



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERIA

**MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS
MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO - EXPERIMENTAL**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERIA CIVIL - HIDRÁULICA

P R E S E N T A:

RAFAEL ANTONIO BRISEÑO RAMIRO

TUTOR:

DR. NAHÚN HAMED GARCÍA VILLANUEVA

2012



JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Velitchko G. Tzatchkov

Secretario: Dr. Víctor Hugo Alcocer Yamanaka

Vocal: Dr. Nahún Hamed García Villanueva

1er. Suplente: Dr. Serge Leonard Tamari Wagner

2do. Suplente: Dr. Carlos Escalante Sandoval

Jiutepec, Morelos.

Universidad Nacional Autónoma de México-Campus Morelos.

TUTOR DE TESIS:

DR. NAHÚN HAMED GARCÍA VILLANUEVA

FIRMA

Abstract

This paper describes the results of a study to estimate the flow through the variant two of the Gibson's method, which was conducted in the laboratory in order to validate the GIB-IMTA program. To this purpose were used two pressure transducers, spaced 8.00 m apart, to detect the pressure difference caused by the closure or opening of a throttle valve, placed at the end of a horizontal PVC pipe (0.10 m in diameter). The results were compared with an electromagnetic flow reference meter. In addition, numerical experiments were done to similar those made within of the laboratory and another case for a steel pipe 7.95 m in diameter with the aid of a simulation program (HAMMER V8i). Laboratory results show an uncertainty from 0 % to 2.8 % for total closures and from 0 % to -2 % in openings. These results are promising. The numerical experiments for a large diameter case suggest that at greater length between the measuring sections, is a better accuracy of < 1.4 % by different times the closing or opening. It is recommended to further evaluate the Gibson method before being applied on site for pipe sections that do not meet the International Standard IEC 60041, finding the operating time and distance between the two sections measurement of optimum, supported by simulation programs of hydraulic transients and the Gibson' algorithm validated with experimental testing.

Key words: Gibson's method, pressure time, flow measurements, hydraulic transients

Resumen

En el presente trabajo se describen los resultados de un estudio para estimar el caudal mediante la variante dos del método de Gibson, que se realizó en laboratorio con la finalidad de validar el programa GIB-IMTA. Para tal fin se utilizaron dos transductores de presión, separados a 8 m de distancia, para detectar la diferencia de presiones originadas por el cierre o apertura de una válvula de mariposa, colocada al final sobre una tubería horizontal de PVC (0.10 m de diámetro). Se compararon los resultados con un medidor de flujo electromagnético de referencia. Además, se hicieron experimentos numéricos parecidos al laboratorio y otro caso para una tubería de acero de 7.95 m de diámetro con la ayuda de un programa de simulación (HAMMER V8i). Los resultados de laboratorio muestran una incertidumbre menor al 2.8 % para cierres totales y de -2 % en aperturas. Estos resultados son prometedores. Los experimentos numéricos para un caso de gran diámetro sugieren que a mayor longitud entre las secciones de medición, mejor es la precisión en < 1.4 % para distintos tiempos de cierres y aperturas. Se recomienda seguir evaluando el método de Gibson antes de ser aplicado en sitio para tramos de tubería que no cumplan con la Norma IEC 60041, encontrando el tiempo de maniobra y distancia entre las dos secciones de medición óptimas, apoyado con programas de simulación de transitorios hidráulicos y el algoritmo de Gibson validados con pruebas experimentales.

Palabras clave: Método de Gibson, presión tiempo, mediciones de caudal, transitorio hidráulico

DEDICATORIA

Primeramente y de manera especial a mi esposa:

María de Jesús

Mis padres:

Alfonso y Guadalupe

A mis hermanos:

Griselda, Italia y Christian

A mis sobrinos:

Harvey, Ángel y Sugey

A mis suegros:

Jesús y Pilar

Amigos de la maestría:

*Rodrigo, Arturo, Raúl, Misael, Eugenia, Héctor, Víctor, Pedro, Raúl C.,
Yenny, Claudia, Velia*

Amigos de la carrera:

Dino, Lupita, Nacho, Edgar y Darío

Y toda mi familia por su cariño, paciencia, motivación y confianza durante la
realización de esta tesis.

