



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
MAESTRIA EN INGENIERÍA
HIDRÁULICA**

**AIRE ATRAPADO EN CONDUCTOS A
PRESIÓN.**

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

***MAESTRO EN INGENIERÍA
(HIDRÁULICA)***

PRESENTA:

ARTURO GARCÍA SÁNCHEZ

TUTOR:

**DR. OSCAR POZOS ESTRADA
INSTITUTO DE INGENIERÍA
MÉXICO, D.F. MARZO 2013**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

ESTE TRABAJO SE LO DEDICO A:

MIS PADRES, PORQUE GRACIAS A ELLOS SOY LO QUE SOY
A MIS HIJOS, COMO MUESTRA DE QUE SE PUEDEN HACER LAS COSAS
CUANDO UNO SE LAS PROPONE
A MI ESPOSA, POR TODO SU APOYO Y AYUDA INCONDICIONAL
Y A TODOS MIS AMIGOS Y COMPAÑEROS QUE SIEMPRE ME ALENTARON Y
ME AYUDARON EN TODOS LOS MOMENTOS DIFICILES
AL DR. OSCAR POZOS, SIN ÉL NO HUBIERA SIDO POSIBLE ESTO.

AIRE ATRAPADO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

INTRODUCCIÓN

1	PRESENCIA DEL AIRE ATRAPADO EN CONDUCTOS CERRADOS.....	1
1.1	<i>Introducción</i>	1
1.2	<i>Causas por las cuales se introduce el aire a los conductos.....</i>	1
1.3	<i>Consecuencias debido al aire atrapado en conductos</i>	2
1.3.1	<i>Incremento de la pérdida de carga hidráulica por aire atrapado.....</i>	2
1.3.2	<i>Retorno de bolsas de aire de gran tamaño debido a la fuerza de flotación</i>	4
1.3.3	<i>Golpe de ariete provocado por la evacuación de aire</i>	5
1.3.4	<i>Reducción de la eficiencia en sistemas de bombeo debido a aire atrapado... </i>	5
1.4	<i>Medios para la remoción del aire</i>	6
1.4.1	<i>Medios hidráulicos</i>	6
1.4.2	<i>Medios mecánicos</i>	11
1.5	<i>Localización y dimensionamiento de válvulas de aire</i>	20
2	TRANSPORTE DE AIRE EN CONDUCTOS CERRADOS	23
2.1	<i>Introducción</i>	23
2.2	<i>Flujo bifásico en conductos circulares.....</i>	23
2.2.1	<i>Patrones en flujo horizontales concurrentes.....</i>	23
2.2.2	<i>Patrones en flujo verticales concurrentes.....</i>	25
2.3	<i>Entrada de aire en estructuras hidráulicas</i>	26
2.3.1	<i>Salto hidráulico en acueductos.....</i>	26
2.4	<i>Mecanismos de entrada de aire</i>	30
2.5	<i>Transporte de burbujas y bolsas de aire en tuberías con pendientes descendentes.</i>	32
2.6	<i>Cantidad de aire transportado en tuberías con pendientes descendentes</i>	32
2.7	<i>Relaciones para calcular la entrada de aire en estructuras hidráulicas</i>	33
3	METODOLOGÍA PARA UBICAR LOS PUNTOS ALTOS DE ACUMULACIÓN DE AIRE EN CONDUCTOS A PRESIÓN.....	36
3.1	<i>Introducción</i>	36
3.2	<i>Análisis del movimiento del aire en conductos a presión.....</i>	36
3.3	<i>Comportamiento del aire en conductos a presión.....</i>	39
3.4	<i>Investigación experimental.....</i>	41
3.4.1	<i>Dispositivo experimental</i>	41
3.4.2	<i>Procedimiento experimental.....</i>	43
3.5	<i>Metodología para ubicar los puntos altos de acumulación de bolsas de aire en conductos a presión.....</i>	45
3.6	<i>Casos de estudio</i>	45
4	ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL VOLUMEN DE LAS BOLSAS DE AIRE LOCALIZADAS EN LOS PUNTOS ALTOS DE LOS CONDUCTOS A PRESION	57
4.1	<i>Introducción</i>	57
4.2	<i>Observaciones preliminares en la sección de medición</i>	57

4.3	<i>Dispositivo experimental</i>	59
4.3.1	<i>Instrumentación del dispositivo experimental</i>	59
4.3.2	<i>Procedimiento experimental</i>	62
4.4	<i>Flujo gradualmente variado</i>	65
4.5	<i>Cálculo de los perfiles de flujo</i>	66
4.6	<i>Algoritmo de cálculo (Método del paso directo)</i>	66
4.7	<i>Cálculo del volumen de las bolsas de aire</i>	68
4.8	<i>Análisis de resultados</i>	71
5.	<i>EFFECTO DE LAS BOLSAS DE AIRE EN TRANSITORIOS HIDRAULICOS</i>	75
5.1	<i>Introducción</i>	75
5.2	<i>Efecto de las bolsas de aire en transitorios hidráulicos</i>	75
5.3	<i>Resumen de los efectos del aire atrapado en transitorios hidráulicos</i>	76
5.4	<i>Modelo numérico para investigar el efecto de bolsas de aire en transitorios hidráulicos</i>	78
5.5	<i>Resumen del procedimiento de cálculo</i>	82
5.6	<i>Caso de estudio</i>	83
5.7	<i>Análisis de resultados</i>	86
6.	<i>CONCLUSIONES</i>	90
	<i>Referencias</i>	1

1 PRESENCIA DEL AIRE ATRAPADO EN CONDUCTOS CERRADOS

1.1 Introducción

La presencia de aire atrapado en conductos cerrados puede reducir de forma importante el transporte de agua en las líneas. En sistemas a gravedad, bolsas de aire estacionarias pueden reducir la sección transversal del paso del agua. En acueductos a bombeo la presencia de aire se puede reflejar en un incremento en el consumo de energía eléctrica y la reducción del gasto. Estos problemas siguen ocurriendo en la actualidad en acueductos construidos recientemente, debido a la falta de criterios de diseño que hagan que los sistemas a gravedad y a bombeo funcionen más eficientemente.

Frecuentemente, los ingenieros dedicados al diseño de acueductos no toman en cuenta o no conocen las causas que generan la entrada de aire a este tipo de sistemas, además de los efectos potenciales que puede producir el aire atrapado.

La mayoría de las veces, los acueductos contienen aire atrapado en forma de bolsas que generalmente se acumulan en los puntos altos de los acueductos. Este fenómeno ocurre debido a que el aire tiene una densidad mucho menor que el agua y por lo tanto va a migrar hacia las cimas del sistema.

Si bien el aire atrapado puede ser benéfico para prevenir la cavitación o para reducir los efectos perjudiciales causados por transitorios hidráulicos, en cantidades no controladas éste también puede ser perjudicial. Por ejemplo, existen rangos de volúmenes de aire, los cuales pueden producir un incremento indeseable de las presiones durante el arranque o el paro de las bombas en un acueducto a bombeo. El efecto del aire en ambas situaciones dependerá de las causas que genera el transitorio, de la cantidad de aire acumulada, de su localización, así como de la configuración del acueducto.

1.2 Causas por las cuales se introduce el aire a los conductos

El aire atrapado en los conductos cerrados no puede ser siempre expulsado por completo, pero al entender las formas mediante las cuales se puede introducir, ayuda a los ingenieros a reducir la cantidad que entra. Entre las posibles causas de la entrada de aire a los acueductos, se encuentran las siguientes:

a) Antes de la puesta en marcha del sistema la línea se encuentra llena de aire, para llenar por completo el acueducto con agua es necesario eliminar todo el aire. Al tiempo que se inicia el llenado de la línea, la mayor parte del aire es arrastrado hacia aguas abajo para ser expulsado por las válvulas y demás mecanismos colocados para este fin. Sin embargo, una parte del aire puede quedar atrapado en los puntos altos de los acueductos.

b) El agua contiene aproximadamente un 2% de aire disuelto, éste puede ser expulsado cuando la presión se reduce o la temperatura aumenta, formando burbujas y/o bolsas de aire.

c) El equipo mecánico puede introducir aire a los acueductos. Por ejemplo, las bombas pueden succionar entre un 5% y 10% de aire, debido a la acción de los vórtices en su

succión. Asimismo, cuando la presión de vacío se presenta en un acueducto, el aire puede introducirse a través de juntas defectuosas o mediante válvulas de admisión de aire.

1.3 Consecuencias debido al aire atrapado en conductos

El aire atrapado en acueductos puede conllevar a una gran variedad de problemas. Por ejemplo, el aire acumulado en los puntos altos de las conducciones puede reducir la sección efectiva del paso del agua, dando como resultado un incremento de la pérdida de carga. Asimismo, el aire puede acelerar el proceso de corrosión en las tuberías de fierro al aumentar la cantidad de oxígeno disponible. Por otra parte, el aire atrapado puede producir lecturas incorrectas en dispositivos de medición. La transición de tubo parcialmente lleno a tubo lleno causado por la presencia de una bolsa de aire, puede generar vibraciones en la tubería. Bolsas de aire de gran tamaño pueden regresar a contra flujo debido a su fuerza de flotación y dañar de forma importante algunas estructuras, tales como sifones o cajas rompedoras de presión.

1.3.1 Incremento de la pérdida de carga hidráulica por aire atrapado

El aire que se introduce a los acueductos es arrastrado por el flujo de agua y puede acumularse en puntos altos, formando bolsas de aire que pueden incrementar su tamaño si más bolsas o burbujas de aire se unen a éstas. Cuando una bolsa de aire se encuentra en un tramo de tubería con pendiente descendente, el agua trata de moverla hacia aguas abajo. Si la bolsa de aire es lo suficientemente grande, posiblemente la fuerza de flotación de la bolsa iguale la fuerza de arrastre del agua, entonces la bolsa de aire puede permanecer estacionaria en la tubería, de esta manera la fuerza de fricción tiende a cero. Las fuerzas actuantes en una bolsa de aire se muestran en la Fig. 1.1.

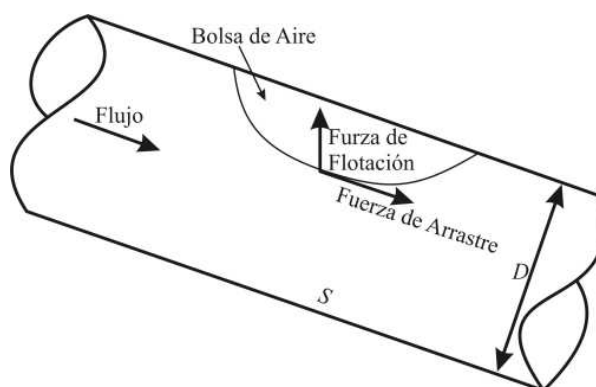


Figura 1.1 Fuerzas que actúan en una bolsa de aire estacionaria en un tramo de tubería descendente con flujo de agua a tubo lleno

El aire atrapado reduce la sección transversal del paso del agua, presentándose un flujo como canal debajo de la bolsa de aire, provocando que la línea piezométrica sea paralela a la pendiente de la tubería, tal como se muestra en la Fig. 1.2.

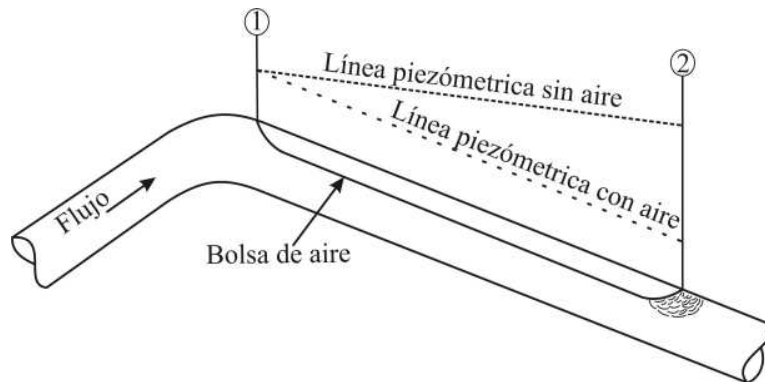


Figura. 1.2 Bolsa de aire en una pendiente descendente (Edmunds, 1979)

El aire atrapado produce una pérdida de carga que reduce la capacidad del sistema. Aplicando la ecuación de la energía entre los extremos de una bolsa de aire se puede comprobar, que la pérdida de carga es casi igual a la longitud de la componente vertical de la bolsa (Edmunds 1979; Corcos 2003; Corcos 2005), ver Figuras 1.3 y 1.4.

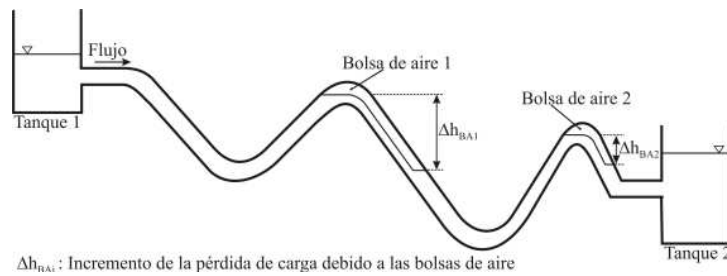


Figura 1.3 Bolsas de Aire en un Acueducto a Gravedad

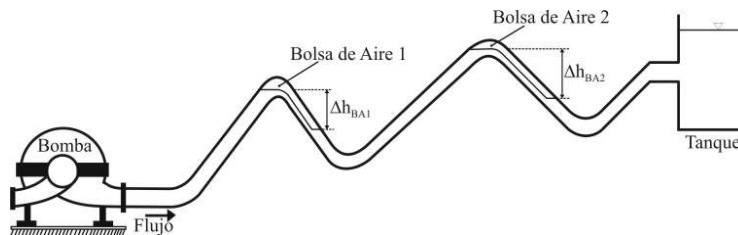


Figura 1.4 Bolsas de aire en un acueducto a bombeo

Richards (1962) comenta que la mayor pérdida de carga provocada por el aire atrapado es causada por el cambio de la pendiente de la línea piezométrica, cuando el tubo fluye lleno y posteriormente cambia a flujo a superficie libre.

Los acueductos con pendientes descendentes en la dirección del flujo pueden acumular aire. En acueductos a bombeo el aire atrapado resulta en un incremento del consumo de energía eléctrica, y en una reducción del gasto si las bolsas de aire localizadas en los puntos altos

del acueducto no pueden ser removidas hacia aguas abajo. Puede ocurrir que el flujo a través de la línea se detenga por completo, debido a la pérdida de carga acumulada producida por varias bolsas de aire atrapadas. Esta pérdida puede ser mayor que la carga de la bomba.

En acueductos a gravedad la reducción de la capacidad de conducción debido al aire atrapado, puede provocar derrames a través de venteos, tanques, cajas rompedoras de presión y torres de oscilación. Esto se debe a que la carga estática disponible no es suficiente para remover las bolsas de aire.

Los problemas causados por la reducción de la sección transversal del paso del agua en la tubería debido al aire atrapado, puede que ocurran con mayor frecuencia que lo que muestran los registros. Si las pérdidas de carga fuesen un poco menores, los derrames no ocurrirían y el flujo no se detendría por completo, haciendo que estos problemas pasaran desapercibidos (Richards, 1962).

Mientras más bolsas de aire se acumulen en los puntos altos de los acueductos, mayor será la pérdida de carga. Por lo tanto, la pérdida de carga total debe evaluarse como la suma de pérdidas producidas por cada bolsa de aire.

1.3.2 Retorno de bolsas de aire de gran tamaño debido a la fuerza de flotación

El aire que se acumula en los puntos altos de los acueductos puede formar grandes bolsas de aire, la longitud de las bolsas puede ser de varias veces el diámetro de la tubería. Si en algún tramo del acueducto existe un tubo con una pendiente descendente pronunciada, puede suceder que la bolsa de aire se estabilice alrededor de ésta y al mismo tiempo se presenta un salto hidráulico en el extremo aguas abajo de la bolsa, ver Figura 1.5. La acción turbulenta del salto hidráulico causa que el aire entre y se mezcle con el agua que fluye en la tubería. Aguas abajo del salto hidráulico, el aire introducido puede formar burbujas de mayor tamaño y/o bolsas de aire y si éstas son lo suficientemente grandes, la fuerza de arrastre del agua no podrá superar la fuerza de flotación. Entonces, las burbujas y/o bolsas permanecerán estacionarias en la tubería, incrementando su tamaño al tiempo que más burbujas de aire llegan a unírseles. Las bolsas de aire incrementarán su tamaño al mismo tiempo que se reduce su velocidad como resultado del aumento de la fuerza de flotación. Las bolsas de aire pueden regresar con una enorme fuerza a través del salto hidráulico (fenómeno conocido como blowback). Esta fuerza puede ser capaz de destruir parcial o completamente la base de estructuras hidráulicas, como tanques y cajas rompedoras de presión.

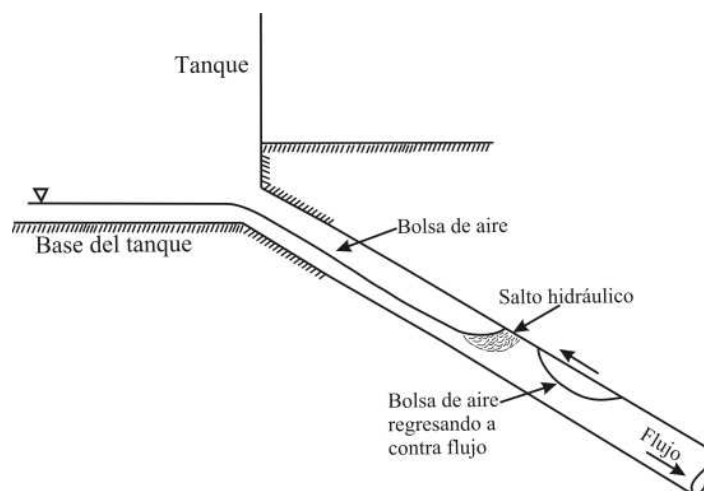


Figura 1.5 Retorno de bolsas de aire a contra flujo (blowback)

1.3.3 Golpe de ariete provocado por la evacuación de aire

El incremento de velocidad debajo de la bolsa de aire puede provocar el desprendimiento de una porción de la bolsa o bien su completa remoción (Fig. 1.6). El cambio abrupto de la velocidad del fluido, cuando la bolsa es removida y se instala en otro punto alto puede generar un golpe de ariete, el cual puede causar un daño considerable a accesorios, uniones e incluso puede provocar la ruptura de la tubería.

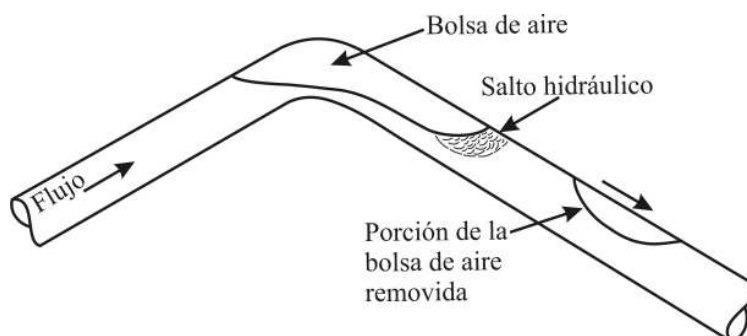


Figura 1.6. Golpe de ariete causado por remoción de una bolsa de aire

1.3.4 Reducción de la eficiencia en sistemas de bombeo debido a aire atrapado

Thomas (2003) presenta una útil comparación entre la eficiencia de algunos acueductos a bombeo y el costo por remover el aire atrapado de la línea. Se estima que el 75% del costo de operación de un acueducto es el costo por bombeo. La revisión de una variedad de acueductos para la distribución de agua potable, realizada alrededor del mundo revela que el aire atrapado puede reducir la eficiencia de estos sistemas hasta en un 30%. La mayoría de los acueductos operan con aire atrapado, lo cual genera una disminución de entre el 15% al 20% del gasto proporcionado por el sistema. Bolsas de aire comprimido presentan un enorme obstáculo a cualquier intento de bombear agua. El aire atrapado incrementa la carga de presión en un 20% esto provocará que las bombas trabajen más forzadas, por lo tanto se demandará un mayor consumo de energía eléctrica.

En 1999 una ciudad industrial al sur de Canadá gastó 1. 600, 000 dólares en electricidad para hacer funcionar sus acueductos a bombeo. Asumiendo que la maquinaria tiene que trabajar un 20% más forzada para remover el aire atrapado, esto implicó un costo adicional en electricidad de 320,000 dólares, casi un tercio de un millón de dólares gastados en un año para hacer funcionar acueductos con un venteo deficiente.

1.4 Medios para la remoción del aire

Las causas por las cuales el aire entra a los acueductos ya fueron descritos anteriormente, así como la variedad de problemas que pueden ocurrir al tener aire atrapado en los acueductos. En esta sección se presentan los dos medios para expulsar el aire de las tuberías. El primer medio es el hidráulico, es decir, usando la inercia del flujo de agua para remover el aire de la línea. El segundo medio son los dispositivos mecánicos, tales como válvulas expulsoras de aire, venteos y bombas de vacío.

1.4.1 Medios hidráulicos

En la actualidad no existe un método analítico universalmente aceptado para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en acueductos. Por lo tanto, el diseño de estos sistemas se realiza usando fórmulas semiempíricas. La desventaja es que las recomendaciones de varios autores varían ampliamente y quizá no sean adecuadas para el diseño de algunos acueductos. Las posibles causas de esta discrepancia son que las condiciones adoptadas por diferentes investigadores no son generales, además muchas de sus mediciones fueron realizadas en dispositivos experimentales con diámetros pequeños (50 mm) en comparación con los prototipos.

Hay una gran variedad de valores de la velocidad de remoción obtenidas por varios autores. La velocidad de remoción se puede definir como la velocidad mínima del agua, necesaria para remover burbujas o bolsas de aire de un acueducto. Si alguno de estos valores es utilizado para diseñar un determinado acueducto, la velocidad del agua podría no remover el aire del prototipo, lo cual generaría alguno de los problemas descritos anteriormente.

Wisner et al. (1975) describieron los siguientes términos, los cuales serán utilizados en este trabajo:

- 1) **Velocidad de barrido** se usa para denotar la velocidad mínima del agua, v_b , para transportar una bolsa y/o burbuja de aire en un acueducto.
- 2) **Generación de burbujas** se refiere a la acción turbulenta del salto hidráulico que se presenta en el extremo aguas abajo de una bolsa de aire, la cual genera las burbujas de aire.
- 3) **Arrastre** es el término usado para describir el movimiento en dirección del flujo de las burbujas de aire introducidas por el salto hidráulico.
- 4) **Velocidad de remoción** es la velocidad mínima del agua, v_r , para remover las burbujas o bolsas de aire fuera de la línea de conducción. Para ciertos acueductos la v_r va ser igual que v_b , pero para otras configuraciones de líneas de conducción v_r tendrá que ser mayor que v_b .

Los investigadores relacionados con el tema han adoptado diferentes consideraciones para obtener el valor de la velocidad de remoción. Algunos utilizaron como criterio bolsas de aire estacionarias en tuberías con flujo de agua a tubo lleno, por otra parte otros autores usaron la velocidad de ascensión de las bolsas de aire en tubos con agua estacionaria. Las principales aportaciones de diferentes investigadores se resumen a continuación:

Kalinske y Robertson (1943), para estudiar la cantidad de aire que introduce o drena un salto hidráulico debido a los vórtices que se generan en el mismo, llevaron a cabo experimentos en un dispositivo con tubos de acrílico de 152.4mm de diámetro y con una longitud de casi 11 metros. En el dispositivo se midieron los gastos de aire Q_{aire} y agua Q_{agua} , tirantes, así como las presiones antes y después del salto hidráulico. Estas mediciones fueron hechas para diversas pendientes (de 0° a 16.7°). Aguas arriba del salto el flujo se mantuvo a presión atmosférica. Posteriormente se realizaron en la conducción más ensayos con presiones mayores que la atmosférica, demostrando que esto no causa efecto alguno en los resultados obtenidos.

Durante los experimentos se advirtió que el aire al ser drenado por el salto hidráulico tiende a formar una gran bolsa de aire que puede extenderse hasta el extremo aguas abajo de la tubería, permanecer estable o remontar al flujo a través del salto. También pudo verse que para gastos pequeños y pendientes suaves, no se forma una sola bolsa de aire de tamaño importante, sino una serie de bolsas relativamente largas, las cuales avanzan hacia aguas abajo.

Estos análisis indicaron que para condiciones geométricas similares, el gasto de aire drenado por un salto hidráulico Q_{aire} en un tubo circular depende del gasto de agua Q_{agua} y de la intensidad de la turbulencia del salto, la cual depende a su vez del número de Froude F_1 al inicio del salto hidráulico. La pendiente S de la tubería es otro de los parámetros que influye, aunque en menor grado. La relación adimensional entre los parámetros antes mencionados se puede escribir como:

$$\frac{Q_{aire}}{Q_{agua}} = f(F_1, y_1 / D, S) \quad (1.1)$$

No obstante, resultados posteriores revelaron que el cociente Q_{aire}/Q_{agua} no varía con respecto a y_1/D o S , en cambio varía de manera importante con respecto a F_1 .

Haciendo un análisis de regresión lineal con la información obtenida en laboratorio, Kalinske y Robertson obtuvieron la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{Q_{aire}}{Q_{agua}} = 0.0066(F_1 - 1)^{1.4} \quad (1.2)$$

Kalinske y Bliss (1943) presentan datos experimentales, que indican el gasto de agua necesario para mantener la remoción o el barrido del aire de cualquier tubería con cualquier pendiente. La investigación experimental se realizó en tuberías de acrílico con diámetros de 102 mm y 152 mm. La pendiente de la tubería del dispositivo experimental fue variada de 0° a 17.5°.

Para todas las pendientes de tubería, excepto las descendentes suaves, las bolsas de aire terminaban en un salto hidráulico que sellaba el conducto. En algunos casos, cuando los gastos eran pequeños y las pendientes suaves el salto no llega hasta el techo del tubo, en tal caso el tirante aguas abajo del salto hidráulico se incrementaba gradualmente hasta llenar la tubería. Bajo estas condiciones el fenómeno de la remoción de aire es considerablemente diferente, comparado con el caso en el cual el salto hidráulico sella el tubo.

La velocidad a la cual el salto hidráulico introduce aire al tubo que fluye lleno de agua, no corresponde necesariamente a la velocidad a la cual el aire es removido de la bolsa de aire. Aguas abajo del salto el tubo fluye totalmente lleno de agua, excepto por las burbujas de aire, la velocidad a la cual el aire es removido de la conducción depende de la habilidad del flujo de agua. Para gastos de agua grandes, el salto hidráulico genera e introduce aire a velocidades mayores a las que el flujo aguas abajo del salto puede evacuar. El exceso de aire regresaba periódicamente a través del salto hasta la bolsa. Kalinske y Bliss encontraron

que para cualquier diámetro de tubería y cualquier pendiente hay un determinado gasto que es capaz de evacuar de la conducción todo el aire que introduce el salto hidráulico. Para un gasto pequeño, la remoción de aire dependerá de la velocidad del flujo aguas abajo del salto, y para un gasto grande la velocidad del agua aguas abajo del salto será suficiente para remover todo el aire introducido por el salto.

Kalinske y Bliss, encontraron que para pendientes suaves las bolsas de aire serán rápidamente removidas por completo de la tubería. Sin embargo, alguna protuberancia cerca de las cimas del acueducto puede provocar que la parte final de la bolsa quede fija a ésta. Los autores consideran que en prototipo pueden existir varias protuberancias, particularmente en las juntas de la tubería.

El análisis hecho por los autores indica que la relación del gasto de aire removido y el gasto de agua Q_{aire}/Q_{agua} está en función de la pendiente de la tubería S , y con el término denominado gasto adimensional, definido como Q_{agua}^2/gD^5 , donde g es la aceleración de la gravedad y D el diámetro de la tubería. La tendencia de los datos experimentales puede ser representada por la siguiente ecuación:

$$Q_{agua}^2 / gD^5 = 0.707 S \quad (1.3)$$

La ecuación anterior también puede presentarse en términos de la velocidad del agua v , como:

$$v^2 / gD = 1.146 S \quad (1.4)$$

La peculiar desviación de los datos obtenidos para pendientes suaves es totalmente diferente a lo esperado. Se encontró que para pendientes menores al 2.5% los datos experimentales se desvían de la línea recta que representa la ecuación (1.3). Esto ocurre cuando el salto hidráulico no sella el conducto. Así el proceso de entrada de aire es totalmente diferente, que cuando el tirante aguas abajo del salto es mayor que el diámetro del tubo. Es aparente que para pendientes menores a 2.5% gastos de agua mayores son requeridos para iniciar la remoción de aire.

Kent (1952) encontró que la velocidad de remoción del aire mediante un salto hidráulico al final de una bolsa de aire está relacionada con la fuerza de arrastre del agua que actúa sobre la bolsa. Según el autor una velocidad de remoción efectiva existe cuando la velocidad media del agua es igual o mayor que la velocidad mínima v_{min} . Kent desarrolló una relación semiempírica para obtener el valor de v_{min} , la cual es función de la pendiente de la tubería S y de su diámetro D .

$$v_{min} = C_0^{1/2} \sqrt{gDS} \quad (1.5)$$

$C_0^{1/2}$ es una función de la forma de la bolsa de aire, y de datos experimentales se encontró que su valor se vuelve constante, cuando la longitud de la bolsa es mayor que $1.5D$. En la práctica ingenieril la fórmula de Kent es usada comúnmente debido a su simplicidad.

Falvey (1980) elaboró una gráfica que muestra los límites de movimiento de burbujas y bolsa de aire en conductos cerrados, basado en datos presentados por Kalinske y Bliss (1943); Runge y Wallis (1965); Colgate (1966) y Martin (1976). El autor comenta que la dirección de movimiento de las burbujas y bolsas de aire puede ser analizada tomando en cuenta las magnitudes de las fuerzas de arrastre y flotación actuando sobre una burbuja estacionaria en el flujo. Por ejemplo, las burbujas de aire se mueven perpendicularmente al eje del tubo, cuando la componente vectorial de la fuerza de flotación en la dirección aguas arriba es igual a la componente vectorial de la fuerza de arrastre. Asimismo, Falvey incluye en su gráfica los resultados obtenidos por Sailer (1955) en prototipos, en los cuales se presentan problemas con grandes bolsas de aire que se movieron en contra flujo, destruyendo por completo las bases de concreto reforzado de algunos tanques del acueducto San Diego. En la Figura 1.7 se muestra la gráfica propuesta por Falvey.

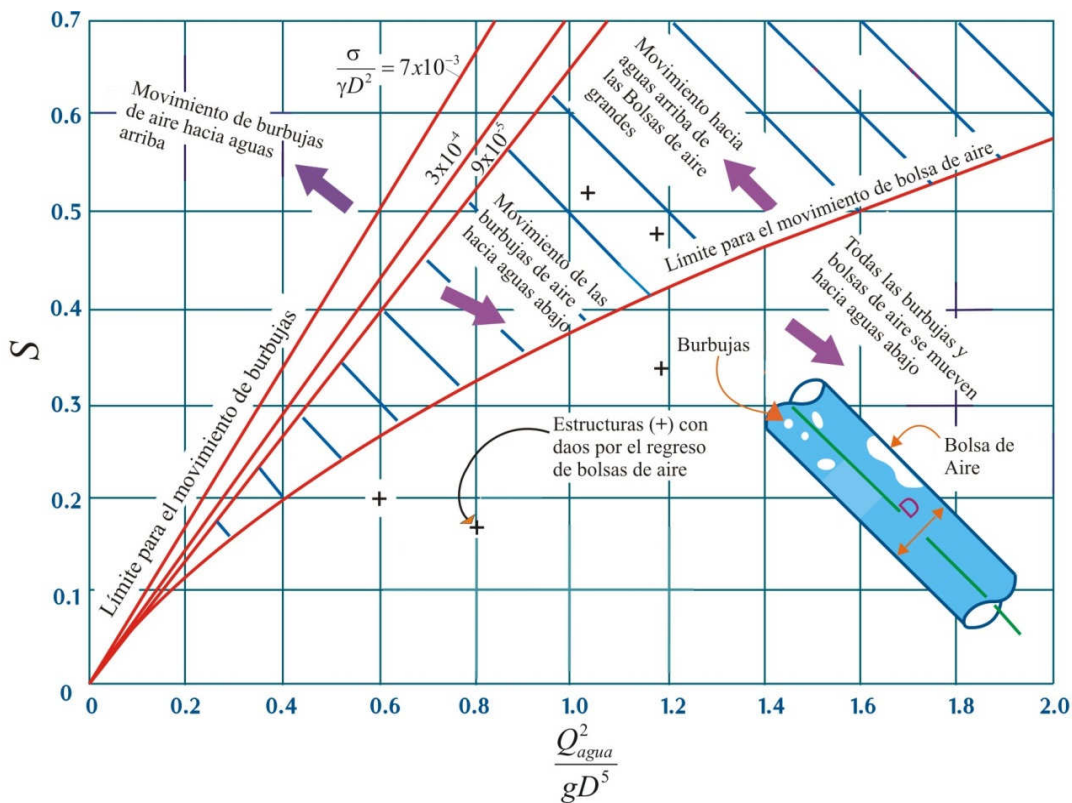


Figura 1.7 Movimiento de burbujas y bolsas de aire en conductos cerrados fluyendo llenos (Falvey, 1980)

Escaraméia et al. (2005) describen estudios experimentales y numéricos, llevados a cabo para desarrollar una guía de diseño para minimizar los efectos negativos de la presencia de bolsas de aire en tuberías, particularmente para pendientes suaves.

La investigación experimental fue desarrollada en un dispositivo compuesto por tubos de 150mm de diámetro interno, las pendientes podían ser variadas en un rango de 0° a 22.5°. Basados en sus resultados, los autores proponen una ecuación para analizar el comportamiento del aire en acueductos. Escaraméia et al. (2005) consideran que la ecuación (1.7) es válida para tuberías con una inclinación máxima de 40° y puede ser utilizada en tubos con diámetros menores a 1.5 metros.

$$v/(gD)^{0.5} = SF[0.56(\text{sen}S)^{0.5} + a] \tag{1.7}$$

Donde a tiene los siguientes valores:

- $a = 0.45$ para $BS < 0.06$
- $a = 0.50$ para $0.06 \leq BS < 0.12$
- $a = 0.57$ para $0.12 \leq BS < 0.30$
- $a = 0.61$ para $0.30 \leq BS < 2$

En la ecuación (1.7) v es la velocidad mínima del flujo requerida para mover una bolsa de aire definida por el parámetro $BS = 4V/\pi D^3$ en un tubo con pendiente descendente S y diámetro D . V es el volumen de la bolsa de aire y SF es un factor de seguridad igual a 1.1.

1.4.2 Medios mecánicos

A inicios del siglo XX, los ingenieros no entendían bien el comportamiento del aire atrapado dentro de conductos a presión. Muchos de ellos proponían la colocación de venteos, compuestos de una válvula de control manual y un tubo, creyendo que el aire podía ser evacuado a través de éstos. Sin embargo, el uso de venteos para expulsar aire atrapado sólo se puede considerar cuando la línea piezométrica es cercana al nivel del terreno, entre 6 y 10 metros, según Falvey (1980). La válvula de control manual localizada sobre el perfil del acueducto es usada para colocar un tubo de forma vertical, de tal manera que el aire pueda ser descargado a la atmósfera, tal como se muestra en la Figura 1.8.

