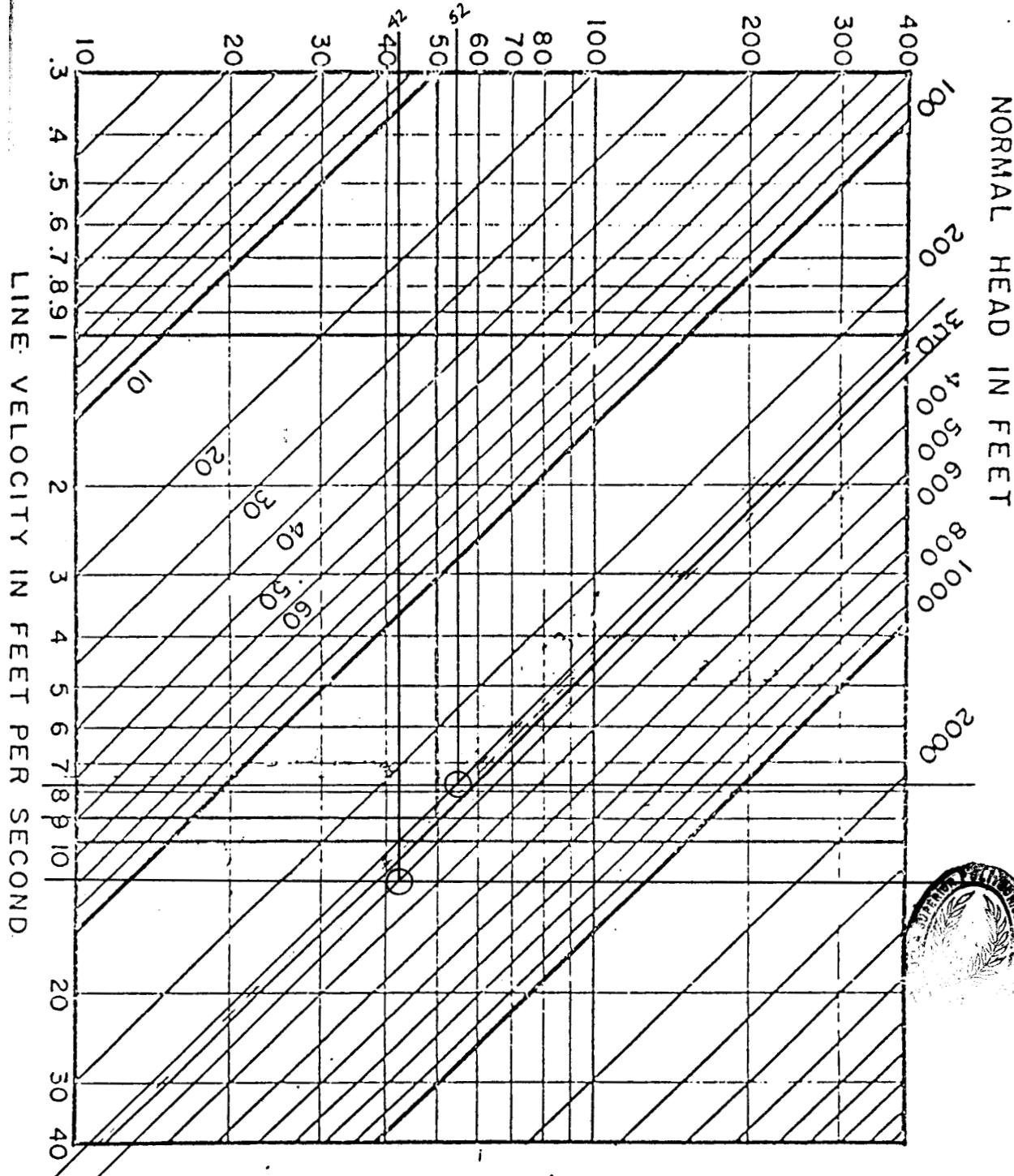


Figura # 29

CAPACIDAD DE DESCARGA DE ALIVIO

ANDERSON VALVE SPECIALTY CO PITTSBURGH PA

RED SURGE ANTICIPATOR DISCHARGE
PUMPING SYSTEMS



CAPITULO V

GOLPE DE ARIETE CON SISTEMAS DE PROTECCION

5.1 TUBERIA DE 60 PULGADAS DE DIAMETRO

En este caso se estudiaron las consecuencias del golpe de ariete asumiendo que los sistemas de proteccion recomendados en el capítulo anterior, sean instalados. De acuerdo con esto se estudiaron los tres casos de operación como se muestran en las figuras 30 , 31 , y 32.

En este caso se observa que la presión encontrada por la onda reflejada al llegar nuevamente a las bombas está limitada a la presión atmosférica, dado que las válvulas de aire se abren cuando la presión en el tubo es menos que este valor.

Por otra parte, cuando la onda reflejada del tanque llega nuevamente a las bombas, en el momento en que la

columna de agua inicia su retroceso, las válvulas de cheque de las bombas se cierran y encuentran abierta la de alivio en algún punto de su característica (*ver figuras 30 , 31 , y 32*). La válvula de alivio se comienza a cerrar **3** periodos de fase después de la interrupción de suministro de energía al sistema. (10.35 segundos en este caso) de tal forma que se asegura que la onda de presión encontrará a la válvula de alivio abierta y en sus reflexiones siguientes las encontrará en proceso de cierre.

En las gráficas se consideró el caso más desfavorable, y es aquél en el cual al retornar la onda luego de la primera reflexión en la válvula de alivio la encuentra cerrada, de tal forma que la válvula actúa entonces como una válvula reguladora de presión, impidiendo que la presión en la tubería sobrepase en cualquier momento la presión fijada. En cualquier otra situación en la cuál, la onda encuentre a la válvula en proceso de cierre, las sobrepresiones causadas serán menores.

La presión de alivio recomendada para esta instalación corresponde a la presión de las bombas contra válvula cerrada que es de 106 m. Los esfuerzos inducidos en la tubería para este caso se calculan a continuación.

Para un presión de 106 m (10.6 kgf/cm^2), los esfuerzos circunferenciales vienen dados por:

$$S = \frac{P \cdot D}{2e} = \frac{10.6 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 152.4 \text{ cm}}{2 \cdot 1 \text{ cm}} = 807.7 \text{ kgf/cm}^2$$

y el esfuerzo permisible (50% S_{YP}) es : $S_{per} = 1000$ kgf/cm² o sea que el esfuerzo de trabajo es 80 % del esfuerzo permisible y **40%** del esfuerzo de fluencia S_{YP}

5.2 TUBERIA DE 50 PULGADAS DE DIAMETRO .

Para la presión de alivio de 106 m, los esfuerzos circunferenciales son :

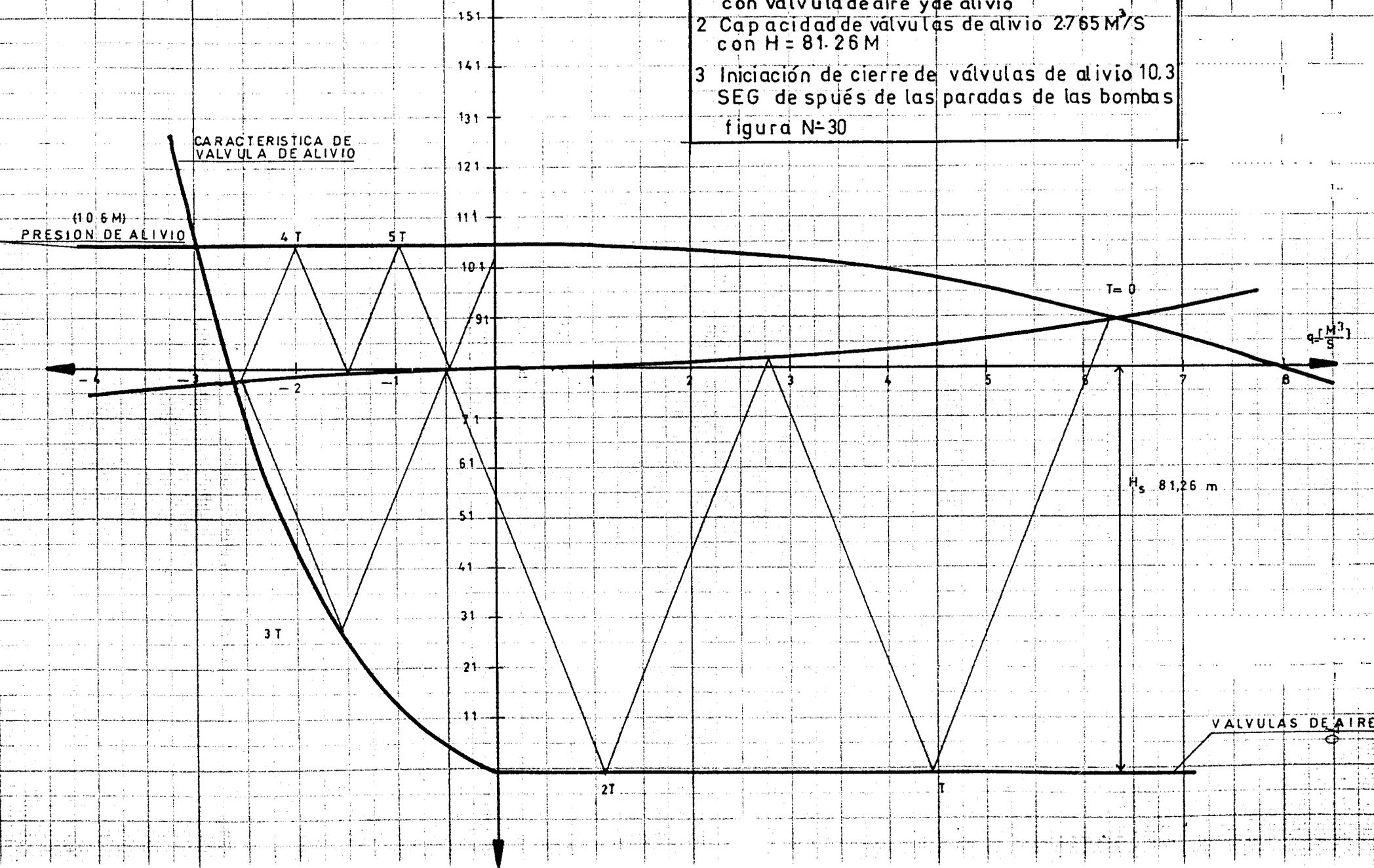
$$S = \frac{10.6 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 125 \text{ cm}}{2 \cdot 1.2 \text{ cm}} = 552 \text{ kgf/cm}^2$$

y el esfuerzo permisible (50% S_{YP}) es:

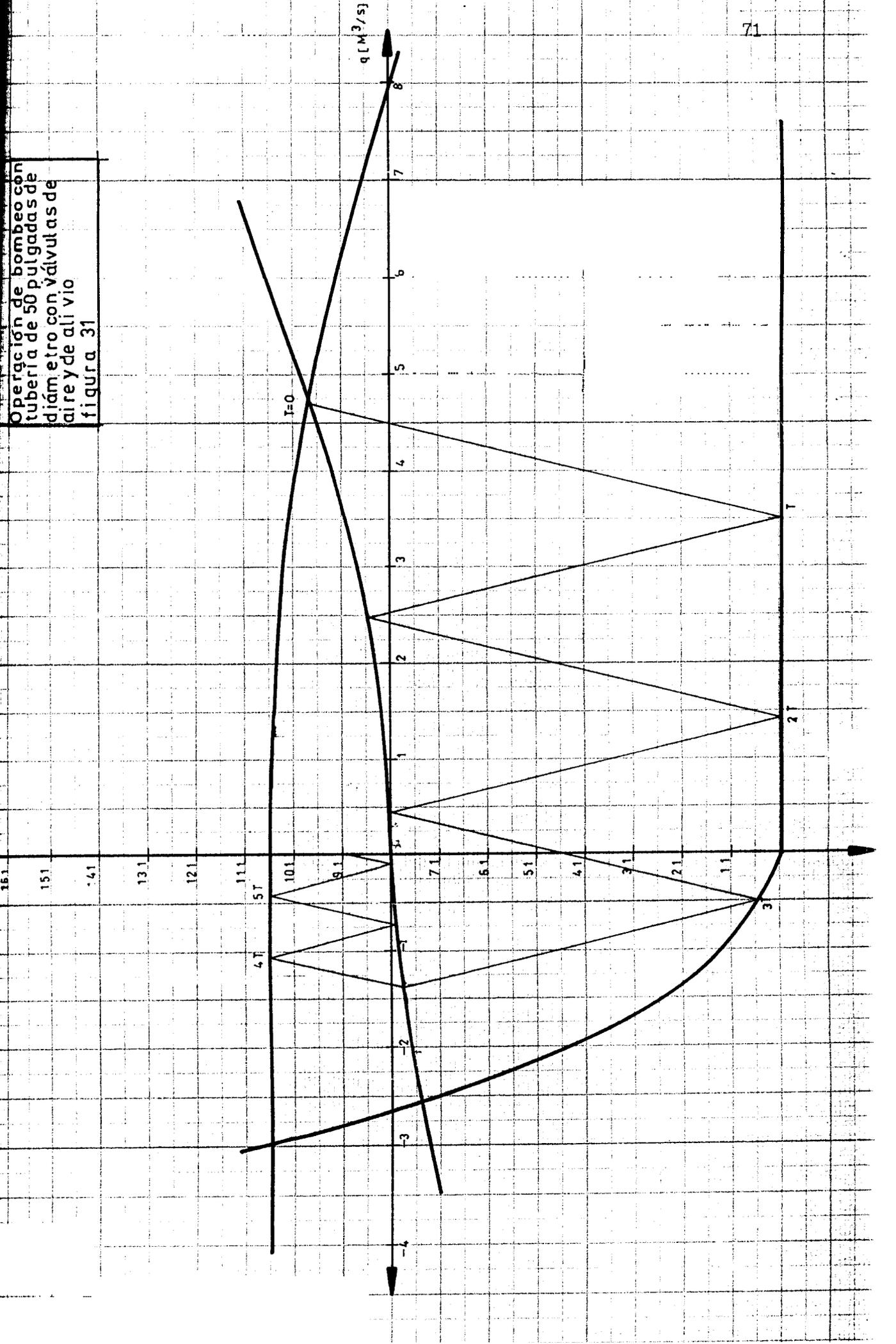
$$S_{per} = 800 \text{ kgf/cm}^2$$

o sea que el esfuerzo de trabajo es 69 % del esfuerzo permisible y 34.5 % del esfuerzo de fluencia.

- 1 Operación de bombeo con tubería Ø607.3 con válvula de aire y de alivio
- 2 Capacidad de válvulas de alivio 2765 M³/S con H = 81.26 M
- 3 Iniciación de cierre de válvulas de alivio 10.3 SEG de spués de las paradas de las bombas figura N°-30

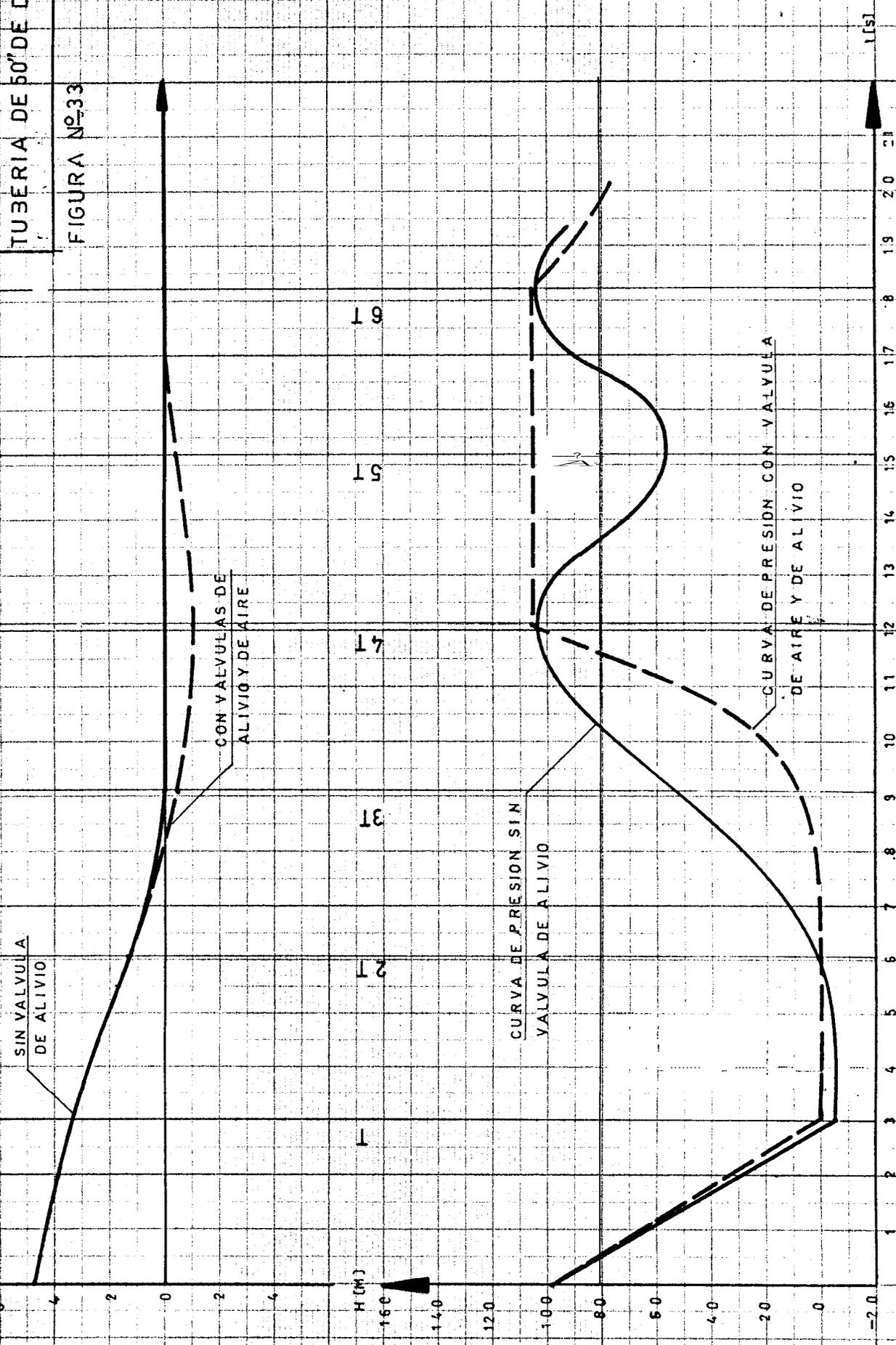


Operación de bombeo con tubería de 50 pulgadas de diámetro con válvulas de aire y de alí vío figura 31