AGRADECIMIENTOS

*Le agradezco a mi tutor **Dr. N. H. García**, por su generosidad al brindarme la oportunidad de encaminarme en esta línea de investigación y confianza al apoyar estas pruebas de laboratorio.*

*Así como al **Dr. S. Tamari**, que sin su trabajo esto no sería posible, al recurrir a su capacidad, experiencia científica y al compartir su conocimiento en instrumentación durante la fase de los experimentos.*

*Al **Dr. V. H. Alcocer**, como un ejemplo a seguir, por sus recomendaciones y como amigo al facilitarme el contacto del **Ing. C. Puga**, a quien estoy en deuda, por conseguirme una licencia del programa Hammer V8i de Bentley, fundamental para la realización de este trabajo.*

*Al **Dr. V. G. Tzatchkov**, por ser uno de los investigadores que más sabe sobre fenómenos transitorios, sus valiosas sugerencias y acertados aportes.*

*Al **Dr. C. Escalante**, por su permanente disposición y apoyo durante la preparación de esta tesis.*

*A la **UNAM**, posgrado en ingeniería Civil - Hidráulica, al departamento de la facultad de ingeniería campus Morelos y profesores. Por inculcar los principios y sólida formación académica de la cual estoy plenamente orgulloso.*

*Al **CONACYT**, por financiarme la oportunidad y el privilegio de presentar el posgrado de calidad y excelencia.*

*Al **Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA)**, y a la **Coordinación de Hidráulica**, por las facilidades y ayudas que me otorgaron durante la fase de experimentación en el laboratorio Enzo Levi.*

ÍNDICE

<i>Abstract</i>	<i>I</i>
<i>Resumen</i>	<i>I</i>
<i>Dedicatorias</i>	<i>II</i>
<i>Agradecimientos</i>	<i>III</i>

Contenido

1. INTRODUCCIÓN	1
2. ESTADO DEL CONOCIMIENTO	4
2.1. EL MÉTODO ORIGINAL DE GIBSON (1923).....	4
2.2. NORMA INTERNACIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION (IEC 60041, 1991).....	9
2.3. TRABAJOS POSTERIORES A GIBSON (1923).....	14
2.3.1. Estudios realizados en sitio.....	15
2.3.2. Investigaciones de laboratorio	16
2.3.3. Estudios basados en simulaciones.....	19
2.4. CONCLUSIÓN SOBRE LA BIBLIOGRAFÍA	20
3. DISCUSIÓN TEORICA DE GIBSON.....	22
3.1. DEMOSTRACIÓN DEL MÉTODO DE GIBSON.....	22
3.2. CONCLUSIÓN SOBRE GIBSON	30
4. MATERIALES Y MÉTODOS	32
4.1. EXPERIMENTOS DE LABORATORIO	32
4.1.1. Banco de prueba.....	32
4.1.2. Instrumentación del banco	33
4.1.3. Serie de pruebas realizadas	35
4.2. EXPERIMENTOS NUMÉRICOS	37
4.2.1. Simulación de transitorios hidráulicos.....	37
4.2.2. Programa de simulación.....	42
4.2.3. Serie de simulaciones realizadas	42
4.3. PROCESAMIENTO DE DATOS.....	43
4.3.1. Programa GIB-IMTA (Tamari y Semlali, 2010).....	43

4.3.2.	Uso del programa	43
4.4.	CONCLUSIÓN DE PRUEBAS	51
5.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	52
5.1.	RESULTADOS DE LABORATORIO.....	52
5.1.1.	Resultados Serie II.....	57
5.2.	SIMULACIONES NUMÉRICAS	60
5.2.1.	Resultados Serie A (Experimentos numéricos).....	60
5.2.2.	Resultados Serie B (Experimentos numéricos).....	63
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	70
6.1.	PRINCIPALES APORTACIONES DEL ESTUDIO	70
6.2.	CONCLUSIONES	70
6.3.	RECOMENDACIONES	73
7.	TRABAJOS CITADOS	75

ANEXOS

A.- NORMA IEC 60041 (1991).....	A-79
B.- TRANSITORIOS HIDRÁULICOS.....	B-97
C.- DETALLES SOBRE LA INSTRUMENTACIÓN DEL BANCO.....	C-151
D.- DATOS RELACIONADOS CON LOS CÁLCULOS DE GIBSON.....	D-170