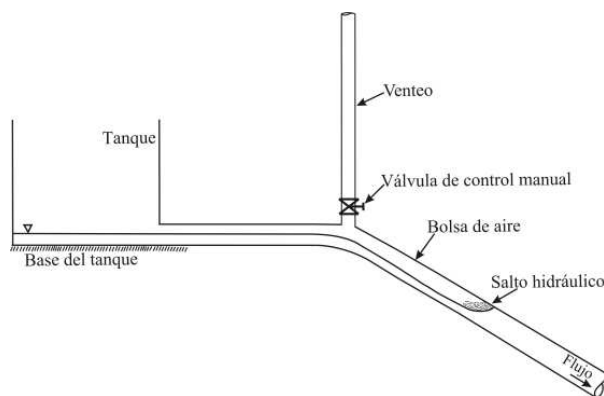


Figura 1.8. Venteo colocado en un acueducto para expulsar el aire atrapado

Landon (1994) comenta que los hidrantes para incendios son una solución adoptada por algunos ingenieros para expulsar el aire de las tuberías. El hidrante es conectado a un costado de la tubería para remover el aire, pero aun así una cantidad importante de aire queda atrapada en la parte alta de la tubería, ver Figura 1.9.

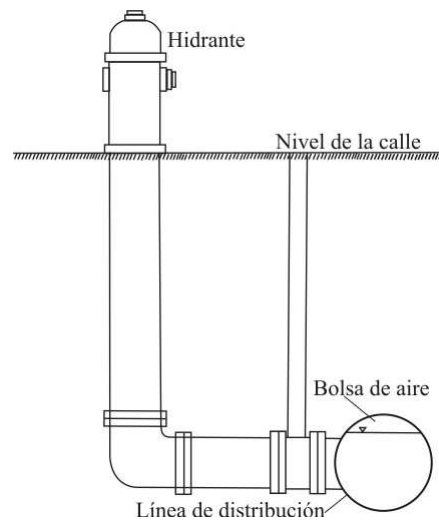


Figura 1.9 Hidrante

Otra solución es la instalación de válvulas de globo y de compuerta en los puntos altos de los acueductos, para expulsar manualmente el aire del sistema. Sin embargo, en acueductos de grandes dimensiones no es posible predecir, cuando deben ser abiertas las válvulas para remover el aire de la línea. Además este método no asegura una evacuación continua del aire, ni tampoco una protección contra presiones menores a la atmosférica durante la operación del acueducto.

Válvulas de aire

Las válvulas de aire son los dispositivos más usados para expulsar el aire durante el llenado de una línea de conducción, así como para dejar entrar grandes volúmenes de aire cuando la línea está siendo drenada, y para evacuar el aire acumulado al operar el sistema. Su mal funcionamiento o su falla total pueden llevar a la acumulación de aire, ya que las válvulas no serán capaces de interceptarlo y expulsarlo. Por lo tanto, es muy importante el correcto dimensionamiento y la colocación adecuada de las válvulas a todo lo largo de las líneas. Esto también permitirá que las válvulas funcionen adecuadamente durante la ocurrencia de transitorios, evitando así problemas relacionados con la separación de columna líquida.

Balutto (1996) describe problemas relacionados con el mal funcionamiento de las válvulas expulsoras de aire en líneas de conducción. La operación ineficiente de las válvulas puede reducir la eficiencia del sistema en un 30%, lo que conlleva a un mayor consumo de energía eléctrica, para forzar a las bombas a evacuar el aire atrapado en la línea.

Existen estimaciones que indican que el costo de reparar roturas en las líneas de conducción de Canadá excede los 100 millones de dólares anuales. Basado en investigaciones, Balutto comenta que el aire atrapado y el uso de válvulas expulsoras de aire, pueden ser una causa primaria o secundaria que contribuye de forma importante al fallo de las líneas.

Tipos de válvulas de aire

Las válvulas de aire son comúnmente usadas en líneas de conducción alrededor del mundo. El modo de operación es expulsar y/o admitir el aire automáticamente sin asistencia del personal de operación. Existen muchos fabricantes que ofrecen una amplia gama de válvulas para un amplio rango de aplicaciones.

Por lo general las válvulas de aire se dividen en tres tipos:

- Válvulas de Admisión y Expulsión de Aire
- Válvulas de Expulsión de Aire
- Válvulas Combinadas

Válvulas de admisión y expulsión de aire (VAEA)

Estas válvulas se usan para expulsar el aire durante la puesta en marcha de los equipos de bombeo, y al llenar la conducción. La evacuación del aire se debe hacer lentamente para evitar el golpe de ariete o algún otro fenómeno destructivo. Por otra parte las VAEA admiten grandes volúmenes de aire, para evitar posibles daños a las tuberías que pueden ocurrir por separación de columna o al drenar la línea.

Al ser removido el aire de la línea, el agua eleva el flotador de la válvula para sellar el orificio. La velocidad de expulsión del aire está en función de la presión ejercida hacia el centro del orificio de la válvula. El criterio para dimensionar la válvula es muy importante, porque su tamaño definirá la presión diferencial a la cual es evacuado el aire.

Durante el paro de los equipos de bombeo, vaciado de la línea, ruptura de tubos o separación de la columna líquida, el flotador de la VAEA permitirá la entrada de aire a la tubería, para prevenir una presión de vacío y así proteger al acueducto de un colapso. Debido a que el tamaño de la válvula dicta el grado de vacío, su correcto dimensionamiento es muy importante.

Posteriormente a la ocurrencia de las situaciones antes mencionadas, el aire será removido para que el acueducto vuelva a su estado normal de funcionamiento. El flotador va a sellar el orificio de la VAEA. Sin embargo, bajo condiciones normales de operación el aire acumulado en los acueductos no va ser expulsado. Para este propósito se necesitan las válvulas expulsoras de aire (VEA). En la figura 1.10 se muestra el esquema de una válvula de admisión y expulsión de aire.

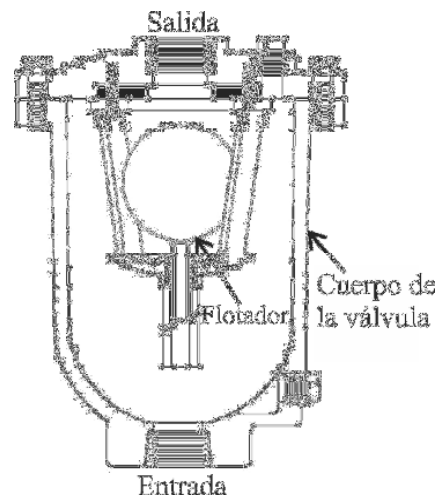


Figura 1.10 Válvula de admisión y expulsión de aire (VAEA)

Válvulas de expulsión de aire (VEA)

Las válvulas de expulsión de aire tienen un pequeño orificio para expulsar a la atmósfera el aire acumulado en los puntos altos de los acueductos, mientras estos operan normalmente. Las VEA tienen un flotador hidromecánico que detecta la presencia del aire en las líneas de conducción, y permite su expulsión cuando estas trabajan a presiones mayores a la atmosférica.

Durante la operación de un acueducto pequeñas cantidades de aire se introducen al cuerpo de la VEA, ver Figura 1.11. Este aire va a desplazar el mismo volumen de líquido dentro de la válvula, produciendo que el flotador se mueva hacia abajo para permitir la expulsión del aire, cuando éste es removido el flotador regresa a su posición original, moviendo el tapón para que éste selle el orificio de la válvula. Este proceso se repite si una nueva cantidad de aire se concentra en la VEA.

Las VEA tienen una capacidad limitada para expulsar y admitir aire, por lo tanto, este tipo de válvulas no es recomendable para evacuar grandes cantidades de aire durante el llenado de acueductos de grandes diámetros, ni para la protección contra presiones menores a la atmosférica, debido a que su orificio es muy pequeño generalmente menor que 1.27 cm. Para este propósito es necesario utilizar una válvula combinada. Un esquema de una válvula de expulsión de aire se presenta en la Figura 1.11.

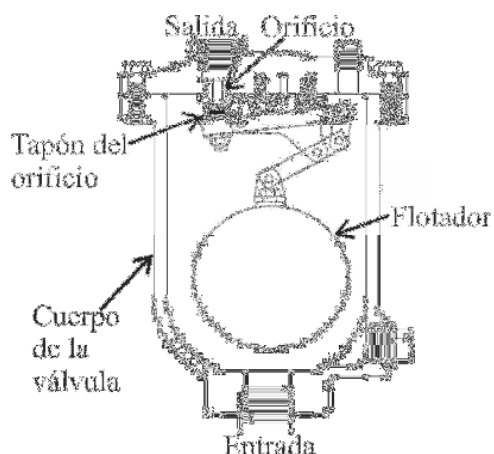
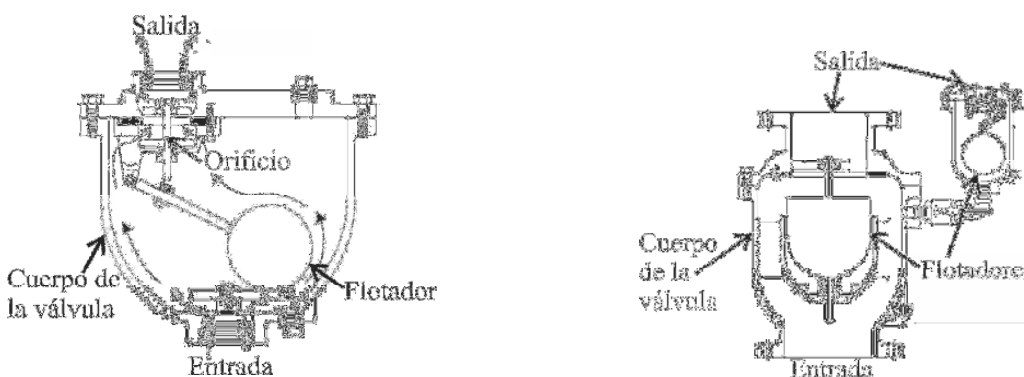


Figura 1.11 Válvula de expulsión de aire (VEA)

Válvulas de aire combinadas (VAC)

Las válvulas de aire combinadas o de doble orificio cuentan con un orificio grande y uno pequeño ensamblados en el mismo cuerpo de la válvula. Este tipo de dispositivos son instalados en todos los puntos altos a lo largo del acueducto, donde válvulas de expulsión son requeridas para evacuar el aire acumulado, y válvulas admisión y expulsión son necesarias para proteger a la tubería de fallas por aplastamiento. Generalmente, dos tipos de diseños de VAC están disponibles en el mercado: (1) VAC de un cuerpo, y (2) VAC de doble cuerpo. Las válvulas de un cuerpo tienen la ventaja de ser más compactas y son normalmente menos costosas. Las VAC de doble cuerpo cuentan con la ventaja de que una amplia variedad de VEA con un mayor rango de orificios. Además, durante el mantenimiento la VAEA se encuentra en operación mientras la VEA puede ser aislada para reparación. Algunos ingenieros prefieren la utilización de VAC en los acueductos, para no dejarlo desprotegido por errores de instalación en campo o para protección en caso de operar incorrectamente el sistema.

Los dos tipos de válvulas de aire combinadas se muestran en la Figura 1.12 (a)-(b).



a) VAC de un cuerpo

b) VAC de doble cuerpo

Figura 1.12 Válvulas de Aire Combinadas

Diseño convencional de las válvulas de aire

La mayor parte de las válvulas instaladas en la actualidad fueron diseñadas a principios 1900, y en general su diseño no ha sufrido cambios significativos. Las válvulas que más problemas presentan son las de admisión y expulsión de aire (VAEA), a su vez éstas pueden clasificarse como no cinéticas y cinéticas.

Válvulas de aire no cinéticas

Este tipo de dispositivos se componen de un flotador esférico hueco, el cual tiende a sellar de forma prematura el orificio de la válvula. Este fenómeno es conocido como “cierre dinámico”, el cual provoca que grandes cantidades de aire queden atrapadas en los acueductos durante su funcionamiento normal.

A continuación se presentan las limitaciones de las válvulas de aire no cinéticas, enumeradas por Balutto (1996 y 1998). Toda la información presentada por este autor fue recopilada durante años de investigaciones sobre el diseño de válvulas de aire.

Es muy importante considerar la problemática que presentan este tipo de válvulas, debido a que desde hace 100 años se han venido instalando en una gran cantidad de acueductos alrededor del mundo, provocando daños importantes a los mismos, así como su mal funcionamiento.

Las válvulas no cinéticas y cinéticas emplean un flotador esférico para sellar su gran orificio (Figura 1.15), lo cual genera importantes problemas operativos, como los que se presentan a continuación:

Sellado deficiente

El flotador de la válvula debe ser perfectamente esférico con el fin de sellar adecuadamente el orificio. No obstante, en la práctica no es posible la producción en masa de flotadores perfectamente esféricos, por lo tanto, para compensar la no uniformidad de los flotadores se utilizan sellos de materiales blandos con el fin de permitir un sellado adecuado. Sin embargo, esto produce que el flotador se adhiera al sello impidiendo el correcto funcionamiento de la válvula.

Deformación y atascamiento del flotador

Al ser huecos los flotadores esféricos de este tipo de válvulas los hace susceptibles a sufrir deformaciones permanentes, cada vez que se presentan altas presiones en los acueductos. Un flotador que sella un orificio de 150mm a una presión diferencial de 25 bar debe resistir una fuerza total de 4.5 toneladas, y en el caso de producirse golpe de ariete en el sistema la fuerza actuante sería todavía mayor.

En la práctica se ha observado que los flotadores se atascan dentro de los grandes orificios de las válvulas, provocando que dichos dispositivos queden fuera de servicio.

Cierre prematuro

El término cierre prematuro es también conocido como “Cierre Dinámico”, y se refiere a la tendencia que tiene el flotador esférico a sellar el orificio de la válvula a diferenciales de presión muy bajos (0.02 – 0.05 bar), esto provoca que las válvulas no puedan expulsar el aire atrapado, resultando en la acumulación de grandes volúmenes de aire en los acueductos.

Limitaciones del tamaño del orificio y su efecto en el funcionamiento de la válvula

El diámetro del flotador no debe ser menor a tres veces el diámetro del gran orificio de la válvula, en caso contrario el flotador correría el riesgo de atascarse en el orificio.

Desde el punto de vista económico el tamaño del gran orificio de las válvulas de aire está restringido. Por ejemplo, si se considera una válvula de aire combinada convencional de diámetro nominal de 80 mm (DN80) no cinética, con un gran orificio y flotador con medidas diametrales de 58 mm y 150 mm, respectivamente. En caso de incrementar el orificio de admisión y expulsión de aire a 80 mm, entonces el diámetro del flotador se tendría que incrementar a 240 mm. Es importante resaltar que el peso y tamaño del flotador se incrementa proporcionalmente, resultando en un aumento del costo de la válvula, en este caso en particular el incremento en peso y tamaño es del 60%.

En el mercado se comercializan válvulas del mismo diámetro nominal, pero con muy diferentes diámetros del gran orificio, lo que afecta directamente a la capacidad de admisión y expulsión de aire. El CSIR probó cuatro válvulas de aire DN80 de gran orificio para verificar el volumen de expulsión de aire para una misma diferencial de presión. Los resultados se resumen en la Tabla 1.1.

TABLA 1.1 EFECTO DEL DIÁMETRO DE GRAN ORIFICIO

País de manufactura	Gran Bretaña	Israel	Turquía	Sudáfrica
Tamaño nominal	DN80	DN80	DN80	DN80
Diámetro del gran orificio (mm)	65	32	65	80
Gasto de aire máximo expulsado (nl/s)	83	36	81	156

Efecto Venturi

Todas las válvulas de aire con orificios grandes diseñadas con flotadores esféricos huecos tenderán a sellar parcialmente el orificio durante la admisión de aire hacia el acueducto. Esto se debe a la existencia de una zona de baja presión en la parte superior del flotador comparada con la que experimenta la línea.

Este fenómeno ocurre a diferenciales de presión muy bajos (0.15 a 0.20 bar), lo cual restringe de forma importante el funcionamiento de las válvulas, y ha sido causa del colapso de tuberías.

Muchos técnicos operadores de acueductos conocen el fenómeno e insertan cuñas de madera u otro material para mantener abierto el gran orificio y evitar el efecto venturi. Sin

embargo, esta solución no es efectiva en el caso de acueductos con tuberías de gran diámetro.

Mantenimiento

Es muy recomendable realizar un mantenimiento regular de este tipo de válvulas, para evitar los problemas descritos anteriormente.

Válvulas de aire cinéticas

Las válvulas de aire cinéticas fueron diseñadas con el propósito de eliminar el fenómeno de cierre dinámico, problema que afecta a las válvulas de aire no cinéticas. Esto se logró al modificar la configuración interna de las válvulas mejorando así sus características dinámicas para poder prevenir el cierre dinámico. Durante la evacuación del aire a través del orificio de gran diámetro el flotador esférico hueco es empujado hacia el orificio de entrada de la válvula, evitándose el cierre dinámico. Esto permitirá la evacuación del aire de la tubería, cuando todo el aire sea expulsado el flotador sellará el orificio de gran diámetro. La efectividad de las modificaciones internas de este tipo de válvulas difiere entre cada fabricante.

Cuando este tipo de dispositivos expulsan el aire a altas velocidades se pueden generar serios problemas durante la operación de los acueductos, algunos de los cuales los describe Balutto (1998):

Golpe de ariete

Una válvula de aire cinética descargando aire a altas velocidades e importantes diferenciales de presión, inducirá un cierre que provocará fuertes presiones transitorias en los acueductos. Esto se debe a la entrada abrupta del agua al cuerpo de la válvula. El efecto producido por este fenómeno en los acueductos es similar al golpe de ariete producido por el cierre rápido de una válvula de compuerta.

La magnitud de las sobrepresiones producidas por el cierre rápido de una válvula de aire cinética, depende del tamaño de la válvula, de la longitud del acueducto, del diferencial de presión a través del gran orificio, del módulo de elasticidad del agua, entre otros factores y se puede calcular utilizando la ecuación de Joukowski, ecuación 1.8.

$$\Delta h = -\frac{c}{g} \Delta v \quad (1.8)$$

Donde Δh es la diferencia de carga hidráulica, c es la celeridad, g es la aceleración de la gravedad y Δv es la diferencia de velocidades.

Las investigaciones sobre el tema concluyen que el daño causado por este tipo de válvulas, debido a la expulsión de aire a alta velocidad no debe ser ignorada durante el diseño de

acueductos. Investigadores y fabricantes recomienda limitar el diferencial de presión a 0.05 bar, con el propósito de prevenir daños causados por este fenómeno.

Derrame de agua

Este fenómeno ocurre al fallar el flotador del orificio de gran diámetro, cuando el agua entra a gran velocidad al cuerpo de la válvula, cubriendo el flotador y empujándolo hacia abajo e impidiendo que selle el orificio. La cantidad de agua que se derrama puede ser importante, generando la inundación de la caja de válvulas. El costo de reparación y del agua desperdiciada puede superar fácilmente el valor de la válvula.

El derrame de agua produce una sobrepresión debido a que el agua posee una densidad mucho mayor que la del aire, causando una repentina desaceleración de la columna de agua al alcanzar ésta el orificio de salida, lo cual tendría un efecto similar al causado por el cierre rápido de una válvula localizada en la descarga de un acueducto. La magnitud de la presión transitoria puede ser significativa y dependerá de la velocidad a la que entra el agua al cuerpo de la válvula, así como de la longitud y del diámetro del acueducto.

Falla de las juntas

Otro fenómeno característico de las válvulas cinéticas es la falla de las juntas entre la válvula de aire y la válvula de seccionamiento, a través de la cual se produce una fuga de agua. Este problema se genera debido a las importantes presiones transitorias provocadas por el cierre abrupto de la válvula de gran orificio.

Una serie de pruebas indicaron que este fenómeno ocurre en un rango de sobrepresiones de 80 a 85 bar, lo que implicaría que los transitorios producidos por las válvulas cinéticas al descargar a altos diferenciales de presión podrían exceder los 85 bar. Estos resultados fueron corroborados por el Consejo de Ciencia e Investigación para la Industria (CSIR) de Sudáfrica.

Limitaciones del gran orificio

Muchos diseños de válvulas de aire cinéticas son simples modificaciones de válvulas no cinéticas, se utilizan también flotadores esféricos huecos para cerrar el orificio de gran diámetro. Por lo tanto, las consideraciones económicas y de diseño tienen las mismas limitaciones que las válvulas no cinéticas (ver Limitaciones del Tamaño del Orificio y el Efecto en el Funcionamiento de la Válvula).

Subdimensionamiento

Las válvulas de aire cinéticas son más susceptibles de ser subdimensionadas que cualquier otro tipo de válvulas de aire. Esto se debe a que los ingenieros se enfocan principalmente en los requerimientos de descarga, seleccionando válvulas para expulsar aire a altos diferenciales de presión, y por otra parte dan menos importancia a los problemas que se puedan producir por las presiones de vacío.

En muchas ocasiones la selección de las válvulas de aire se basa totalmente en la capacidad de la válvula de expulsar el aire, lo cual puede ser perjudicial para el acueducto cuando se presentan presiones de vacío. Esta situación puede ser más crítica para acueductos compuestos por tubos plásticos y para las juntas de las tuberías, debido a que estos dos elementos no pueden soportar importantes diferenciales de presión negativos.

Efecto venturi

El efecto venturi descrito para las válvulas de aire no cinéticas es también aplicable a las válvulas cinéticas.

1.5 Localización y dimensionamiento de válvulas de aire

Descarga de la bomba. Una válvula de admisión y expulsión de aire debe ser instalada en el lado de la descarga de la bomba y antes de la válvula check o de retención, para expulsar el aire durante la puesta en marcha y para permitir la entrada del mismo después del paro del equipo de bombeo. Este tipo de dispositivos no es necesario cuando la sumergencia de la bomba es positiva. El dimensionamiento de la válvula se hace utilizando el gasto de agua que descarga la bomba. Es importante que el diferencial de presión no exceda 0.05 bar durante la operación de llenado del acueducto.

Incremento de la pendiente descendente. Una válvula de aire es comúnmente colocada en cambios abruptos entre pendientes descendentes debido a la posibilidad de que se presenten la presión de vacío y separación de columna líquida. Generalmente el gasto de diseño es el que se debe utilizar para dimensionar este tipo de válvulas. El diferencial de presión a través del orificio de gran diámetro del dispositivo no debe ser menor a 0.35 bar. Durante la selección de la válvula se debe considerar el efecto venturi.

Decremento de la pendiente ascendente. Una válvula de admisión y expulsión de aire o una válvula combinada debe colocarse en cambios fuertes entre pendientes ascendentes para evitar serios problemas en el caso que ocurra separación de columna o se presente la presión de vacío. Para dimensionar la válvula se debe considerar el gasto de diseño del acueducto. Las consideraciones y precauciones a tomar en cuenta son las mismas que en el punto anterior.

Tramos horizontales largos. Válvulas de aire combinadas deben ser instaladas al inicio y al final de un tramo de tubería horizontal largo. A lo largo de la sección horizontal se deben colocar válvulas de expulsión de aire (VEA). Investigadores y fabricantes recomiendan colocar las VEA a intervalos de entre 380 y 760 metros. Sin embargo, siempre que sea posible se deben evitar tramos horizontales largos en los acueductos. Si esto no es posible, se recomienda colocar válvulas a una distancia máxima de 600 m. El dimensionamiento de ambos dispositivos (VAC y VEA) debe realizarse considerando el gasto de aire que deben expulsar.

Tramos ascendentes largos. Válvulas de admisión y expulsión de aire o válvulas combinadas deben ser puestas a todo lo largo de tramos largos de tubería con pendiente ascendente a intervalos de 400 a 800 metros. Estos dispositivos son necesarios para la

adecuada expulsión del aire durante la operación de llenado, y para permitir la entrada de aire durante el vaciado del sistema. Para el dimensionamiento de las válvulas se debe comparar el gasto de aire expulsado por el orificio de gran diámetro con el gasto de aire que se introduce a través del mismo, calculado para la ruptura del tubo y para el fallo de los equipos de bombeo. Si el gasto de aire expulsado es mayor al introducido, se diseña con base al primero.

Tramos descendentes largos. Válvulas de expulsión de aire o válvulas combinadas deben ser instaladas a cada 400 ó 800 metros, a lo largo de todas aquellas secciones de los acueductos con pendientes descendentes.

Puntos altos. Válvulas de aire combinadas deben ser colocadas en los puntos altos de los acueductos para evitar la presión de vacío, separación de columna, para evacuar el aire de la línea durante la maniobra de llenado, así como para expulsar el aire que se introduce a la conducción durante la operación normal del sistema y para permitir la entrada de aire durante el vaciado del acueducto.

La localización de las válvulas de aire en el acueducto se muestra en la Figura 1.13.

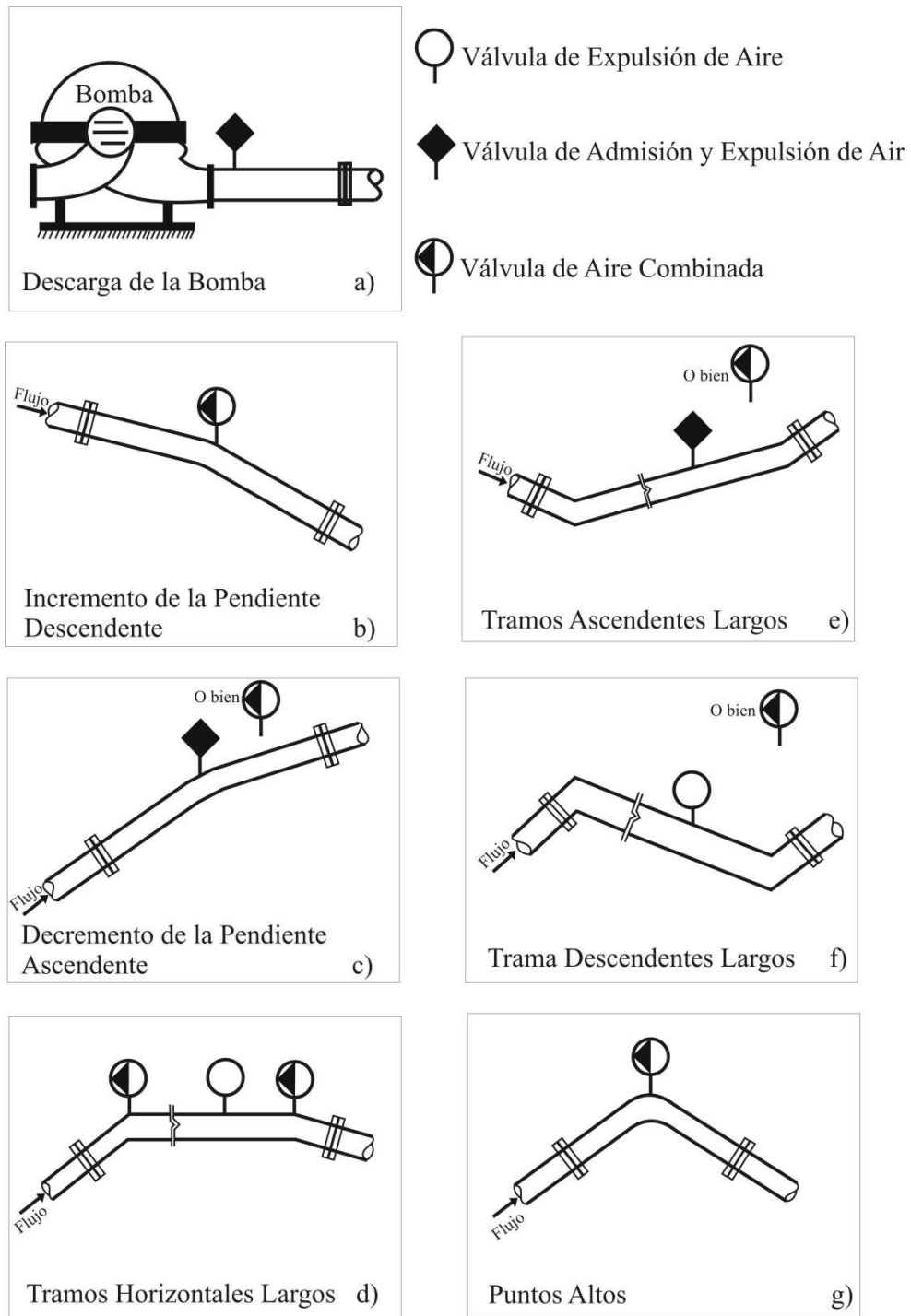


Figura 1.13 Localización de las válvulas de aire en un acueducto

2 TRANSPORTE DE AIRE EN CONDUCTOS CERRADOS

2.1 Introducción

Hay numerosas instancias en la práctica en las cuales dos fluidos que fluyen en un conducto forman una mezcla, por ejemplo, agua-vapor o agua-aire. Una mezcla de la misma sustancia química como agua y vapor de agua se le puede llamar flujo bifásico, mientras que una mezcla de diferentes sustancias químicas como agua-aire, se le tiene que llamar, estrictamente hablando, flujo de dos componentes. Por conveniencia, el término flujo bifásico es aplicado para un flujo de dos componentes. Sin embargo, el vapor de agua y el aire tienen efectos diferentes en los transitorios hidráulicos. Mientras que la influencia de la formación de burbujas o bolsas de vapor de agua conlleva generalmente al problema conocido como separación de columna líquida, el cual puede provocar efectos perjudiciales en los acueductos, por otra parte el aire atrapado en acueductos puede causar efectos perjudiciales o benéficos. Esto dependerá de la cantidad y del lugar donde se encuentre localizado el aire no disuelto, así como de la configuración del acueducto. Evidentemente la cantidad de vapor, aire o ambos en un acueducto van a jugar un papel muy importante, que dependerá de las causas del transitorio

2.2 Flujo bifásico en conductos circulares

El flujo bifásico puede ocurrir en numerosos patrones, dependiendo de las velocidades y los gastos de los fluidos o componentes, así como de sus propiedades físicas entre otras variables. Varios investigadores han determinado diferentes patrones de flujo de dos fluidos circulando de forma concurrente por conductos de diferentes geometrías. En tubos transparentes y velocidades moderadas es posible clasificar los patrones de flujo de forma visual. Sin embargo, a velocidades mayores los patrones tienen un comportamiento caótico, por lo tanto otras técnicas deben ser utilizadas para analizar los flujos dentro de los ductos. Las investigaciones más recientes reportan el uso de cámaras de alta velocidad, para posteriormente analizar las imágenes obtenidas cuadro por cuadro y poder clasificar los patrones de flujo.

Algunas descripciones de varios patrones en dos fases de flujos concurrentes son presentadas por Hewitt y Hall-Taylor (1970). En esta tesis, se utilizan únicamente la clasificación de los patrones de flujo más comúnmente aceptados.

2.2.1 Patrones en flujo horizontales concurrentes

Los patrones observados en flujo horizontal concurrente y en tubos inclinados dependen de la velocidad del gas relativa a la del líquido y de la pendiente del conducto. Asimismo, la gravedad produce un efecto significativo en los perfiles de flujo que se presentan si la inclinación del conducto es variada. En la Figura 2.1 se presentan algunos de los regímenes más conocidos y más estudiados por varios investigadores.

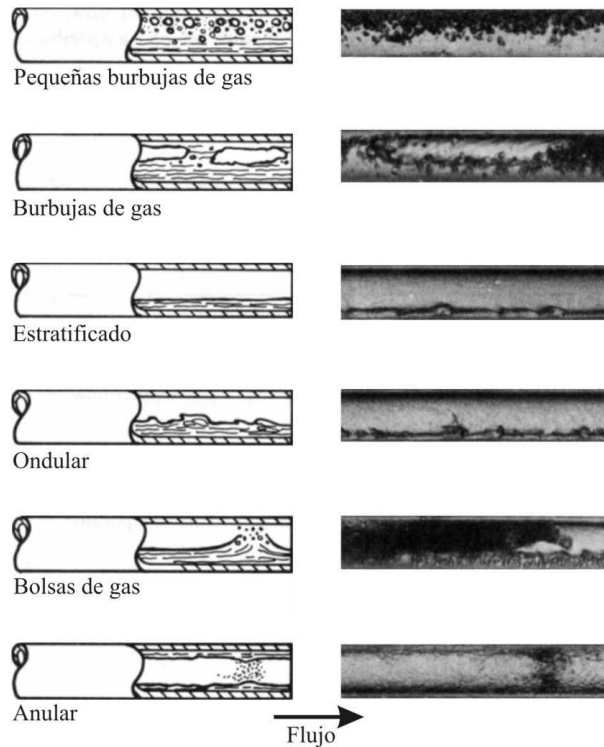


Figura 2.1 Patrones de flujo horizontales concurrentes (Collier, 1981)

Flujo con pequeñas burbujas de gas. La fase gaseosa se encuentra distribuida en forma de pequeñas burbujas esféricas dentro de una fase líquida continua, las cuales tienden a viajar en la parte superior del conducto. Para velocidades moderadas de ambos fluidos, toda la sección transversal del tubo contiene burbujas de gas.

Flujo con burbujas de gas. Cuando el gasto de gas se incrementa las pequeñas burbujas se unen formando burbujas de mayor tamaño, las cuales fluyen en la parte superior del conducto.

Flujo estratificado. En este caso la separación de ambos fluidos es completa, el líquido fluye en la parte baja del conducto y el gas en la parte alta del mismo. El flujo estratificado se desarrolla cuando los componentes o fluidos viajan a velocidades bajas.

Flujo ondular. Al incrementarse la velocidad del gas durante un flujo estratificado, se produce una inestabilidad en la superficie del líquido, lo que provoca ondas o perturbaciones que viajan en la misma dirección del flujo.

Flujo con bolsas de gas. Un mayor incremento en la velocidad de la fase gaseosa en un flujo ondular, genera que las ondas o perturbaciones tengan una mayor altura, lo suficiente para alcanzar el techo del conducto y formar las bolsas de aire, las cuales viajan con una velocidad mayor que la del líquido.

Flujo anular. Si la velocidad del gas se incrementa aún más, esto tendrá como resultado la formación de un núcleo de gas rodeado con una delgada capa de líquido.

2.2.2 Patrones en flujo verticales concurrentes

Los patrones de flujo en conductos verticales se presentan en la Figura 2.2. Es importante notar que estos patrones de flujo son más simétricos con respecto al eje del conducto, que aquellos que se presentan en tubos horizontales.

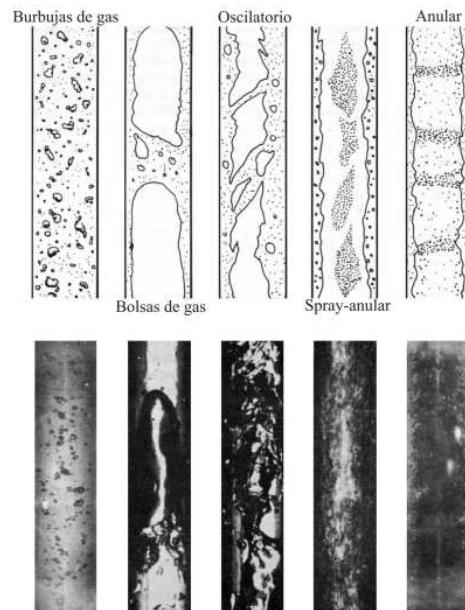


Figura 2.2 Patrones de flujo verticales concurrentes (Collier, 1981)

Flujo con burbujas de gas. Para pequeñas velocidades de la fase líquida, el gas se encuentra distribuido en forma de pequeñas burbujas.

Flujo con bolsas de gas. Cuando en un flujo con burbujas se incrementa el gasto del gas, éstas tenderán a unirse para formar bolsas de gas con una forma parecida a la de una bala. Las bolsas tienen un diámetro similar al del conducto, excepto por una delgada capa del líquido en la pared del tubo.

Flujo oscilatorio. Al incrementarse la velocidad durante el flujo con bolsas de gas, el patrón se vuelve inestable u oscilatorio por la ruptura de las bolsas.