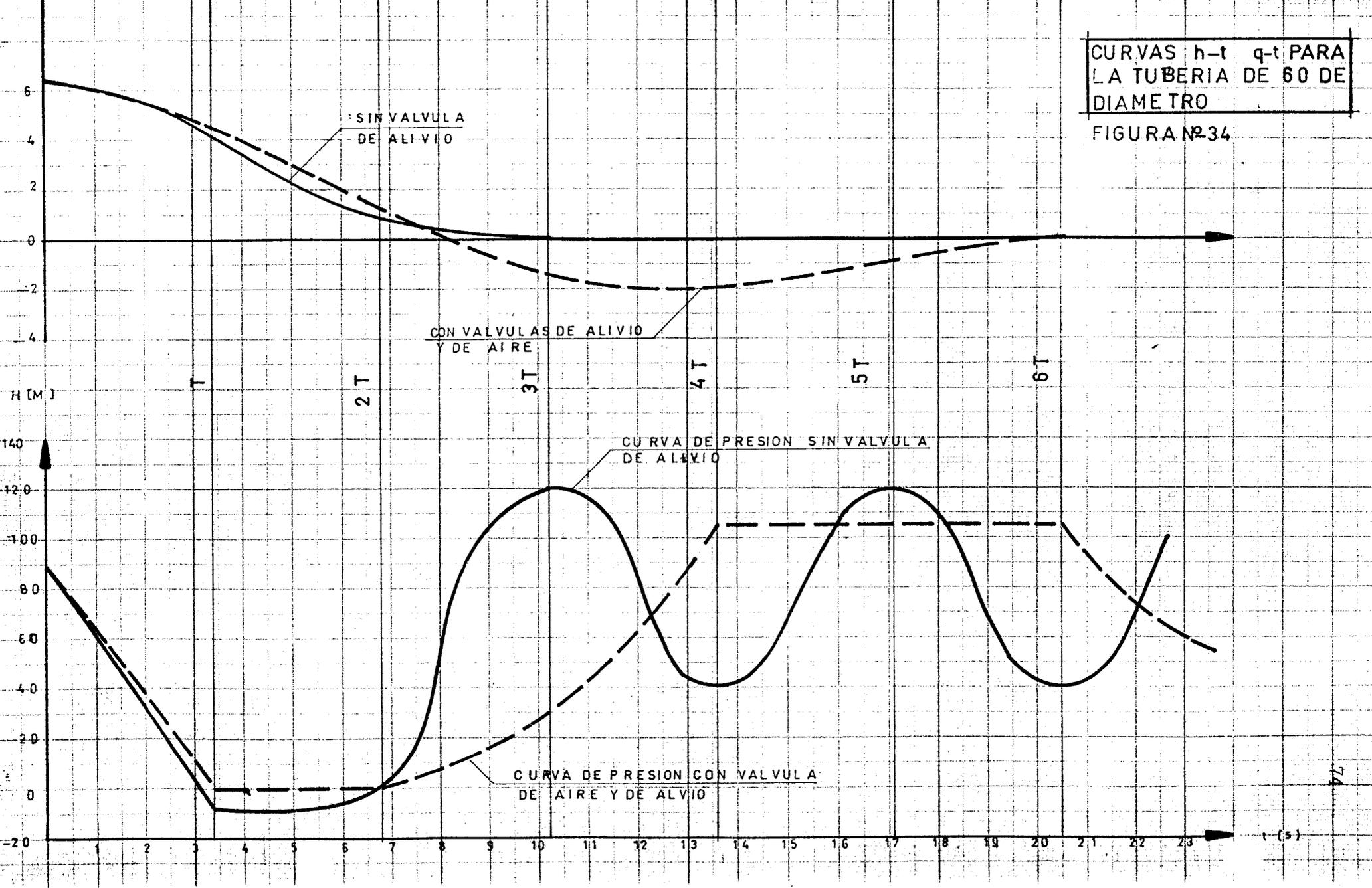


CURVA h-t Y q-t PARA LA
TUBERIA DE 50' DE DIAMETRO

FIGURA N°33



CURVAS h-t q-t PARA
LA TUBERIA DE 60 DE
DIAMETRO
FIGURA Nº34

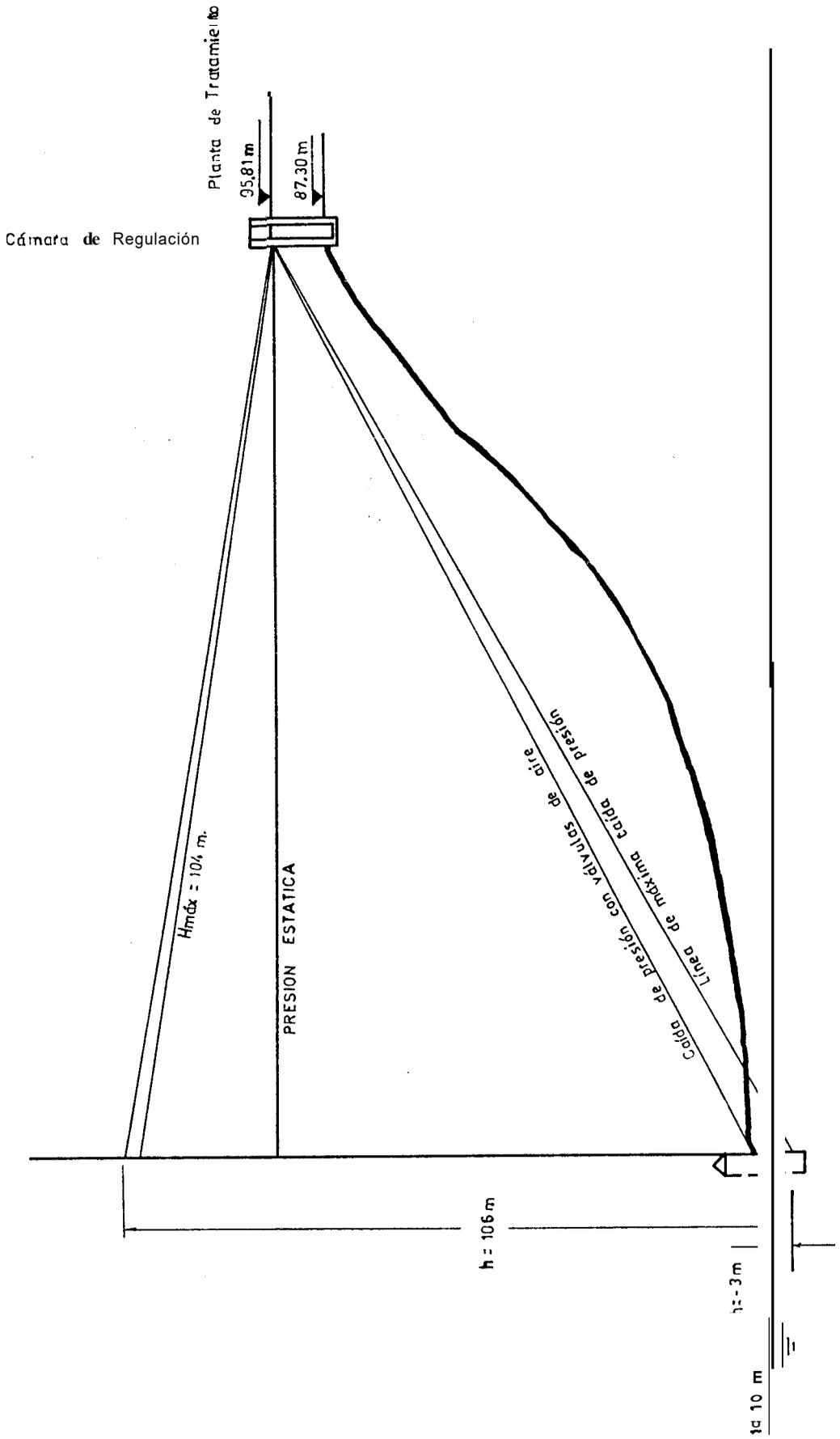


ESTACION OZ BOMEZO LA TOMA
ANALISIS DE GOLPE DE ARIETE

FIGURA Nº 35

CONDUCCION DE ϕ 50"

PERFIL ESQUEMATICO Y LINEAS PIEZOMETRICAS

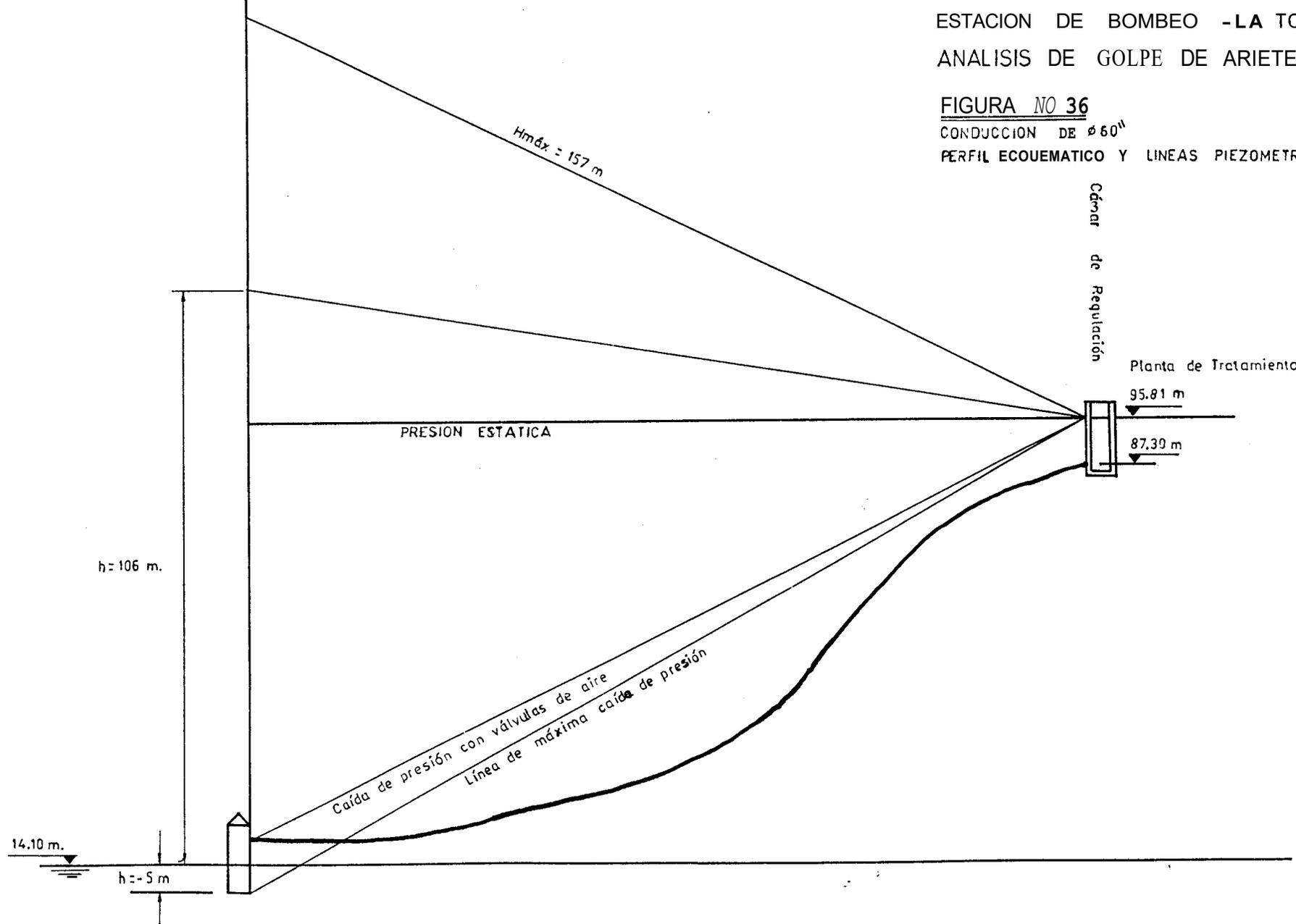


ESTACION DE BOMBEO -LA TOMA-
ANALISIS DE GOLPE DE ARIETE

FIGURA NO 36

CONDUCCION DE $\phi 60''$

PERFIL ECOUEMATICO Y LINEAS PIEZOMETRICAS



CAPITULO VI



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A. CONCLUSIONES

El análisis de golpe de ariete, nos indica como conclusiones principales las siguientes:

1. El esfuerzo en la tubería de 60 pulgadas de diámetro, causado por el golpe de ariete si no se instalan sistemas de protección es mayor **que** el esfuerzo máximo recomendado (120 %).
2. El vacío generado por el golpe de ariete en operación con la tubería de 60 pulgadas de diámetro (7 m) sobrepasa por un gran margen (280%) a la presión de colapso permisible (2.49 m) para ésta tubería, es decir que excede en 4.51 m . haciendo indispensable la instalación de válvulas de aire. En el caso de la tubería de 50 pulgadas de diámetro, el

vacío generado (5m) es inferior al valor permisible (7.4m).

3. Dado que los cálculos de golpe de ariete tienen involucrados una serie de asunciones y simplificaciones, los valores obtenidos para presiones máximas y mínimas sólo se pueden encontrar en la operación real del sistema. Esto implica para ésta situación que si no se instalan sistemas de protección hay ciertas posibilidades que se excedan los esfuerzos máximos encontrados.
4. Al estudiar las consecuencias del golpe de ariete teniendo instalados los sistemas de protección (válvulas de alivio y válvulas de aire) se encontró que los esfuerzos producidos en las tuberías no exceden el 81 % del esfuerzo permisible y que por lo tanto el peligro de colapso por sobrepresión no es crítico. en el caso de la tubería de 80 pulgadas el esfuerzo en la tubería no excedería de 810 kgf/mc².

B. RECOMENDACIONES

De acuerdo con el estudio realizado se recomienda instalar los siguientes sistemas de protección de las tuberías:

1. Se deben instalar 4 válvulas de alivio de 10

pulgadas de diámetro. Estas válvulas deben ser iguales o similares a las fabricadas por ROSS VALVE MANUFACTURING Co. modelo 50 RWR - E, con control eléctrico, es decir con válvula solenoide que permita la apertura de la válvula principal cuando falle la energía, y con piloto de resorte graduado para aliviar la presión. Las características básicas son las siguientes.

Diámetro.....	10 pulgadas
Presión de Alivio.....	10.6 kgf/cm ²
Apertura en caso de interrupción de energía.....	instantánea
Tiempo mínimo de permanencia abierta.....	10.3 seg.
Tiempo mínimo de cierre.....	10.3 seg.

2. En el análisis efectuado para prevenir colapso de las tuberías por vacío presentados en la misma, se encontró que **4** válvulas de aire de cinco pulgadas de diámetro **son** suficientes. Sin embargo es conveniente tener un margen de seguridad bastante amplio en la utilización de estos elementos, por la posible falla de alguno o varios de ellos causadas por descuido de mantenimiento. Se considera razonable la instalación de nueve válvulas de **3** pulgadas de diámetro, es decir una por cada grupo de bombeo. Se recomienda que sean iguales o similares a las fabricadas por SIMPLEX VALVE AND METER COMPANY.

3. Cada una de las válvulas de alivio y de aire deben ser provista de una válvula de compuerta que deberá estar permanentemente abierta y cuya única finalidad es permitir la reparación o mantenimiento del elemento de protección correspondiente sin necesidad de interrumpir el servicio.
4. Dado que la tubería de 60 pulgadas de diámetro es de acero, se debe reforzar con anillos exteriores colocados cada 8 metros en los tramos iniciales. Esta recomendación no excluye la utilización de las válvulas de aire, porque éstas, además de servir para evitar el colapso por vacío de la tubería, suministra un amortiguamiento de aire al choque que se podría presentar al devolver la columna de agua en el caso de producirse un rompimiento de la columna de agua. Este rompimiento no tiene probabilidad de ocurrir teóricamente, sin embargo, es necesario insistir en que las condiciones reales de operación pueden diferir de las condiciones estudiadas, y que por lo tanto no sobra ninguna medida de protección adicional que se pueda tomar.
5. Finalmente, se recomienda efectuar pruebas experimentales de golpe de ariete en la instalación, con el propósito de corroborar los resultados de éste estudio y asegurar la confiabilidad de las instalaciones de protección.