Índice de Figuras

Figura 2-1. Fotografía del aparato propuesto por Gibson (1923)	5
Figura 2-3. Ejemplos típicos de "diagramas de tiempo - presión", según Gibson (1923)	7
Figura 2-4. Método de la Sal.....	8
Figura 2-5. Variante 1 "Método Diferencial de presión-tiempo"	13
Figura 2-6. Variante 2 "Método Diagramas separados"	13
Figura 2-7 Variante 3. "Método Diagramas separados comparando con el nivel de agua"	14
Figura 2-8. Banco para probar el método de Gibson (Lövgren <i>et al.</i> , 2006).	17
Figura 2-9. Banco para probar el método de Gibson (Jonsson <i>et al.</i> , 2008).	18
Figura 3-1. Esquema de la diferencia de presiones entre dos secciones transversales del conducto	24
Figura 4-1. Pieza especial para el sensor no sobresalga de la tubería en el banco de prueba.....	33
Figura 4-2. Válvula aguas arriba para regular los gastos	36
Figura 4-3. Posición diente-10 totalmente abierta la válvula aguas abajo.....	37
Figura 4-4. Nodo 5 "sección 1" y nodo 6 "sección 2"	40
Figura 4-5. Variación de la presión en la sección 1 aguas arriba	40
Figura 4-6. Variación de la presión en la sección 2 aguas abajo	41
Figura 4-7. Envolventes de presión máxima y mínima en perfil del banco de prueba.....	41
Figura 4-8. Ejemplo de salida en pantalla del programa "GIB-IMTA"	44
Figura 4-9. Regresión lineal de la Calibración del sensor 2	47
Figura 4-10. Transitorio de presión durante la prueba GIBC06 ($Q_{ref} = 11.70$ L/s)	49
Figura 4-11. Estimación de pérdidas por fricción: inicial (verde), iterativa (amarillo), final (rojo).....	50
Figura 4-12. Estimación de la reducción de gasto: inicial (verde), iterativa (amarillo), final (rojo).....	50
Figura 4-13. Estimaciones sucesivas del gasto "inicial o estimado" (Q_i) en función del número de iteración.	51
Figura 5-1. Correlación entre el gasto de referencia y el estimado de cierre de válvula. Serie I	54
Figura 5-2. Error relativo para distintos gastos estimados de cierre de válvula. Serie I.....	54
Figura 5-3. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula. Serie I.....	56
Figura 5-4. Error relativo para distintos gastos estimados de apertura de válvula. Serie I	56
Figura 5-5. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de cierre de válvula. Serie II	58
Figura 5-6 Error relativo para distintos gastos estimados de cierre de válvula. Serie II.....	58
Figura 5-7. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula. Serie II.....	59
Figura 5-8. Error relativo para distintos gastos estimados de apertura de válvula. Serie II.....	59
Figura 5-9. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de cierre de válvula. Serie A (HAMMER V8i)	61
Figura 5-10. Error relativo para distintos gastos estimado de cierre de válvula. Serie A.....	61