Flujo spray – anular. Este patrón de flujo ha sido identificado como poco común. En el perímetro de la tubería se forma una delgada capa de líquido, mientras otra cantidad del mismo se introduce al núcleo central formado por el gas.

Flujo anular. En el flujo anular una capa de líquido fluye pegada a la pared, al mismo tiempo que un núcleo de gas es transportado a alta velocidad por el conducto. Esto causa el

desprendimiento de gotas de líquido, que se unen al núcleo de gas en diferentes cantidades durante periodos variados. En este patrón las gotas están más separadas unas de otras comparadas con aquellas presentes en el flujo spray-anular.

2.3 *Entrada de aire en estructuras hidráulicas*

La entrada de aire se presenta en estructuras hidráulicas, tales como sifones, acueductos, vertedores de embudo, cimacios vertedores, entre otras. El fenómeno se presenta cuando un chorro de agua en flujo supercrítico impacta a un cuerpo de agua estático o con una velocidad baja o al ocurrir un salto hidráulico al final de una bolsa de aire atrapada en un conducto cerrado. La acción turbulenta aguas abajo de la zona de impacto del agua o del salto hidráulico genera burbujas de aire, proceso conocido como “generación de burbujas”. La entrada de aire va a ocurrir siempre y cuando las burbujas sean transportadas hacia aguas abajo. Investigación experimental ha mostrado que no siempre que se produce generación de burbujas de aire, éstas van a ser arrastradas por el flujo de agua. Todo dependerá de las condiciones hidráulicas aguas abajo de la zona turbulenta (Wisner et al., 1975).

2.3.1 *Salto hidráulico en acueductos*

Desde el punto de vista de los diseñadores de acueductos, el flujo de dos componentes como el de agua-aire en conductos cerrados puede dividirse en cuatro categorías generales. En cada uno de estos casos pueden presentarse uno o varias combinaciones de los patrones de flujo antes descritos. Según Falvey (1980) las categorías son las siguientes:

- Flujo en conductos parcialmente llenos
- Flujo teniendo un salto hidráulico que sella el conducto
- Flujo a través de controles de flujo
- Caídas de agua

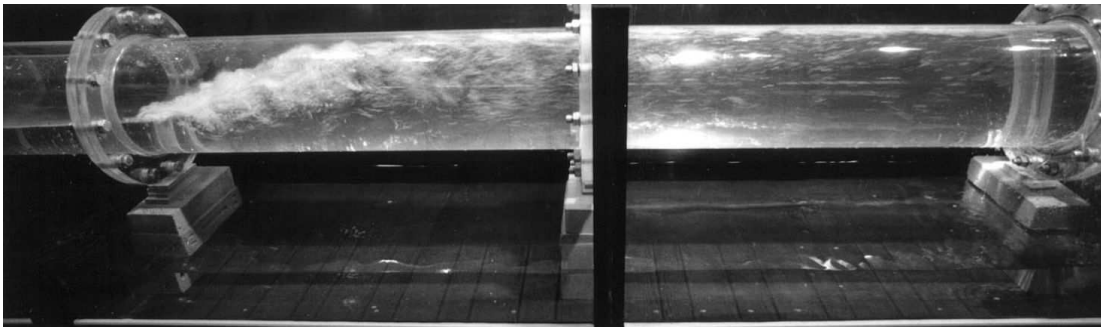
Para el propósito de este trabajo sólo se analiza el salto hidráulico que sella el conducto. Los trabajos más conocidos acerca del flujo agua-aire, donde ocurre la transición de flujo supercrítico a tubo completamente lleno a través de un salto hidráulico son los realizados por Lane y Kindsvater (1938), Kalinske y Robertson (1943), Fasso (1955), Cohen de Lara (1955), Haindl (1957), Rajaratnam (1965), Ahmed et al. (1984), Matsushita (1989), y Smith y Chen (1989).

Una de las investigaciones más recientes relacionadas con saltos hidráulicos en conductos circulares es la que llevaron a cabo Stahl y Hager (1999). El estudio donde se analizaron las principales características de este tipo de saltos, fue realizado en un dispositivo experimental con una sección de medición de 6 metros de largo compuesta de tubos de acrílico con diámetro interior de 240 mm. La investigación del flujo a superficie libre y los saltos hidráulicos fue realizada a presión atmosférica.

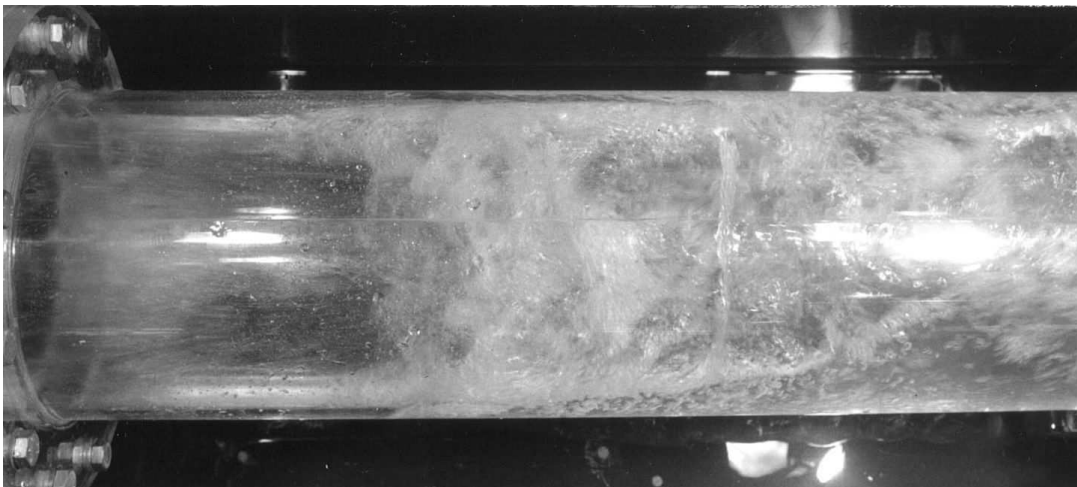
Stahl y Hager (1999) clasificaron el tipo y la apariencia de los saltos en función del número de Froude Fr inmediatamente aguas arriba del salto y de la relación de llenado y_1/D , donde y_1 es el tirante al pie del salto y D es el diámetro de la tubería.

Para $Fr > 2$ dos tipos de salto hidráulico fueron observados:

Para una relación de llenado $y_1/D > 1/3$ y $Fr = 2.3$ se presenta un salto hidráulico directo, su apariencia es similar al salto hidráulico clásico con remolinos en la superficie, con una zona de flujo recirculante en el fondo y un ancho casi constante a lo largo del salto, ver Figura 2.3.



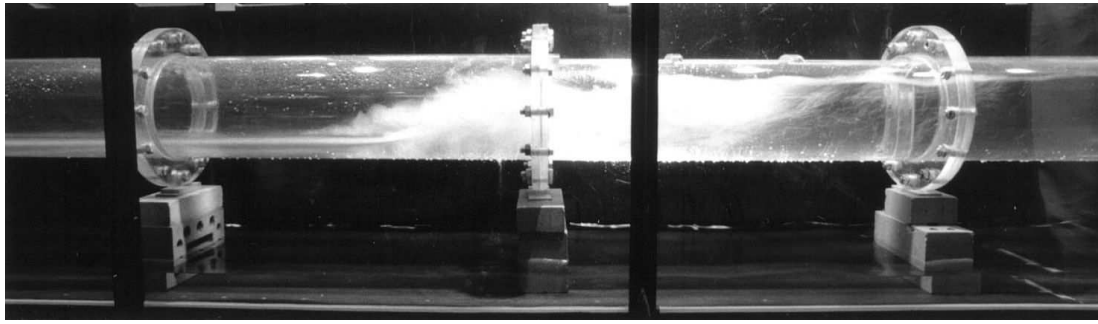
a)



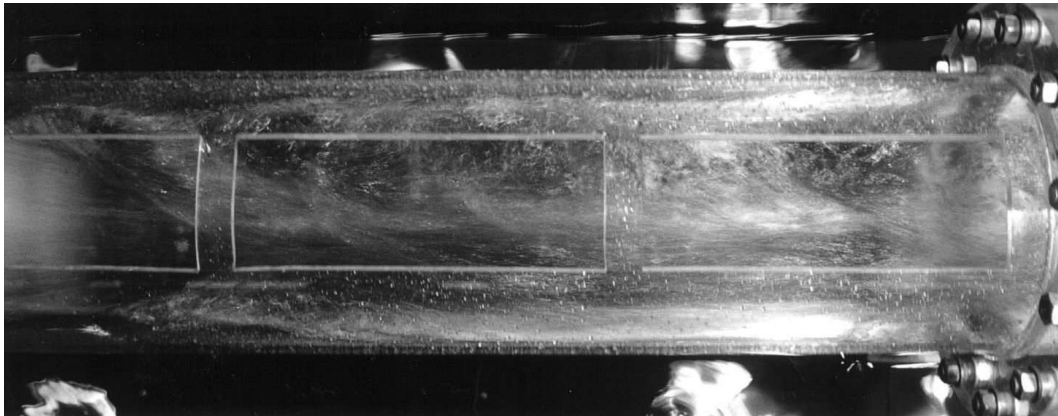
b)

Figura 2.3: Salto hidráulico directo (Stahl y Hager, 1999): a) perfil, b) planta

Para una relación de llenado $y_1/D < 1/3$ y $Fr = 4.1$ ocurre un salto hidráulico oscilante, Figura 2.4. En este caso se incrementa el ancho del salto a lo largo del mismo y una especie de alas laterales se forman al inicio del salto, asimismo se observa el flujo concentrado axialmente simulando un chorro superficial, ver Figura 2.4 b).



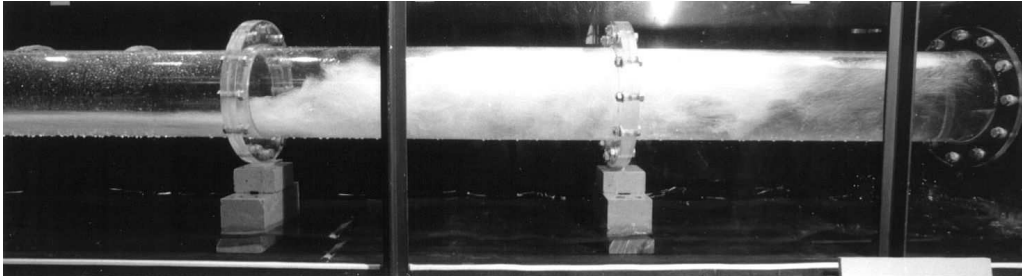
a)



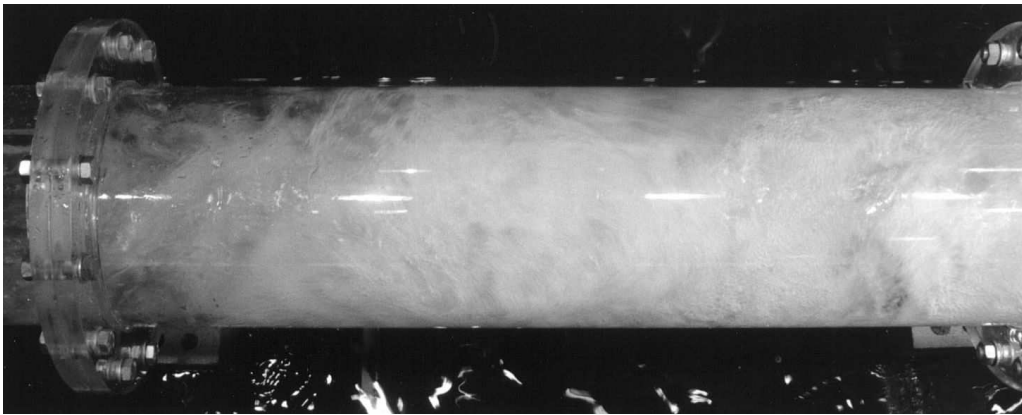
b)

Figura 2.4 Salto hidráulico oscilante (Stahl y Hager, 1999): a) perfil, b) planta

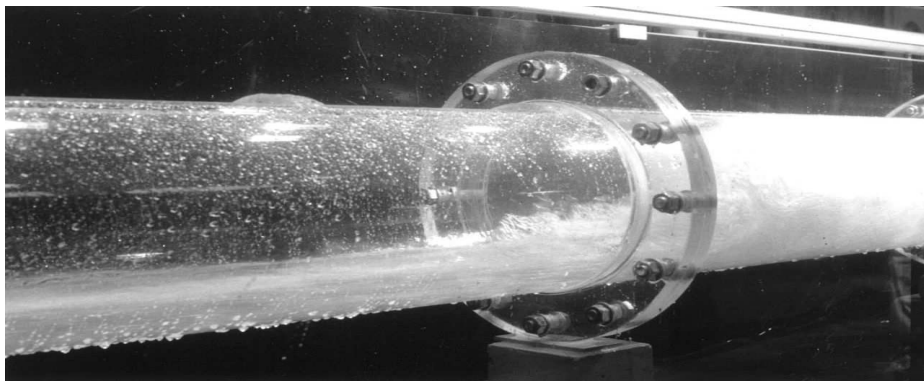
La Figura 2.5 presenta una serie de fotografías que resaltan la gran cantidad de aire que puede introducir un salto hidráulico hacia aguas abajo en una tubería.



a)



b)



c)

Figura 2.5: Salto hidráulico con transición a tubo lleno (Stahl y Hager, 1999): a) perfil, b) planta, c) vista de lado

2.4 Mecanismos de entrada de aire

Ervine (1998) investigó la entrada de aire en conductos cerrados y comenta que existen por lo menos tres mecanismos mediante los cuales el aire se introduce a un flujo presurizado, es decir, el tubo fluye totalmente lleno. Estos mecanismos se describen a continuación:

Primer mecanismo. El primer mecanismo se relaciona con la entrada de aire en ausencia de una acción turbulenta en la transición de flujo a superficie libre a tubo completamente lleno. Un chorro de agua que impacta a baja velocidad un cuerpo de agua estático o que se mueve lentamente, puede arrastrar una delgada capa de aire (capa límite). Este aire puede ser introducido hacia aguas abajo, cuando se genera una separación entre la zona de recirculación del flujo y el chorro de agua, ver Figura 2.6.

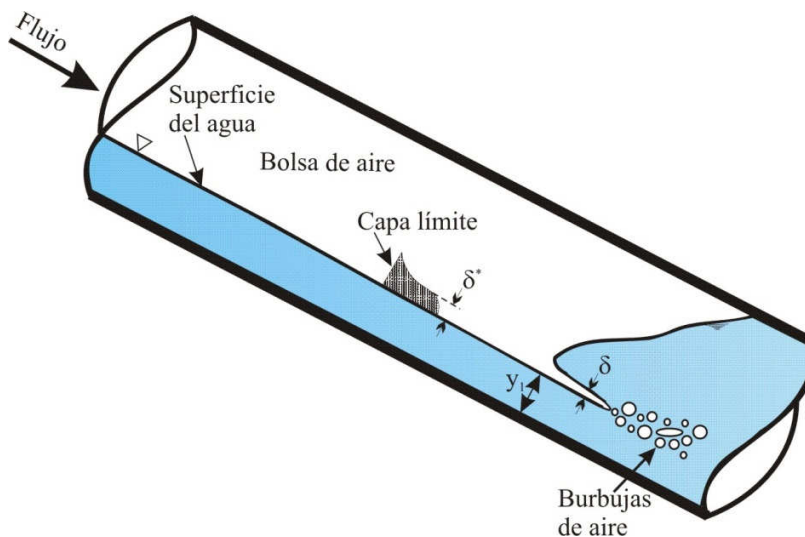


Figura 2.6 Primer mecanismo de entrada de aire

Segundo mecanismo. El segundo mecanismo tiene que ver con la turbulencia o perturbación sobre la superficie libre del chorro de agua aguas arriba de la zona de entrada de aire. La agitación en la superficie del agua tiene lugar por diferentes causas, entre las que se encuentran la formación de vórtices, la velocidad del agua, que provoca la generación de ondas. La cantidad de aire que entra hacia aguas abajo del chorro puede ser representado por un área sombreada, tal como se muestra en la Figura 2.7. La magnitud de la inestabilidad en la superficie del agua puede relacionarse con la carga de velocidad. El argumento anterior ha sido confirmado mediante análisis dimensional, sin embargo esta afirmación necesita demostrarse experimentalmente.

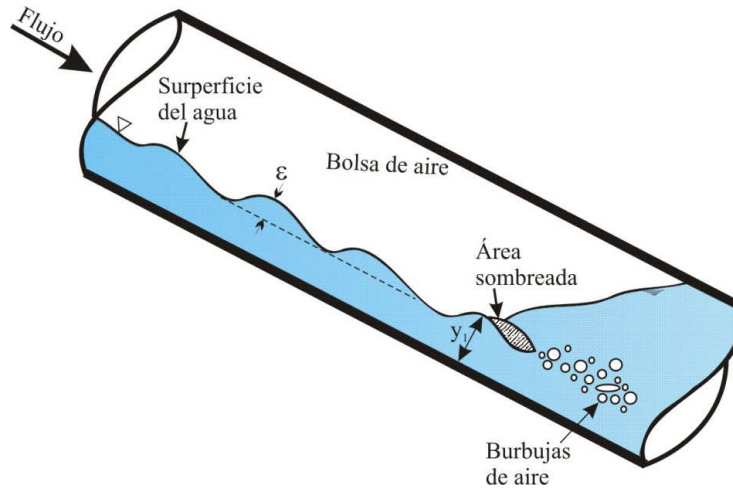


Figura 2.7 Segundo mecanismo de entrada de aire

Tercer mecanismo. Este es un mecanismo de aeración a superficie libre que contribuye a la velocidad de entrada de aire. A altas velocidades la aeración en la superficie libre se puede presentar en el chorro aguas arriba. Ésta se puede incrementar debido a la turbulencia en la superficie del cuerpo de agua que recibe el impacto del chorro, como se observa comúnmente en un salto hidráulico, lo cual da lugar a la entrada de aire a través de la superficie libre con una longitud d . La Figura 2.8 muestra los detalles de este mecanismo de entrada de aire.

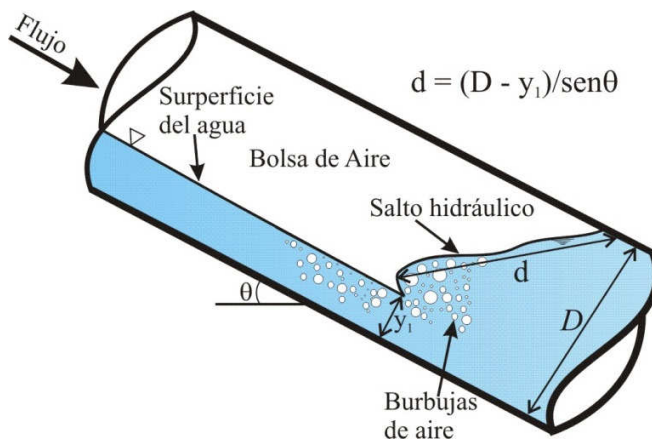


Figura 2.8 Tercer mecanismo de entrada de aire

De lo anterior se puede concluir que el desarrollo de una relación analítica para obtener la cantidad de aire que entra hacia aguas abajo de un conducto cerrado no es posible, debido a que por lo menos existen tres mecanismos diferentes.

2.5 Transporte de burbujas y bolsas de aire en tuberías con pendientes descendentes

Hasta ahora la discusión se ha enfocado en el proceso de entrada de aire en estructuras hidráulicas. Por otra parte, igual de importante es el proceso de transporte del aire bombeado o introducido por alguno de los tres mecanismos antes descritos. Cuando el aire se encuentra en la zona a tubo lleno, pueden presentarse dos fenómenos, que el aire regrese a contra flujo o que sea transportado hacia aguas abajo, tal como se muestra en la Figura 2.9.

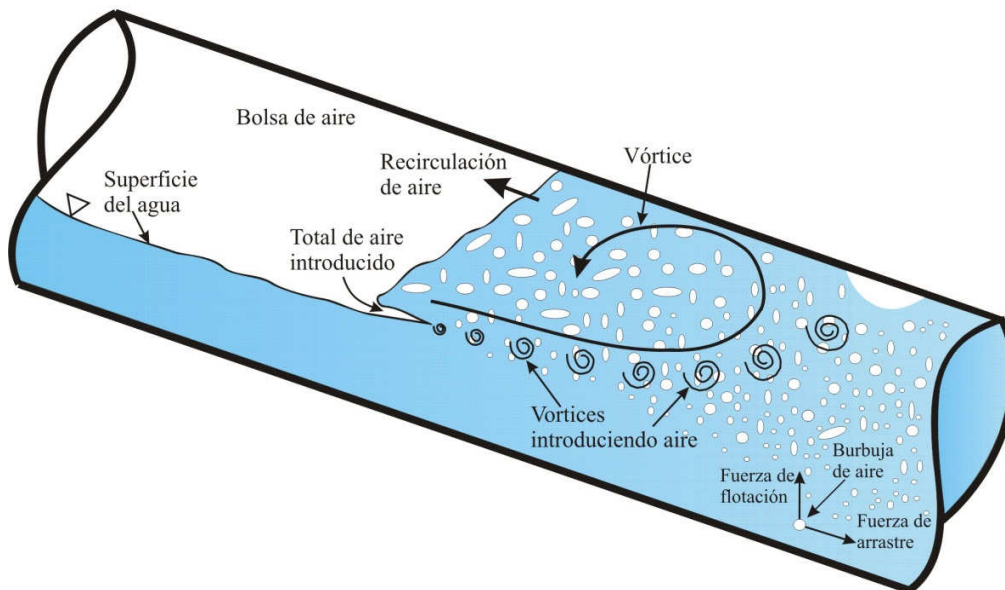


Figura 2.9 Aire introducido por un chorro en régimen supercrítico

Investigaciones teóricas y experimentales se han realizado para estudiar la habilidad de los vórtices para atrapar burbujas de aire en sus núcleos e impulsarlas una distancia considerable, hacia aguas abajo del punto de entrada. Las principales fuerzas que actúan sobre las burbujas de aire son las fuerzas de arrastre y de flotación.

2.6 Cantidad de aire transportado en tuberías con pendientes descendentes

Ervine (1998) comenta que la cantidad de aire transportado en tuberías con pendientes descendentes no sólo depende de la cantidad de aire introducida, sino también de las condiciones aguas abajo del punto de entrada y de la pendiente de la tubería. Si las condiciones de flujo son capaces de remover las burbujas, es decir, la velocidad del flujo es mayor a la velocidad de remoción, entonces el parámetro más importante que afecta el arrastre o el transporte de aire hacia aguas abajo es la relación entre la longitud y el diámetro del conducto (L/D) aguas abajo del punto de entrada de aire, como se muestra en la Fig. 2.10. Investigación experimental ha mostrado que existen por lo menos tres diferentes relaciones L/D que afectan el transporte de aire.

Conductos cortos. Los conductos cortos son aquellos que tienen una relación $L/D < 5$. En estos conductos todo el aire introducido en el punto de entrada es transportado hacia aguas

abajo y removido por completo del tubo. La figura 2.10 a) muestra el fenómeno. Una vez que el aire es introducido éste va a ser expulsado por completo de la línea.

Conductos intermedios. Los conductos intermedios tienen una relación $5 < L/D < 20$. Para esta condición las burbujas de aire van a elevarse hacia el techo de la tubería debido a su fuerza de flotación, asimismo, estas burbujas van a unirse entre sí para formar pequeñas bolsas de aire, que se van a mover pegadas a la clave del tubo. En este caso el régimen de flujo que se presenta es el de una mezcla de agua con burbujas y pequeñas bolsas de aire que pueden llegar a ser expulsadas a través del punto final del tubo, ver Figura 2.10 b).

Conductos largos. Los conductos largos se distinguen porque la relación $L/D > 20$. Dentro de esta categoría las burbujas de aire forman bolsas de aire que se adhieren al techo de la tubería, las cuales sólo podrán ser removidas de la línea, si el flujo tiene la capacidad de transportarlas. Cuando la fuerza de arrastre producida por el flujo no pueda expulsar el aire, las bolsas crecerán al acumular más aire y eventualmente regresaran a contra flujo a través del salto para volver a formar parte de la bolsa de aire, Figura 2.10 c).

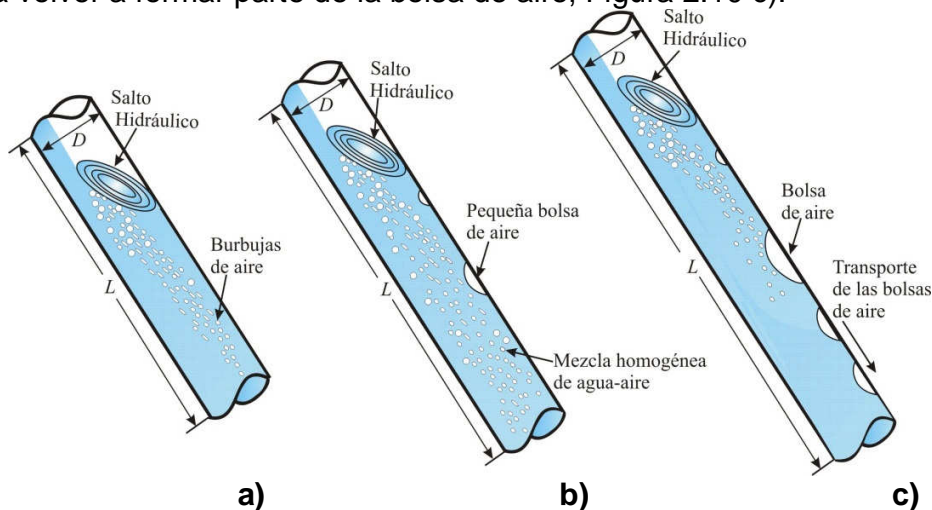


Figura 2.10 Transporte de aire en tuberías con pendiente descendente en función de su longitud y diámetro

2.7 Relaciones para calcular la entrada de aire en estructuras hidráulicas

Al considerar que se presenta un salto hidráulico al final de una bolsa de aire en un tubo con pendiente descendente, este salto generará burbujas de aire debido a su acción turbulenta. Las burbujas pueden ser introducidas o bombeadas hacia aguas abajo de la tubería, esto dependerá de varias variables, tales como: el número de Froude al inicio del salto hidráulico (Kalinske and Robertson, 1943), la velocidad del chorro que impacta el cuerpo de agua (Kenn and Zanker, 1967), la recirculación de los vórtices (Goldring et. al. 1980), la turbulencia de la superficie del chorro de agua (Ervine and Mckeogh, 1980), entre otros factores. El aire que entra será transportado a lo largo de la tubería en forma de pequeñas burbujas, parte de éstas se unen para formar burbujas de mayor tamaño o pequeñas bolsas de aire, las cuales viajarán en la parte alta del tubo. Asimismo, una parte del aire puede regresar a contra flujo, este fenómeno es conocido como recirculación.

Ahmed et al. (1984) resume algunos factores que influyen en la recirculación:

La pendiente de la tubería tiene influencia en el balance de las fuerzas de arrastre y flotación que actúan sobre las burbujas de aire.

La velocidad de ascenso efectiva de la burbuja de aire en un flujo turbulento.

La velocidad del chorro de agua que impacta el cuerpo de agua que se mueve a menor velocidad, el ángulo de dispersión de las burbujas de aire, así como de la intensidad turbulenta generada en los núcleos de los vórtices.

El valor de la velocidad del agua aguas abajo del salto hidráulico.

Ahmed et al. (1984) basados en investigación experimental, reportan que el transporte de aire en forma de una mezcla de agua-aire puede contener un porcentaje máximo de $\alpha = 42 \%$. El porcentaje de aire contenido en una mezcla puede obtenerse mediante la expresión (2.1):

$$\alpha = \frac{\beta}{1 + \beta} \quad (2.1)$$

α Porcentaje de aire en la mezcla (%)

β Relación entre el gasto de aire y el gasto de agua

$$\beta = \frac{Q_{aire}}{Q_{agua}} \quad (2.2)$$

Donde

Q_{aire} gasto de aire (m^3/s)
 Q_{agua} gasto de agua (m^3/s)

Las dos variables presentadas en las ecuaciones (2.1) y (2.2) serán utilizadas más adelante para simular los transitorios hidráulicos con una mezcla homogénea de agua-aire en un acueducto a bombeo, causados por el paro repentino de los equipos de bombeo.

Existen varias ecuaciones empíricas con las cuales se puede estimar el porcentaje de aire que introduce un salto hidráulico hacia aguas abajo de la tubería. Una de las relaciones más conocidas es la propuesta por Kalinske y Robertson (1943).

$$\beta = 0.0066(F_1 - 1)^{1.4} \quad (2.3)$$

F_1 Número de Froude al inicio del salto hidráulico.

La relación anterior es válida únicamente cuando todo el aire bombeado por el salto hidráulico es expulsado de la línea.

Wisner (1965) realizó experimentos para números de Froude grandes en un conducto rectangular y obtuvo la siguiente ecuación:

$$\beta = 0.014(F_1 - 1)^{1.4} \quad (2.4)$$

El Cuerpo de Ingenieros Militares de los Estados Unidos (USACE por sus siglas en inglés) realizó una serie de experimentos en conductos cerrados. Para proponer una ecuación para estimar el aire introducido por un salto hidráulico, tomaron en cuenta la envolvente superior de sus resultados. La relación se puede escribir como:

$$\beta = 0.03(F_1 - 1)^{1.06} \quad (2.5)$$

La desventaja de las ecuaciones (2.3) a (2.5) es que éstas no consideran los efectos de escala.

Thomas (1982) obtuvo una relación que evalúa la entrada de aire en un modelo de un sifón, el paréntesis elevado a la tercera potencia es un factor que permite considerar los efectos de escala.

$$\beta = 0.01F_1^2 \left(1 - \frac{0.8}{v_1}\right)^3 \quad (2.6)$$

v_1 velocidad del agua aguas arriba del salto hidráulico (m/s)

Recientemente, Escarameia et al. (2005) investigaron la expulsión de aire a través de un salto hidráulico en una tubería circular con pendiente descendente y proveen una relación para evaluar la cantidad de aire que introduce el salto con la siguiente ecuación.

$$\beta = 0.0025(F_1 - 1)^{1.8} \quad (2.7)$$

3 *METODOLOGÍA PARA UBICAR LOS PUNTOS ALTOS DE ACUMULACIÓN DE AIRE EN CONDUCTOS A PRESIÓN*

3.1 *Introducción*

Como ya se mencionó anteriormente, las bolsas de aire atrapadas en acueductos reducen la sección efectiva del paso del agua, causando un incremento en la pérdida de carga, e incluso pueden llegar a bloquear por completo el flujo. Aunque varios investigadores han estudiado el fenómeno del aire atrapado en acueductos, no existe una expresión analítica universalmente aceptada para analizar el comportamiento del aire en acueductos. Por lo tanto, en el presente capítulo se propone un método para localizar los puntos altos de los conductos a presión, donde el aire podría acumularse. Para validar el método propuesto se realizó una investigación teórica-experimental. La metodología aquí presentada puede ser aplicada para analizar acueductos ya construidos, así como aquellos que se encuentran en la fase de diseño. Este método ha sido utilizado para estudiar problemas de aire atrapado en acueductos de México, y las soluciones propuestas han permitido un mejor funcionamiento de estos sistemas.

La presencia de aire atrapado en conductos a presión puede afectar gravemente la capacidad de conducción. El aire atrapado puede formar bolsas de aire que reducen la sección efectiva del paso del agua, lo cual resulta en un incremento de la pérdida de carga. Esto continúa ocurriendo hoy en día, incluso en acueductos construidos recientemente, debido a la falta de un criterio adecuado que permita un mejor funcionamiento de los mismos cuando hay aire atrapado dentro de éstos. Por lo tanto, es una práctica común diseñar los acueductos sin considerar que el aire puede quedar atrapado en algunos puntos altos del sistema.

3.2 *Análisis del movimiento del aire en conductos a presión*

Hoy en día no existe un método analítico completamente aceptado para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en acueductos. Por lo tanto, el diseño de líneas de conducción de agua potable continúa haciéndose usando fórmulas semiempíricas. La desventaja es que las recomendaciones hechas por varios investigadores varía ampliamente y pueden no ser adecuadas para el análisis o diseño de algunas líneas de conducción. Las causas posibles de estas discrepancias quizá se deban a que las condiciones adoptadas por diferentes autores no son generales, además de que sus investigaciones fueron realizadas en modelos con tuberías de diámetros pequeños comparados con prototipos.

Diversos investigadores han adoptado criterios que definen la velocidad de remoción o de barrido, también conocida como velocidad mínima o crítica del agua para remover burbujas y bolsas de aire de las tuberías. Algunos de ellos utilizaron bolsas de aire estacionarias en una tubería, mientras el flujo de agua llenaba por completo el tubo (Kalinske y Bliss, 1943; Kent, 1952; Wisner et. al., 1975; Bendiksen, 1983). Mientras otros consideraron la velocidad de ascenso de bolsas de aire en una tubería llena de agua estática (Zukoski, 1966; Gandenberger, 1966; Alves et. al., 1993). Es por eso que se reportan varias velocidades de remoción en la literatura. Si alguno de estos valores es usado para un diseño específico, la

velocidad del agua puede no ser suficiente para remover el aire del prototipo, lo cual puede generar una variedad de problemas como los antes mencionados.

González y Pozos (2002) propusieron una relación analítica para estudiar el comportamiento de burbujas y bolsas de aire aguas abajo de un salto hidráulico, localizado al final de una gran bolsa de aire instalada en el cambio de una pendiente adversa, horizontal o descendente suave a una pendiente descendente pronunciada. Una investigación teórica-experimental fue desarrollada para validar el uso práctico de dicha ecuación. Los autores analizaron el movimiento de una bolsa de aire en una tubería fluyendo a tubo lleno, al balancear la fuerza de arrastre del flujo de agua y la componente de la fuerza de flotación en dirección contraria al flujo, Figura 3.1.

El balance de las dos fuerzas se puede escribir como:

$$C_a L_b^2 \rho \frac{v^2}{2} = L_b^3 \rho g S \quad (3.1)$$

Donde C_a es el coeficiente de arrastre, L_b es la dimensión lineal de la bolsa de aire, ρ es la densidad del agua, v es velocidad media del agua que actúa sobre la burbuja de aire estacionaria, g es la aceleración de la gravedad, y S la pendiente del tubo. La densidad del aire no es tomada en cuenta, debido a que su valor es muy pequeño comparado con la densidad del agua.

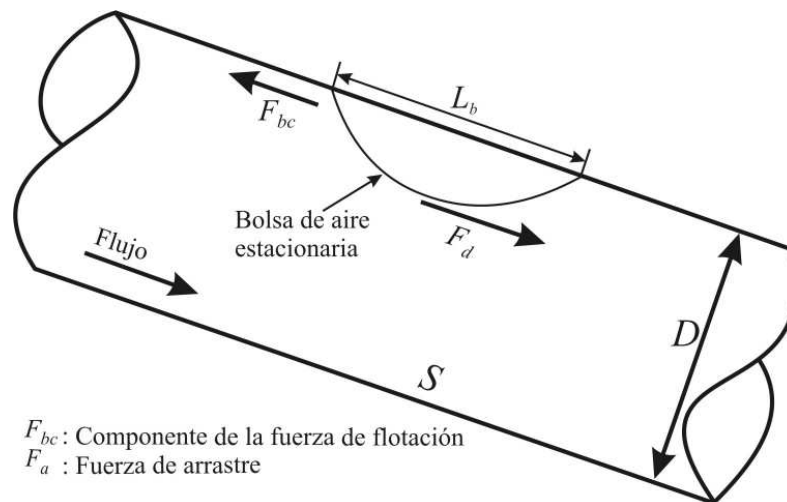


Figura 3.1 Fuerzas que actúan sobre una bolsa de aire estacionaria

Reacomodando términos, la ecuación (3.1) se puede presentar como:

$$v^2 / 2g L_b = (S / C_a) \quad (3.2)$$

Nada se puede obtener de este análisis a menos que se haga una consideración con respecto a la dimensión lineal de la burbuja, si L_b depende del diámetro de la tubería D , entonces L_b/D se vuelve constante. Por lo tanto L_b se puede reemplazar por D en la ecuación (3.2).

$$v^2 / 2gD = (S / C_a) \quad (3.3)$$

Se sabe que en conductos circulares $Q = v(\pi D^2/4)$, entonces la ecuación (3.3) también se puede escribir como:

$$Q^2 / gD^5 = \frac{\pi^2}{8} (S / C_a) \quad (3.4)$$

El término del lado izquierdo de la ecuación (3.4) se conoce como parámetro de gasto adimensional (PGA).