A P E N D I C E S



APENDICE A
GLOSARIO DE TERMINOS

AGUAS ABAJO

Se entiende por todo el fluido circundante a la válvula o dispositivo de control en un conducto.

AGUAS ARRIBA

Se entiende por todo el fluido que fluye circundante al depósito.

CARGAS DE TIERRA

Son cargas que producen pandeo en la tubería, cuando éstas se encuentran enterradas a cierta profundidad.

TIEMPO DE FASE

Es el tiempo que tarda la onda de presión en recorrer dos veces la longitud de la tubería entre la válvula y el depósito.

VELOCIDAD ESPECIFICA DE BOMBAS

Es una correlación de la capacidad de carga de la bomba, y la velocidad de óptima eficiencia con la cuál se clasifican los impulsores de la bomba con respecto a geometrías similares.

APENDICE B

FOTOS Y CATALOGOS

FOTO # 1

Vista parcial de la estación de bombeo # 1 compuesta por cuatro grupos de bombeo (los dos últimos grupos son de reciente instalación).

FOTO # 2

Estación de bombeo # 2 compuesta por cinco grupos de bombeo (en la gráfica no constan dos grupos de bombeo de pequeño caudal que no influye mayormente en nuestro estudio).

FOTO # 3

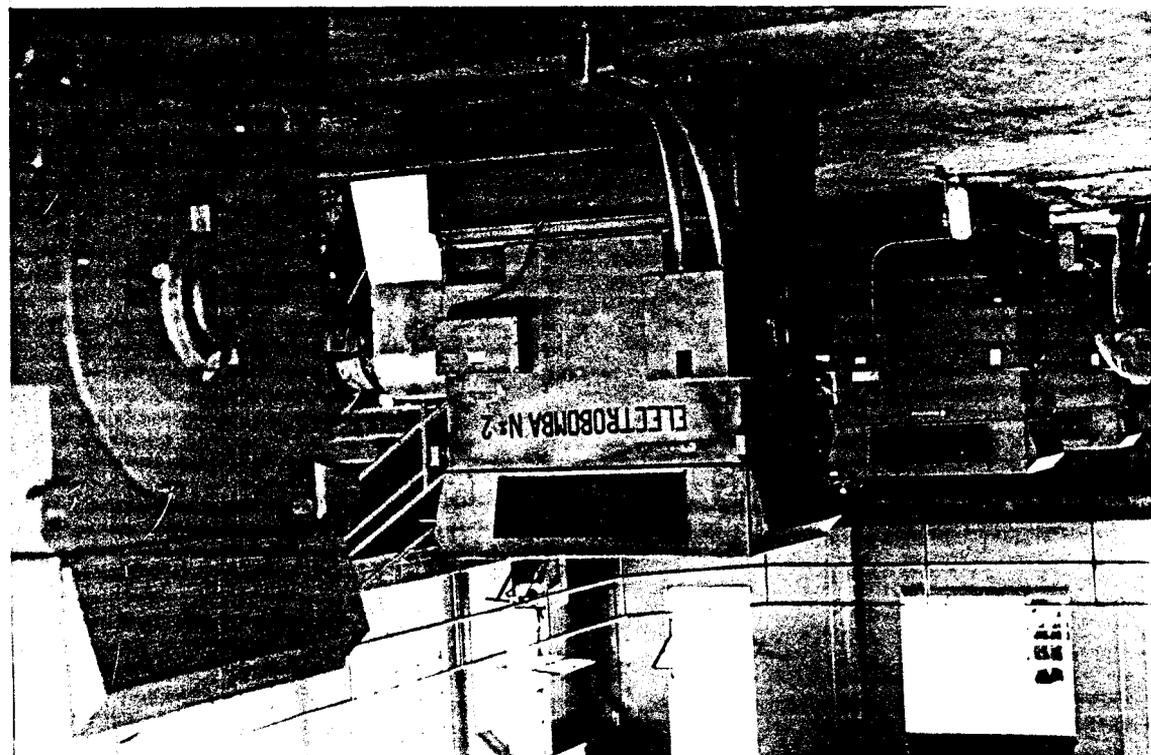
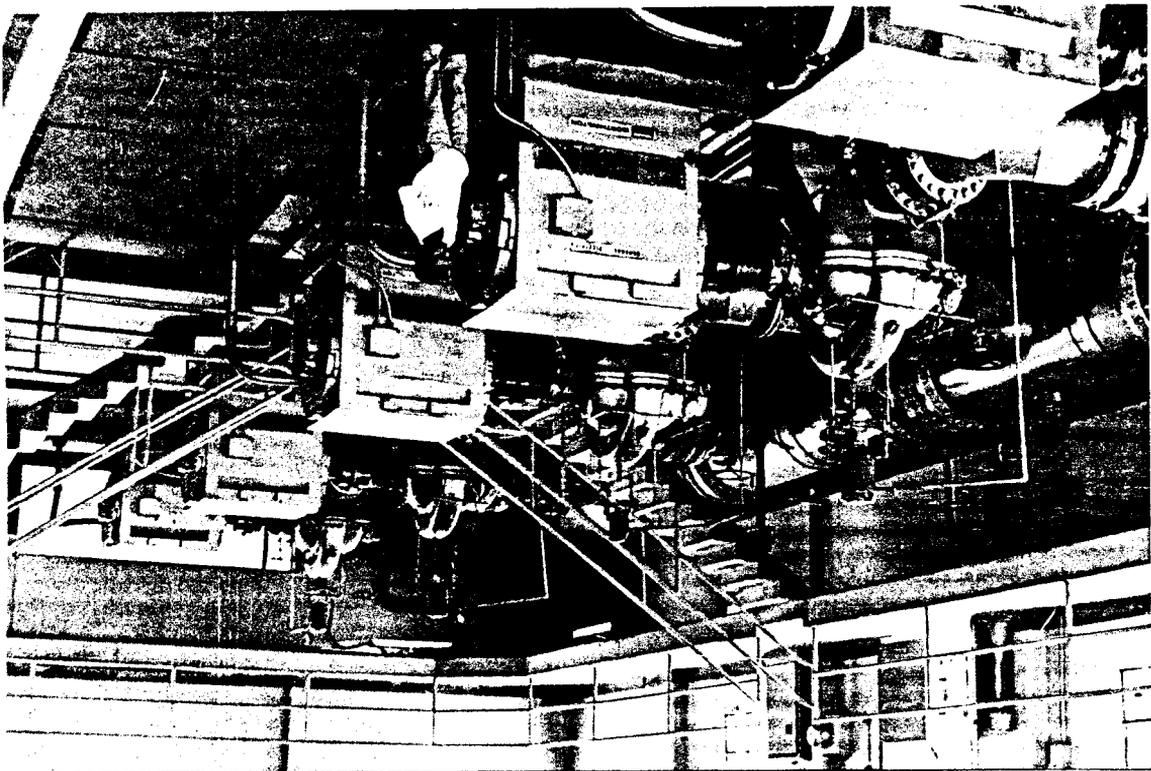
Interconexión de uno de los grupos de bombeo a la tubería de 1000 mm de diámetro (la gráfica corresponde a la estación de bombeo # 2.

FOTO # 4

La gráfica corresponde a los tramos de llegada de las tuberías de 50 y 60 pulgadas de diámetro a la cámara de regulación.

FOTO # 5

Tramo de llegada de la tubería de 60 pulgadas de diámetro a la cámara de regulación (nótese los anillos de refuerzo)