Figura 5-11. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula. Serie A (HAMMER V8i).....	62
Figura 5-12. Error relativo para distintos gastos estimado de apertura de válvula. Serie A	62
Figura 5-13. Correlación entre el tiempo de cierre y el intervalo de integración. Serie B1 (HAMMER V8i)	64
Figura 5-14. Error relativo para distintos tiempos de cierre de válvula. Serie B1	64
Figura 5-15. Correlación entre el tiempo de apertura y el intervalo de integración. Serie B1 (HAMMER V8i)	65
Figura 5-16. Error relativo para distintos tiempos de apertura de válvula. Serie B1	65
Figura 5-17. Correlación entre el tiempo de cierre y el intervalo de integración. Serie B2 (HAMMER V8i)	67
Figura 5-18. Error relativo para distintos tiempos de cierre de válvula. Serie B2	67
Figura 5-19. Correlación entre el tiempo de apertura y el intervalo de integración. Serie B2 (HAMMER V8i)	68
Figura 5-20. Error relativo para distintos tiempos de apertura de válvula. Serie B2	68
Figura 5-21. Variación de la sobrepresión con respecto al tiempo de cierre para una longitud de 50 m y velocidad de 5.23 m/s.	69
Figura 6-1. Curva Q-hf	72
Figura A- 1. Ejemplo de diagrama presión-tiempo (Método del diagrama diferencial con empleo de manómetro diferencial)	A-91
Figura A- 2. Medición presión-tiempo por el método de diagramas separados. Disposición de los aparatos .A-	94
Figura B- 1. a) Flujo permanente en un tubo a presión; b) Flujo no permanente; al descender el nivel del depósito disminuye la velocidad en el tubo	B-97
Figura B- 2. a) Flujo uniforme en un tubo a presión, b) Flujo no uniforme o variado en un tubo a presión. B-	98
Figura B- 3. a) Flujo permanente, b) Flujo gradualmente inestacionario, c) Flujo bruscamente inestacionario	B-98
Figura B- 4. Las causas más comunes de los transitorios hidráulicos.....	B-99
Figura B- 5. Bomba que alimenta un depósito de nivel constante.....	B-111
Figura B- 6. Situación de la conducción en diferentes instantes de un ciclo.....	B-114
Figura B- 7. Historiales de altura piezométrica junto a la válvula de retención (línea continua) y en el punto medio de la tubería (a trazos)	B-115
Figura B- 8. Historiales de velocidades en el punto medio de la tubería (a trazos) y a la entrada del depósito (línea continua).....	B-115
Figura B- 9. Situación tras el cierre instantáneo de la válvula.....	B-118
Figura B- 10. Cálculo de la reducción del volumen de agua, suponiendo fluido compresible	B-122
Figura B- 11. Deformación de un tubo elástico debido a la presión interna. Nota: la textura indica el aumento del diámetro interno, no el espesor del tubo.....	B-124

Figura B- 12. Ley de Hooke	B-125
Figura B- 13. Deformación de un tubo elástico	B-126
Figura B- 14. Celeridad para distintos materiales.....	B-130
Figura B- 15. Descarga de un depósito controlada por una válvula	B-131
Figura B- 16. Volumen de control diferencial en tubería elástica	B-136
Figura B- 17. Relación entre altura piezométrica y presiones.....	B-139
Figura B- 18. Volumen de control para deducir la ecuación de continuidad	B-142
Figura B- 19. Líneas características en el plano $x - t$	B-148
Figura B- 20 Malla característica	B-149
Figura C- 1. Registro del ruido en transductores expuestos al aire.....	C-152
Figura C- 2. Calibrador Portátil DPI615	C-154
Figura C- 3. Prueba de tiempo de respuesta	C-155
Figura C- 4. Gráfica tiempo de respuesta del sensor No. 2	C-156
Figura C- 5. Purga transductor No. 1 con la Bomba manual	C-157
Figura C- 6. Purga transductor No. 2 con la Bomba manual	C-157
Figura C- 7. Instalación del transductor No. 2	C-158
Figura C- 8. Ruido de los transductores, dos en el banco de prueba con agua y uno al aire	C-159
Figura C- 9. Diagrama de conexión de la tarjeta de adquisición de datos	C-159
Figura C- 10. Laptop y Tarjeta de Adquisición de datos final	C-160
Figura C- 11. Esquema del banco diseñado para probar el método de Gibson	C-162
Figura C- 12. Extremo final de la tubería para mantener lleno el conducto	C-162
Figura C- 13. Etapas de la realización del banco de prueba	C-166
Figura C- 14. Vistas del banco para probar el método de Gibson	C-167
Figura C- 15. Componentes del banco para probar el método de Gibson	C-168
Figura D- 1. Esquema del banco de prueba con válvula al final	D-177
Figura D- 2. Perfil de una prueba con una apertura de un segundo en la sección aguas arriba (Nodo 5 del esquema anterior)	D-177
Figura D- 3. Principales componentes de la Central Hidroeléctrica El Cajón	D-178
Figura D- 4. Esquema de un corte transversal de la obra de generación	D-179
Figura D- 5. Esquema de la tubería a presión en Epanet, longitud por tramo (m) y elevación de cada nodo (en msnm).....	D-180
Figura D- 6. Tubería de acero con coeficiente de Hazen $C_H=95$ y carga estática de 147 m.....	D-180