La ecuación (3.4) es muy similar a la expresión obtenida por Kalinske y Bliss (1943). Sin embargo, ellos no especifican el valor del coeficiente de arrastre C_a . Asimismo, Walski et al. (1994) realizaron experimentos en un modelo físico para determinar el valor de C_a para bolsas de gas, pero los resultados no fueron satisfactorios, debido a que los valores del número de Reynolds (R_e) obtenidos estaban dentro del orden 1×10^3 , valor para el cual el coeficiente de arrastre es independiente a R_e . Por otra parte, Kent (1952) propone una ecuación para obtener el valor del coeficiente de arrastre C_a , la expresión puede escribirse como:

$$C_a = 0.76 \left(\frac{L_b}{D} \right)^{1.11} \quad (3.5)$$

De la ecuación (3.5) se puede deducir, que el C_a es únicamente función de la relación L_b/D , además Kent encontró un valor límite ($L_b/D = 1.5$) para el cual el coeficiente de arrastre permanece constante y las burbujas y bolsas de aire se mantienen estacionarias en una tubería con pendiente descendente. Este valor límite es el que se utiliza para calcular el coeficiente de arrastre, obteniéndose $C_a = 1.2$.

El resultado del cociente $\frac{\pi^2}{8C_a}$ se puede redondear a la unidad de lo cual se obtiene

$$Q^2 / gD^5 = S \quad (3.6)$$

Es importante mencionar, que la ecuación (3.6) ha sido utilizada para estudiar problemas de aire atrapado en acueductos de México, y las soluciones propuestas han permitido un mejor funcionamiento de estos sistemas (González y Pozos, 2000; Pozos, 2002; Pozos, 2007).

Reescribiendo la ecuación (3.6) en términos de la velocidad media del agua, se obtiene:

$$\frac{v}{\sqrt{gD}} = \frac{4\sqrt{S}}{\pi} \quad (3.7)$$

Las ecuaciones de Kalinske y Bliss (1943) y Kent (1952) son las más usadas para calcular la velocidad de remoción en acueductos. Kalinske y Bliss (Ec. 3.8) encontraron una buena correlación entre el movimiento inicial de las burbujas de aire, utilizando la pendiente de la

tubería y el número Eötvös $\gamma D^2/\sigma$, el cual relaciona la fuerza de flotación con la tensión superficial. Por otra parte, Zukoski (1966) y Viana et al. (2003) plantearon que para condiciones de flujo turbulento, los efectos viscosos y de tensión superficial son mínimos para tubos con diámetros de 175 mm o mayores. Por lo tanto el número de Eötvös puede no ser considerado. Asimismo, la relación propuesta por Kent (ecuación 3.9) es comúnmente utilizada en la práctica debido a su simplicidad. No obstante, la ecuación 3.9 muestra una desviación sistemática con respecto a los resultados experimentales.

$$\frac{v_c}{\sqrt{gD}} = 1.07\sqrt{S} \quad (3.8)$$

v_c es la velocidad crítica del agua actuando sobre la burbuja de aire.

$$\frac{v_{\min}}{\sqrt{gD}} = 1.62\sqrt{\xi S} \quad (3.9)$$

v_{\min} es la velocidad mínima para la cual la burbuja está en equilibrio y $\xi = 0.58$ es un factor de forma obtenido experimentalmente.

Las velocidades de remoción calculadas con las ecuaciones antes presentadas se enlistan en la Tabla 3.1. Los resultados son comparados con la velocidad de remoción obtenida por Babb y Johnson (1968) ($v = 3.3$ m/s) en un sifón con diámetro de 3.66 m, un gasto $Q = 34.33$ m³/s, y pendiente descendente $S = 0.42$.

Tabla 3.1 Valores de la velocidad de remoción

Ecuación	Valor adimensional de la velocidad de remoción	Velocidad de remoción (m/s)
Kalinske y Bliss (1943)	4.16	0.69
Kent (1952)	4.65	0.77
González y Pozos (2000)	4.93	0.82

Analizando los resultados, se puede ver fácilmente que el mayor valor de la velocidad de remoción es el calculado con la ecuación propuesta por González y Pozos (2000). Los valores obtenidos muestran que la ecuación (3.6) es conservadora y está del lado de la seguridad. Por lo tanto, se recomienda su uso para el diseño de nuevos acueductos, o bien para analizar el movimiento del aire en acueductos en funcionamiento.

3.3 Comportamiento del aire en conductos a presión

Investigaciones llevadas a cabo en dispositivos experimentales indicaron que grandes burbujas de aire pueden acumularse hacia ambos lados de una sección de control, que se

localiza en el cambio de pendiente subcrítica a supercrítica (Mosvell 1976; Walski et al. 1994; Pozos 2007), tal como se muestra en la Figura 3.2.

Rodal et al. (2000) encontraron que el tirante crítico Y_c necesario para remover una gran bolsa de aire de una sección de control, debe ser igual o mayor que el 90% del diámetro del tubo. Mediciones realizadas en modelos físicos han permitido concluir que el gasto de diseño puede no ser suficiente para remover la bolsa de aire.

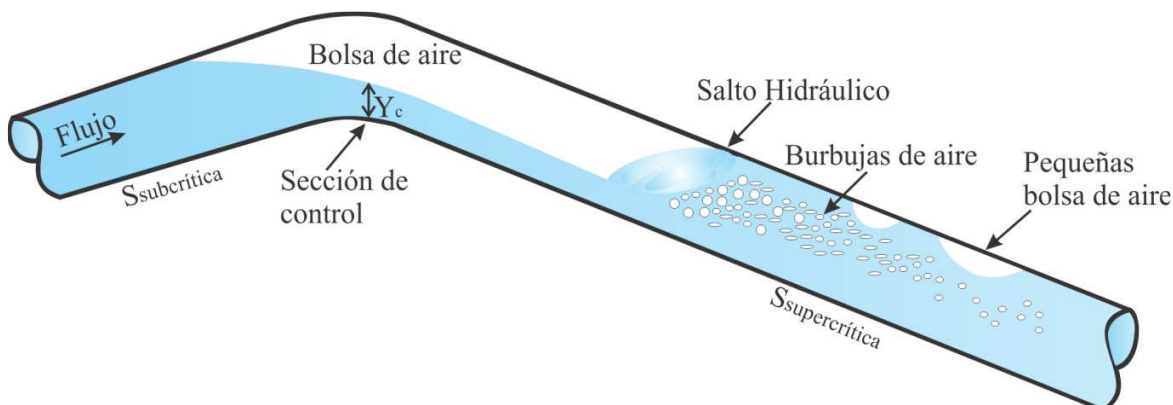


Figura 3.2 Bolsa de aire acumulada en una sección de control

El salto hidráulico al final de una bolsa de aire introduce aire en forma de burbujas. La velocidad a la cual el aire es removido de la línea depende de la habilidad del agua que fluye aguas abajo del salto. La ecuación (3.6) es usada para analizar el movimiento de burbujas y bolsas de aire en tubos con pendiente descendente que fluyen completamente llenos. Las burbujas bombeadas por el salto hidráulico se mueven hacia el techo de la tubería formando burbujas de mayor tamaño y bolsas de aire. Las burbujas y las bolsas de aire pueden regresar a contra flujo, permaneciendo la misma cantidad de aire en la línea. Este fenómeno depende de la magnitud de la fuerza de flotación, de la pendiente de la tubería S , del diámetro del tubo D , y del gasto de agua Q . Por otra parte, si la pendiente de la tubería es ascendente en la dirección del flujo, el aire se va a mover hacia aguas abajo. De la misma manera, en tubos horizontales la componente vertical de la fuerza de flotación no influye en el movimiento de las burbujas y bolsas de aire, por lo tanto se espera que éstas sean removidas.

Para determinar si las grandes bolsas de aire podrían permanecer en cambios de pendiente en líneas de conducción, el PGA es calculado para el rango completo de gastos de agua, y comparado con todas las pendientes que componen el acueducto. Cuando PGA es mayor que S , las burbujas y bolsas de aire se mueven con el flujo. Sin embargo, si PGA es menor que S , el aire va a regresar a contra flujo. En este caso los puntos altos e intermedios, serán identificados como posibles puntos de acumulación de aire. Por lo tanto, la colocación de válvulas y venteos tiene que ser considerada para remover mecánicamente el aire atrapado.

3.4 *Investigación experimental*

Para validar la aplicación de la ecuación (3.6) se realizó una investigación experimental. Un dispositivo experimental fue diseñado y construido para estudiar el comportamiento de grandes bolsas de aire estacionarias en puntos altos e intermedios de los acueductos, así como para analizar el aire introducido por un salto hidráulico localizado en una pendiente descendente. La investigación experimental también incluyó la medición de la velocidad de las burbujas de aire, mediante el uso de una cámara de alta velocidad, colocada en diferentes secciones de la tubería aguas abajo del salto hidráulico. Esto se hizo con el propósito de definir las fronteras entre la zona de entrada del aire y la zona donde se inicia el transporte del aire, para así dar un límite de aplicación de la expresión analítica propuesta.

3.4.1 *Dispositivo experimental*

El dispositivo se compone de un tanque de carga constante de 5.0 x 1.1 metros en la base y una altura de 1.0 m. El tanque está dividido en dos depósitos interconectados mediante un tubo de 10 cm para evitar turbulencias en la succión de la bomba. La bomba puede entregar un gasto máximo de 2.5 l/s. El flujo es controlado con una válvula de compuerta colocada en la descarga de la bomba. La sección de medición se compone de un primer tramo de tubería de acrílico de 76.2 mm de diámetro interno con longitud de 6.8 metros, seguida de un tubo flexible de 50 cm de largo, continuando con otra sección de tubería de acrílico de 6.4 m, todo esto soportado por marcos metálicos. Al final de la sección de medición se implementó un tubo en forma de cuello de garza, conectado mediante un tubo flexible a una tubería de fierro galvanizado para retornar el agua al tanque.

Con respecto a los efectos de escala en modelos y dispositivos experimentales, Zukoski (1966) sugiere que para flujo turbulento los efectos viscosos y de tensión superficial que actúan sobre las burbujas y bolsas de aire son mínimos en tuberías con diámetros iguales o mayores que 175 mm. Por otra parte, aunque los datos obtenidos analíticamente por Viana et al. (2003) coinciden con los resultados de Zukoski, Viana et al. aseveran que los efectos viscosos y de tensión superficial son despreciables si el número de Eötvös es mayor que 40. Esta aseveración fue sustentada con una investigación experimental realizada en un dispositivo experimental con una tubería de acrílico de 76.2 mm de diámetro interior.

Es importante mencionar que en las pruebas experimentales llevadas a cabo en el dispositivo experimental mostrado en la Figura 3.3, el número de Eötvös siempre fue mayor que 40.

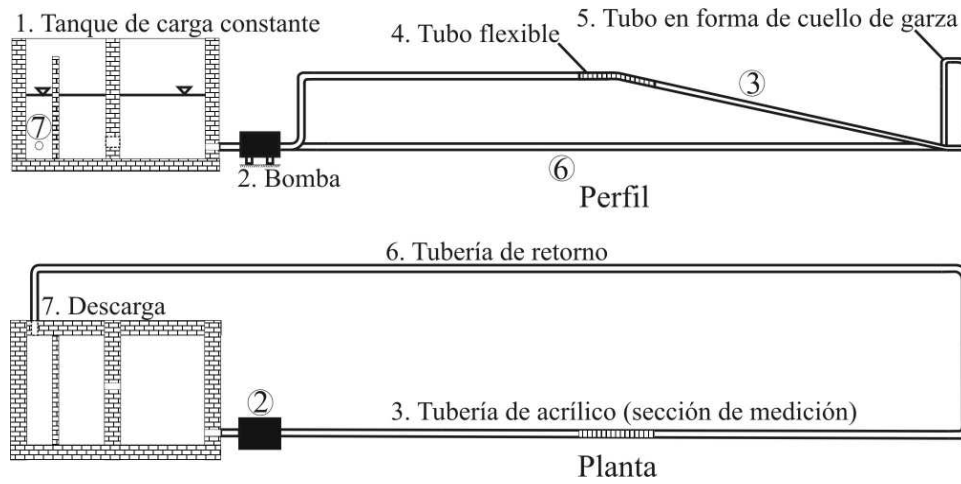


Figura 3.3 Planta y perfil del dispositivo experimental

Las fotografías de la sección de medición y el tubo en forma de cuello de garza se muestran en las Figuras 3.4 a 3.6, respectivamente.

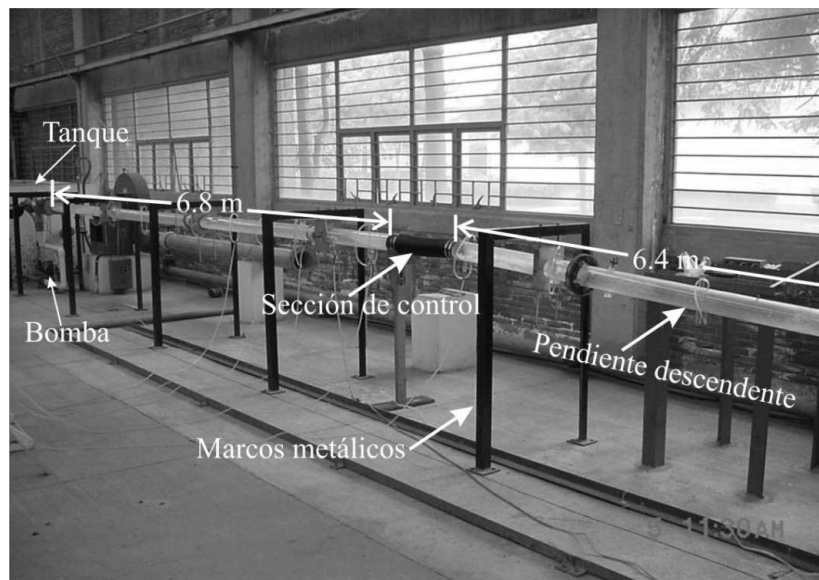


Figura 3.4 Sección de medición del dispositivo experimental aguas arriba



Figura 3.5 Sección de medición del dispositivo experimental aguas abajo



Figura 3.6 Tubo en forma de cuello de garza

3.4.2 Procedimiento experimental

Mientras la línea fluía completamente llena, el aire era inyectado con un compresor. Una vez en la sección de medición, el aire tendía a acumularse en la sección de control en forma de grandes bolsas, que terminaban con un salto hidráulico (Figura 3.2). Asimismo, el salto hidráulico sellaba el tubo y la acción turbulenta del mismo introducía una cantidad considerable de aire, que era barrido hacia aguas abajo por el flujo de agua. Se observó que

las pequeñas burbujas de aire se unían formando burbujas de mayor tamaño y bolsas de aire. Dependiendo del gasto de agua y de la pendiente descendente de la tubería, las burbujas y bolsa de aire regresaban a contra flujo a través del salto hidráulico o se movían en la dirección del flujo. Las mediciones realizadas fueron para diferentes gastos y pendientes descendentes. Durante las pruebas todas las pendientes fueron comparadas con el rango del PGA. González y Pozos (2000) observaron en el dispositivo experimental que las burbujas y bolsas de aire se comportan como lo predice la ecuación (3.6). La ventaja del PGA es que incluye el gasto de agua y el diámetro de la tubería, por lo tanto esto permite la transferencia de resultados de modelo a prototipo.

Parte de los resultados obtenidos durante la investigación experimental se resumen en la Tabla 3.2.

Q (m^3/s)	Q^2 / gD^5 (-)	Comportamiento del aire
Evento 1. S = 0.089, Pendiente descendente		
0.0015	0.0889	<i>regresa</i>
0.0017	0.1147	<i>avanza</i>
0.0019	0.1432	<i>avanza</i>
Evento 2. S = 0.060, Pendiente descendente		
0.0015	0.0889	<i>avanza</i>
0.0017	0.1147	<i>avanza</i>
0.0019	0.1432	<i>avanza</i>
Evento 3. S = 0.052, Pendiente descendente		
0.0015	0.0889	<i>avanza</i>
0.0017	0.1147	<i>avanza</i>
0.0019	0.1432	<i>avanza</i>

Tabla 3.2 Movimiento de burbujas y bolsas de aire en una tubería con pendiente descendente

3.5 Metodología para ubicar los puntos altos de acumulación de bolsas de aire en conductos a presión

En esta sección se presenta la metodología para localizar los puntos altos e intermedios, donde las grandes bolsas de aire pueden acumularse. El análisis se hará utilizando una hoja de cálculo.

Lo primero que se requiere para llevar a cabo el análisis es el perfil del acueducto que se pretende revisar, es decir, el cadenamiento y elevación de la línea de conducción. El acueducto puede estar ya construido o en proceso de diseño.

Con los datos antes mencionados, se prosigue a calcular la pendiente del tubo entre cada dos puntos topográficos $P_n(x_n, y_n)$ y $P_{n+1}(x_{n+1}, y_{n+1})$. Debido a que en hidráulica la pendiente descendente se considera positiva, y por convenir al análisis, la ecuación (3.10) puede escribirse como:

$$S = \frac{y_n - y_{n+1}}{x_{n+1} - x_n} \quad (3.10)$$

Adicionalmente al perfil del acueducto se deben conocer los gastos Q con los que se opera o pretende operar el sistema. Otro dato necesario es el diámetro D o los diámetros de la tubería. En el caso de la aceleración de la gravedad g se ocupa el valor estándar de 9.81 m/s^2 .

Posteriormente, se calculan los parámetros de gasto adimensional PGA y las pendientes del perfil S , con las ecuaciones (3.6) y (3.10), respectivamente. Una vez obtenidos estos valores, se comparan mediante la función lógica **IF** ó **SI** de las utilerías de una hoja de cálculo, la función condicional se puede expresar como:.

$$\text{IF} (Q^2/gD^5 > S; \text{“avanza”}; (\text{IF} (Q^2/gD^5 < S; \text{“regresa”}; \text{“estacionaria”}))) \quad (3.11)$$

La función condicional indica que el aire avanzará cuando el PGA sea mayor que el valor de la pendiente S , y en caso contrario, cuando la pendiente tenga un valor mayor que el PGA el aire regresará. En caso de que el PGA y S tengan el mismo valor las bolsas de aire permanecerán estacionarias.

3.6 Casos de estudio

Caja rompedora de presión Valle de Paz (Macrocircuito)

El Macrocircuito es el principal sistema de distribución de agua potable para la zona norte y oriente de la Ciudad de México. El suministro se realiza mediante dos líneas paralelas, cada una con una longitud de 54.5 km y diámetro interior de 1.22 m. El tramo de interés inicia en el Tanque Bellavista (TBV), aproximadamente 8.5 km aguas abajo de éste se encuentra la Caja Rompedora de Presión Valle de Paz (CRPVP), seguida por el Tanque Emiliano Zapata (TEZ). La Figura 3.7 muestra el tramo descrito.

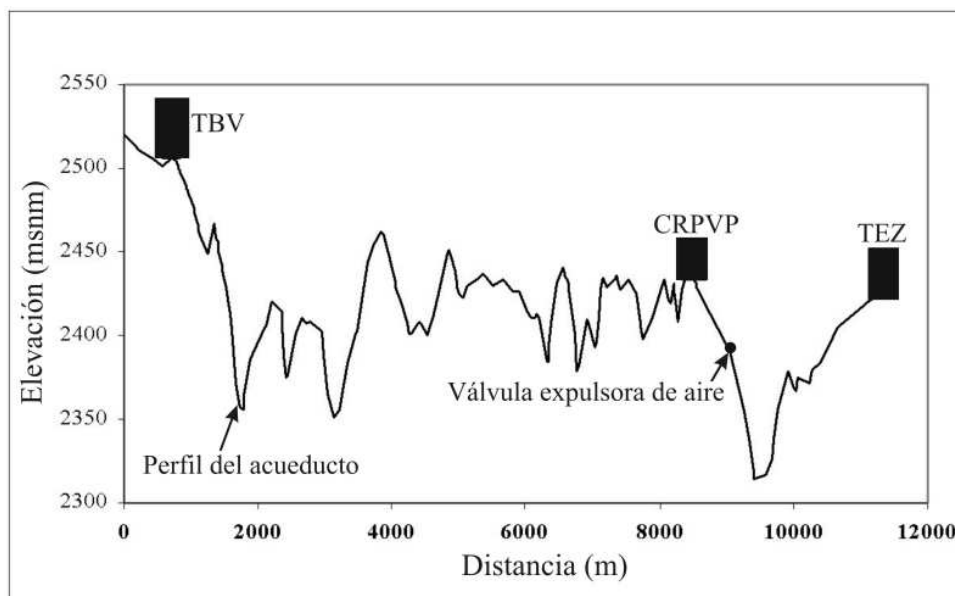


Figura 3.7 Tramo del Tanque Bellavista al Tanque Emiliano Zapata

El tramo estudiado fue solamente desde la CRPVP localizada en el cadenamiento 8 + 399 hasta el TEZ en la estación 11 + 247.9, debido a que no se observó ningún problema aparente aguas arriba de esta sección. El análisis se realizó utilizando la ecuación (3.16), propuesta por González y Pozos (2000), y adicionalmente se realizó investigación experimental.

La utilidad de la CRPVP es la de limitar el valor de la presión máxima aguas abajo de ésta, debido a que la mayor parte de la conducción es de tubería de concreto presforzado con algunos tramos de acero, que contienen piezas especiales para alojar válvulas de control, de admisión y expulsión de aire, así como desfogues. Asimismo, donde hay sifones invertidos con pendientes muy empinadas se utilizó tubería de acero. Por lo tanto, si no existiera la CRPVP la línea podría ser dañada por la presión hidrostática, si la válvula en la tubería de entrada al TEZ es cerrada y la tubería desde el TBV hasta el TEZ se encuentra completamente llena de agua cuando el sistema está fuera de servicio.

Después del análisis teórico y experimental realizado a la sección de interés, se observó que el tramo crítico se encuentra desde la CRPVP hasta el último tramo de tubería de acero que sale de la misma. La configuración geométrica del tramo analizado es la siguiente: desde el fondo de la CRPVP inicia un tubo vertical de aproximadamente 2 metros de longitud, el cual se conecta a un codo de 90° seguido por un tramo horizontal con longitud de 35.3 m, continuando con secciones de tubería con pendiente descendente con longitudes y pendientes de 6.58 m y $S = 0.51$ y 31.0 m y $S = 0.58$, respectivamente. En la Figura 3.8 se muestra la configuración y las dimensiones de la CRPVP.

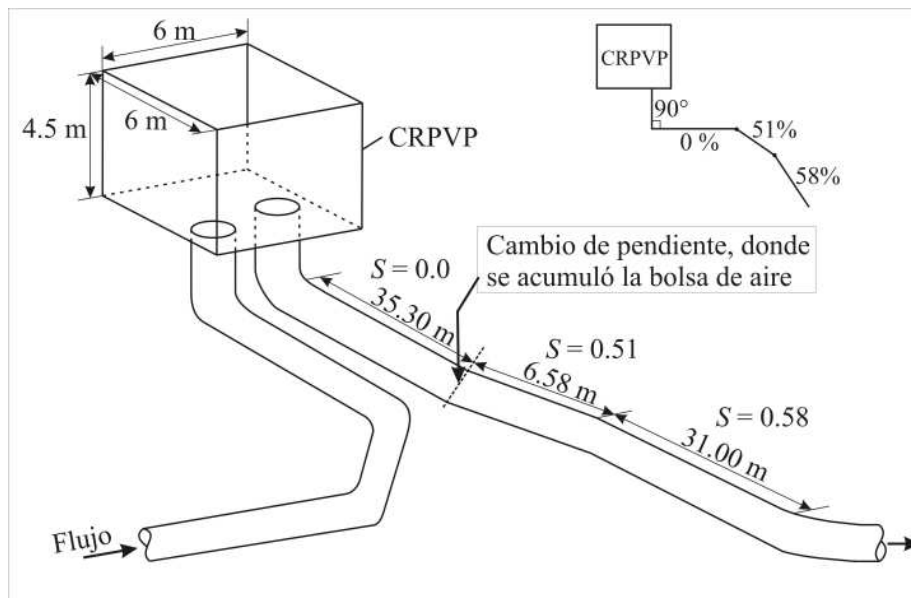


Figura 3.8 Perspectiva de la Caja Rompedora de Presión Valle de Paz

Descripción de la problemática en la CRPVP

El problema inició cuando en la CRPVP se generó una inestabilidad en el volumen de agua almacenado al operar el acueducto con un gasto parcial de $1.9 \text{ m}^3/\text{s}$, el cual es menor que el de diseño, que es $3.0 \text{ m}^3/\text{s}$. Por lo tanto, se decidió llevar a cabo un estudio para conocer las causas que originaron la inestabilidad en el tramo analizado. Personal del Instituto de Ingeniería (I.I) realizó visitas de inspección al Macrocircuito, con el fin de poder dar un diagnóstico preliminar, arrojando como resultados las siguientes observaciones:

1. Al operar el acueducto con un gasto de $1.9 \text{ m}^3/\text{s}$, se presentaba una fluctuación importante en los niveles de la caja, lo que causaba derramamientos periódicos. Además, se observó que se generaban violentos retornos de burbujas de aire a través de la tubería de descarga de la caja, fenómeno conocido como *blowback*. Esto causó fuertes vibraciones en la CRPVP; a tal grado que aparecieron grietas en los muros de concreto, a través de las cuales se fugaba el agua.
2. Al observar el comportamiento del nivel de agua en la CRPVP durante un tiempo relativamente prolongado, fue posible observar que el nivel oscilaba desde el fondo hasta la corona de la caja, provocando derrames con una periodicidad de entre 20 y 30 minutos.
3. Se confirmó que durante el lapso de observación, el gasto enviado desde el TBV era del orden de $1.9 \text{ m}^3/\text{s}$ y que tanto éste como el TEZ no tuvieron variación en sus niveles, por lo que se concluyó que la oscilación observada correspondía a variaciones en la capacidad de conducción del tramo inmediatamente aguas abajo de la CRPVP.
4. También se pudo observar que a través de la CRPVP, se introduce aire a la conducción; este aire se acumula en la tubería formando una bolsa de aire de gran

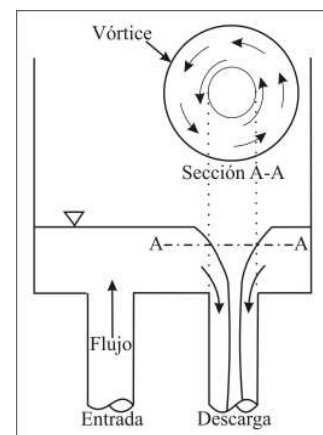
tamaño con una longitud de varias veces el diámetro de la tubería, que inicia en el tramo con pendiente nula, teniendo su control (tirante crítico Y_c) en el cambio de pendiente y extendiéndose hasta los tramos con pendientes pronunciadas.

5. El aire entra a la tubería a través de la descarga de la caja, debido a que el gasto ($Q = 1.9 \text{ m}^3/\text{s}$) no es suficiente para elevar el nivel de agua en la CRPVP.
6. El personal del I.I. también escuchó un fuerte ruido en el cambio de pendiente horizontal a pendiente descendente, $S = 0.51$. Este ruido fue asociado a la transición de tubo parcialmente lleno a tubo lleno a través de un salto hidráulico.

Una gran cantidad de aire se introdujo a la línea debido a la acción del vórtice en la descarga de la CRPVP, ver Figura 3.9. Una vez en la tubería, el aire fue removido por el flujo hacia aguas abajo, formando una bolsa de gran tamaño con un salto hidráulico en su parte final, en la transición de la pendiente horizontal ($S = 0$) y la pendiente descendente empinada ($S = 0.51$), es decir, el gasto fue insuficiente para remover la bolsa de aire, por lo tanto la bolsa permaneció estacionaria. El salto hidráulico introduce el aire en forma de pequeñas burbujas hacia aguas abajo debido a su acción turbulenta. Debido a que la fuerza de arrastre es generalmente mayor que la fuerza de flotación para pequeñas burbujas, éstas se van a mover con el flujo. Durante su recorrido las pequeñas burbujas se unen para formar burbujas de mayor tamaño, así como bolsas de aire. Cuando las bolsas de aire se hacen más grandes, su velocidad se reduce y su fuerza de flotación se incrementa, hasta llegar a un punto donde las bolsas de aire regresan con tremenda fuerza a través del salto hidráulico hasta llegar a la CRPVP, haciéndola vibrar. Esta fuerza fue lo suficientemente grande para agrietar las paredes de la caja, por donde se filtra el agua. Una fotografía del daño causado por las vibraciones en la CRPVP se muestra en la Figura 3.10.



a)



b)

Figura 3.9 Vórtice en la CRPVP; a) vista en planta del vórtice, b) esquema del vórtice

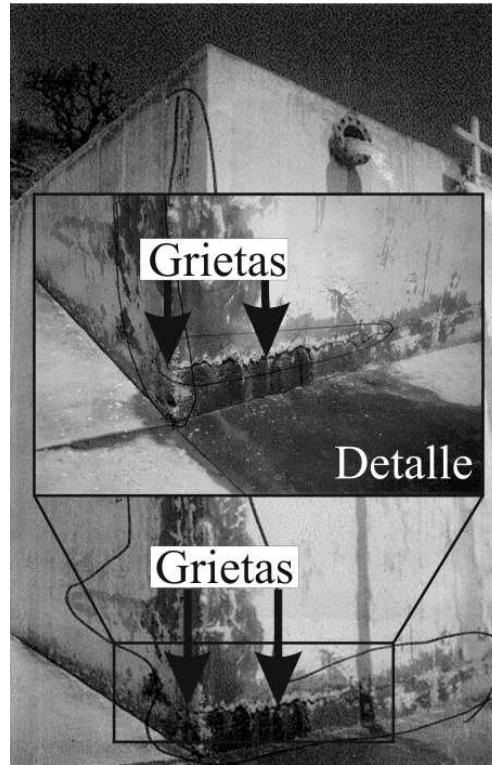


Figura 3.10 Daño causado a las paredes de la CRPVP

La bolsa de aire estacionaria se extendió hacia ambos extremos de la sección de control, reduciendo la sección efectiva del paso del agua. Al paso de algunos minutos (de 20 a 30 min) el nivel del agua en la CRPVP se elevaba, deteniendo el ingreso de aire hacia la tubería. Debido al incremento de la carga hidráulica una mayor cantidad de agua circulaba por la línea, y con ello se incrementaba la velocidad del agua debajo de la bolsa de aire removiendo partes de ésta, hasta llegar a ser barrida por completo. Posterior a este fenómeno la caja se vaciaba, el aire entraba nuevamente y el ciclo se volvía a repetir.

Analizando el comportamiento de la migración de burbujas y bolsas de aire en el tramo aguas abajo de la CRPVP mediante el parámetro de gasto adimensional Q^2/gD^5 , se podrá saber si el aire avanza o regresa.

Para obtener el valor de Q^2/gD^5 , se tomaron en cuenta los siguientes datos: $Q = 1.9 \text{ m}^3/\text{s}$, $D = 1.22 \text{ m}$ y $g = 9.81 \text{ m/s}^2$. Obteniendo $Q^2/gD^5 = 0.137$.

Tabla 3.3 Comportamiento del aire en el tramo aguas abajo de la CRPVP

S	$Q_w^2/gD^5 = 0.137$
0.00	avanza
0.51	regresa
0.58	regresa

De la tabla 3.3 se puede observar que en los dos tramos con pendiente descendente ($S = 0.51$ y $S = 0.58$) el aire regresa a contra flujo. Para efectos de este estudio el Instituto de Ingeniería visitó el sitio de la CRPVP, además de repetir la revisión hidráulica de la capacidad teórica del tramo. De la discusión de los resultados preliminares, se acordó con la Comisión Nacional del Agua (CONAGUA) que el I.I. realizaría la construcción de un modelo físico parcial de la Caja Valle de Paz y de la tubería de descarga, para estudiar las causas que provocaron la inestabilidad en la caja y limitaron la capacidad de conducción en el tramo analizado.

Modelo físico de la CRPVP

Para analizar el problema del derrame de agua en la CRPVP, se diseñó y construyó un modelo parcial de la conducción con escala geométrica 1/24; en el cual se empleó tubería de acrílico de 50.8 mm de diámetro interior para representar la tubería de descarga de 1.22 m. El modelo se compone de una caja de acrílico con base de 25 x 25 cm y altura de 18.7 cm a la cual se conecta un tubo vertical de 5 cm, después se tiene un codo de 90° que se une a un tramo horizontal de 163 cm, a continuación se tiene un tramo de tubería de 157 cm de longitud e inclinación de 30° con respecto a la horizontal, y al final de éste se cuenta con un codo de 25° y se finaliza con un tramo de tubo con inclinación de 5°. (ver Figura 3.11). El gasto se suministró con una bomba de 1 hp de potencia, la cual entrega un gasto máximo de 2.5 l/s. El gasto se aforó mediante una placa orificio instrumentada con un manómetro diferencial de mercurio.

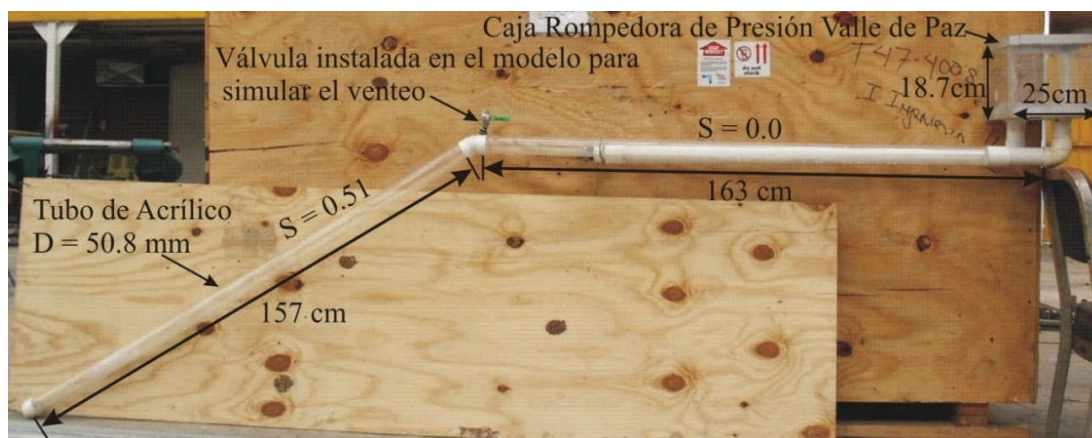


Figura 3.11 Perfil del modelo de la Caja Valle de Paz

El gasto en modelo correspondiente al que produjo el derrame de agua es igual a 0.67 l/s. Durante las pruebas realizadas en el modelo se pudo observar la misma inestabilidad, tal y como ocurrió en prototipo.