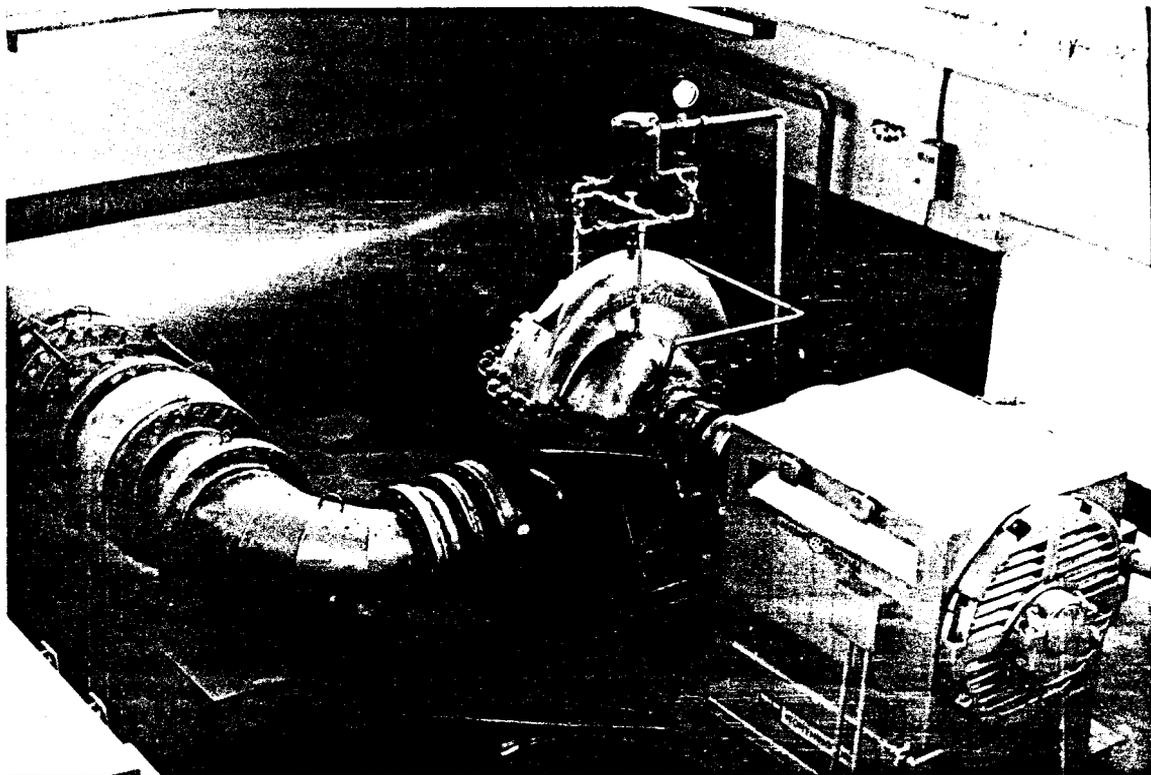


FOTO # 3

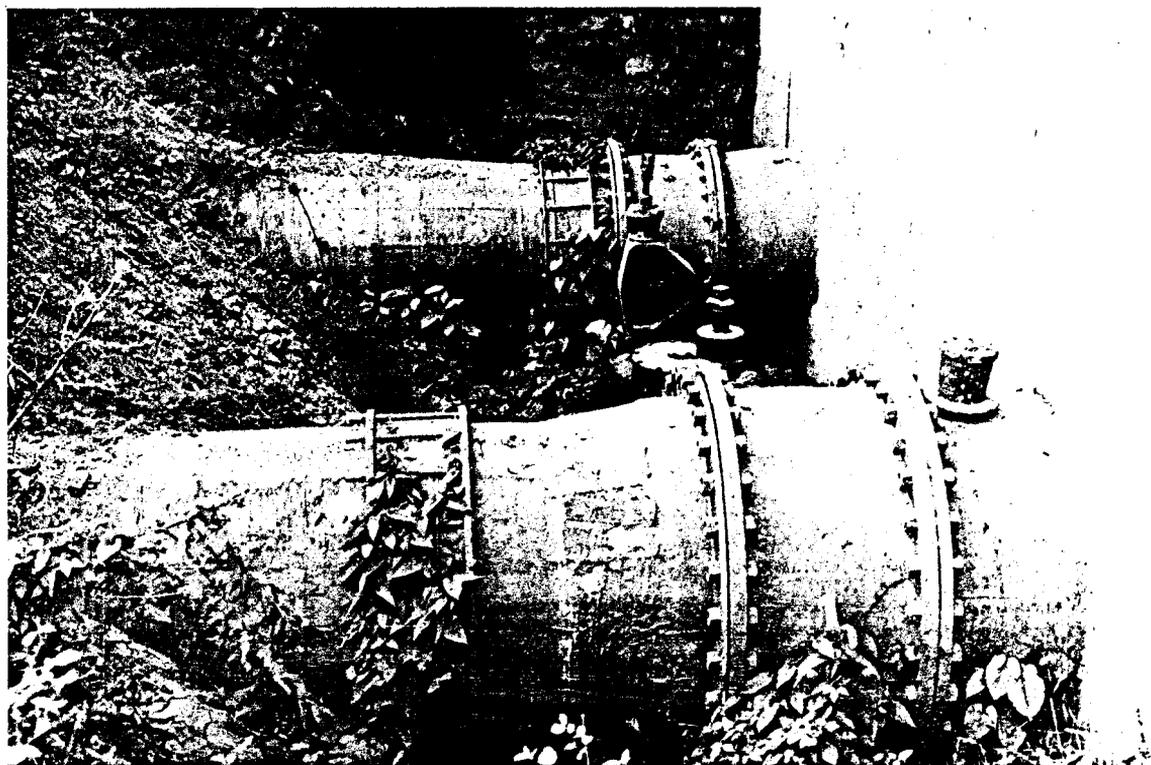


FOTO # 4

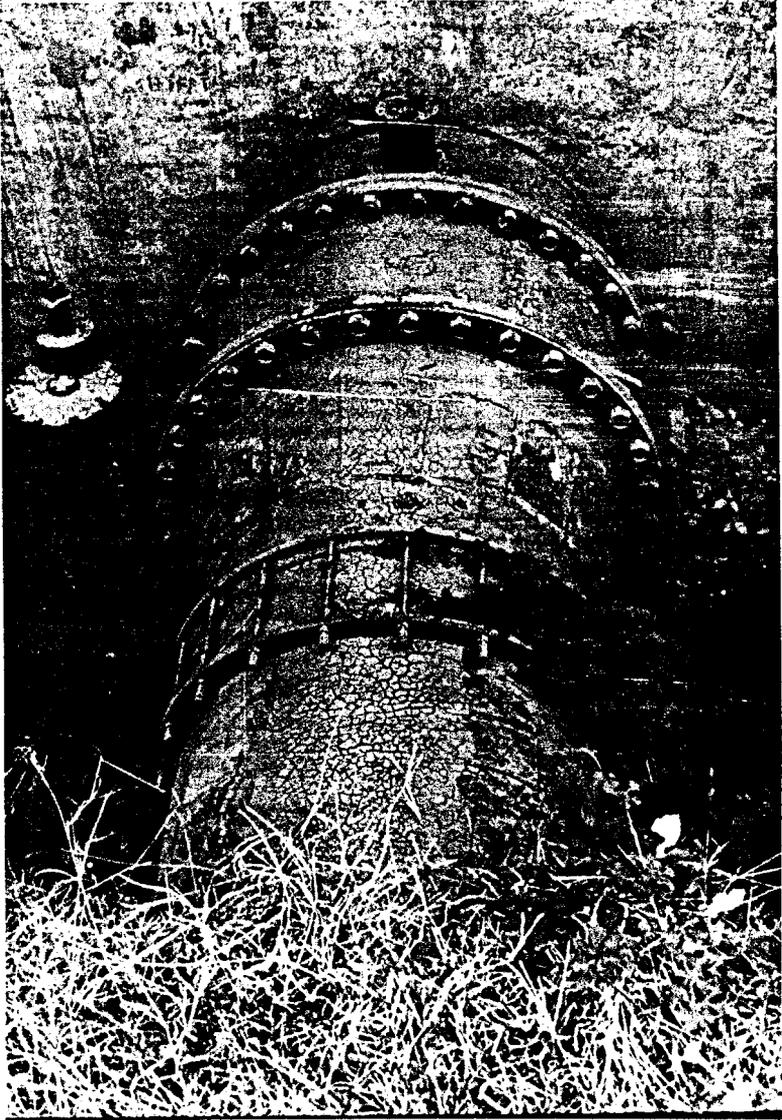


FOTO # 5

62-5-6-7-13-34

88

LINK OF DATA TRANSMITTAL

GENERAL ELECTRIC

SCHENECTADY 3, NEW YORK

(LOCATION)

Refer to G.E. Eng'g. Co. in Correspondence

(PRINTS FORWARDED VIA)

WORTHINGTON, LTD. 292

29 JAN 8 1981

ULTIMATE USER:

MAP, GUAYAQUIL, ECUADOR

STATE OF PROJECT NO.

ITF 11

CUSTOMER ORDER	DATE ORDER	ALL CONTRACT	ALL INQUIRY
WLTD-80029	2/20/80		303-91837-1

Drawings are intended to be in accordance with applicable purchase order specifications. Comments are solicited concerning any discrepancies in the drawings. Features not covered by purchase order specifications conforming General Electric Company standard design practices. The liability for this specification is based on drawings approved by the above specified user, and any change in approval may extend the shipping schedule. Any requested changes from the purchase order specifications, resulting in additional engineering and/or manufacturing cost, may result in increase in price and the acceptance of the shipping schedule.

PRINTS ARE:

FOR APPROVAL FOR INSTALLATION FOR REFERENCE

Approval Required OR BY.....
Within 5 Days. (Date)

RETURN OF "FOR APPROVAL" PRINTS SHOULD BE ADDRESS TO THE GENERAL ELECTRIC OFFICE WITH WHICH YOUR ORDER IS PLACED.
—NOT TO THE FACTORY—

- MOTOR MODEL = 5K84075508
- MOT. SERIAL =
- APPLICATION =
- ENCLOSURE = DRIPPROOF
- X BEARINGS = SLEEVE - INSUL.
- LUBRICATION = OIL
- CODE = F
- TYPE = K
- FRAME = 84075
- POLES = 8
- H.P. = 1250
- SYN. SPEED = 900
- PHASES = 3
- CYCLES = 60
- VOLTS = 4160
- SHAFT EXTEN. = DS2
- SEC. VOLTS =
- SEC. AMPS =
- SEC. CIRC(Y) =
- INSUL. CLASS = B- CUSTOM POLY
- TEMP. RISE = 90°C BY RTD @
- ROT.(O.P.E.) = CW
- F.L. SPEED = 885
- F.L. AMPS = 163
- AIR GAP = .075
- END PLAY = 1/2" MIN.
- NET WEIGHT = 7590 LB. APPROX.
- MOTOR TERM =
- LINE TERM =
- HEATER WATTS = 1200
- HEATER VOLTS = 115
- INSUL. BOX = GEK-8926
- OUTLINE = GEM-2275-001
- MOTOR CONN. =
- HEATER CONN. =
- ACS OUTLINE = 34C101337-006
- " " = 34A104019-009

ITEM 1

RT-256582 REPORT OF COMMERCIAL TEST
SERIAL # 8423406

MAIL THE ABOVE AS FOLLOWS:

4- WORTHINGTON, LTD.
270 SHEFFIELD STREET
MOUNTAINSIDE, NEW JERSEY 07092
ATTN: J. PEDDOR

1- J. HELLIE, FLORHAM PARK, NEW JERSEY OFFICE

END PLAY - LIMIT CPLE END FLOAT TO .190 INCHES MAX.

MAXIMUM KVAR OF CAPACITORS FOR SWITCHING WITH
MOTOR (SEE NEC 460-7) 375 KVAR

MJ AHOROSI, #16-2

Copy of H/S to

ENGINEERING REQUIREMENT SERVICES

6, 2/PHASE, 10 OHM RES, TEMP DET, IN S

PRINTS AND PART TO BE SENT TO USER AND RETURNED TO USER
WITHIN 30 DAYS OF THE DATE OF THE ORDER. THIS PRINTS WILL NOT BE

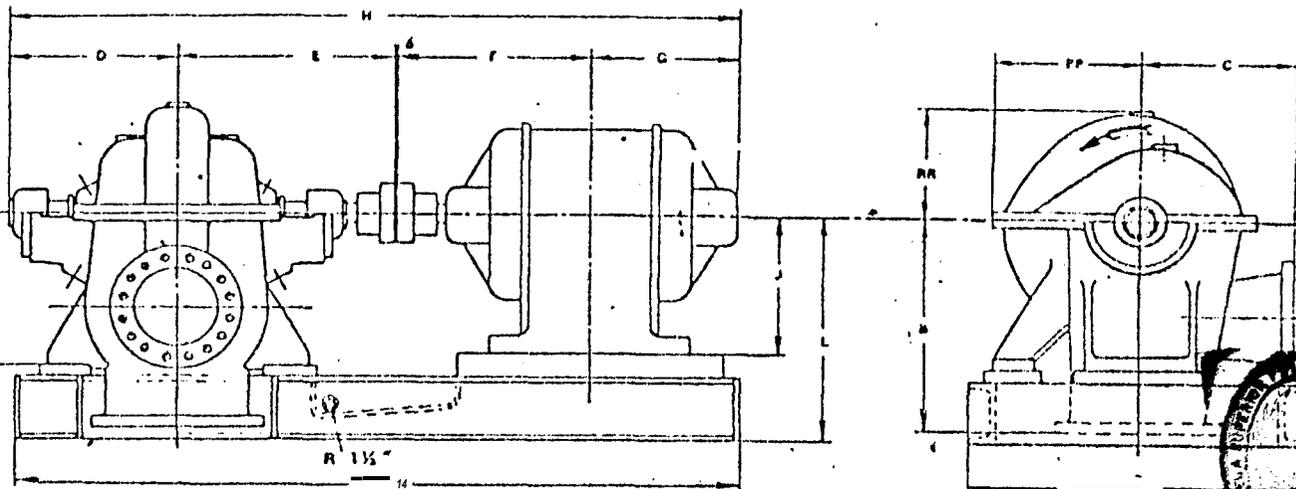
Supersedes March 1967 Issue
 ME-2118-5 Page 1