Figura D- 7. Esquema con velocidad del flujo y presiones en los nodos en condición estable para un gasto de $260 \text{ m}^3/\text{s}$	D-181
Figura D- 8. Pérdida de carga unitaria de 2.84 m/km para un gasto de $260 \text{ m}^3/\text{s}$	D-181
Figura D- 9. Esquema de la tubería a presión en Hammer V8i.....	D-182
Figura D- 10. Variación de presión y caudal correspondiente a 2 segundos de cierre en el nodo T3:3 “aguas arriba”	D-184
Figura D- 11. Variación de presión y caudal correspondiente a 2 segundos de cierre en el nodo T3:5 “aguas abajo”	D-184

Índice de Tablas

Tabla 3-1. Lista de las principales variables.....	23
Tabla 4-1. Datos de calibración del sensor 2 (21-10-2010)	46
Tabla 5-1. Resultados de los cierres Serie I	53
Tabla 5-2. Resultados de aperturas Serie I	55
Tabla 5-3. Resultados de los cierres Serie II	57
Tabla 5-4. Resultados de aperturas Serie II	57
Tabla 5-5. Resultados para la simulación de cierre de válvula en el tramo T4, L=8 m	60
Tabla 5-6. Resultados para la simulación de apertura de válvula en el tramo T4, L=8 m	60
Tabla 5-7. Resultados de cierres para L=50 m, D=7.95 m y Q=260 m ³ /s.....	63
Tabla 5-8. Resultados de apertura para L=50 m, D=7.95 m y Q=260 m ³ /s.....	63
Tabla 5-9. Resultados de cierre para L=10 m, D=7.95 m y Q=260 m ³ /s	66
Tabla 5-10. Resultados de apertura para L=10 m, D=7.95 m y Q=260 m ³ /s	66
Tabla B- 1. Módulo de compresibilidad para diversos líquidos.....	B-123
Tabla B- 2. Valores del Módulo de Elasticidad de materiales de tuberías	B-129
Tabla C- 1. Calibración Transductor No. 2	C-153
Tabla C- 2. Calibración Transductor No. 1	C-154
Tabla C- 3. Componentes del banco diseñado para probar el método de Gibson.....	C-163
Tabla D- 1. Prueba para un gasto de 2.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-170
Tabla D- 2. Prueba para un gasto de 3.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-171
Tabla D- 3. Prueba para un gasto de 5.0 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-171
Tabla D- 4. Prueba para un gasto de 7.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-172
Tabla D- 5. Prueba para un gasto de 12.45 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-172
Tabla D- 6. Prueba para un gasto de 6.15 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-173

Tabla D- 7. Prueba para un gasto de 14.0 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-173
Tabla D- 8. Prueba para un gasto de 10.3 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida.....	D-174
Tabla D- 9. Prueba para maniobras totales	D-175
Tabla D- 10. Datos de entrada al programa HAMMER.....	D-176
Tabla D- 11. Datos del tanque	D-176
Tabla D- 12. Datos de la válvula con tiempo de maniobra	D-176
Tabla D- 13. Variación de presión para las dos secciones seleccionadas para cierre de 2 segundos.....	D-183

1. INTRODUCCIÓN

Los equipos hidroeléctricos aprovechan la energía hidráulica que procede de la caída del agua transformándose en energía mecánica que acciona a un generador eléctrico de corriente alterna para producir energía eléctrica. La energía hidráulica para generación de electricidad se ha empleado por más de 100 años en México, desde la primer presa hidroeléctrica “Necaxa” ubicada en el estado de Puebla, inaugurada en 1905 por el entonces presidente Porfirio Díaz, hasta ahora en el 2011 con la construcción de la presa “La Yesca” en el estado de Nayarit. La mayoría de las grandes presas hidroeléctricas del país son de los años 60's (CONAGUA, 2010), por lo que sus equipos al tener muchos años de operación implica el desgaste y su posible rehabilitación. Es esencial la medición precisa de caudal en grandes tuberías a presión para obtener un valor confiable de la eficiencia de una turbina en una Central Hidroeléctrica (C.H.), optimizando la producción, rendimiento económico y un uso eficiente del agua. Por lo que a principios del siglo XX, los ingenieros e investigadores se dieron a la tarea de proponer métodos para medir la descarga debido a que algunas C.H. pudieran tener exceso de agua justificando el aumento de capacidad de producción de electricidad, ahora es requerido debido a la creciente demanda de energía eléctrica y agua, siendo más conveniente aumentar la eficiencia de producción que construir nuevas C.H.