Los periodos que se midieron en el modelo para el ciclo de la inestabilidad no fueron regulares, y resultaron menores a los que corresponderían al ciclo observado en prototipo (escala de tiempo 1/4.9). Probablemente esta diferencia se deba a los efectos de escala, y a que el modelo no es una reproducción completa del prototipo. Sin embargo, la reproducción de la inestabilidad significa que el comportamiento de la gran bolsa de aire pudo ser

representado satisfactoriamente. La secuencia fotográfica mostrada en la Figura 3.12 permite observar el ciclo completo de la inestabilidad en el modelo.

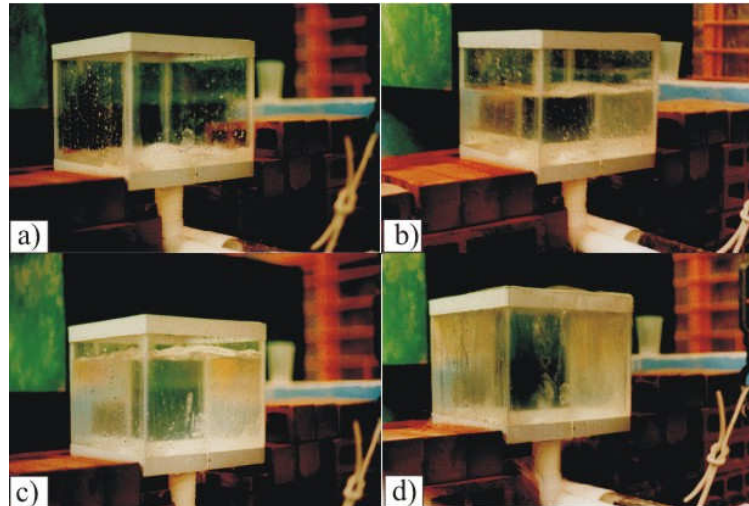


Figura 3.12 Inestabilidad en modelo, similar a la observada en prototipo

Solución al derrame de agua en la CRPVP

Durante el trabajo experimental, se instaló en el modelo un pequeño venteo para desaparecer el comportamiento inestable de la CRPVP, el cual funcionó exitosamente. Esto permitió transitar gastos que en el prototipo corresponden a 1.9, 2.5 y 3.0 m³/s, sin que se presentaran derrames.

Por recomendación del Instituto de Ingeniería, la CONAGUA llevó a cabo la colocación de una válvula de expulsión de aire en el extremo final del tubo horizontal y un venteo en la transición entre la pendiente nula y la pendiente descendente pronunciada, donde se encontró el punto identificado como sección de control de la bolsa de aire, obteniendo excelentes resultados (ver Figura 3.13b). Los dispositivos para expulsar el aire no fueron propuestos durante el diseño, seguramente porque el punto de acumulación no es un punto máximo relativo en el perfil topográfico.

La solución propuesta se apoya en la idea de purgar la línea en el punto más cercano a la sección de control de la bolsa de aire. El venteo permite extraer el aire que ingresó a la tubería a través de la descarga de la caja, y contribuye a reducir el tamaño de la bolsa y a fijar la presión de la burbuja a la presión atmosférica, esto estabiliza el sitio donde ocurre el salto hidráulico en la tubería con pendiente pronunciada.

Con este arreglo el Macrocircuito ha podido transitar gastos continuos de entre 2.2 m³/s y 3 m³/s sin que se presenten oscilaciones ni derrames en la caja Valle de Paz.

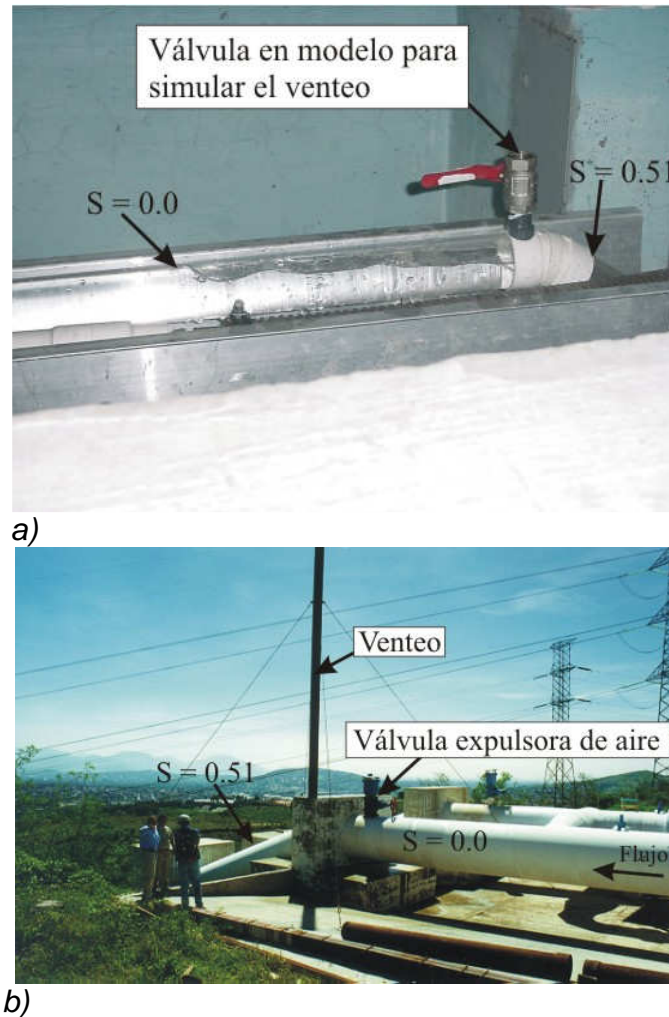


Figura 3.13 Venteo en el cambio de pendiente aguas abajo de la CRPVP; a) modelo, b) prototipo

A continuación se presenta el análisis del tramo de tubería que va desde la CRPVP hasta el TEZ con ayuda de una hoja de cálculo. Evidentemente, también es posible utilizar un lenguaje de programación para comparar el parámetro de gasto adimensional y las pendientes, además el programa puede generar automáticamente una tabla con los puntos que podrían acumular aire, así como gráficas del perfil del acueducto que indique estos puntos y dibujen la línea piezométrica.

Análisis del tramo CRPVP – TEZ del Macrocircuito

Este análisis puede servir a los ingenieros como una referencia, en caso de que en su vida profesional se encuentren con un acueducto con una configuración similar al Macrocircuito.

Iniciamos capturando en una hoja de cálculo los valores de las variables que son constantes durante todo el estudio, tales como el diámetro, el coeficiente de fricción de Darcy – Weisbach, y la aceleración de la gravedad. Posteriormente se incluyen los gastos

parciales y el de diseño, para calcular el rango de los parámetros de gasto adimensional Q^2/gD^5 . Finalmente se introducen los datos que conforman el perfil del acueducto, es decir, el cadenamiento y la elevación, con ayuda de la ecuación (3.10) se procede a calcular las pendientes que conforman el acueducto, tal y como se muestra en la Figura 3.14.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2								
3								
4			$D \text{ (m)} = 0,9$					
5			$f = 0,0135$					
6			$g \text{ (m/s}^2) = 9,81$		$Q_1 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_2 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_3 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_4 \text{ (m}^3/\text{s)}$
7					0,38	0,46	0,746	1,2
8	Cad (m)	Elev. (m)			Q_1^2/gD^5	Q_2^2/gD^5	Q_3^2/gD^5	Q_4^2/gD^5
9	x	y	S		0,02493	0,03653	0,09607	0,24859
10								
11	0	209,76						
12	29	209,1	$= (B11-B12)/(A12-A11)$					
13	36	209,12	0,0057					
14	60	209,48	-0,0150					
15	80	210,01	-0,0265					
16	100	210,58	-0,0285					
17	120	211,59	-0,0505					

Figura 3.14 Cálculo de los Q^2/gD^5 y de las pendientes S

Posteriormente, con la función lógica “IF” de la hoja de cálculo (ecuación 3.11) se pueden comparar el rango de valores del parámetro de gasto adimensional con las pendientes del acueducto, ver Figura 3.15.

La ecuación (3.6) indica que el aire se moverá hacia aguas abajo cuando Q^2/gD^5 sea mayor que el valor de la pendiente S, y en caso contrario, cuando la pendiente tenga un valor mayor que Q^2/gD^5 el aire regresará a contra flujo. En caso de que Q^2/gD^5 y S tengan el mismo valor, las burbujas o bolsas de aire permanecerán estacionarias en la tubería. En la figura 3.15 se presenta el uso de la función lógica IF, para comparar las diferentes pendientes de tubería con los parámetros de gasto adimensional, y de esta forma saber si el aire avanza, regresa o permanece estable.

	A	B	C	D	E	F	G	H
3								
4			$D \text{ (m)} = 0,9$					
5			$f = 0,0135$					
6			$g \text{ (m/s}^2) = 9,81$		$Q_1 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_2 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_3 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$Q_4 \text{ (m}^3/\text{s)}$
7					0,38	0,46	0,746	1,2
8	Cad (m)	Elev. (m)			Q_1^2/gD^5	Q_2^2/gD^5	Q_3^2/gD^5	Q_4^2/gD^5
9	x	y	S		0,02493	0,03653	0,09607	0,24859
10								
11	0	209,76						
12	29	209,16	$=IF(\$E\$9>C12,"avanza",IF(\$E\$9<C12,"regresa","estable"))$					
13	36	209,12	0,0057		avanza			
14	60	209,48	-0,0150		avanza			
15	80	210,01	-0,0265		avanza			
16	100	210,58	-0,0285		avanza			
17	120	211,59	-0,0505		avanza			
18	132	212,43	-0,0700		avanza			
19	141	213,27	-0,0933		avanza			

Figura 3.15 Comparación de Q^2/gD^5 vs S, utilizando la función lógica IF

Una vez realizada la comparación entre los parámetros de gasto adimensional y las pendientes S , se buscan los tramos consecutivos, donde existen condiciones de “avanza” y “regresa”, debido a que en estos puntos el aire podría acumularse en forma de bolsas de aire, provocando una reducción en la eficiencia del acueducto. Para resaltar estos puntos, se pueden sombrear con algún color en la hoja de cálculo. Esto se muestra en la Figura 3.16.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2								
3								
4				$D (m) = 0,9$				
5				$f = 0,0135$				
6				$g (m/s^2) = 9,81$	$Q_1 (m^3/s)$	$Q_2 (m^3/s)$	$Q_3 (m^3/s)$	$Q_4 (m^3/s)$
7					0,38	0,46	0,746	1,2
8	Cad (m)	Elev. (m)			Q_1^2/gD^5	Q_2^2/gD^5	Q_3^2/gD^5	Q_4^2/gD^5
9	x	y	S		0,02493	0,03653	0,09607	0,24859
70	1124	228,96	-0,4214		avanza	avanza	avanza	avanza
71	1133	228,93	0,0033		avanza	avanza	avanza	avanza
72	1139	228,87	0,0100		avanza	avanza	avanza	avanza
73	1145	228,83	0,0067		regresa	regresa	avanza	avanza
74	1150	228,37	0,0920		regresa	regresa	avanza	avanza
75	1160	227,77	0,0600		regresa	regresa	avanza	avanza
76	1170	227,33	0,0440		regresa	regresa	avanza	avanza
77	1180	226,92	0,0410		regresa	regresa	avanza	avanza
78	1190	226,54	0,0380		regresa	regresa	avanza	avanza
79	1200	226,2	0,0340		regresa	avanza	avanza	avanza
80	1210	225,91	0,0290		regresa	avanza	avanza	avanza
81	1223	225,72	0,0146		avanza	avanza	avanza	avanza

Figura 3.16 Puntos donde se presenta la condición de avanza y regresa

Posteriormente los puntos sombreados pueden ser graficados sobre el perfil del acueducto, para ubicar mejor los puntos que podrían acumular aire. Asimismo, es recomendable el cálculo de la línea piezométrica para saber donde se presentan rápidas, además dibujando la línea piezométrica se puede corroborar que en algunos casos pueden ser graves los problemas relacionados con el aire que se encuentra presente en el acueducto.

El cálculo de la línea piezométrica se puede llevar a cabo con ayuda de la ecuación de Darcy – Weisbach, ecuación (3.17).

Como ya se mencionó la ecuación (3.17) es válida cuando el cálculo de la línea piezométrica se hace desde aguas abajo hacia aguas arriba. Para este propósito se abre una nueva hoja de cálculo, donde se debe obtener el valor de K , además que se deben copiar las columnas correspondientes al cadenamiento y a la elevación.

Es necesario, verificar que la línea piezométrica no corte al perfil del acueducto, cuando esto sucede, se grafica la línea piezométrica hasta que toque al perfil y después se busca el siguiente máximo relativo. Desde ahí se dibuja nuevamente la piezométrica hasta que vuelva a cortar la tubería. Así sucesivamente, hasta llegar al último tramo de aguas arriba.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1		D(m) = 1.219									
2		f = 0.0198				$(8f/\pi^2 g D^5) = 0.000608$					
3		g (m/s ²) = 9.81									
4				Q₁ (m³/s)		Q₂ (m³/s)		Q₃ (m³/s)		Q₄ (m³/s)	
5				0.5		1		1.5		2	
177	9675.86	2325.7									
178	9704.43	2337.8									
179	9767.11	2356.2									
180	9904.47	2378									
181	9916.94	2378.4									
182	9997.61	2369									
183	10040.15	2367									
184	10075.38	2375.5									
185	10235.87	2371.6									
186	10285.64	2380									
187	10393.68	2383.5									
188	10516.73	2393.4									
189	10654.93	2405.2									
190	11025.99	2416.5									
191	11096.05	2419.85									
192	11247.92	2423.6	TEZ								

Figura 3.17 Cálculo de la línea piezométrica

Se sabe que en el tramo que va desde el (TBV) hasta la (CRPVP) no existe ningún problema relacionado con aire atrapado, esto se debe a que existen suficientes válvulas de admisión y expulsión (VAEA) colocadas a lo largo de este tramo. Por lo tanto, nos enfocaremos al análisis del tramo (CRPVP) a (TEZ).

La figura 3.18 corresponde al análisis de aire atrapado, cuando el acueducto transportaba 1.9 m³/s. Se puede observar que en el tramo de la CRPVP al TEZ se encuentran dos puntos de posible acumulación de aire, además la piezométrica intercepta a la tubería cerca de la CRPVP. En el punto de posible acumulación de aire que se encuentra antes de la intercepción de la línea piezométrica con la tubería, existe un cambio de pendiente, donde se acumula el aire que entró a través de la CRPVP en forma de una bolsa.

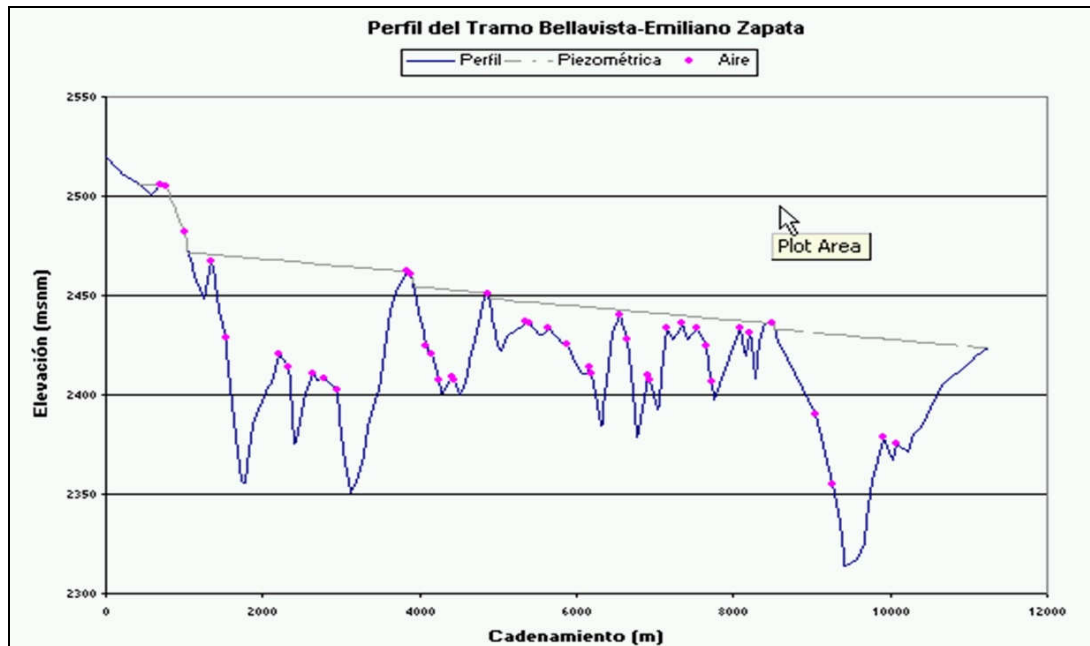


Figura 3.27 Perfil con la línea piezométrica y los puntos donde hay problemas de aire atrapado

Al colocar el venteo cerca del cambio de pendiente se solucionó el problema del derrame, porque parte del aire contenido en la bolsa fue expulsado. En el último punto de posible acumulación de aire, alrededor del cadenamiento 9046.71 m, se tenía ya una válvula expulsora de aire, lo que ayudó a que no se formara una bolsa de aire que obstruyera el flujo.

4 ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL VOLUMEN DE LAS BOLSAS DE AIRE LOCALIZADAS EN LOS PUNTOS ALTOS DE LOS CONDUCTOS A PRESION

4.1 *Introducción*

Como se ha descrito anteriormente, las bolsas de aire pueden acumularse en los puntos altos de los acueductos causando una serie de problemas. Con el propósito de estudiar y observar las grandes bolsas de aire que se localizan en las cimas de los conductos a presión, se realizó una investigación experimental en un dispositivo experimental con el propósito de calcular el volumen de las bolsas de aire. El estudio se enfocó en las grandes bolsas de aire que se acumulan en los puntos altos de los acueductos a bombeo.

En la primera parte de la investigación se midieron los tirantes de agua bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica, para posteriormente compararlos con los tirantes medidos al simular flujo a superficie libre a presión atmosférica en el mismo dispositivo. Asimismo, los datos experimentales fueron comparados con los resultados teóricos obtenidos con el Método del Paso Directo (MPD) utilizado en el análisis del flujo gradualmente variado (FGV). Además, en este capítulo se presenta un método para calcular el volumen de las bolsas de aire utilizando algunas de las variables obtenidas al aplicar el MPD.

4.2 *Observaciones preliminares en la sección de medición*

Se realizaron varias pruebas con un rango de gastos entre 1.3 l/s y 2.3 l/s, con el propósito de observar el comportamiento de las bolsas de aire que se acumulan en el cambio de pendiente de la sección de medición. Durante el llenado de la sección de medición sin expulsar el aire a través de las válvulas, éste se acumulaba en la transición entre las pendientes. Se observó que las bolsas de aire se extendían en ambas secciones de la tubería. En la sección descendente la bolsa de aire terminaba en un salto hidráulico que sellaba el conducto, por otra parte, se observó que la parte de la bolsa aguas arriba de la sección de control excedía la longitud de la sección de medición cuando el gasto era menor de 1.3 l/s. De la misma manera, para gastos mayores a 2.3 l/s el inicio de la bolsa de aire se presentaba dentro de un tubo flexible, lo que impedía medir la longitud de la misma. Por lo tanto, para las pruebas se seleccionó un rango de gastos entre 1.3 l/s y 2.3 l/s. Las figuras 4.1 y 4.2 muestran el inicio y el final de las burbujas en la sección de tubería aguas arriba y aguas abajo de la sección de control, respectivamente.

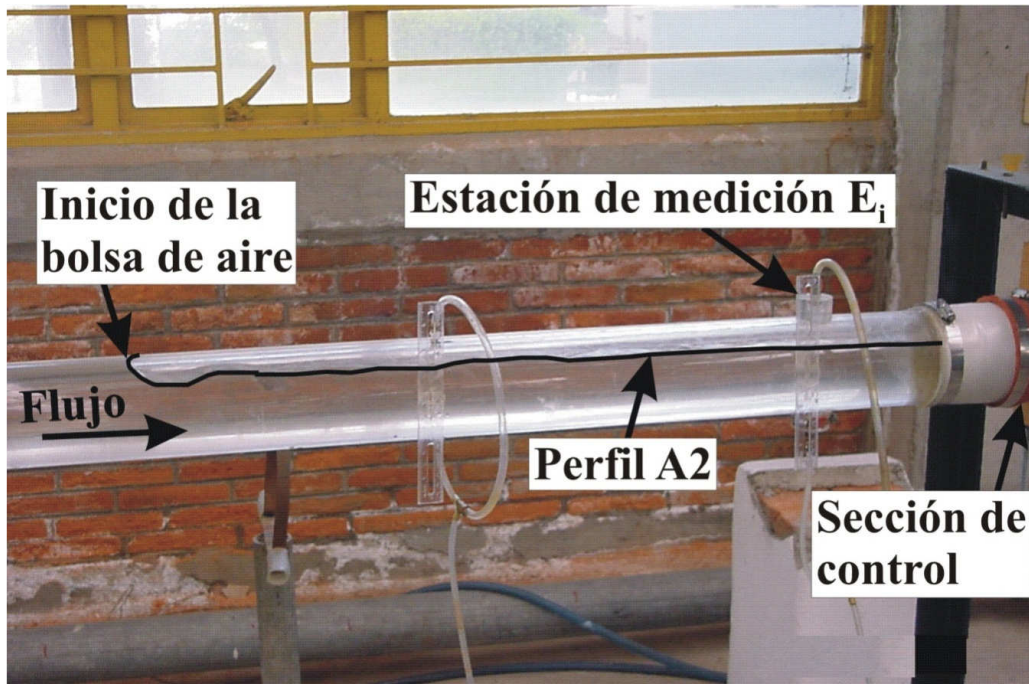


Figure 4.1 Inicio de la bolsa de aire aguas arriba de la sección de control

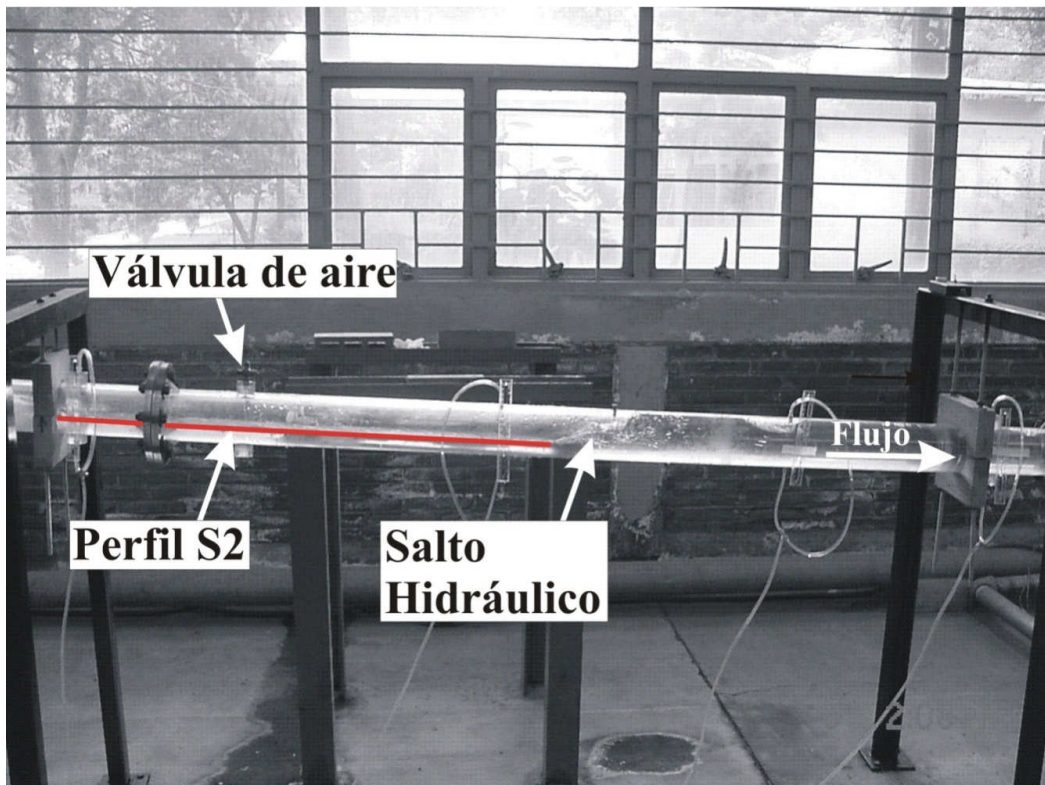


Figura 4.2 Fin de la bolsa de aire aguas abajo de la sección de control

Las observaciones confirmaron que las bolsas de aire permanecen en el cambio de pendiente de la sección de medición para el rango de gastos ensayados. Por lo tanto, la hipótesis formulada fue que el flujo de agua bajo las bolsas de aire se comporta como flujo gradualmente variado en canales. La sección de medición es equivalente a un par de canales prismáticos interconectados, ambos tienen la misma geometría, pero pendientes diferentes. En la sección de medición aguas arriba de la transición de pendientes los perfiles de flujo eran muy similares a los perfiles que se presentan en canales con pendiente adversa, horizontal y descendente suave. De la misma manera aguas abajo del cambio de pendiente se presenta flujo supercrítico, es decir, un perfil S2. En este caso el tirante que se presenta en la sección de control es el crítico ($Fr = 1$), ver Figuras 4.12 a 4.14.

Durante las pruebas se observó que al inyectar el aire, la bolsa de aire se extendía primero hacia aguas arriba de la sección de control, cuando ésta alcanzaba su longitud total la bolsa continuaba creciendo, pero ahora únicamente hacia aguas abajo y siempre terminaba en un salto hidráulico, que sellaba el tubo.

Al incrementar el gasto de agua sin variar el volumen de aire, la bolsa de aire sufría un corrimiento hacia aguas abajo sin alterar su forma. De la misma manera, cuando el gasto permanecía constante y parte del aire era expulsado, el tamaño de la burbuja se reducía únicamente en la sección con pendiente fuerte y al mismo tiempo el salto hidráulico se movía hacia aguas arriba. Asimismo, al inyectar más aire la bolsa sólo crecía hacia aguas abajo en la sección del tubo con pendiente descendente pronunciada. Por lo tanto, se pudo concluir que el perfil de flujo de la parte de la bolsa localizada aguas arriba de la sección de control no cambia su forma, cuando el gasto permanece constante y el volumen de aire es variado. Es decir, esta parte de la bolsa de aire depende únicamente del gasto transportado y del tirante crítico correspondiente.

4.3 *Dispositivo experimental*

El dispositivo experimental utilizado para investigar el volumen de las bolsas de aire en conductos a presión es el mismo, que fue descrito en el capítulo anterior.

4.3.1 *Instrumentación del dispositivo experimental*

Una placa orificio fue diseñada de acuerdo con las normas ISO/DIS 5167-1 para medir el rango de gastos ensayados (0 a 2.5 l/s). La placa tiene un espesor de 2 mm y un orificio concéntrico de 19 mm de diámetro.

A lo largo de la sección de control se instalaron válvulas para expulsar y permitir la entrada del aire durante las maniobras de llenado y vaciado, respectivamente, así como para poder operar la sección de control con flujo a superficie libre.

Un tablero de piezómetros conectados mediante mangueras de plástico a las estaciones de medición localizadas a lo largo de la sección de medición, sirvió para medir la variación de la línea piezométrica sobre la tubería de acrílico, cuando una bolsa de aire se localiza en la transición de las pendientes de la sección de medición. Las estaciones de medición fueron identificadas como (E_i). Una fotografía del tablero de manómetros se muestra en la

Figura 4.3, mientras que el esquema de la sección de medición con las estaciones de medición se presenta en la Figura 4.4.



Figura 4.3 Tablero de manómetros

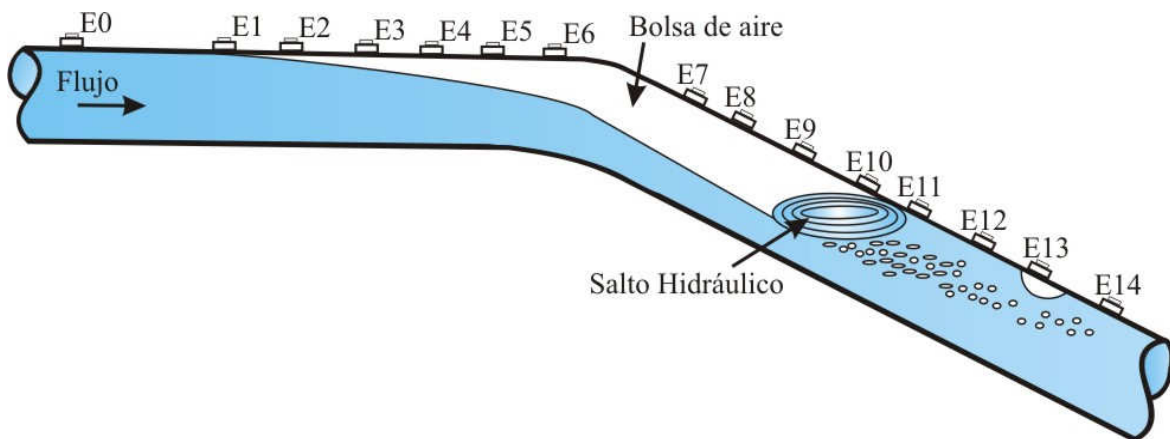


Figura 4.4 Sección de medición con las estaciones de medición

Un manómetro diferencial fue utilizado para medir la pérdida de carga hidráulica a lo largo de la sección de medición con y sin aire atrapado, ver Figura 4.5. La diferencia en elevación Δh , puede leerse directamente del instrumento para posteriormente calcular el coeficiente de fricción de Darcy – Weisbach para cada prueba.

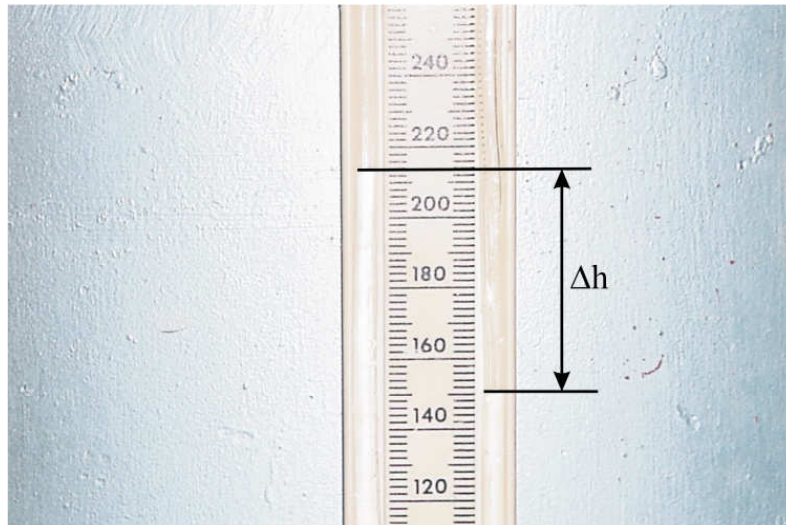


Figura 4.5 Manómetro diferencial

Un instrumento de medición compuesto por un sensor metálico y un pequeño sistema electrónico con sonido, conectados mediante un cable fue utilizado para medir los tirantes debajo de las bolsas de aire a través de las estaciones de medición. Cuando la punta del sensor estaba en contacto con la superficie del agua el sistema de sonido emitía un pitido, entonces la medición se registraba. El instrumento se muestra en la Figura 4.6 y también esquemáticamente en la Figura 4.7.

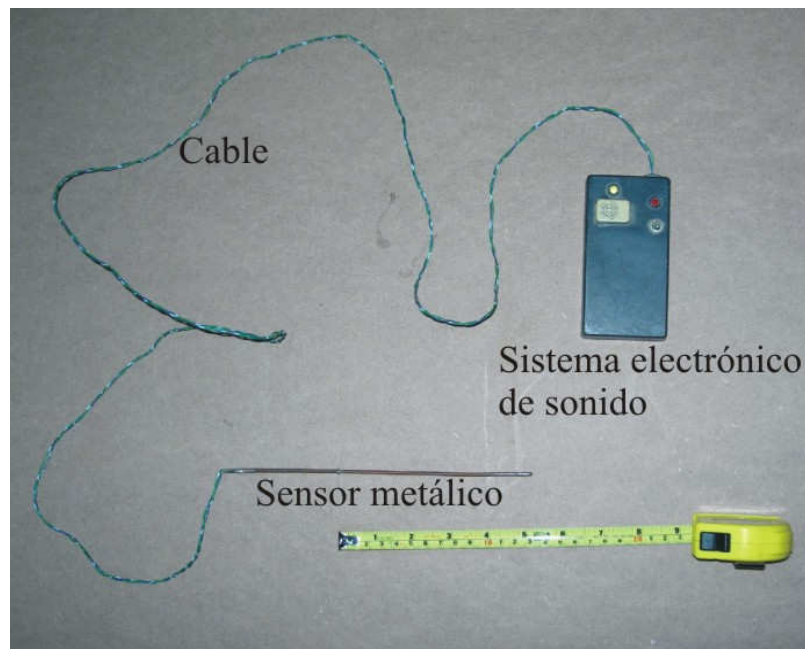


Figura 4.6 Instrumento de medición para medir los tirantes

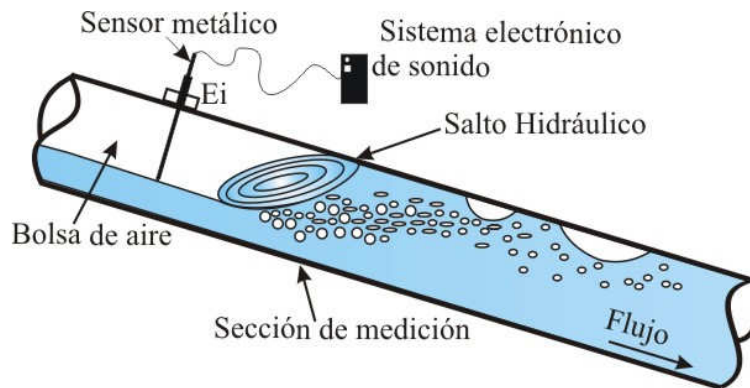


Figura 4.7 Esquema del instrumento de medición

El sistema para inyectar aire a la sección de medición es un pistón de acrílico con capacidad de 1 litro (0.001 m^3). Dos pequeñas válvulas y algunas mangueras permiten conectar el pistón a la tubería. En la Figura 4.8 se presenta una fotografía del pistón.

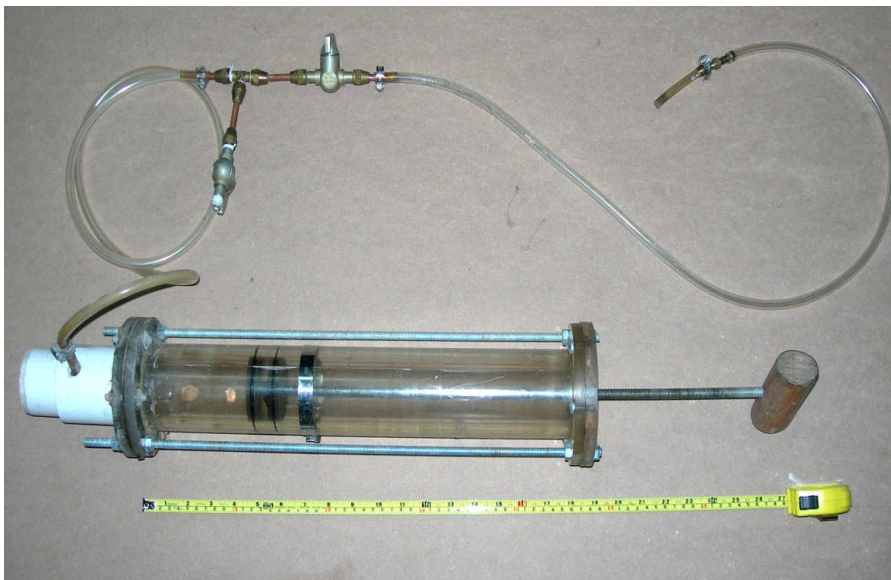


Figura 4.8 Sistema de inyección de aire

4.3.2 Procedimiento experimental

Para simular distintos perfiles de flujo bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica, así como con flujo a superficie libre a presión atmosférica en la sección de medición, se realizaron tres experimentos en el dispositivo experimental. Posteriormente, los datos experimentales obtenidos durante las pruebas fueron utilizados para calcular la forma de los perfiles de flujo usando la teoría del flujo gradualmente variado, para compararlos con los perfiles de flujo obtenidos experimentalmente.