SINGLE-STAGE DOUBLE-SUCTION VOLUTE PUMPS

WORTH POWER INTERNATIONAL INC.
 125 SOUTH BAYSHORE DRIVE TOWERS
 FOUR AMBASSADORS SUITE 342
 MIAMI FLORIDA 33131 - USA

February, 1968
 TYPE : LNC

DIMENSIONS



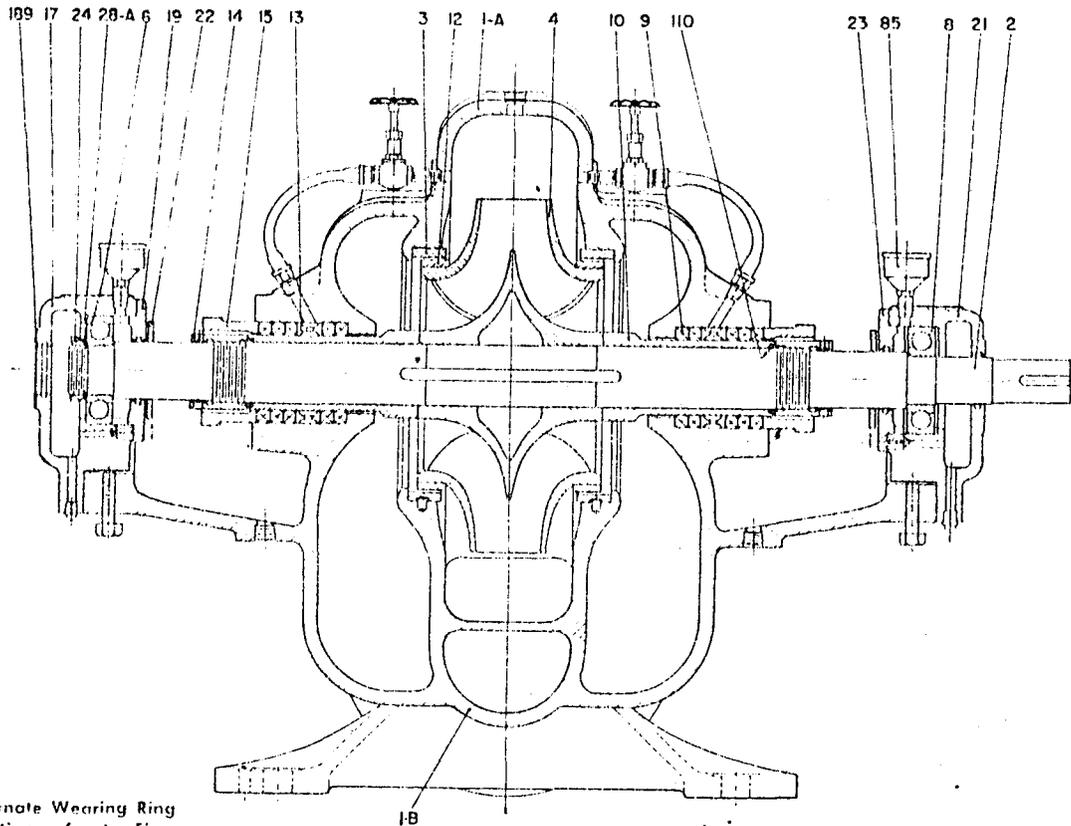
Size and Type	A	B	C	D	E	H	K	L	M	N	RR
6 LNC-18	255		420	515	648	2 363			768	2 025	310
8 LNC-10	230		318	475	589	1 985			690	1 753	230
8 LNC-12	240		380	480	591	2 010			665	1 736	240
8 LNC-14	254		400	490	616	2 180			708	1 872	255
8 LNC-18	280	560	430	540	663	2 583	400	630	895	2 210	325
8 LNC-21	305		508	575	740	2 790			863	2 413	365
8 LNC-26	370		510	575	740	2 831			WO	2 550	450
10 LNC-12	280	550	330	520	645	2 340			775	2 057	260
10 LNC-14	292	610	457	545	675	2 152			711	2 032	280
10 LNC-18	318		483	535	689	2 680			864	2 324	340
10 LNC-22	355	685	495	575	740	2 812	535	725	1 055	2 457	400
10 LNC-26	445		495	575	730	2 816			1 055	2 600	450
12 LNC-14	305		432	500	722	2 666			775	2 336	340
12 LNC-17	356		534	585	752	2 839			1 051	2 500	385
12 LNC-21	380	E13	572	630	832	3 068	630	820	1 028	2 655	435
12 LNC-29	530	970	498	558	762	3 076	660	1 048	1 068	2 700	530
12 LNC-32	457		762	760	972	3 756			1 524	3 390	575
14 LNC-32	576	1 060	584	577	850	R	936	R	R	R	678
16 LNC-23	445	965	660	687	850	3 186	660	1 016	1 270	2 719	479
16 LNC-35	560	1 118	813	770	920	4 765	772	1 048	2 351	4 315	625
16 LNC-41	680	1 300	710	700	920	R	1 035	R	R	ti	625
20 LNC-29	546	1 118	813	787	1 008	3 716	762	1 048	1 372	3 313	581
20 LNC-45	765	1 500	750	800	1 150	R	1 200	R	R	R	920
30 LNC-41	813	1 524	1 219	984	1 257	4 309	1 219	1 549	1 753	3 947	825

All dimensions are in mm and are for preliminary use only.
 Pumps of either rotation can be supplied.
 For shaft diameter and other data refer to 2118-3 page 1 and 2.

WORTHINGTON

TYPES LN, LNC, LNH, AND LNCH

LIST OF PARTS

**NOTE:**

For Alternate Wearing Ring
Construction refer to Figs.
3 & 4 on page 5.

RW-146200

STATIONARY PARTS

REF. NO.	NO. OF PIECES	NAME OF PART
1	1	CASING
3	2	CASING RING
9	1 SET	PACKING
13	2	SEAL CAGE
15	2	GLAND
17	1	THRUST BEARING HOUSING
19	1	THRUST BEARING COVER
21	1	LINE BEARING HOUSING
23	1	LINE BEARING COVER
85	2	GREASE CUP
189	1	NAME PLATE

REF NO		
2	1	
A	1	
6	1	THRUST
8	1	LINE BEARING
10	2	SHAFT SLEEVE
12	2	IMPELLER RING
14		
22		
24		
28-A	1	BEARING LOCK WASHER
110	3	"O" RING

When ordering service parts be sure to give Serial Number of Pump (as stamped on name plate) also name, reference number and quantity of parts required.



CENTRIFUGAL PROCESS PUMPS

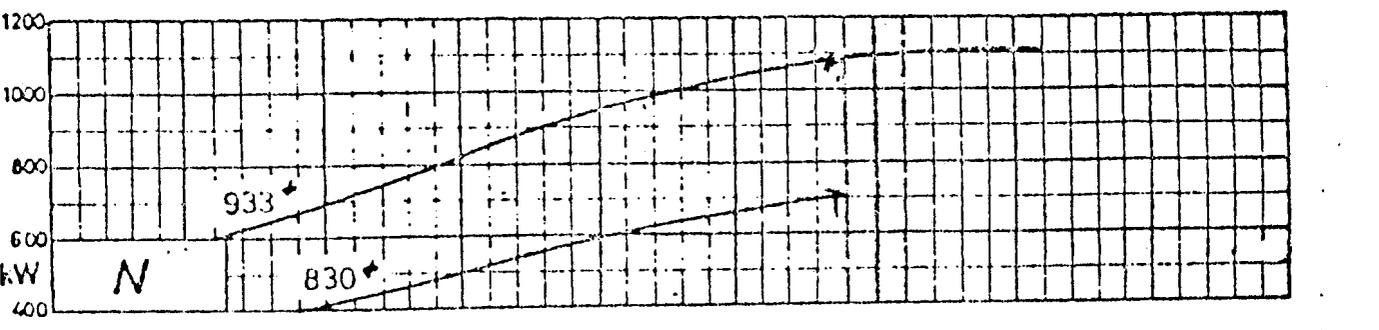
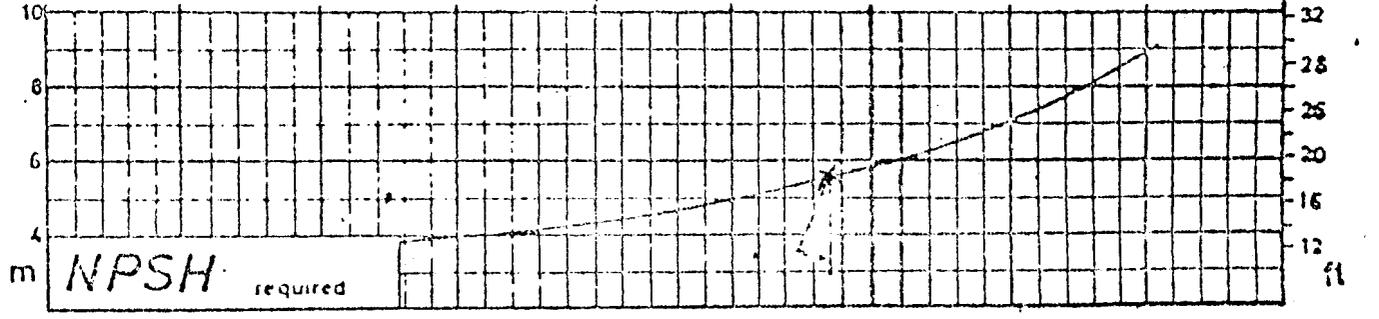
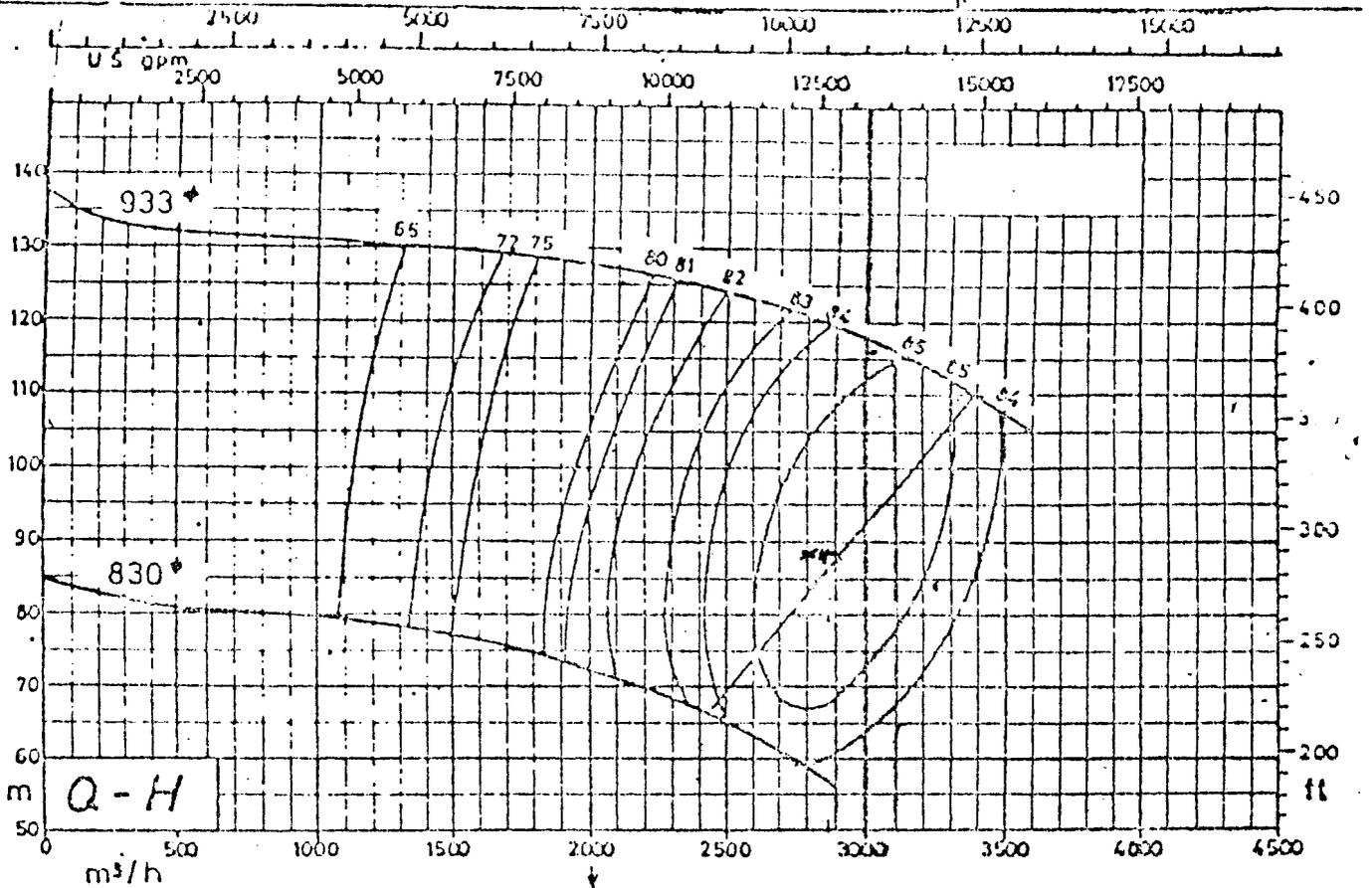
RATING CURVES

WORTH POWER INTERNATIONAL INC
 225 SOUTH BAYSHORE DRIVE
 FOUR AMBASSADORS SUITE 312
 MIAMI FLORIDA 33131 - USA

Series: MAY 1974 Issue
 WE 2118.8 92 Page 59
 NANTES

MAY 1974

TYPE : L N



This pump is guaranteed for the following PERFORMANCE:

CAPACITY 2830 m³/h ✓

HEAD 86 m

EFFICIENCY 85 ✓

TEMP. 25°C NPSH 5.5 m ✓

SP. GR. 1

VISCOSITY _____

SIZE AND TYPE	
116" LNC 35"	
GD ² at max dia (incl. G.I.) wtol Kg/m ²	Min. ring clearance API 610
Impeller eye area cm ²	IMPELLER DRAWING N

Our performance data is subject to the API 610 STD. tolerances.