La medición de caudales en conductos presurizados de gran diámetro es una tarea difícil y costosa, esto es debido a que las instalaciones no son generalmente diseñadas para este fin, así como a los cambios de geometría, sin acceso del exterior por tuberías embebidas, tramos rectos cortos, entre otros factores (Adamkowski *et al.*, 2006). La norma IEC 60041 (1991) recomienda como método primario al método presión-tiempo, comúnmente conocido como el método de Gibson. Este método, fue propuesto en 1923 por Norman Gibson para estimar el gasto en conductos a presión por medio de las diferencias de presión al generar

un cambio de momento de los parámetros hidráulicos provocado por la maniobra de una válvula aguas abajo. Se fundamenta en la aplicación de las leyes de conservación de la mecánica de fluidos y la segunda ley de Newton, que dan la relación entre la fuerza debida a la variación de la diferencia de presión entre dos secciones y la aceleración o desaceleración de la masa de la columna de agua comprendida entre estas secciones debida al movimiento de una válvula (IEC 60041, 1991).

A pesar que el método fue propuesto hace un siglo, no existen tantas investigaciones y es mayormente utilizado para cierres, que para aperturas. Jonsson *et al.* (2008) investigan la posibilidad de utilizar el método de Gibson en condiciones que no cumplen con los requisitos de la norma internacional que lo recomienda como método primario (IEC 60041,1991), además, Adamkowski *et al.* (2007) reportan el uso de algoritmos numéricos pero no proporciona detalles al respecto, tampoco para aperturas de válvulas, purga y elección de los sensores en campo, tiempo requerido de maniobra (cierre o apertura de válvula), porque al generar un tiempo de cierre crítico o instantáneo ponemos en riesgo la infraestructura de la conducción (como se explicará en el Anexo B) y si es muy lento posiblemente no se tenga la precisión requerida.

El propósito de esta investigación es probar la variante dos del método de Gibson en una tubería de PVC con un algoritmo numérico para distintos tiempos de maniobra (cierre y apertura). Además, de mostrar las bondades y dificultades que puede ser la medición de caudales por medio del método de Gibson, como una de las alternativas para instrumentar en conductos a presión de grandes dimensiones. La misma lo hace al presentar un estudio de laboratorio, complementado por experimentos numéricos. Se discute la teoría del método de Gibson, ya que según la norma IEC 60041, no es recomendable para conductos con diámetro menor a 1 metro, debido a que son más grandes las pérdidas por

fricción. Una limitación teórica es considerar la simplificación de un tubo uniforme horizontal largo, cuando en realidad la geometría de las tuberías a presión en hidroeléctricas puede tener codos o ampliaciones, bifurcaciones y tramos cortos. Una alternativa a estos problemas para medir caudales en grandes tuberías, sería considerar con simulaciones cuáles son sus exigencias y conocer la escala de medición de los sensores a instalar.

2. ESTADO DEL CONOCIMIENTO

2.1. El método original de Gibson (1923)

El método de presión-tiempo, comúnmente conocido como el método de Gibson, fue propuesto en 1923 por Norman R. Gibson para determinar el caudal en las tuberías a presión de las C.H. ha tenido fuerte aceptación en Norteamérica en comparación de otras partes del mundo.

Originalmente la estimación de la diferencia de presión entre las dos secciones transversales diferentes de la tubería se basó en registrar los movimientos de un manómetro de mercurio en una pieza giratoria de papel fotográfico, apoyado con un planímetro manual integrador, en los así llamados aparatos de Gibson (Gibson, 1923). En la Figura 2-1 se muestra la fotografía del aparato y en la Figura 2-2 se describe el esquema propuesto por Gibson para obtener el diagrama presión–tiempo (ver Figura 2-3).

Debido a la dificultad de hacer planimetría para estimar el caudal con el método de Gibson, surgió otro método de medición de flujo conocido como velocidad de la sal desarrollado por Charles M. Allen (Hulse, 2011). Se trata de un método de trazador, debido a que una solución de salmuera es mayor conductor de electricidad que el agua. En este método consiste en inyectar la salmuera rápidamente en el tubo de carga a través de una serie de válvulas y se instala un deflector fabricado con vigas I para crear turbulencia para asegurar una mezcla adecuada. La nube de sal es detectada por una matriz de electrodos aguas abajo a una distancia conocida para calcular la velocidad, registrando la corriente que pasa entre los electrodos en función del tiempo (Hulse, 2011). Ya no se utiliza en tuberías a presión (ver Figura 2-4), pero se sigue utilizando en canales abiertos y en hidrología.