La tubería de la sección de medición aguas arriba de la sección de control fue variada en tres ocasiones para poder reproducir los perfiles A2 ($S_{01} = -0.0063$), H2 ($S_{01} = 0.0$) y M2 ($S_{01} = 0.0060$), respectivamente. Durante todas las pruebas la pendiente descendente pronunciada permaneció en la misma posición ($S_{02} = 0.060$).

Para cada uno de los experimentos se llevaron a cabo tres pruebas diferentes para un gasto particular y dos volúmenes de aire diferentes.

Experimento 1. En este caso se tiene flujo a tubo lleno sin aire acumulado en la sección de control. Para esta condición la línea piezométrica fue medida en el tablero de manómetros (Figura 4.3), asimismo la diferencia en elevación Δh fue registrada en el manómetro diferencial para calcular el valor experimental del coeficiente de fricción f_{exp} de Darcy – Weisbach, mediante la expresión (4.1).

$$f_{exp} = 12.103 \frac{\Delta h}{L_{SM}} \frac{D^5}{Q^2} \quad (4.1)$$

Donde L_{SM} es la longitud de la sección de medición y D es el diámetro de la tubería.

Asimismo, el coeficiente de Manning n para cada una de las pruebas fue calculado en términos del factor de fricción f_{exp} al igualar la ecuación (4.1) con la fórmula de Manning, ecuación (4.2).

$$Q = \frac{AR^{2/3}}{n} \left(\frac{\Delta h}{L_{SM}} \right)^{1/2} \quad (4.2)$$

Donde A es el área transversal de la tubería, y R es el radio hidráulico.

Después de reordenar términos se obtiene:

$$n = 0.09 f_{exp}^{1/2} D^{1/6} \quad (4.3)$$

Experimento 2. Para simular los perfiles de flujo bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica, se inyectaron volúmenes de aire conocidos a la sección de medición mientras la tubería fluía completamente llena. El aire se movía hacia el cambio de pendiente formando una bolsa de aire que permanecía estacionaria en la sección de control, al final de todas las bolsas de aire se presentó un salto hidráulico que selló el conducto. Asimismo, las burbujas de aire introducidas por el salto hidráulico hacia aguas abajo se unían formando burbujas de aire de mayor tamaño que retornaban continuamente hacia la bolsa de aire, por lo tanto, se consideró que el volumen de aire permaneció constante durante la realización de todas las pruebas.

Durante esta prueba las siguientes variables fueron medidas:

- a) La diferencia en elevación Δh en el manómetro diferencial, cuando se tiene una bolsa de aire en la sección de control
- b) La longitud total de la bolsa de aire y la longitud del salto hidráulico al final de la misma

c) Los tirantes de agua bajo las bolsas de aire

Durante este experimento se llevaron a cabo dos pruebas, en ambas se mantuvo constante el gasto y se utilizaron dos volúmenes de aire distintos. Los gastos y volúmenes de aire se resumen en la tabla 4.1.

Experimento 2		Prueba 1			Prueba 2		
Pendiente	Tipo de flujo	Q (m ³ /s)	V _{1inyectado} (m ³)	V _{2inyectado} (m ³)	Q (m ³ /s)	V _{1inyectado} (m ³)	V _{2inyectado} (m ³)
Adversa	A2	0.0013	0.010	0.015	0.0017	0.005	0.010
Horizontal	H2	0.0017	0.010	0.015	0.0020	0.010	0.015
Suave	M2	0.0020	0.010	0.015	0.0023	0.010	0.015

Tabla 4.1. Gastos y volúmenes de aire usados en el experimento 2

Experimento 3. Durante la investigación se realizó la simulación de flujo a superficie libre a presión atmosférica. Primero se abrieron las válvulas colocadas a lo largo de la sección de medición, posteriormente se inclinó el tubo en forma de cuello de garza, hasta que la línea piezométrica cortara la sección de medición en el mismo punto donde el salto hidráulico selló el tubo durante la simulación de los perfiles de flujo en los ensayos durante el experimento 2, lo que permitió que la conducción trabajara como canal a superficie libre. En la figura 4.9 se presenta un esquema de la sección de medición simulando este fenómeno. Los gastos utilizados durante el experimento 3 fueron los mismos que en el experimento 2.

Las variables medidas en esta ocasión fueron:

1. Los tirantes de agua en los perfiles de flujo
2. Las longitudes de los perfiles de flujo y de los saltos hidráulicos

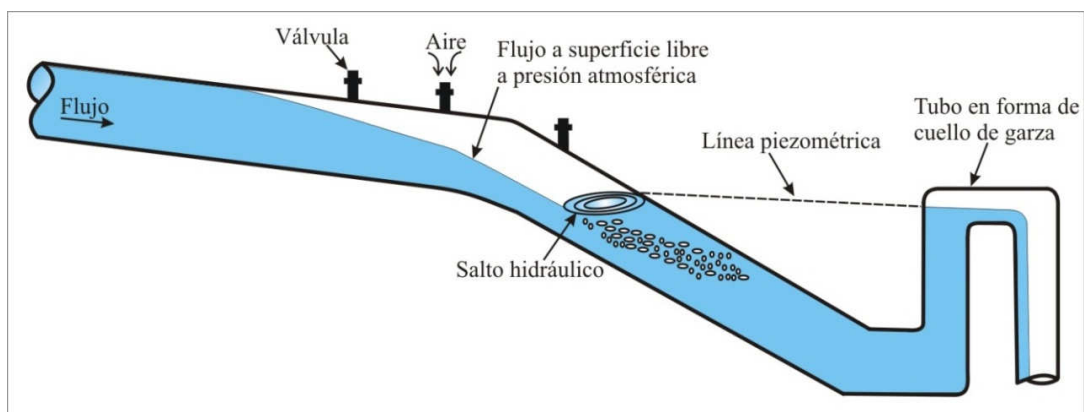


Figura 4.9 Sección de medición con flujo a superficie libre a presión atmosférica

Los resultados obtenidos durante los experimentos se presentan al final de este capítulo.

Antes de exponer el método propuesto para calcular el volumen de las bolsas de aire, se hace una breve descripción del flujo gradualmente variado y del método de paso directo.

4.4 Flujo gradualmente variado

El flujo gradualmente variado es un flujo establecido no uniforme de una clase especial. El tirante, la rugosidad, la pendiente del canal, el área y el radio hidráulico varían lentamente a lo largo del canal. La consideración básica requerida es que la pérdida de carga en una sección determinada del canal sea dada por la fórmula de Manning, Ec. (4.5), Streeter y Wylie (1985).

Para un determinado gasto, los tirantes Y_n (tirante normal) y Y_c (tirante crítico) dividen el canal en tres zonas.

Zona 1: el espacio encima de la línea superior

Zona 2: el espacio entre las dos líneas

Zona 3: el espacio debajo de la línea inferior

Los perfiles de flujo se clasifican de acuerdo con la pendiente del canal y dependiendo en que zona se encuentre el perfil de flujo. Los tipos de los perfiles de flujo se designan como: **A2, A3; H2, H3; M1, M2, M3; C1, C2, C3; S1, S2, S3**. Donde la letra describe la pendiente, A para adversa, H para horizontal, M para suave (subcrítica), C para crítica, S para pronunciada (supercrítica); y el número representa la zona. Los perfiles de flujo se presentan en la Figura 4.10.

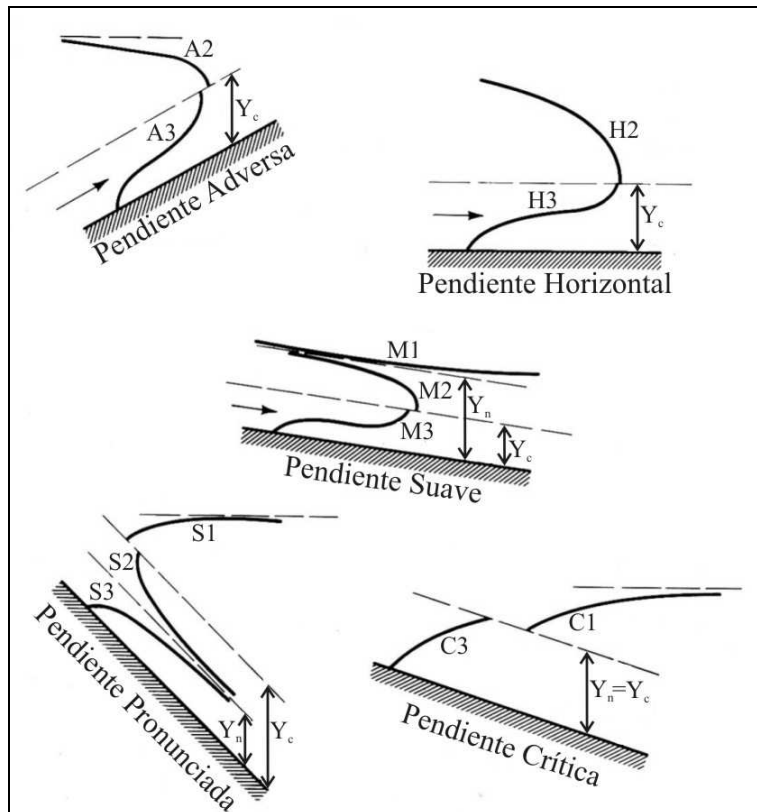


Figura 4.10 Clasificación de los perfiles del flujo gradualmente variado

4.5 Cálculo de los perfiles de flujo

La ecuación dinámica del flujo gradualmente variado en forma de diferencias finitas (ecuación 4.4) fue usada para obtener los diferentes perfiles de flujo observados durante la investigación experimental.

$$\Delta x_{i,i+1} = \frac{E_i - E_{i+1}}{S - S_{fm}} = \frac{E_i - E_{i+1}}{S - 0.5(S_{fi} + S_{fi+1})} = \frac{(Y_i + v_i^2 / 2g) - (Y_{i+1} + v_{i+1}^2 / 2g)}{S - 0.5n^2 (v_i^2 / R_i^{4/3} + v_{i+1}^2 / R_{i+1}^{4/3})} \tag{4.4}$$

Donde $\Delta x_{i,i+1}$ es la longitud del tramo de tubería, E_i y E_{i+1} son la energía específica aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente; S es la pendiente de la tubería; S_{fi} y S_{fi+1} son la pendiente de fricción aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente, que se obtiene de la fórmula de Manning (ecuación 4.5). v_i y v_{i+1} son las velocidades del agua en la tubería aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente; R_i y R_{i+1} son el radio hidráulico aguas abajo y aguas arriba del tramo de tubería, respectivamente; y n es el coeficiente de fricción de Manning, cuyo valor obtenido experimentalmente fue de $0.009 \text{ s/m}^{1/3}$.

$$S_f = \left(\frac{n v}{R^{2/3}} \right)^2 \tag{4.5}$$

En el esquema de la Figura 4.11 se muestra a detalle la terminología antes descrita.

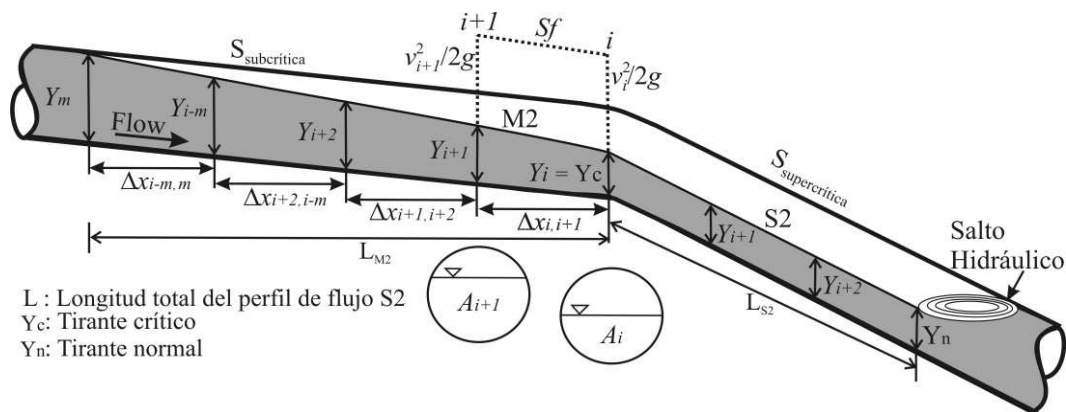


Figura 4.11. Variables utilizadas en el flujo gradualmente variado

En esta investigación se utilizó la teoría del flujo gradualmente variado para comprobar que los perfiles de flujo que se presentan bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica son muy similares a los perfiles de flujo en canales.

4.6 Algoritmo de cálculo (Método del paso directo)

En este caso se decidió usar el Método del Paso Directo (MPD) para calcular los perfiles de flujo, debido a su fácil aplicación en canales prismáticos. El MPD se caracteriza por dividir el canal en tramos y realizar el cálculo paso a paso desde un lado al otro de cada tramo.

Con los datos obtenidos durante la investigación experimental fueron calculados los perfiles de flujo utilizando el MPD. En todo momento el tirante que se presentó en la transición entre las dos pendientes de la sección de medición fue considerado como el crítico. Para cada una de las pruebas del experimento 2, los tirantes críticos asociados a cada gasto resultaron ser menores a los tirantes medidos en la tubería aguas arriba de la sección de control, por lo tanto el régimen de flujo que se presentó fue subcrítico ($Fr < 1$). Asimismo, los tirantes normales en la sección de tubería con pendiente descendente pronunciada fueron menores a los tirantes críticos correspondientes para los gastos ensayados, por lo tanto siempre ocurrió un perfil supercrítico S2 en esta parte de la sección de medición.

Los perfiles de flujo en la tubería aguas arriba de la sección de control se calcularon en la dirección contraria al flujo hasta que el tirante fuese igual al diámetro interno de la tubería. De la misma manera, los perfiles S2 se evaluaron en la dirección del flujo, el cálculo se detuvo al encontrar la distancia a la cual se presenta el tirante normal.

Un ejemplo del cálculo de los perfiles de flujo mediante el método del paso directo se muestra en la Tabla 4.2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Y_i (m)	A (m ²)	R (m)	$R^{2/3}$ (m)	v (m/s)	$v^2/2g$ (m)	E (m)	ΔE (m)	S_f	S_{fi}	$S - S_{fi}$	Δx (m)	$\Delta\Delta x$ (m)
0,0366	0,0022	0,0186	0,0700	0,6002	0,0184	0,0550	----	0,0060	----	----	0,0000	0,0000
0,0406	0,0025	0,0198	0,0731	0,5268	0,0141	0,0547	0,0003	0,0042	0,0051	0,0114	0,0223	0,0223
0,0445	0,0028	0,0209	0,0757	0,4698	0,0112	0,0558	0,0011	0,0031	0,0037	0,0100	0,1067	0,0843
0,0485	0,0031	0,0218	0,0778	0,4247	0,0092	0,0577	0,0019	0,0024	0,0028	0,0091	0,2098	0,2941
0,0524	0,0033	0,0224	0,0795	0,3885	0,0077	0,0601	0,0025	0,0019	0,0022	0,0085	0,2903	0,5844

Tabla 4.2 Perfil de flujo calculado con el método del paso directo

El procedimiento para calcular la forma de los perfiles de flujo se presenta a continuación, según Chow (1981):

Columna 1: Tirante crítico en la sección de control de la bolsa de aire.

Columna 2: Área hidráulica correspondiente al tirante de la columna 1.

Columna 3: Radio hidráulico correspondiente al tirante de la columna 1.

Columna 4: Radio hidráulico elevado a la potencia 2/3.

Columna 5: Velocidad media del flujo.

Columna 6: Carga de velocidad.

Columna 7: Energía específica obtenida al sumar el tirante de la columna 1 y la carga de velocidad de la columna 6.

Columna 8: Cambio de la energía específica, igual a la diferencia entre el valor de E en la columna 7 y el valor de E del paso anterior.

Columna 9: Pendiente de fricción calculada con la ecuación (4.5).

Columna 10: Valor promedio de la pendiente de fricción entre dos pasos, igual a la media aritmética de la pendiente de fricción recién calculada en la columna 9 y la evaluada en el paso anterior.

Columna 11: Diferencia entre la pendiente de la tubería y el promedio de la pendiente de fricción.

Columna 12: Longitud del tramo de tubería entre dos pasos consecutivos, calculado al dividir el valor de ΔE de la columna 8 entre el valor de la columna 11.

Columna 13: Distancia del perfil de flujo, es igual a la suma acumulada de los valores de la columna 12 calculados en los pasos previos.

Los perfiles de flujo evaluados con el método del paso directo se ilustran en las Figuras 4.12 a 4.14.

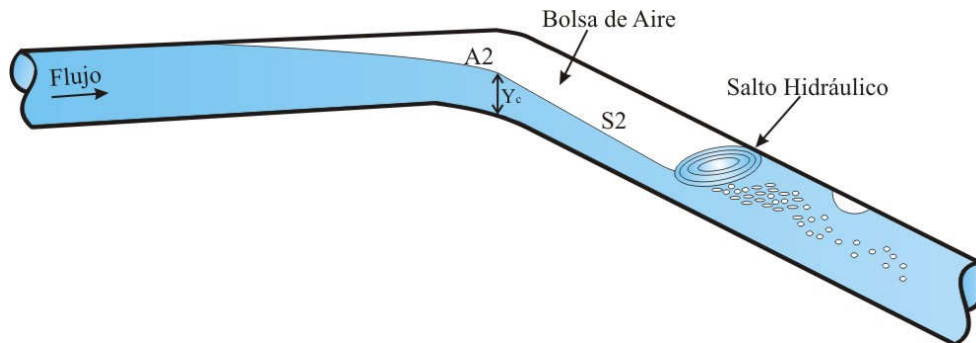


Figura 4.12 Perfiles de flujo A2 y S2

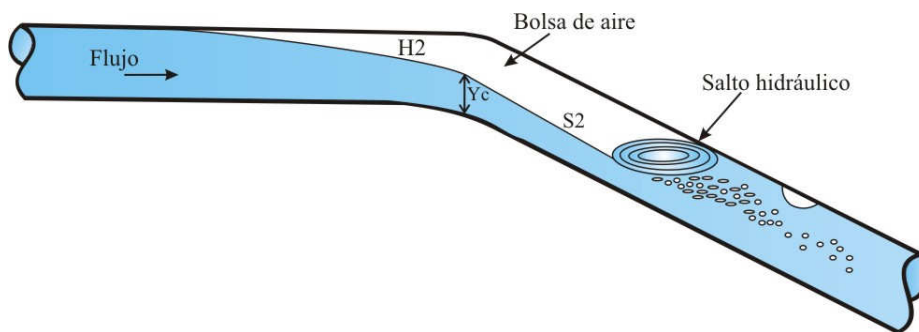


Figura 4.13 Perfiles de flujo H2 y S2

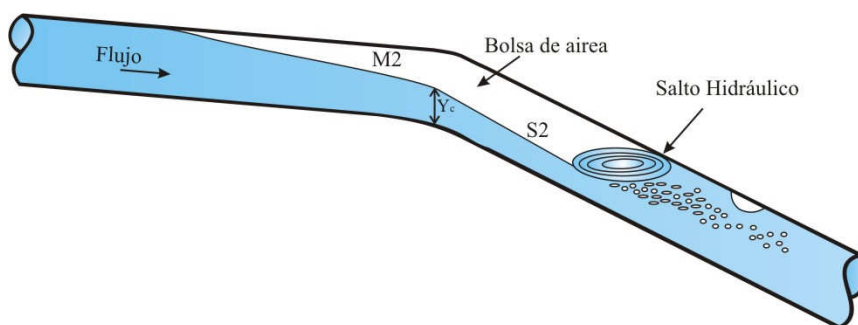


Figura 4.14 Perfiles de flujo M2 y S2

4.7 Cálculo del volumen de las bolsas de aire

Como se describió anteriormente las bolsas de aire tienden a acumularse en los puntos altos e intermedios de los acueductos. Los volúmenes de aire contenidos en las bolsas se calcularon mediante una relación que ocupa algunas de las variables obtenidas al aplicar el

MPD, tales como las áreas hidráulicas y la longitud de los tramos de tubería. La ecuación propuesta para determinar el volumen de aire contenido en una bolsa es:

$$V = \left\{ \left[A - \frac{A_i + A_{i+1}}{2} \right] \Delta x_{i,i+1} + \left[A - \frac{A_{i+1} + A_{i+2}}{2} \right] \Delta x_{i+1,i+2} + \dots + \left[A - \frac{A_{i-m} + A_m}{2} \right] \Delta x_{i-m,m} \right\} \quad (4.6)$$

Donde V es el volumen de aire en la bolsa de aire ya sea aguas arriba o aguas bajo de la sección de control, A es la sección transversal total del tubo, A_i, A_{i+1}, \dots, A_m son las áreas de la sección transversal del flujo en secciones específicas a lo largo de la tubería, y $\Delta x_{i,i+1}, \Delta x_{i+1,i+2}, \dots, \Delta x_{i-m,m}$ denotan las longitudes de los tramos en los que fue dividido el tubo. El esquema de la figura 4.11 muestra en detalle la terminología usada en la ecuación (4.6).

Para un acueducto a bombeo dado, el algoritmo de solución para calcular el volumen de las bolsas de aire puede resumirse de la siguiente manera:

Determinar los perfiles de flujo aguas arriba y aguas abajo de la sección de control, localizada en la transición de pendiente subcrítica a supercrítica.

- i) Calcular los tirantes normales Y_n aguas arriba y aguas abajo de la sección de control
- ii) Calcular el tirante crítico o tirante de control $Y_c = Y_i$

Si $Y_n > Y_c$ el flujo va a ser subcrítico, por otra parte si $Y_n < Y_c$ el perfil de flujo es supercrítico. Para un flujo subcrítico, los cálculos inician desde la sección aguas abajo del tubo y continúan hacia la sección aguas arriba, hasta que el tirante Y_m coincida con el diámetro interno del conducto. En este caso la sección i del primer tramo de tubo considerado coincide con el extremo aguas abajo del tubo, donde $Y_c = Y_i$ es conocido y utilizado como condición de frontera para iniciar el cálculo del perfil subcrítico. De la misma manera, para obtener el perfil de flujo supercrítico se procede desde aguas arriba hacia aguas abajo, hasta que el tirante se aproxime al tirante normal Y_n . Para comenzar con el cálculo del perfil el tirante $Y_c = Y_i$ es conocido, pues es el tirante que se presenta en el extremo aguas arriba del tramo del tubo.

Una vez conocidos todos los tirantes o condiciones de frontera y por convenir a los cálculos, se puede adoptar un incremento o decremento para evaluar los perfiles de flujo subcrítico y supercrítico utilizando las ecuaciones (4.7) y (4.8), respectivamente.

$$\Delta Y = \frac{Y_m - Y_i}{k} \quad (4.7)$$

$$\Delta Y = \frac{Y_i - Y_n}{k} \quad (4.8)$$

Donde ΔY puede ser el incremento o decremento, Y_m es la condición de frontera aguas arriba para el perfil subcrítico, $Y_c = Y_i$ es la condición de frontera aguas abajo y aguas arriba para el perfil subcrítico y supercrítico, respectivamente; k es el número de pasos para llegar al tirante deseado, que es comúnmente de 10 a 35.

Para cada Y_i , calcular el área hidráulica A_i , la velocidad media del agua v_i , el perímetro mojado P_i y el radio hidráulico R_i utilizando las ecuaciones (4.9) a (4.12)

$$A_i = D^2/4(\theta - \text{sen}\theta\text{cos}\theta) \quad (4.9)$$

$$v_i = Q_{wi}/A_i \quad (4.10)$$

$$P_i = \theta D \quad (4.11)$$

$$R_i = A_i/P_i \quad (4.12)$$

donde θ se define como $\theta = \cos^{-1}(1-2Y_i/D)$.

Calcular la pendiente de fricción para la sección correspondiente, utilizando la ecuación de Manning, ecuación (4.5).

Obtener la longitud de los tramos de la tubería $\Delta x_{i,i+1}$ entre las secciones consecutivas i e $i+1$ con la ecuación (4.4). Los tramos de tubería se consideran siempre positivos.

Repetir los pasos 2) a 4) para las siguientes secciones consideradas hasta obtener la longitud total del perfil.

Calcular el volumen de aire aguas arriba y aguas abajo de la sección de control con la ecuación (4.6), la cual también puede ser expresada como:

$$V = \sum_i^m \left[A - \frac{A_i + A_{i+1}}{2} \right] \Delta x_{i,i+1} \quad (4.13)$$

Para una aplicación práctica de la ecuación. 4.13, es recomendable iniciar con el cálculo del volumen de aire V_1 de la porción de la bolsa que se extiende hacia aguas arriba de la sección de control. Basados en la investigación experimental, se puede afirmar que este volumen de aire permanecerá constante, al llegar la porción de la bolsa de aire a su longitud total, posteriormente la bolsa continuará creciendo únicamente en la dirección del flujo. Aguas abajo del tirante crítico pueden calcularse diferentes volúmenes de aire V_2 , debido a que en algunos acueductos la entrada de aire puede ser continua. Por lo tanto, la suma acumulada de la longitud del perfil entre pasos consecutivos puede ser considerada para calcular el volumen de aire de varias bolsas de aire. El mayor volumen de aire se obtiene cuando el tirante de agua aguas abajo de la sección de control se aproxima al normal. Finalmente, el volumen de aire total será la suma de V_1 y V_2 (Figura 4.15). En todo momento se considera que al final de la bolsa de aire ocurre un salto hidráulico.

Para comparar la efectividad de la Ec. (4.13) se uso la ley de Boyle, la cual permite calcular el cambio en el volumen de aire debido a la variación de presión en la sección de medición del dispositivo experimental, esta relación se puede escribir como:

$$V_1 P_1 = V_2 P_2 \quad (4.14)$$

Donde V_1 es el volumen de aire inyectado a la sección de medición, V_2 es el volumen de aire en la sección de medición durante el experimento 1, P_1 es la presión atmosférica en la Ciudad de México, 8.03 (mca), y P_2 es la presión absoluta de la bolsa de aire durante el experimento 2.

La Figura 4.15 muestra los volúmenes de las bolsas de aire estacionarias que podrían presentarse en un acueducto.

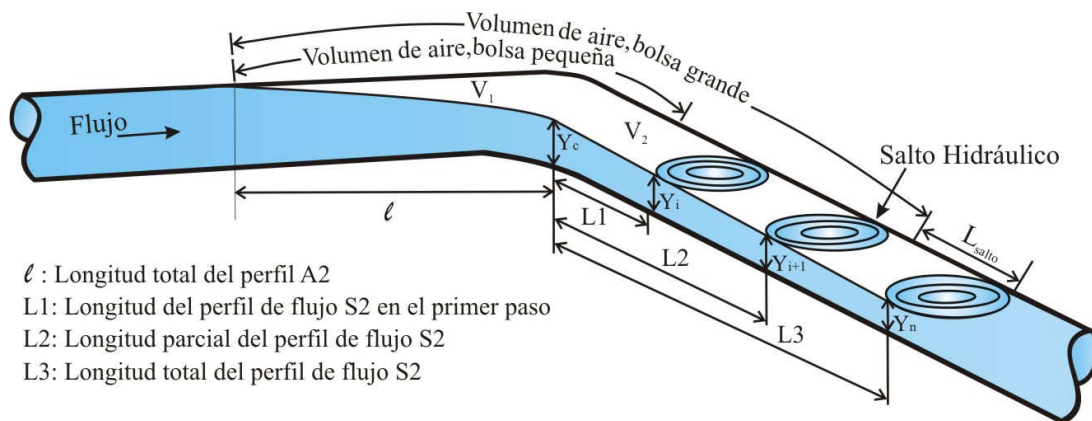


Figura 4.15 Volumen de una bolsa de aire estacionaria

4.8 Análisis de resultados

Después de analizar los resultados teóricos y experimentales, se encontró que los volúmenes de aire obtenidos usando la ecuación (4.13) son menores que los evaluados con la ley de Boyle ecuación (4.14). Esto se debe a que el volumen de aire sobre la superficie del salto hidráulico no es considerado, además los tramos de la tubería considerados al aplicar el método directo de pasos sucesivos no son lo suficientemente pequeños para obtener una mejor aproximación del volumen de aire. Asimismo, a partir de estos resultados, se puede concluir que los volúmenes de aire calculados con la ecuación (4.13) incrementan el factor de seguridad en el diseño de acueductos, debido a que pequeñas bolsas de aire localizadas en puntos altos e intermedios de acueductos a bombeo pueden amplificar la magnitud de las presiones transitorias generadas por un corte inesperado de energía en la estación de bombeo Burrows y Qiu (1995); Qiu y Burrows (1996); Burrows (2003). Gahan (2004) destaca que las bolsas de aire pequeñas y grandes se pueden definir en términos de su efecto en los fenómenos transitorios.

En cuanto a la forma de las perfiles de flujo, se puede observar que los perfiles obtenidos experimentalmente durante los experimentos 2 y 3 coinciden muy bien con los perfiles calculados con el método directo de pasos sucesivos. Lo cual se puede corroborar analizando los valores de los tirantes que se presentan en las figuras 4.16 a 4.21.

Es importante mencionar que en los experimentos realizados la presión en la sección de medición era ligeramente mayor a la presión atmosférica. Por lo tanto, los perfiles de flujo y los volúmenes de aire medidos y calculados fueron muy similares.

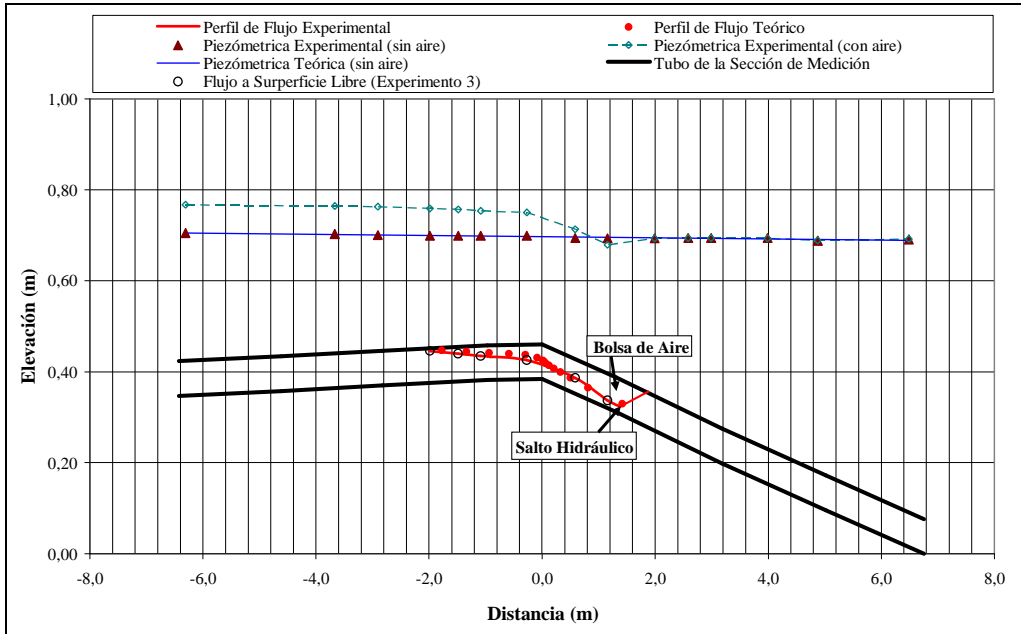


Figura 4.16 Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.01 \text{ m}^3$

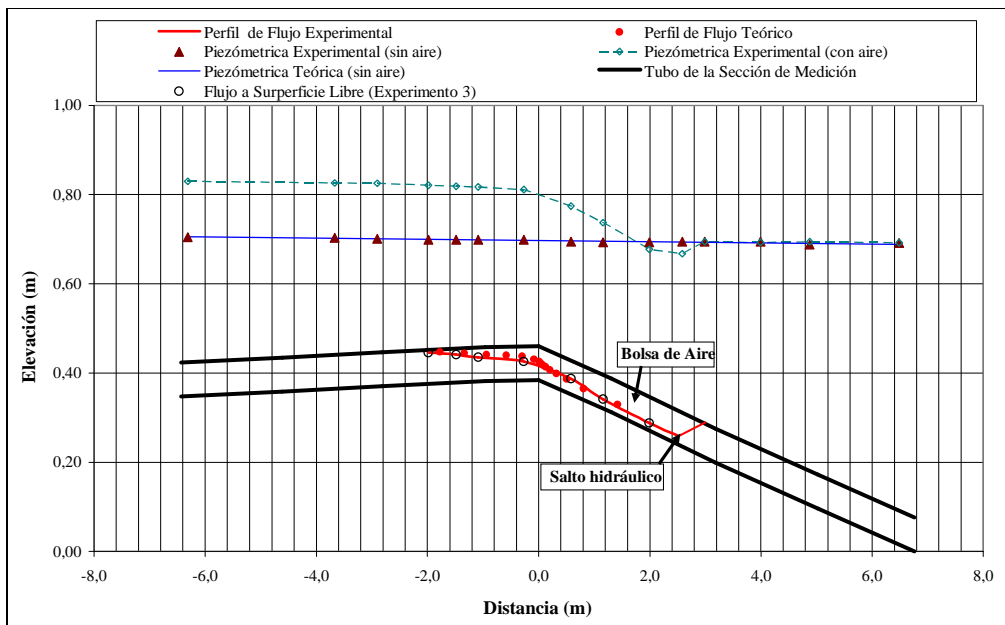


Figura 4.17 Perfiles de flujo A2 y S2, $Q = 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.015 \text{ m}^3$

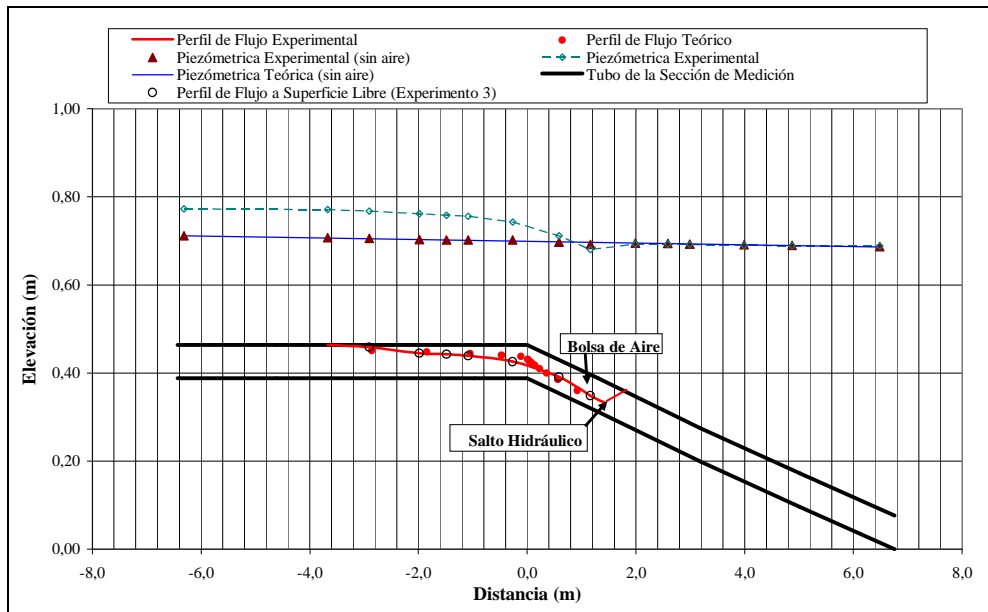


Figura 4.18 Perfiles de flujo H2 y S2, $Q = 0.017 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.01 \text{ m}^3$