BASED ON TEST AND

ITEM (your ref.)
 N. _____

PERF. CURVE (our ref.)
 N. _____

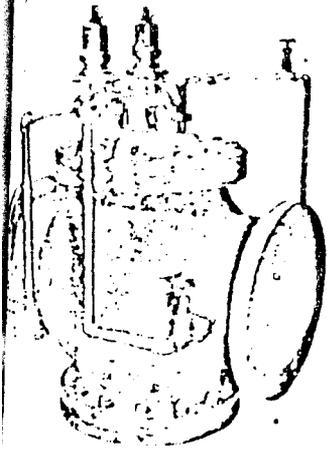


Fig. No. 37A
Model 50 RWR-A

SURGE RELIEF
Hydraulic Control

The Model 50 RWR A valve is well suited for arresting pump surges. It differs from Fig. No. 37 in that an auxiliary pilot valve is added to the controls to open the main valve while the pump is shutting down and before the column of water reverses.

It should be installed at a tee connection on the downstream side of the pump discharge check valve and discharge to atmosphere.



Fig. No. 37B
Model 50 RWR-E

SURGE RELIEF
Hydraulic and Electric Control

The purpose of this valve is to arrest pump starting and stopping surges. Installed at a "tee" downstream of the pump discharge check valve, it discharges to atmosphere or to pump suction. To correct starting surges the valve operates through a hydraulic pilot in the same manner as the Fig. No. 37 valve. To correct shut down surges a solenoid pilot control valve is used to open the valve when the pump is stopped and before the column of water reverses. After reaching full open position the valve closes slowly. Time and rate of closure is adjustable.

NOTE: A drain should be provided to accommodate waste from the solenoid pilot. This occurs only when the tank drains in preparation for the next cycle.

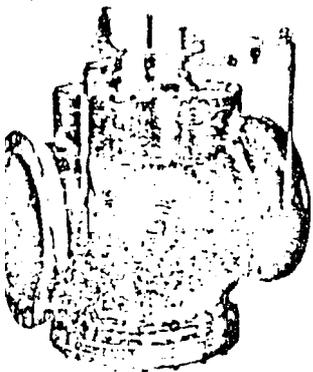
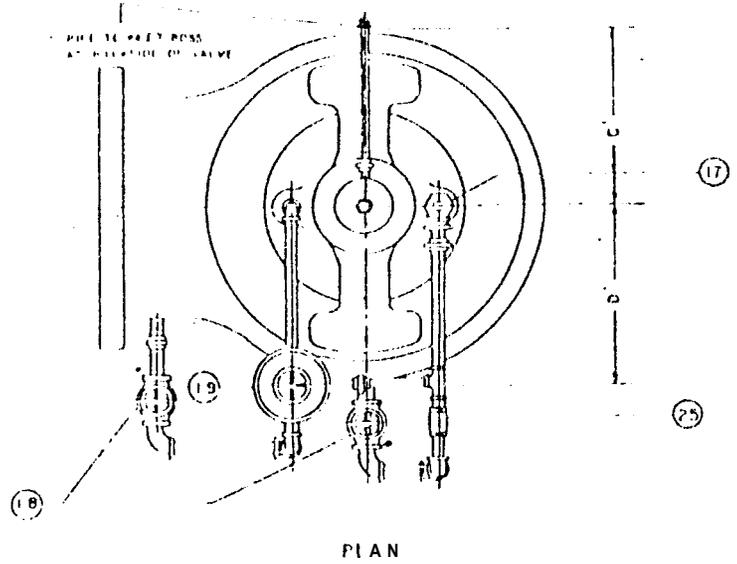
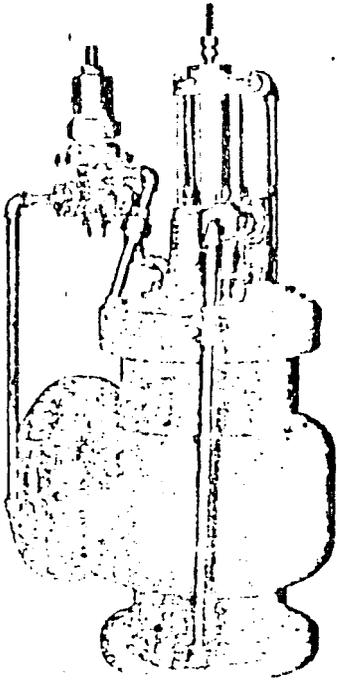


Fig. No. 38
Model 50 RWR-R

RELIEF OR BACK PRESSURE AND REVERSE FLOW
Hydraulic Control

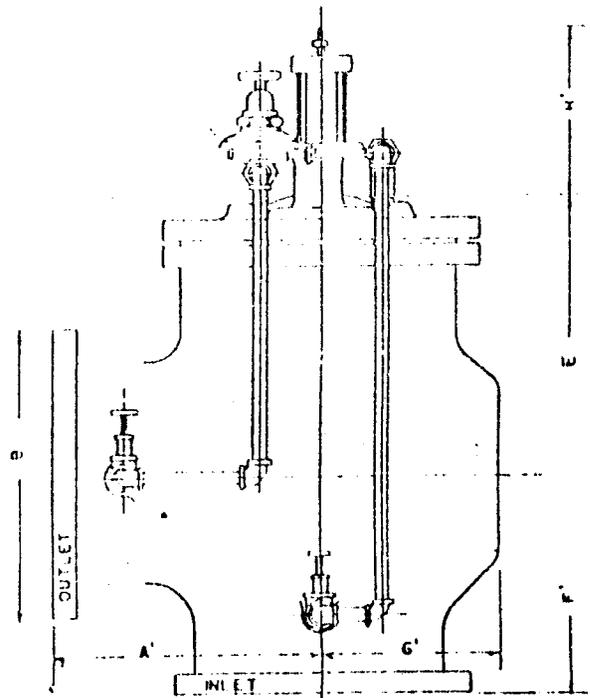
This valve is used for maintaining a constant upstream pressure in a high pressure zone by discharging sufficient volume to a zone of lower pressure to maintain the desired upstream pressure and as a secondary duty permits reverse flow from the low to the high zone when the upstream pressure drops sufficiently below the downstream pressure.



PLAN

RELIEF AND BACK PRESSURE VALVE
Hydraulic Control

Fig No 37
Model 50 RWR
Angle Body



SIDE ELEVATION

SIZE CLASS	DIMENSIONS IN INCHES								
	A'	B'	C'	D'	F'	F'	G'	H'	
4"	125	7 1/2	9	5 1/2	5 1/2	8	6 1/2	5 1/2	12 1/2
4"	250	7 1/2	10	5 1/2	5 1/2	8 1/2	6 1/2	5 1/2	12 1/2
6"	125	8 1/2	11	6 1/2	6 1/2	9 1/2	8	6 1/2	14 1/2
6"	250	9 1/2	12 1/2	6 1/2	6 1/2	10 1/2	8 1/2	6 1/2	14 1/2
8"	125	10 1/2	13 1/2	8 1/2	8 1/2	12 1/2	10	8 1/2	16
8"	250	11	15	9	9	13	10 1/2	8 1/2	16
10"	125	12 1/2	16	9 1/2	9 1/2	14	11 1/2	9 1/2	18
10"	250	13 1/2	17 1/2	9 1/2	9 1/2	14	12 1/2	9 1/2	18
12"	125	15	19	11 1/2	11 1/2	17 1/2	12 1/2	12 1/2	22
12"	250	15 1/2	20 1/2	11 1/2	11 1/2	17 1/2	13 1/2	12 1/2	22

For values larger than 12" size, consult the factory for dimensions.

PARTS LIST

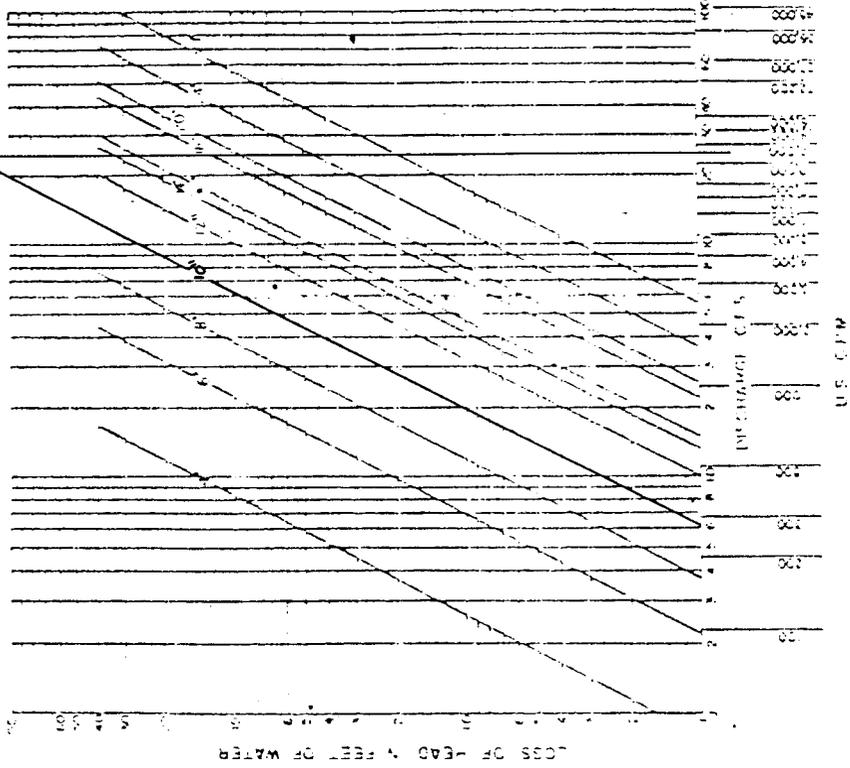
- 17. Needle Valve
- 18. Gate Valve
- 19. Pilot Valve
- 25. Strainer