Su empleo se traducía en un consumo excesivo de tiempo y recursos por lo que con los adelantos en la tecnología, el método de Gibson se hace más atractivo con un equipo moderno reduciendo costos y el tiempo de ejecución e incrementando su precisión y aceptación para calibrar o comparar con algún otro método de medición de la descarga desarrollando una propuesta tecnológica que pueda implementarse en tramos rectos cortos que no cumplen del todo con los requisitos dictados por la norma IEC 60041 (1991).

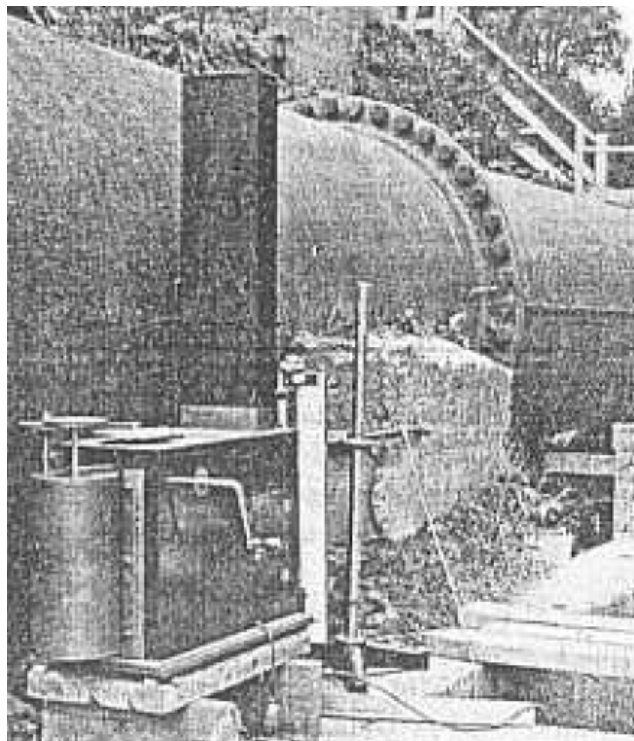


Figura 2-1. Fotografía del aparato propuesto por Gibson (1923)