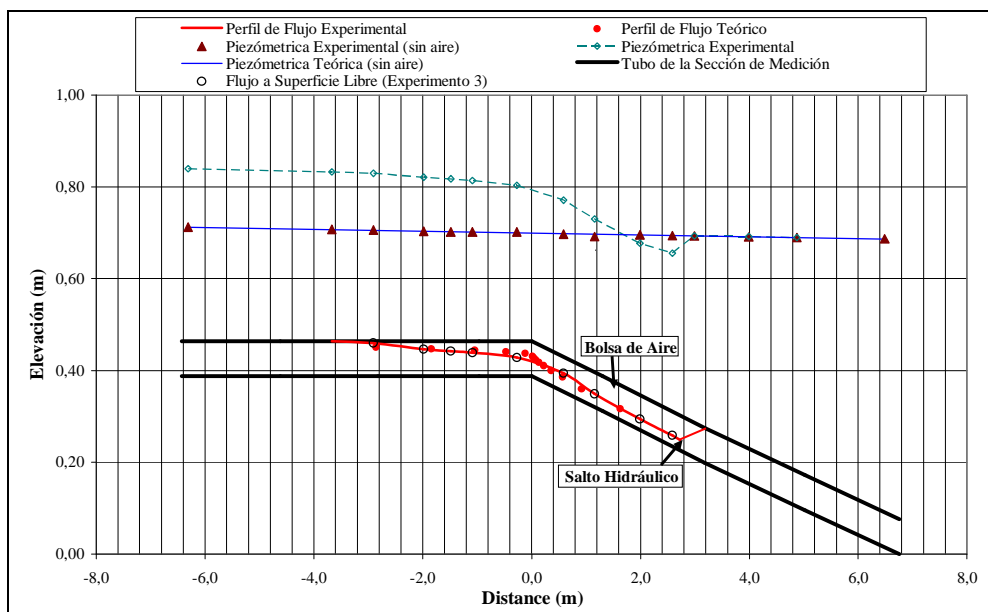


Figura 4.19 Perfiles de flujo H2 y S2, $Q = 0.017 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.015 \text{ m}^3$

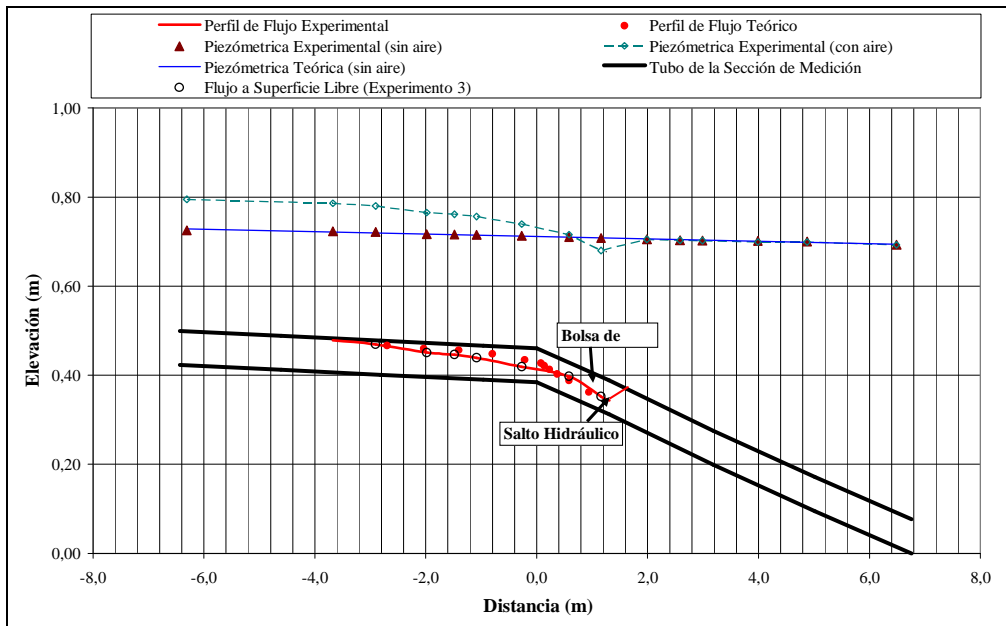


Figura 4.20 Perfiles de flujo M2 y S2, $Q = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.01 \text{ m}^3$

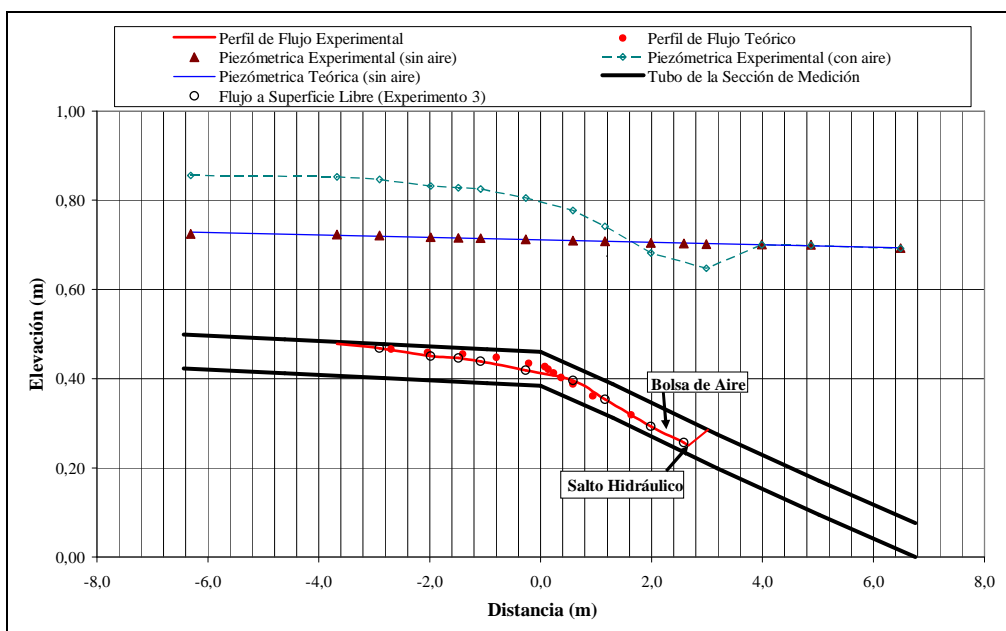


Figura 4.21 Perfiles de flujo M2 y S2, $Q = 0.02 \text{ m}^3/\text{s}$, $V = 0.015 \text{ m}^3$

5. EFECTO DE LAS BOLSAS DE AIRE EN TRANSITORIOS HIDRAULICOS

5.1 *Introducción*

El análisis de los transitorios hidráulicos se hace generalmente asumiendo que no hay aire atrapado en los acueductos. Sin embargo, en muchos de estos sistemas el aire puede ser introducido a través de los vórtices que se forman en la succión de las bombas (entre un 5% y 10% de aire por volumen de aire). Asimismo, cuando se presenta una presión menor a la atmosférica en la línea, el aire se puede introducir por los sellos defectuosos de las juntas y las válvulas. También es sabido que el agua contiene aproximadamente un 2% de aire disuelto, si la presión baja o la temperatura se incrementa el aire escapa de la solución y puede formar pequeñas bolsas de aire que pueden migrar a los puntos altos o intermedios del acueducto, y unirse al aire que pudo haber quedado acumulado por un mal purgado de la línea. Además, si las bolsas de aire localizadas en los puntos altos de los acueductos no pueden ser removidos de los mismos, podría ocurrir que el flujo se detenga por completo debido a que la pérdida de carga hidráulica acumulada producida por las bolsas puede ser mayor a la carga generada por la bomba.

5.2 *Efecto de las bolsas de aire en transitorios hidráulicos*

El efecto del aire atrapado en acueductos a bombeo puede ser perjudicial o benéfico, esto dependerá de la cantidad del aire, su localización, así como de la configuración del sistema y de las causas del transitorio, Martin (1976, 1996).

Stephenson (1997) comenta que la formación de grandes bolsas de aire en los acueductos puede causar una serie de problemas. Sin embargo, éstas pueden ayudar a reducir el valor de las sobrepresiones causadas por la ocurrencia de transitorios hidráulicos.

La manera en la que responden los acueductos a bombeo a la presencia de aire atrapado dependerá como está éste distribuido. Cuando por la tubería circula un flujo a baja velocidad el aire tenderá a formar bolsas de aire, que pueden amortiguar las presiones transitorias (Kottmann, 1992; Horlacher y Lüdecke, 2006; Thorley, 2004).

En las décadas pasadas han sido reportados varios accidentes, debido a la rápida apertura de las válvulas al poner en marcha los equipos de bombeo. Esto se debe a que no existe un criterio práctico para remover el aire atrapado de los acueductos. Una consideración muy importante, que debe tomarse en cuenta durante la puesta en marcha de los equipos de bombeo, es que el aire atrapado debe ser expulsado lentamente a través de las válvulas de aire para evitar una súbita compresión del mismo, y así evitar sobrepresiones importantes que puedan provocar la ruptura de la tubería.

Otros problemas que han sido reportados a causa del aire atrapado en acueductos a bombeo es el corrimiento de los tubos de sus anclajes, Wylie et al. (1993).

Qiu (1995) comenta que el volumen de las bolsas de aire localizadas en puntos altos de los acueductos es incuantificable, por lo tanto sus efectos potenciales en transitorios hidráulicos no son tomados en cuenta, ya sea en la etapa de diseño o en un análisis posterior a una falla.

En este capítulo se presenta el efecto de las bolsas de aire en transitorios hidráulicos, para ello se utiliza la ecuación (3.6) propuesta por González y Pozos (2000), con la cual se pueden localizar los puntos altos e intermedios de los acueductos, donde las grandes bolsas de aire podrían acumularse. De la misma manera, el método directo de pasos sucesivos es utilizado para obtener los perfiles de flujo bajo las bolsas de aire y las variables necesarias, para obtener el volumen de aire contenido en las mismas, ecuación (4.13). Posteriormente, al saber la localización de las bolsas de aire y su volumen, la simulación de los transitorios con aire atrapado se realiza con un modelo numérico basado en el método de las características.

5.3 *Resumen de los efectos del aire atrapado en transitorios hidráulicos*

El efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos ha sido estudiado por varios investigadores, muchos de los cuales han propuesto modelos matemáticos. Los estudios relacionados con este tema se resumen a continuación:

Brown (1968) reporta resultados obtenidos en campo y de cálculos numéricos de dos acueductos a bombeo, donde se presentaron presiones mayores a las predichas durante el diseño, lo cual fue atribuido a la presencia de aire atrapado. El análisis teórico estuvo basado en el método de las características, modificando la solución de la separación de columna líquida y considerando el efecto del aire atrapado en la línea. Los volúmenes de aire considerados para la simulación fueron localizados en puntos equidistantes a lo largo del acueducto. Brown concluyó:

El efecto del aire y otros gases disueltos en el agua deben ser considerados en el análisis numérico de los transitorios.

El aire atrapado puede tener efectos perjudiciales en los transitorios hidráulicos, causando sobrepresiones importantes en la descarga de las bombas, asimismo su presencia puede generar una mayor velocidad de giro en reversa de los impulsores de las bombas.

Martin (1976) simuló matemáticamente el efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos en acueductos con distintas configuraciones. Los resultados muestran que el aire puede ser perjudicial o benéfico, esto dependerá de la cantidad, su localización, así como también de la configuración del sistema y de las causas del transitorio. Martin comenta que la situación más crítica puede ocurrir, cuando una columna de agua se acelera rápidamente hacia un volumen de aire completamente confinado contra una válvula cerrada u otra columna de agua. En este caso la sobrepresión puede ser mucho mayor que la presión de operación del acueducto.

Jönsson (1985) describe el impacto de bolsas de aire en transitorios ocurridos en una planta de bombeo de aguas residuales, donde se encuentran instaladas válvulas de retención en la descarga de las bombas y un nivel bajo del agua en el tanque de succión. Para entender mejor el problema, el autor realizó investigación teórica y experimental, lo cual le permitió concluir que las sobrepresiones fueron causadas por la compresión de una bolsa de aire confinada contra la válvula de retención. Jönsson aplicó un modelo estándar con celeridad constante, los resultados muestran que las presiones son mayores al considerar aire

atrapado en la línea, comparados con los obtenidos al simular el mismo sistema sin considerar aire atrapado; además concluyó que pequeños volúmenes de aire generan mayores presiones. Por otra parte, recomienda que los importantes picos de presión deben ser considerados en la etapa de diseño de los acueductos. Posteriormente, el mismo Jönsson (1992) presenta y discute los resultados obtenidos, así como las mediciones realizadas en tres diferentes estaciones de bombeo. En esta ocasión su modelo computacional si toma en cuenta el efecto de las bolsas de aire en el sistema, lo cual le permite corroborar sus conclusiones previas.

Larsen y Burrows (1992) realizaron mediciones de presiones transitorias en tres sistemas a bombo de aguas residuales, posteriormente las compararon con los resultados obtenidos con la aplicación de un programa llamado WHPS. Las comparaciones muestran un efecto combinado de separación de columna y bolsas de aire localizadas en los puntos altos de las tres líneas, debido al paro de los equipos de bombeo. El modelo numérico utilizado se basa en el método de las características. Los investigadores encontraron, que al incluir en el modelo numérico las bolsas de aire en los puntos altos de los sistemas podía observarse un ajuste relativamente bueno entre los resultados y las mediciones. Los autores resaltan que las bolsas de aire pueden reducir o amplificar las presiones, esto va a depender del volumen de aire y de las causas del transitorio. Asimismo, en algunas situaciones se puede presentar la ruptura de la tubería.

Qiu (1995); Burrows y Qiu (1995); Qiu y Burrows (1996) presentan casos reales, donde ilustran la influencia de bolsas de aire en transitorios hidráulicos. En algunos casos la magnitud de las presiones se puede incrementar de forma importante, pudiendo esto causar efectos catastróficos, como la ruptura de la tubería. Múltiples bolsas de aire o una sola de tamaño pequeño localizadas en puntos altos del acueducto, son especialmente problemáticas. Las presiones pueden incrementarse entre 1.6 y 2 veces más, comparado con la presión en régimen estacionario o establecido. Asimismo, concluyen que la presencia de pequeñas bolsas de aire en acueductos a bombeo puede tener un efecto perjudicial, cuando se tiene una abrupta interrupción del flujo causado por el paro de los equipos de bombeo. Esto puede tener serias implicaciones en sistemas a bombeo, si la presencia de aire atrapado no fue tomada en cuenta durante el diseño del acueducto.

Fuertes (2001) propone un modelo matemático para analizar transitorios con bolsas de aire atrapadas en puntos altos de los acueductos, cuando se inicia el arranque de las bombas. Se trata de un modelo de parámetros concentrados (modelo rígido) que introduce como novedad la movilidad de las interfases aire-agua. El autor simuló dos situaciones, la primera fue con la presencia de válvulas de admisión y expulsión de aire, y la segunda sin considerar éstas. Fuertes realizó una investigación experimental para validar el modelo, encontrando una buena concordancia entre los resultados experimentales y teóricos.

Carmona et al. (1994) reportan el control de transitorios hidráulicos por corte de bombeo, mediante la entrada de aire al acueducto El Cuchillo – Monterrey, ubicado en el Estado de Nuevo León, México. El sistema tiene una longitud total de 90 km, la tubería es de acero de 2.13 y 2.5 m de diámetro; además cuenta con 5 plantas de bombeo para impulsar un gasto máximo de 6 m³/s. El sistema de control de transitorios por corte de bombeo se conforma por tanques unidireccionales y torres de oscilación, que resultó ser insuficiente por haberse

considerado durante la etapa de diseño un valor incorrecto del momento de inercia de los equipos de bombeo de todas las plantas. La necesidad de iniciar el funcionamiento del acueducto, obligó a ensayar una forma poco convencional de protección contra presiones transitorias negativas. La solución fue operar 2 de las 5 bombas instaladas por planta, y permitir la entrada de aire a través de las válvulas de admisión y expulsión localizadas a lo largo del acueducto. Evidentemente, antes de proponer la solución al organismo operador del sistema, se llevo a cabo una simulación numérica para analizar su factibilidad. Se encontró que se debían instalar más válvulas de admisión, para permitir el ingreso de un mayor volumen de aire. Posteriormente, se realizaron mediciones en campo para medir el transitorio generado por el disparo simultáneo de dos equipos en operación al bombear un gasto de 2.4 m³/s. Al comparar la simulación numérica y los datos obtenidos en campo se observa que el ingreso de aire permite una protección satisfactoria. Los autores concluyen, que a pesar de los buenos resultados obtenidos, para poder utilizar el ingreso de aire como protección de la operación total de acueductos, es necesario revisar una a una las etapas de operación de éste y otros acueductos, mediante simulación matemática y campañas de medición que garanticen la eficiencia de tal protección.

Burrows (2003) reporta un caso real de un sistema a bombeo de aguas residuales ocurrido en el Reino Unido, donde se reportaron fracturas en un periodo de pocos años producidas por el paro de los equipos de bombeo, el último problema se presentó en 1992. El autor encontró que los transitorios producidos por el paro de las bombas no fue la única causa por la cual se produjeron las fracturas en la tubería. En reportes previos se menciona que la cámara de aire provista para mitigar los transitorios dejó de funcionar en 1989, asimismo, el perfil de la conducción fue modificado por la construcción de una carretera. Basado en Larsen (1992) y Burrows y Qiu (1996), Burrows realizó una nueva simulación de transitorios considerando el nuevo perfil y sin tomar en cuenta la cámara de aire, y concluyó que una pequeña bolsa de aire ($V = 0.015\text{m}^3$) localizada cerca del corte hecho para la construcción de la carretera generó un aumento en la magnitud de las presiones, lo cual causó los problemas antes mencionados.

Más recientemente, Ochoa (2005) desarrolló un modelo matemático basado en las ecuaciones de flujo separado para dos componentes (agua-aire) para determinar el comportamiento del aire atrapado en conductos a presión, cuando éste ocupa parcialmente la sección transversal de la tubería. En flujo transitorio el modelo calcula la velocidad del volumen de aire durante su remoción hidráulica, y las sobrepresiones cuando se reduce repentinamente el flujo de agua. Los resultados numéricos fueron validados con pruebas experimentales realizadas en un dispositivo experimental.

5.4 Modelo numérico para investigar el efecto de bolsas de aire en transitorios hidráulicos

El modelo numérico fue implementado con el propósito de demostrar el efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos, causados por el paro repentino de los equipos de bombeo, situación que puede considerarse como la más crítica en un acueducto.

El programa se basa en el método de las características, así como en la teoría y los procedimientos presentados por Wylie y Streeter (1978), Chaudhry (1987) y Wylie et al. (1993). Asimismo, algunas de las consideraciones hechas por Burrows y Qiu (1995) durante

su investigación fueron tomadas en cuenta para el desarrollo del programa, las cuales se mencionan a continuación:

El método estándar de las características es utilizado para obtener las ecuaciones diferenciales ordinarias. Posteriormente, éstas son evaluadas a lo largo de las líneas características con una aproximación de primer orden y sin interpolación para eliminar la inestabilidad numérica.

Bolsas de aire de un tamaño predeterminado pueden ser localizadas en los nodos de la línea. La bolsa de aire nunca ocupa la totalidad de la sección transversal del tubo y siempre permanece en su posición original durante toda la evolución del transitorio.

La celeridad permanece constante durante el análisis.

La bolsa de aire se comporta según la relación politrópica.

La fricción, las pérdidas por accesorios, así como las pérdidas en las estaciones de bombeo son consideradas en el programa.

Por convenir al cálculo, las bolsas de aire se localizan en nodos coincidentes entre los tramos adyacentes de las tuberías

La bolsa de aire se localiza en el i -ésimo nodo, ver Figura 5.1.

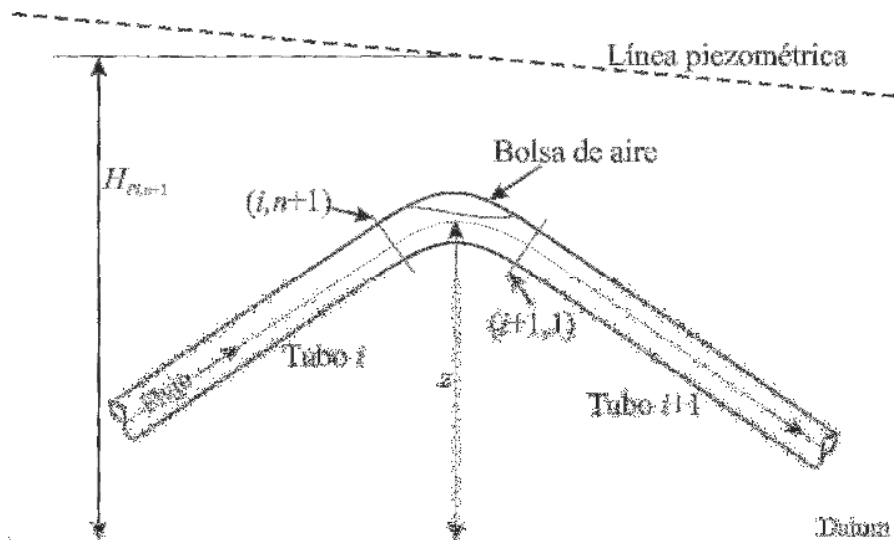


Figura 5.1 Notación para la bolsa de aire

La ecuación (5.1) que describe el proceso politrópico es usada como condición de frontera, para determinar la expansión y compresión de las bolsas de aire. Además, se considera que la carga piezométrica es igual a $H = (p/\rho g) + z$, ver Figura 5.1.

$$HV^\psi = C \quad (5.1)$$

Donde H es la carga piezométrica, V el volumen de aire, ψ el índice politrópico y C una constante.

La ecuación también puede escribirse como:

$$(H_{P_{i,n+1}} - z + H_b)V_{P_i}^\psi = C \quad (5.2)$$

Donde $H_{P_{i,n+1}}$ es la carga piezométrica sobre el PHC en la sección $(i,n+1)$ al final del intervalo de tiempo, z es la distancia vertical desde el PHC hacia el eje del tubo, H_b la carga barométrica y V_{P_i} es el volumen de aire al final del intervalo de tiempo.

El valor del índice politrópico ψ es igual a 1.0 para un proceso isotérmico lento, y 1.4 para un proceso adiabático rápido. El valor del índice politrópico considerado para los cálculos aquí presentados es $\psi = 1.2$.

Es importante mencionar que Burrows y Qiu (1995) encontraron que el valor del índice politrópico no influye de forma considerable en el valor de las presiones transitorias.

La ecuación de continuidad para la bolsa de aire puede escribirse como:

$$V_{P_i} = V_i + \frac{1}{2} \Delta t \left[(Q_{P_{i+1,t}} + Q_{i+1,t}) - (Q_{P_{i,n+1}} + Q_{i,n+1}) \right] \quad (5.3)$$

Donde V_i es el volumen de aire al inicio del intervalo de tiempo, Δt el intervalo de tiempo, $Q_{i,n+1}$ el gasto aguas arriba de la bolsa de aire al inicio del intervalo de tiempo, $Q_{P_{i,n+1}}$ gasto aguas arriba de la bolsa de aire al final del intervalo de tiempo, $Q_{i+1,t}$ gasto aguas abajo de la bolsa de aire al inicio del intervalo de tiempo, $Q_{P_{i+1,t}}$ gasto aguas abajo de la bolsa de aire al final del intervalo de tiempo.

Las variables con el subíndice P indican que éstas son desconocidas al final del intervalo de tiempo $t + \Delta t$, mientras que las variables sin el subíndice P se refieren a las variables conocidas al inicio del intervalo de tiempo t .

Debido a que en este capítulo el método de las características es utilizado para analizar el efecto de bolsas de aire en transitorios hidráulicos, las ecuaciones de las características positivas y negativas al final de cada intervalo de tiempo se definen de la siguiente forma:

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{(+)} - C_{a_i} H_{P_{i,n+1}} \quad (5.4)$$

$$Q_{P_{i+1,l}} = C_{(-)} + C_{a_{i+1}} H_{P_{i+1,l}} \quad (5.5)$$

donde

$$C_{(+)} = Q_{i,n+1} + C_{a_i} H_{i,n+1} - R_i Q_{i,n+1} |Q_{i,n+1}| \quad (5.6)$$

$$C_{(-)} = Q_{i+1,l} - C_{a_{i+1}} H_{i+1,l} - R_{i+1} Q_{i+1,l} |Q_{i+1,l}| \quad (5.7)$$

$$R_i = \frac{f_i \Delta t_i}{2D_i A_i} \quad (5.8)$$

$$R_{i+1} = \frac{f_{i+1} \Delta t_{i+1}}{2D_{i+1} A_{i+1}} \quad (5.9)$$

$$C_{a_i} = \frac{g A_i}{a_i} \quad (5.10)$$

$$C_{a_{i+1}} = \frac{g A_{i+1}}{a_{i+1}} \quad (5.11)$$

Donde f es el factor de fricción de Darcy – Weisbach, Δt el intervalo de tiempo, D es el diámetro del tubo, A el área de la sección transversal del tubo, g aceleración de la gravedad y a la celeridad.

Si las pérdidas en la unión de los tubos no son consideradas, entonces

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,l}} \quad (5.12)$$

Ahora se tienen cinco variables desconocidas y cinco ecuaciones, las cuales son $H_{P_{i,n+1}}$, V_{P_i} , $Q_{P_{i+1,l}}$, $Q_{P_{i,n+1}}$, $H_{P_{i+1,l}}$. La ecuación (5.13) se puede resolver para $H_{P_{i,n+1}}$ mediante un método iterativo, por ejemplo el de la bisección. Los valores de las otras variables desconocidas pueden ser evaluados con las ecuaciones (5.2) a (5.12)

$$\left(H_{P_{i,n+1}} + H_b - z \right) \left[C_{aire} + \frac{1}{2} \Delta t (C_{a_i} + C_{a_{i+1}}) H_{P_{i,n+1}} \right]^{\psi} = C_I \quad (5.13)$$

$$C_{aire} = V_i + \frac{1}{2} \Delta t (Q_{i+1,l} - Q_{i,n+1} + C_{(-)} - C_{(+)}) \quad (5.14)$$

Durante los cálculos el esquema de diferencias finitas se mantiene estable, debido a que la condición de Courant – Friedrich – Lewy (Ec. 5.15) se cumple en todo momento si el Δt es elegido adecuadamente.

$$\Delta x \geq a \Delta t \quad (5.15)$$

5.5 Resumen del procedimiento de cálculo

El diagrama de flujo mostrado en la Figura 5.2 presenta el procedimiento de cálculo para analizar el efecto de las bolsas de aire en transitorios hidráulicos. Las ecuaciones asociadas se presentan en la Tabla 5.1.

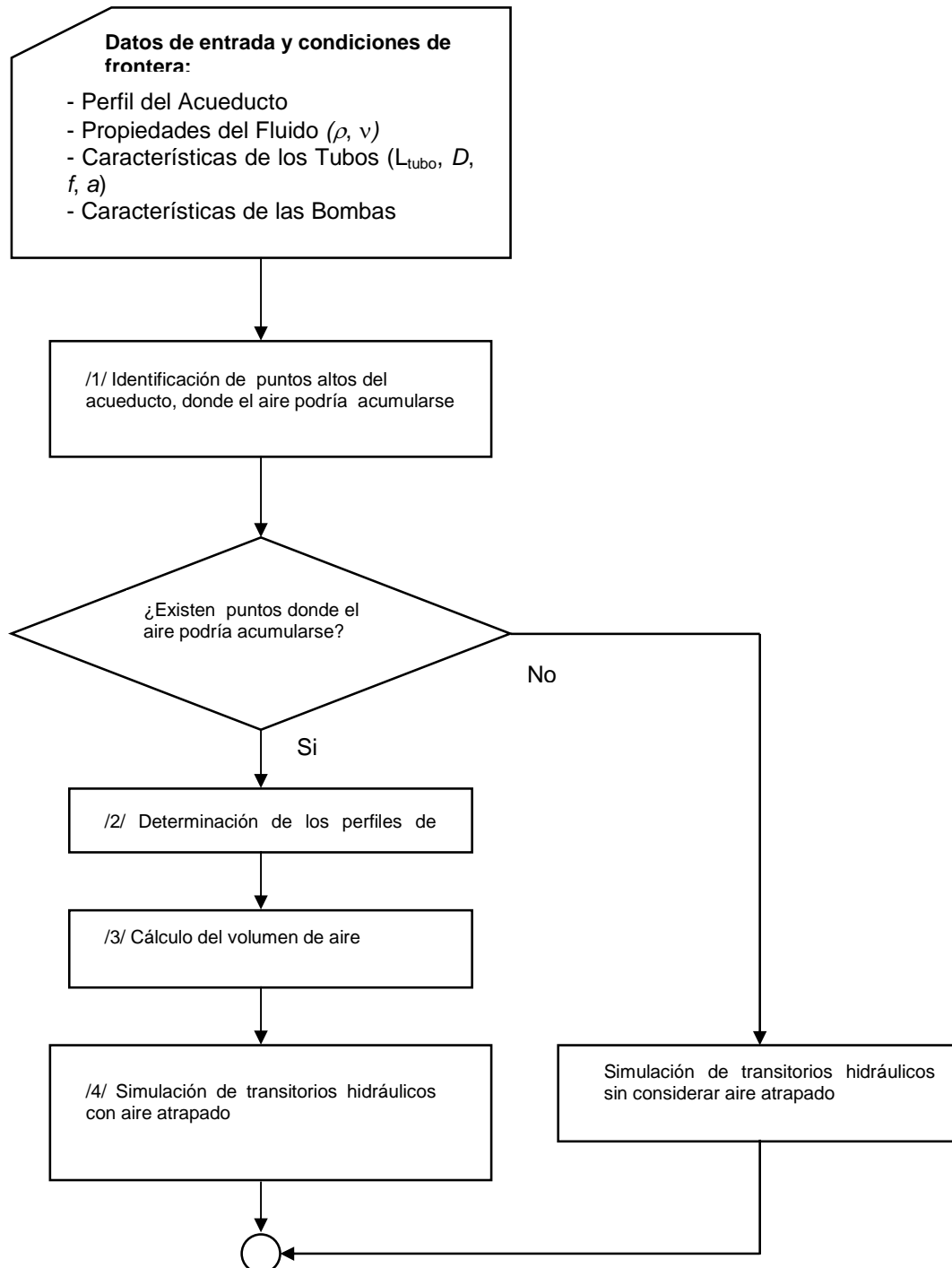


Figura 5.2 Procedimiento de cálculo de transitorios hidráulicos con aire atrapado

Tabla 5.1: Ecuaciones para calcular los pasos representados en la Figura 5.2

Números correspondientes a la Figura 5.2	Ecuaciones asociadas
/1/	$Q_w^2 / gD^5 = S$ / Comportamiento del aire Ecuación (3.6)
/2/	$\Delta x = \frac{E_2 - E_1}{S_0 - S_f}$ / Ecuación dinámica de flujo gradualmente variado Ecuación (4.4)
/3/	V / Volumen de aire Ecuación (4.13)
/4/	V_{P_i} / Volumen de aire al inicio de intervalo de tiempo (5.3) $Q_{P_{i,n+1}}$ / Gasto en el extremo aguas arriba de la bolsa de aire al final del intervalo de tiempo (5.4) $Q_{P_{i+1,i}}$ / Gasto en el extremo aguas abajo de la bolsa de aire al final del intervalo de tiempo (5.5) $H_{P_{i,n+1}}$ / Carga piezométrica en el extremo aguas arriba de la bolsa de aire al final del intervalo de tiempo (5.12)

5.6 Caso de estudio

El estudio de un acueducto a bombeo sin dispositivos supresores de transitorios es presentado para demostrar el efecto potencial de bolsas de aire en transitorios hidráulicos. La condición de frontera aguas arriba es una estación de bombeo y aguas abajo un tanque de carga constante. Para este análisis sólo se simuló los transitorios generados por el paro repentino de los equipos de bombeo.

La estación de bombeo opera con cuatro equipos conectados en paralelo. El agua es bombeada hacia el tanque de carga constante ubicado a 396.92 m del nivel del tanque de succión. La conducción tiene una longitud de 2289 m y está compuesta de tubo de acero con diámetro interno de 1.22 m. El esquema de la Figura 5.3 ilustra esquemáticamente el sistema estudiado.

Antes de aplicar el modelo numérico para investigar el efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos, se llevó a cabo un análisis preliminar para identificar los puntos donde las bolsas de aire podrían acumularse y cuantificar su volumen. Utilizando la ecuación propuesta por González y Pozos (2000) se encontraron 4 puntos que podrían acumular aire, cuando el sistema opera con 3 equipos de bombeo ($Q = 1.875 \text{ m}^3/\text{s}$), ver Figura 6.4. Por otra parte,

cuando están en funcionamiento las 4 unidades de bombeo ($Q = 2.5 \text{ m}^3/\text{s}$) sólo se encontró un posible punto de acumulación de aire, tal como se muestra en la Figura 5.5.

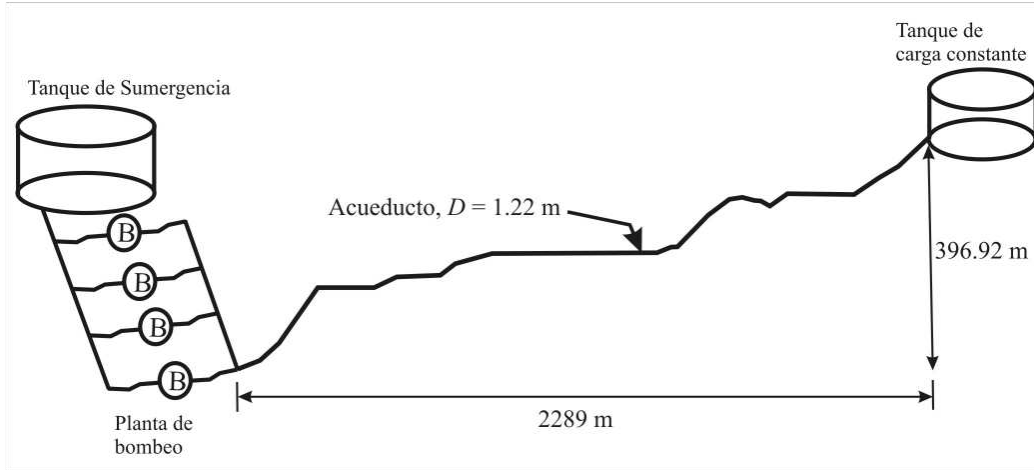


Figura 5.3 Perfil del acueducto a bombeo

Los resultados obtenidos con la ecuación (3.6) son comparados con la relación propuesta por Walski et al. (1994), la cual describe el comportamiento de bolsas de aire en sistemas a bombeo que transportan aguas residuales. La ecuación es la siguiente:

$$\frac{\xi v_{nom}^2}{gDS} = T' = 1 \quad (5.14)$$

Donde T' es un parámetro adimensional, que es igual a la unidad cuando las fuerzas actuantes sobre la bolsa de aire la mantienen en equilibrio, ξ es un coeficiente empírico adimensional, v_{nom} es la velocidad nominal (velocidad del agua en la tubería, cuando no hay aire atrapado), S la pendiente de la tubería, D es el diámetro del tubo y g la aceleración de la gravedad.