MATERIAL

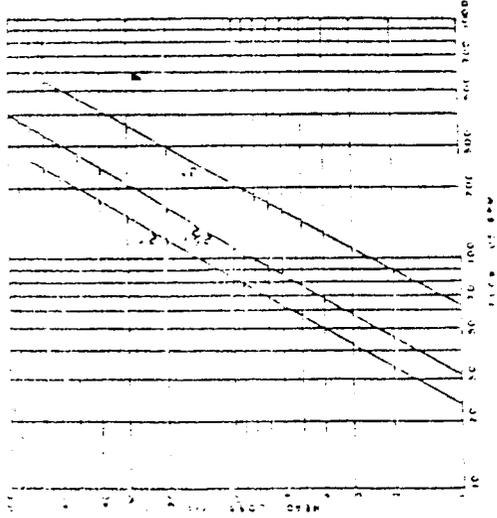
- Bronze
- Bronze
- Bronze
- Bronze

HEAD LOSS CURVES

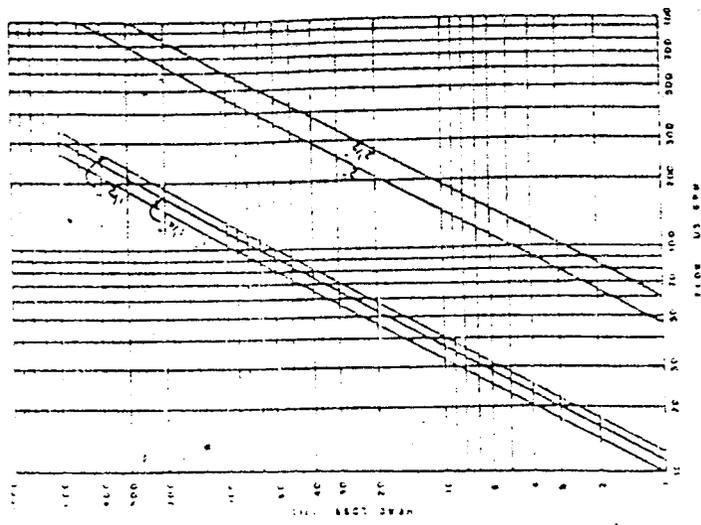
Relief Valves External Controls



Globe Body - Models 21 KWR, 27 KWR and 70 WRH



Angle Body Model 50 WR

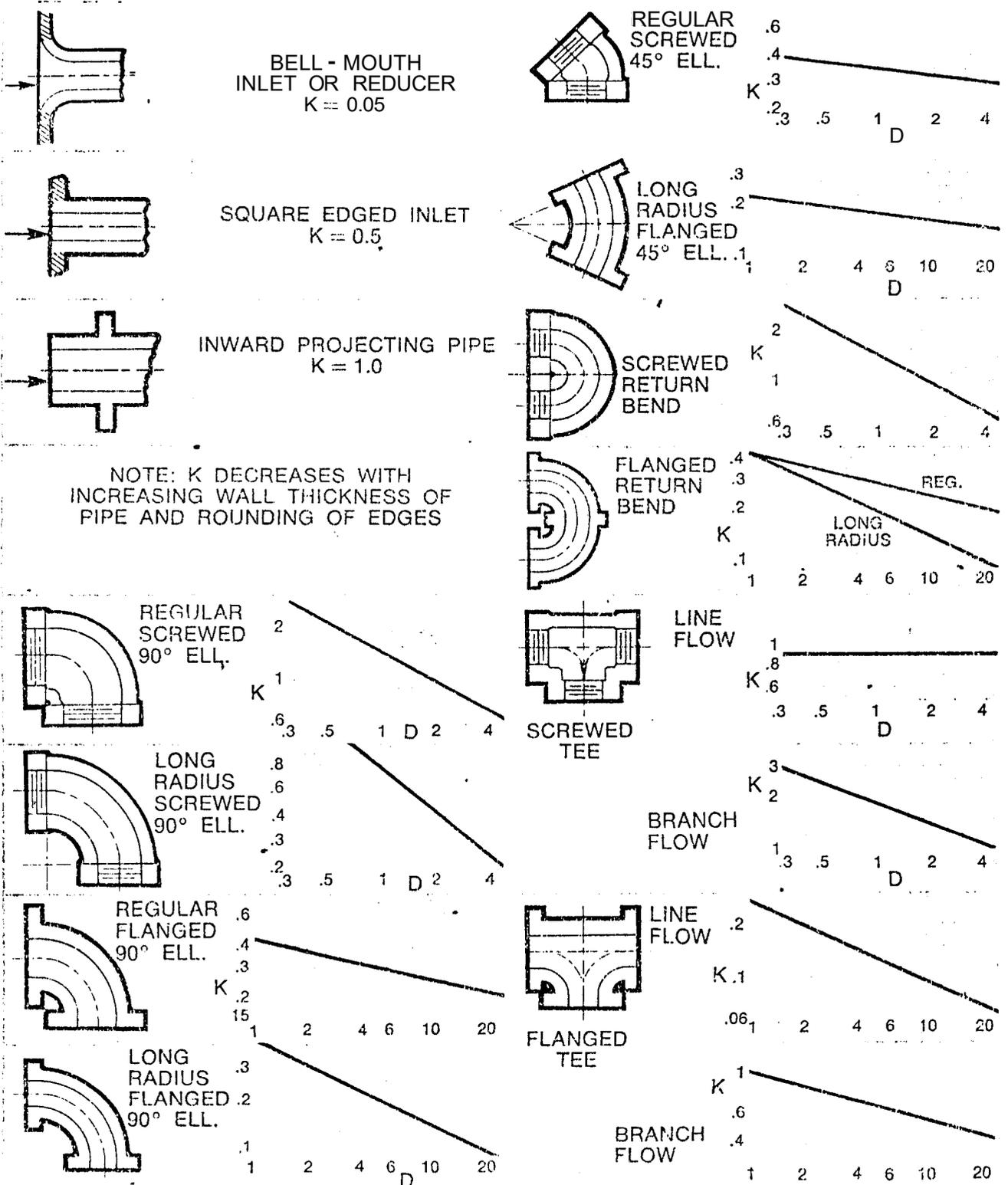


Friction Loss-Water



IIIB-5 RESISTANCE COEFFICIENTS FOR VALVES AND FITTINGS

TABLE 32(a)



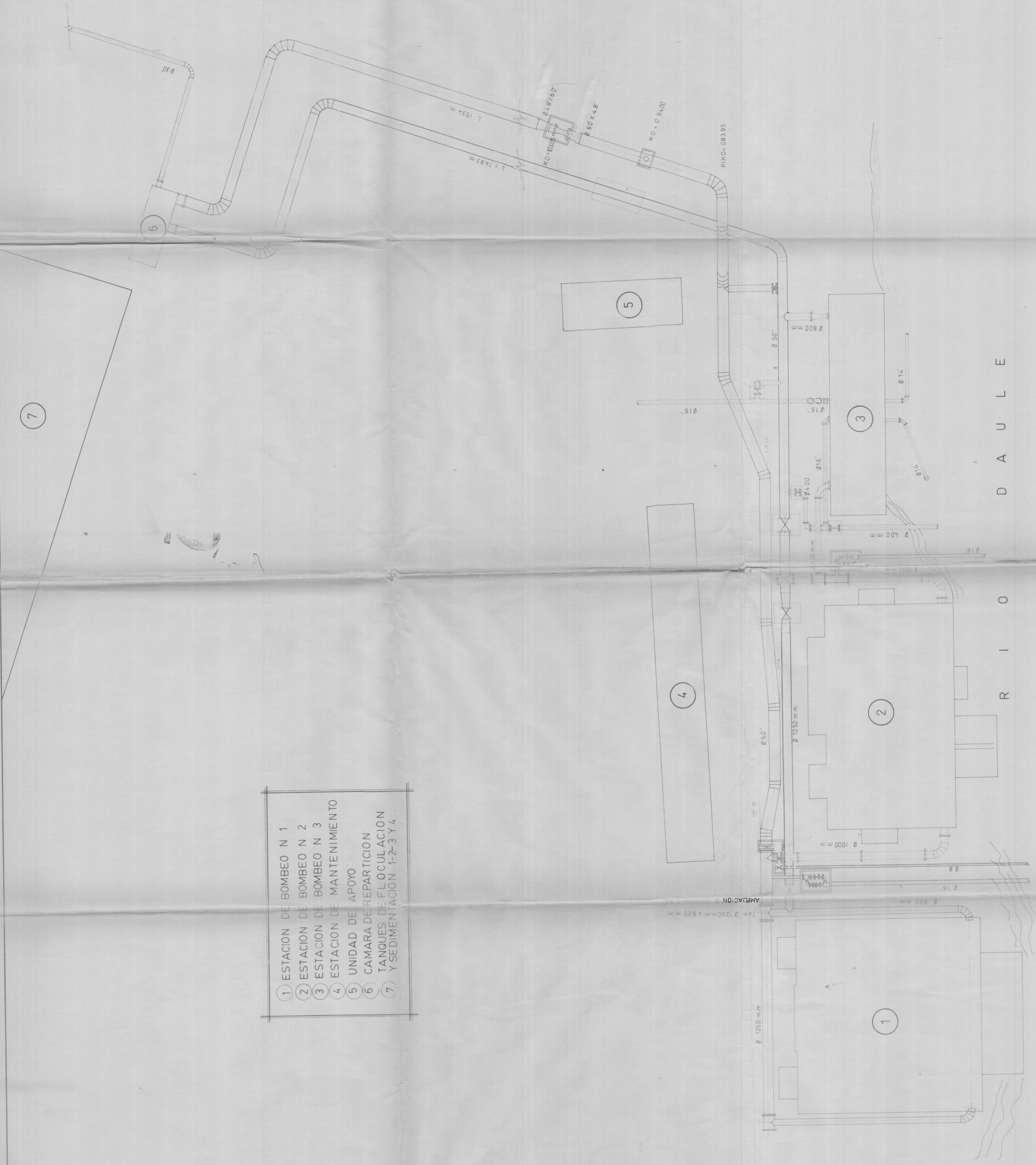
$$h = K \frac{V^2}{2g} \text{ FEET OF FLUID}$$

1. American Water Work Association Inc. Manual M-11
2. Brater Ernest F. "Handbook of Hydraulics" 8^{ta} Edición McGraw-Hill 1979
3. Greene Richard "Válvulas, selección uso y mantenimiento McGraw-Hill 1988.
4. Jornadas de Ingeniería Civil, 1977 4^{ta} Etapa Folleto "Selección y operación de bombas de agua y sistemas de bombeo".
5. Marks "Manual del Ingeniero Mecánico"
6. Mataix Claudio " Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas" Edición McGraw-Hill.
7. Mayol J. Ma. "Tuberías" Tomo 1, Editores Técnicos Asociados Barcelona 1981.
8. McNaughton Kenneth " Bombas ; selección , uso y mantenimiento" McGraw-Hill 1989.
9. Naranjo Calderón Felipe , " Análisis Teórico y Experimental del Golpe de Ariete" Tesis de Grado 1977
10. Parmakian John " Waterhammer Analysis " 1^{ra} Edición DOVER 1963.
11. Singer Ferdinand "Resistencia de Materiales" Editora Harper & Row 1971.
12. Sociedad Americana para Ensayos y Materiales (ASTM)

13. Informe SEURECA -HIDROSAN- "Instalación de Tubería de 50 pulgadas de diámetro" 1962.
14. White Frank M. "Mecánica de Fluídos" McGraw-Hill 1^{ra} Edición en inglés 1979.

- ① ESTACION DE BOMBEO N 1
- ② ESTACION DE BOMBEO N 2
- ③ ESTACION DE BOMBEO N 3
- ④ ESTACION DE MANTENIMIENTO
- ⑤ UNIDAD DE APOYO
- ⑥ CAMARA DE REPARTICION
- ⑦ TANQUES DE FLOCULACION Y SEDIMENTACION 1-2-3 Y 4

EMPRESA PROVINCIAL DE AGUA POTABLE DE GUAYAQUIL	
TOPICO DE GRADUACION	
TUBERIAS DE IMPULSION	
INSTALACIONES EN ZONA DE BOMBEO	
CAMARA DE VALVULAS	
PROYECTADO	DIBUJADO
REVISADO	APROBADO
	FECHA



D A U L E R I O