El valor de ξ puede aproximarse con la ecuación (5.15)

$$\xi = 0.88S^{0.68} \quad (5.15)$$

Sustituyendo la ecuación (5.14) en la ecuación (5.15) se obtiene una ecuación para determinar si las bolsas de aire pueden quedar atrapadas en puntos altos de los acueductos.

$$\frac{0.88v_{nom}^2}{gDS^{0.32}} = T' \quad (5.16)$$

Cuando T' es mayor a uno el aire se va mover hacia aguas abajo, de la misma manera si el parámetro es menor que la unidad, el aire regresará hacia aguas arriba.

Los resultados obtenidos con las ecuaciones (3.6) y (5.16) se resumen en la Tabla 5.2. Los valores de S corresponden a las pendientes descendentes del acueductos, donde el aire se movería a contra flujo, provocando la acumulación del mismo en los puntos altos del sistema.

Tabla 5.2. Movimiento de las bolsas de aire en las pendientes descendentes del acueducto, $Q = 1.875$ (m^3/s)

Q (m^3/s) 1.875	v_{nom} (m/s) 1.604		
Pendiente del tubo S	$Q_w^2/gD^5 = 0.1326$	$0.88 v_{nom}^2/gDS^{0.32}$	Comportamiento del aire
0.1995	El Aire se mueve aguas arriba	0.3168	El Aire se mueve aguas arriba
0.1354	El Aire se mueve aguas arriba	0.3587	El Aire se mueve aguas arriba
0.1600	El Aire se mueve aguas arriba	0.3400	El Aire se mueve aguas arriba
0.3226	El Aire se mueve aguas arriba	0.2717	El Aire se mueve aguas arriba

Tabla 5.3. Movimiento de las bolsas de aire en las pendientes descendentes del acueducto, $Q = 2.5$ (m^3/s)

Q_w (m^3/s) 2.5	v_{nom} (m/s) 2.139		
Pendiente del tubo S	$Q_w^2/gD^5 = 0.1326$	$0.88 v_{nom}^2/gDS^{0.32}$	Comportamiento del aire
0.3225	El Aire se mueve aguas arriba	0.4830	El Aire se mueve aguas arriba

De los resultados presentados en las Tablas 5.2 y 5.3, se puede concluir que para la configuración del acueducto analizado, las ecuaciones propuestas por Walski et al. (1994) y González y Pozos (2000) predicen el mismo comportamiento. De la misma manera, la ecuación (4.6) fue utilizada para calcular el volumen de las bolsas de aire localizadas en los puntos del acueducto. Los resultados se presentan en las Tablas 5.4 y 5.5.

Tabla 5.4. Volúmenes de aire cuando 3 equipos de bombeo están en operación

$Q = 1.875$ (m^3/s)			
Volúmenes de aire en la bolsa 1 (m^3)	Volúmenes de aire en la bolsa 2 (m^3)	Volúmenes de aire en la bolsa 3 (m^3)	Volúmenes de aire en la bolsa 4 (m^3)
0.145	0.448	1.038	0.412
0.242	0.576	1.152	0.480
0.429	0.816	1.368	0.614
0.761	1.235	1.747	0.856
1.334	1.944	2.395	1.286
2.326	3.147	3.503	2.048
4.099	5.244	5.456	3.449

Tabla 5.5. Volúmenes de aire cuando 4 equipos de bombeo están en operación

Q = 2.5 (m³/s)
Volúmenes de aire en la bolsa 1 (m³)
0.164
0.214
0.325
0.542
0.948
1.702
3.143

5.7 Análisis de resultados

El efecto de diferentes bolsas de aire en transitorios hidráulicos generados por el paro simultáneo de las unidades de bombeo, sin considerar dispositivos supresores de transitorios son analizados en esta sección. Los volúmenes de aire presentados en las Tablas 5.4 y 5.5 son colocados en los puntos altos del sistema identificados durante el análisis. Posteriormente, una serie de simulaciones numéricas son llevadas a cabo para encontrar la situación más crítica en este sistema en particular. El peor escenario se presenta cuando la estación de bombeo opera con tres unidades, y cuatro pequeñas bolsas de aire se localizan en los puntos 1 a 4 de la línea. Para comparar el efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos, también se evaluaron los transitorios sin considerar aire atrapado en la línea.

El programa calcula la carga piezométrica H y el gasto Q para todos los nodos considerados a lo largo de la línea durante el tiempo de simulación. Para este análisis en particular, sólo se consideran las envolventes de las cargas máximas y mínimas experimentadas por el sistema. Para identificar más fácilmente los puntos críticos en el sistema, se graficaron las cargas máximas y mínimas versus el cadenamiento de la línea. En las Figuras 5.4 y 5.5 se observa que las envolventes de las cargas piezométricas mínimas sin considerar aire atrapado cortan parte de la tubería, esto va a generar que el sistema experimente una presión menor a la atmosférica lo que puede conducir al fenómeno conocido como separación de columna líquida. Esto podría ocurrir entre los cadenamientos $0 + 716.5$ a $0 + 996.9$ y $1 + 565.6$ a $1 + 719.5$, cuando 4 bombas se encuentran en operación. Asimismo, al operar sólo 3 unidades en la estación de bombeo se podría producir la separación de columna entre los cadenamientos $1 + 586.6$ y $1 + 699.7$. Por lo tanto, se tiene que considerar el uso de dispositivos para control de transitorios hidráulicos, para reducir los efectos negativos en el sistema.

Cuando el análisis de fenómenos transitorios en un acueducto indique la ocurrencia de separación de columna líquida, se debe estudiar si las presiones generadas por la reunión de las columnas de agua son aceptables. En caso de encontrarse sobrepresiones importante capaces de dañar la tubería, debe considerarse la inclusión de dispositivos para controlar los transitorios. Algunos de los dispositivos para prevenir separación de columna líquida o para reducir las presiones cuando las columnas se vuelven a reunir son los siguientes:

Cámaras de aire
Tanques unidireccionales
Volantes de inercia
Válvulas de admisión y expulsión de aire
Válvulas reguladoras de presión

Otro aspecto importante que debe ser tomado en cuenta durante el diseño de un acueducto a bombeo es el espesor de la pared de la tubería, la cual debe soportar las presiones transitorias que experimentaría el sistema. Para el dimensionamiento del espesor de la pared se debe considerar la envolvente de presiones máximas.

Es importante resaltar que el propósito de este análisis no es el de mostrar un análisis riguroso del método de las características, ni la simulación de transitorios hidráulicos considerando dispositivos supresores de transitorios hidráulicos. Para aquellos lectores interesados en el tratamiento matemático del método de las características, así como en los dispositivos utilizados para reducir el efecto de los transitorios hidráulicos, deben referirse a Wylie y Streeter (1978); Chaudhry (1987); Tullis (1989); Wylie et al. (1993) y Thorley (2004).

Estación de bombeo operando con 3 unidades

Tres diferentes grupos de bolsas de aire fueron tomados en cuenta, para demostrar el efecto de múltiples bolsas de aire localizadas en puntos altos del acueducto analizado. El escenario más crítico se presenta, cuando tres bombas se encuentran en operación y cuatro pequeñas bolsas de aire ($V_1 = 0.145 \text{ m}^3$, $V_2 = 0.448 \text{ m}^3$, $V_3 = 1.038 \text{ m}^3$, $V_4 = 0.412 \text{ m}^3$) se localizan en los puntos 1 a 4. El subíndice indica el punto donde la correspondiente bolsa de aire se encuentra instalada. Dos grupos más de bolsas de aire fueron considerados para comparar las envolventes de las cargas máximas y mínimas obtenidas con los pequeños volúmenes de aire. En este caso particular ($V_1 = 0.761 \text{ m}^3$, $V_2 = 1.235 \text{ m}^3$, $V_3 = 1.747 \text{ m}^3$, $V_4 = 0.856 \text{ m}^3$) son llamadas bolsas de aire de tamaño mediano y ($V_1 = 4.099 \text{ m}^3$, $V_2 = 5.244 \text{ m}^3$, $V_3 = 5.456 \text{ m}^3$, $V_4 = 3.449 \text{ m}^3$) son consideradas como bolsas de aire de gran tamaño.

La presencia de las cuatro pequeñas bolsas de aire causa un importante aumento de las presiones transitorias máximas y mínimas a lo largo del sistema. La simulación numérica indica que estas bolsas de aire absorben parcialmente las presiones transitorias, generando, que el resto sea reflejado hacia las fronteras aguas arriba y aguas debajo de la línea. La amplificación de las envolventes de las cargas máximas y mínimas es causada debido a la reflexión de las presiones en las válvulas de retención en la descarga de las bombas, bolsas de aire y en el tanque de carga constante.

Las cargas máximas y mínimas se reducen al incrementarse el volumen de aire. Por ejemplo, las bolsas de aire medianas reducen significativamente la reflexión de las presiones transitorias hacia la estación de bombeo; asimismo, las cargas mínimas experimentan una reducción menor a la comparada con las cargas mínimas obtenidas sin considerar aire atrapado en la línea. Es importante destacar, que las bolsas de aire localizadas en los puntos 3 y 4 tienen un efecto de reflexión similar al de las pequeñas bolsas de aire localizadas en estos puntos.

En la Figura 5.4 puede observarse que las cargas máximas y mínimas a lo largo del perfil del acueducto tienen una reducción considerable, cuando en los puntos 1 a 4 se localizan 4 bolsas de aire grandes. En este caso el efecto amortiguador producido por las bolsas absorbe considerablemente las presiones transitorias, y sólo se observa una mínima reflexión producida por el volumen de aire localizado en el punto 3. Por lo tanto, se puede concluir que estas bolsas de aire tienen un efecto benéfico para este sistema en particular.

Estación de bombeo operando con 4 unidades

Para demostrar el efecto de una bolsa de aire localizada en el punto 1 de la línea cuando cuatro bombas están en operación, se consideraron tres diferentes volúmenes de aire. Bolsa de aire pequeña ($V = 0.164 \text{ m}^3$), mediana ($V = 0.948 \text{ m}^3$) y grande ($V = 3.143 \text{ m}^3$). Los resultados se muestran en la Figura 5.5.

En el caso de la pequeña bolsa de aire ($V = 0.164 \text{ m}^3$), las cargas máximas y mínimas a lo largo del acueducto son ligeramente menores a las obtenidas sin considerar aire atrapado, excepto en la descarga de las bombas. Entonces, se puede concluir que la pequeña bolsa de aire produce una amortiguación que absorbe gran parte de las presiones transitorias.

La bolsa de aire con un volumen ($V = 0.948 \text{ m}^3$) causa un considerable aumento de las cargas máximas a lo largo del perfil, cuando ésta se localiza en el punto 1. Asimismo, el efecto en la envolvente de cargas mínimas también es considerable. Además, la bolsa genera una reflexión importante de las cargas máximas hacia la planta de bombeo y el tanque de carga constante.

Varios investigadores han demostrado que los picos de presión pueden ser amplificados por pequeños volúmenes de aire (Burrows and Qiu (1995); Qiu and Burrows (1996); Burrows (2003)). De la misma manera, Gahan (2004) resalta que las bolsas de aire pequeñas y grandes pueden definirse en términos de su efecto en los transitorios hidráulicos.

En contraste, el mayor de los volúmenes de aire ($V = 3.143 \text{ m}^3$) genera una reflexión de las presiones transitorias que viajan hacia la planta de bombeo y el tanque de carga constante. Asimismo, la bolsa de aire se comporta como una cámara de aire, que eleva la envolvente de cargas mínimas, sin embargo, en la descarga de las bombas se presentan valores menores de la carga mínima a aquellos que experimenta el sistema sin considerar aire atrapado. Por lo tanto, se puede concluir que para el mayor de los volúmenes de aire considerado en las simulaciones numéricas, éste no tiene un efecto benéfico para el sistema.

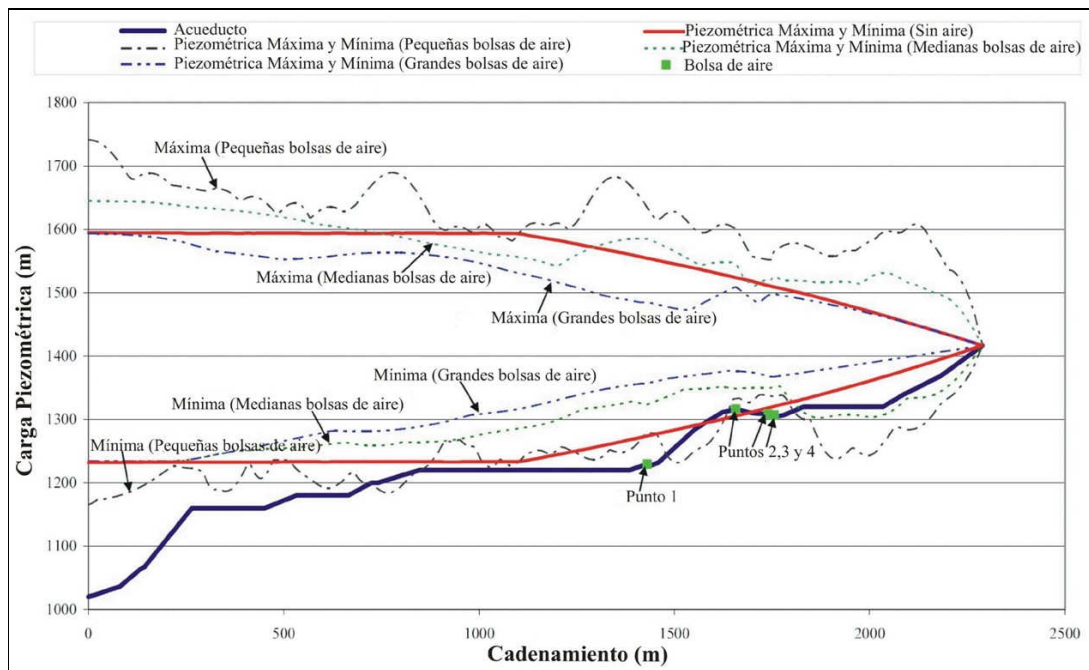


Figura 5.4 Envolventes de las líneas de cargas piezométricas máximas y mínimas para 4 bolsas de aire

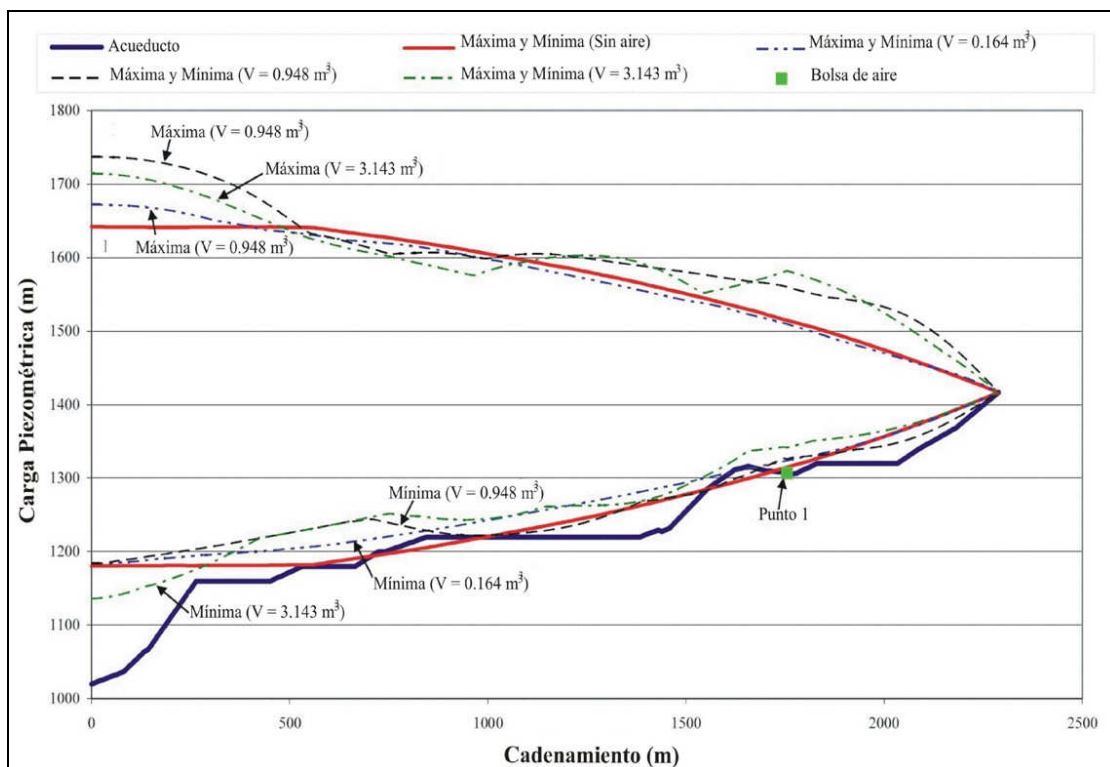


Figura 5.5 Envolventes de las líneas de cargas piezométricas máximas y mínimas para 1 bolsa de aire

6. CONCLUSIONES

La presencia de aire atrapado en conductos a presión es quizá uno de los problemas que menos se toman en cuenta, siendo sus efectos la mayoría de las veces desconocidos y subvaluados. Por lo tanto, se les presta poca o nula atención. Un fenómeno que se presenta muy frecuentemente durante la operación de acueducto es la presencia de aire atrapado en algunos puntos altos del mismo, lo cual puede originar una serie de fenómenos adversos en flujo establecido y transitorio.

El aire atrapado en conductos a presión no puede ser siempre evacuado por completo, pero al entender de qué forma entra el aire a éstos, los ingenieros pueden proponer soluciones para que la cantidad que se introduce sea menor y de ser posible nula.

En este trabajo se presentan las causas por las cuales el aire se puede introducir a los acueductos y los efectos que éste puede causar en los mismos. Además, se exponen varios estudios realizados anteriormente, los cuales pueden ser utilizados para analizar el comportamiento del aire en las tuberías. Asimismo, se describen los dispositivos mecánicos para expulsar el aire de las conducciones.

Se propone una ecuación (expresión 3.6) para localizar los puntos altos de los acueductos, donde el aire podría acumularse. Para validar esta expresión se llevó a cabo una investigación teórica-experimental. El estudio teórico consistió en analizar la estabilidad de una bolsa de aire en una tubería fluyendo a tubo lleno, igualando la fuerza de arrastre del flujo de agua y la componente de la fuerza de flotación en dirección contraria al flujo. Al mismo tiempo, una investigación experimental se realizó para validar la aplicación de dicha ecuación. La ecuación antes mencionada puede ser aplicada para analizar conductos a presión ya construidos, así como aquellos que se encuentran en la fase de diseño. Es importante mencionar que esta ecuación ha sido utilizada para estudiar problemas de aire atrapado en acueductos de México, y las soluciones propuestas han permitido un mejor funcionamiento de estos sistemas.

Con el propósito de estudiar y observar las grandes bolsas de aire que se pueden acumular en los puntos altos de los conductos a presión. En el capítulo 4 se describió una investigación experimental en un dispositivo con el propósito de calcular el volumen de las bolsas de aire. El estudio se enfocó principalmente en las grandes bolsas de aire que se acumulan en los puntos altos de los acueductos a bombeo.

En la primer parte de la investigación se midieron los tirantes bajo las bolsas de aire con una presión mayor a la atmosférica, para posteriormente compararlos con los tirantes medidos al simular flujo a superficie libre a presión atmosférica. Asimismo, los datos experimentales fueron comparados con los resultados teóricos obtenidos con el Método del Paso Directo (MPD) utilizado en el análisis del flujo gradualmente variado (FGV). Además, en este capítulo se presenta un método para calcular el volumen de las bolsas de aire utilizando algunas de las variables obtenidas al aplicar el MPD (ecuación 4.13).

Los resultados teóricos y experimentales muestran, que los volúmenes de aire obtenidos usando la ecuación (4.13) son menores que los evaluados con la ley de Boyle. Esto se debe

a que el volumen de aire sobre la superficie del salto hidráulico no fue considerado, además los tramos de la tubería considerados al aplicar el MPD no son lo suficientemente pequeños para obtener una mejor aproximación del volumen de aire.

Por otra parte, a partir de estos resultados, se concluyó que los volúmenes de aire calculados con la expresión propuesta incrementa el factor de seguridad en el diseño de acueductos, debido a que pequeñas bolsas de aire localizadas en puntos altos e intermedios de acueductos a bombeo pueden amplificar la magnitud de las presiones transitorias generadas por un corte inesperado de energía en la estación de bombeo. En cuanto a la forma de los perfiles de flujo, se puede observar que los perfiles obtenidos durante los experimentos coinciden muy bien con los perfiles calculados con el MPD.

En el último capítulo se presenta el análisis de transitorios hidráulicos con aire atrapado en un sistema real. Los cálculos se realizaron con un modelo numérico que se basa en el método de las características.

Antes de aplicar el modelo numérico para investigar el efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos, se llevó a cabo un análisis preliminar para identificar los puntos donde las bolsas de aire podrían acumularse, utilizando la ecuación (3.6). De la misma manera, la expresión (4.13) fue usada para calcular el volumen de las bolsas de aire localizadas en los puntos altos del acueducto.

En el análisis del acueducto a bombeo no se consideraron dispositivos supresores de transitorios, con el fin de demostrar el efecto potencial de bolsas de aire en transitorios hidráulicos. La condición de frontera aguas arriba es una estación de bombeo y aguas abajo un tanque de carga constante. Para este estudio sólo se simularon los transitorios generados por la falla repentina de los equipos de bombeo.

Las conclusiones generales sobre los resultados para este sistema se resumen a continuación:

La presencia de pequeñas bolsas de aire causa un importante aumento de las presiones transitorias máximas y mínimas a lo largo del sistema. La simulación numérica indica que estas bolsas de aire absorben parcialmente las presiones transitorias, generando que el resto sea reflejado hacia las fronteras aguas arriba y aguas abajo de la línea. La amplificación de las envolventes de las cargas máximas y mínimas es causada debido a la reflexión de las presiones en las válvulas de retención en la descarga de las bombas, bolsas de aire y el tanque de carga constante.

Las cargas máximas y mínimas se reducen al incrementarse el volumen de las bolsas de aire. Por ejemplo, las bolsas de aire medianas reducen significativamente la reflexión de las presiones transitorias hacia la estación de bombeo; asimismo, las cargas mínimas experimentan una reducción menor a la comparada con las cargas mínimas obtenidas sin considerar aire atrapado en la conducción. Es importante mencionar, que las bolsas de aire tienen un efecto de reflexión similar al de las pequeñas bolsas de aire.

Las cargas máximas y mínimas a lo largo del perfil del acueducto tienen una reducción considerable, cuando en sus puntos altos se acumulan bolsas de aire grandes. En este caso el efecto amortiguador producido por las bolsas absorbe considerablemente las presiones transitorias. Por lo tanto, se puede concluir que estas bolsas de aire tienen un efecto benéfico para este sistema en particular.

Durante el análisis de transitorios hidráulicos los ingenieros deben tener en cuenta, que todos los acueductos son dinámicamente diferentes en términos de su operación y configuración. Como resultado de los avances en la computación y los métodos numéricos, existe una tendencia de diseñar acueductos sólo mediante simulación numérica. Sin embargo, el desarrollo de investigación experimental sería muy recomendable para realizar un estudio más riguroso del efecto del aire atrapado en transitorios hidráulicos.

Referencias

Ahmed, A.A., Irvine, D.A., and McKeogh, E.J. 1984. The process of aeration in closed conduit hydraulic structures. In Proceedings of a Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures. Edited by H. Kobus. Technische Akademie Esslingen, Germany, Vol. 4(13), pp. 1-11.

Alves, G.E., 1954. Chemical Engineering Progress, Vol. 50 (9), pp. 449-456.

Babb, A.F. and Johnson, W.K., Performance characteristics of siphons outlets, Journal of the Hydraulics Division, ASCE, November 1968, pp. 1421-1437.

Balutto, A., 1996. Air valve technology reviewed, Introducing controlled air transferred technology, VENT-O-MAT, <http://internationalvalve.com>.

Balutto, A., 1998. The application of controlled air transfer technology to new and existing pipeline systems, <http://www.ventomat.com>.

Bendiksen, K.H., 1984. An experimental investigation of the motion of long bubbles in inclined tubes, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 10, No. 4, pp. 467-483.

Brown, R.J., 1968. Water column separation at two pumping plants, Journal of Basic Engineering, ASME, Vol. 90, N°4, pp. 521-531.

Burrows, R., 2003. A cautionary note on the operation of pumping mains without appropriate surge control and the potentially detrimental impact of small air pockets, Paper submission for IAHR / IWA International Conference - PEDS-2003 - Valencia, Spain, April 22nd-25th.

Burrows, R. and Qiu, D.Q., 1995. Effect of air pockets on pipeline surge pressure, Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Journal of Water, Maritime and Energy, Volume 112, December, Paper 10859, pp. 349-361.

Carmona, R., Sánchez, A., Carmona G., Sánchez, J. A. (1994). "Control de Presiones Transitorias Negativas Mediante Ingreso de Aire. Comparación de Cálculos Numéricos con Medidas en Campo". XVI Congreso Latinoamericano de Hidráulica, Santiago, Chile.

Chaudhry, M.H., 1987. Applied Hydraulic Transients, 2nd Edition, Van Nostrand Reinhold, New York, USA.

Chow, V.T., 1981. Open channel hydraulics, 17th Edition, McGraw Hill.

Colgate, D. 1966. Hydraulic model studies of the flow characteristics and air entrainment in the check towers of the main aqueduct, Canadian river project Texas. Department of the Interior Bureau of Reclamation, Report N°Hyd-555, USA.

Collier, J.G., 1981. Convective boiling and condensation, 2nd Edition, McGraw Hill.

Corcos, G. (2003). Air in water pipes: A manual for designers of spring-supplied gravity-driven drinking water rural delivery systems. Agua para la vida, 2nd ed. www.aplv.org.

Corcos, G. (2005). Aire en Tuberías de Agua. Agua Para La Vida, 2 Edición, www.aplv.org.

Edmunds, R.C. 1979. Air binding in pipes, Journal AWWA, Water Technology/Distribution, pp. 273-277.

Ervine, D.A., 1998. Air entrainment in hydraulic structures: a review. Proc. Instn Civ. Engrs Wat., Marit. and Energy, Vol. 130, Sept, pp. 142-153.

Ervin, R.A., McKeogh, E., Elsayy, E.M., 1980. Effect of turbulence intensity on the rate of air entrainment by plunging water jets. Proc Instn Civ Engrs, 69, 2, pp. 425-445.

Escarameia, M. (2007). Investigating hydraulic removal of air from water pipelines. Water Management ICE 160(WM1), 25-34.

Escarameia, M., Dabrowski, C., Gahan, C. and Lauchlan, C., 2005. Experimental and numerical studies on movement of air in water pipelines. HR Wallingford Report SR661.

Falvey, H.T., 1980. Air-water flow in hydraulic systems, Bureau of Reclamation, Engineering monograph No. 41.

Fasso, C. 1955. Experimental research on air entrainment in gated outlet works. In Proceedings of the 6th International Association for Hydraulic Research Congress, La Haye, Vol. X(C26), pp. 1-18.

Förster, G., 1997. Druckstoßdämpfung durch große Luftblasen in Hochpunkten von Rohrleitungen. In: Mitteilungen des Institutes für Wasserbau der Universität Stuttgart, Heft 1994.

Fuertes, V.S., 2001. Transitorios hidráulicos con aire atrapado, Tesis de doctorado, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, España.

Gahan, C.M., 2004. A review of the problem of air release/collection in water pipelines with in-depth study of the effects of entrapped air on pressure transients, MRes Thesis, Department of Civil Engineering, Universty of Liverpool, UK.

Gandenberger, W., 1957. *Über die wirtschaftliche und betriebssichere Gestaltung von Fernwasserleitungen*, R. Oldenbourg Verlag, Munich, Germany Design of overland water supply pipelines for economy and operational reliability (rough translation by W.A. Goldring et. al. 1980) Mechler, discussion of "Factors influencing flow in large conduits.", Report of the Task Force on Flow in Large Conduits of the Committee on Hydraulic Structures, ASCE, Vol. 92, No. HY4, 1966.

González, C.A. y Pozos, O. 2000. Análisis experimental del ingreso de aire en un acueducto, Thesis, Univesidad Nacional Autónoma de México, México.

Haindl, K. 1957. Hydraulic jump in closed conduits. In Proceedings of the 7th International Association for Hydraulic Research Congress, Lisboa, Vol. 2(D32), pp. 1-12.

Hashimoto, K., Imaeda, M., Osayama, A., 1988. Transients of fluid lines containing and air pocket or liquid column, Journal of Fluid Control, Vol. 18, N°4, pp. 38-54.

Hewitt, G.F. and Hall-Taylor, N.S., 1970. *Annular two-phase flow*, 1st Edition, Pergamon Press Ltd.

Horlacher, H.-B., Lüdecke, H.-J., 1992. *Strömungsberechnung für Rohrsysteme*. Ehningen: Expert-Verlag.

Jönsson, L., 1985. Maximum transient pressures in a conduit with check valve and air entrainment, Proceeding of the International Conference on the Hydraulics of Pumping Stations, British Hydromechanics Research Association, Manchester, pp. 55-76.

Jönsson, L., 1992. Anomalous pressure transients in sewage lines, Proceedings of the International Conference on Unsteady Flow and Transients, Durham, UK, pp. 251-258.

Kalinske, A.A. and Bliss, P.H., 1943. Removal of air from pipelines by flowing water, ASCE Vol. 13, No. 10, pp. 480-482.

Kalinske, A.A, Robertson, J.M., 1943. Closed conduit flow, ASCE Vol. 108, pp. 1453-1516.

Kenn, M.J., Zanker, K.J., 1967. Aspects of similarity for air-entraining water flows, *Nature*, 213, 5071, pp. 59-60.

Kent, J.C., 1952. The entrainment of air by water flowing in circular conduits with downgrade slopes. Doctoral thesis, University of California, Berkley, California, USA.

Kottmann, A., 1992. *Druckstoßermittlung in der Wasserversorgung*. Essen: Vulkan-Verlag.

Landon, P.O. Air in Pipe? Time to review air valve basics, *Opflow AWWA*, March 1994, pp. 1-5.

Lane, E.W., Kindsvater, C.E. 1938. Hydraulic jump in enclosed conduits. *Engineering News Record*, Dec. 29, pp. 815–817.

Larsen, T., Burrows, R., 1992. Measurements and computations of transients in pumped sewer plastic mains, *Proceedings of the BHR Group / IAHR International Conference on Pipeline Systems*, Manchester, pp. 117-123.

Martin, C.S., 1976. Entrapped air in pipelines, *Proceedings of the Second International Conference on Pressure Surges*, British Hydromechanics Research Association, The City University, London, September 22nd - 24th, Paper F2, F2-15 - F2-28.

Martin, C.S., 1996. Two-phase gas-liquid experiences in fluid transients, *Proceedings of the 7th International Conference on Pressure Surge and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels*, BHRA, Harrogate, UK, pp. 65-81.

Matsushita, F. 1989. On the hydraulic jump in a downward sloping closed conduit. *Transactions of the Japanese Society of Irrigation Drainage and Reclamation Engineering*, 144, pp. 33-42.

Mosvell, G., 1976. Luft I utslippsledninger (Air at outfalls), Prosjektkomiteen for rensing av avkrpsvann (Project committee on sewage), PRA report 8, NIVA (Norwegian Water Institute), Oslo, 1976.

Ochoa, L. H. (2005). *Modelación de Aire Atrapado en Flujo de Agua en Conductos*. Tesis doctoral, Universidad Nacional Autónoma de México, México.

Pozos, O., 2002. Desarrollo de un programa de cómputo para detectar las posibles zonas de acumulación de aire en acueductos, y ejemplos de su aplicación. Tesis para obtener el grado de Maestro en Ingeniería, DEPFI, Universidad Nacional Autónoma de México, México.

Pozos, O. (2007). Investigation on the effects of entrained air in pipelines. Doctoral Thesis, University of Stuttgart, Germany.

Qiu, D.Q., 1995. Transient analysis and the effect of air pockets in a pipeline, Master of Philosophy Thesis, University of Liverpool, UK.

Qiu, D.Q., Borrows, R., 1996. Prediction of pressure transients with entrapped air in a pipeline, Proceedings of the 7th International Conference on Pressure Surge and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels, BHRA, Harrogate, UK, pp. 251-263.

Rajaratnam, N. 1965. Hydraulic jump in horizontal conduits. *Water Power and Dam Construction*, 17(2), pp. 80–83.

Richards, R.T., Air binding in water pipelines, *AWWA*, June 1962, pp. 719-730.

Rodal E.A., Carmona, R., Gonzalez, C.A., Pozos, O., 2000. Aumento de la pérdida de carga en conducciones debido a aire atrapado, XIX Congreso Latinoamericano de Hidráulica, IAHR, Cordoba, Argentina, pp. 583-592.

Runge, D.E. and Wallis, G.B., 1965. AEC Rept. NYO-3114-8 (EURAEC-1416).

Sailer, R. E. 1955. San Diego aqueduct, *Journal of civil engineering*, ASCE, Vol. 25, N°5, pp. 38-40.

Smith, C.D., and Chen, W. 1989. The hydraulic jump in a steeply sloping square conduit. *Journal of Hydraulic Research*, 27(3): pp. 385–399.

Stahl, H., Hager, W.H. 1999. Hydraulic jump in circular pipes, *Canadian Journal of Civil Engineering*. 26, pp. 368–373.

Stephenson, D. 1997. Effects of air valves and pipework on water hammer pressure, *Journal of Transportation Engineering*, Vol. 123, N°2, pp. 101-106.

Streeter, V.L., Wylie, E.B. 1985. *Fluid mechanics*, 8th Edition, McGraw-Hill International Book Company, New York, USA.

Thomas, N.H., 1982. Air demand distortion in hydraulic models: experimental evidence of bi-modal structure in air entraining flows and scaling analysis of detrainment with special application to siphon priming, International Conference on the Hydraulic Modelling of Civil Engineering Structures, BHRA, Coventry, England.

Thomas, S., 2003. Air management in water distribution systems, A new understanding of air transfer, Clear water legacy, Ontario, Canada.

Thorley, A.R.D., 2004. Fluid transients in pipeline systems, 2nd Edition, Ed. D. & L. George Ltd., London, UK.

Tullis, J.P. (1989). Hydraulics of Pipelines. Pumps, Valves, Cavitation and Transients. Ed. John Wiley and Sons Inc., USA.

U.S. Corps of Engineers, Air demand – Regulated outlet works, Hydraulic Design Criteria, Chart 050-1.

Viana, F., Pardo, R, Yanez, R, Trallero, J.L., Joseph, D.D., 2003. Universal Correlation for the rise velocity of long gas bubbles in round pipes, Journal of Fluid Mechanics, vol. 494, pp. 379-398.

Walski, T.M., Barnhart T., Driscoll J. and Yencha R., 1994. Hydraulics of corrosive gas pockets in force mains. Water Environment Research, Vol. 66, No. 6, Sept/Oct, pp. 772-778.

Wisner, P.E., 1965. Role of the Froude number in the study of air entrainment, Proc. 11th Cong. IAHR, Leningrad, Paper 1.15.

Wisner, P.E., Mohsen, F.N. and Kouwen, N., 1975. Removal of air from water lines by hydraulic means. ASCE, Journal of the Hydraulics Division, Vol. 101, HY2, pp. 243-25.

Wylie, E.B. and Streeter, V.L. (1978). Fluid Transients. McGraw-Hill International Book Company, New York, USA.

Wylie, E.B., Streeter, V.L. and Suo, L., 1993. Fluid transients in systems, Ed. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, USA.

Zhou, F., 2000. Effects of trapped air on flow transients in rapidly filling sewers, Doctor of Philosophy Thesis, University of Alberta, Canada.

Zukoski, E.E., 1966. Influence of viscosity, surface tension and inclination on motion of long bubbles in closed tubes, J. of Fluid Mechanics, 25(4), pp. 821-837.