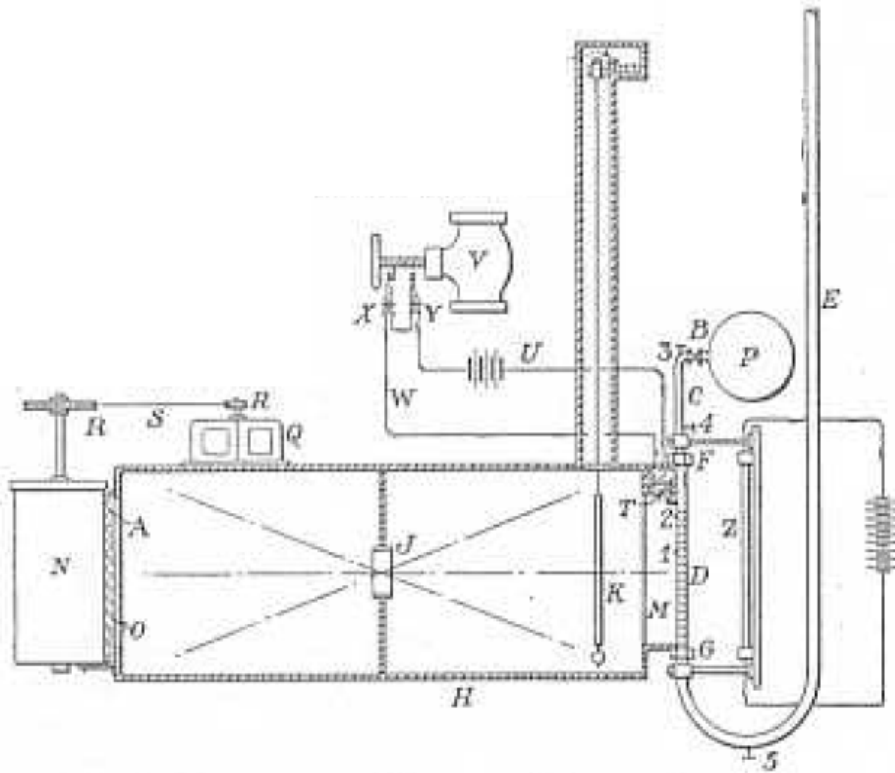
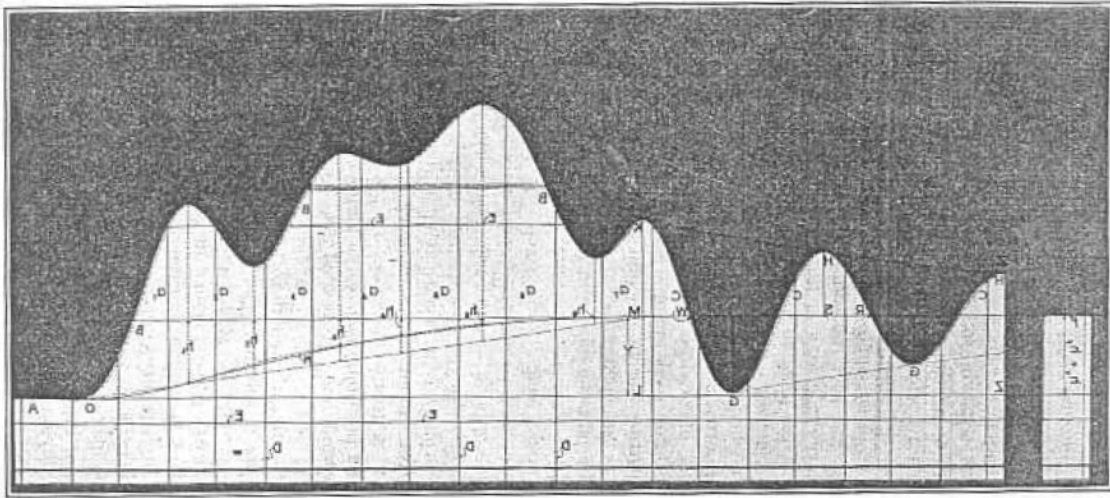


Figura 2-2. Esquema del aparato propuesto por Gibson (1923)

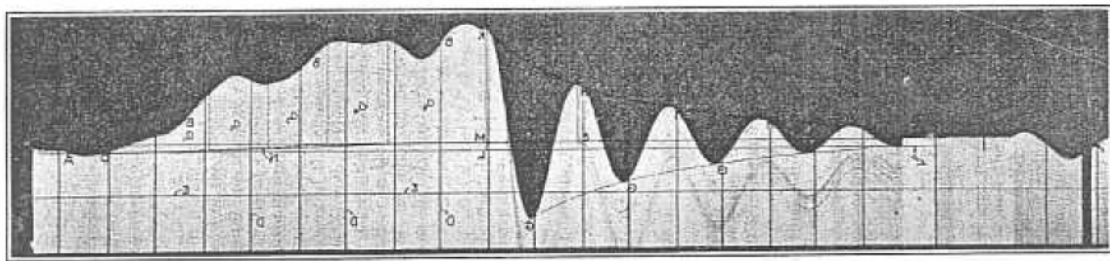
Piezas del Aparato de Gibson:

- (P) Tubería a presión en la cual se pretende determinar el gasto
- (B) Toma de presión
- (E) Manómetro de mercurio
- (K) Péndulo (para marcar el tiempo)
- (H) Caja oscura con lente
- (R) Tambor que gira (para registrar los datos)
- (N) Papel fotográfico pegado al tambor
- (U) Sistema eléctrico opcional (para saber cuándo se cierra la compuerta)

Nota: Gibson (1923) comenta que el extremo del manómetro se puede conectar a la atmósfera ("segunda variante" del método, según la norma (IEC 60041, 1991) o a otro lado de la tubería a presión ("primera variante").



"Diagrama absoluto" (segunda variante del método)



"Diagrama diferencial" (primera variante del método)

Figura 2-3. Ejemplos típicos de "diagramas de tiempo - presión", según Gibson (1923)

Nota: el eje del tiempo se muestra al revés en las Figuras originales del artículo de Gibson (1923).

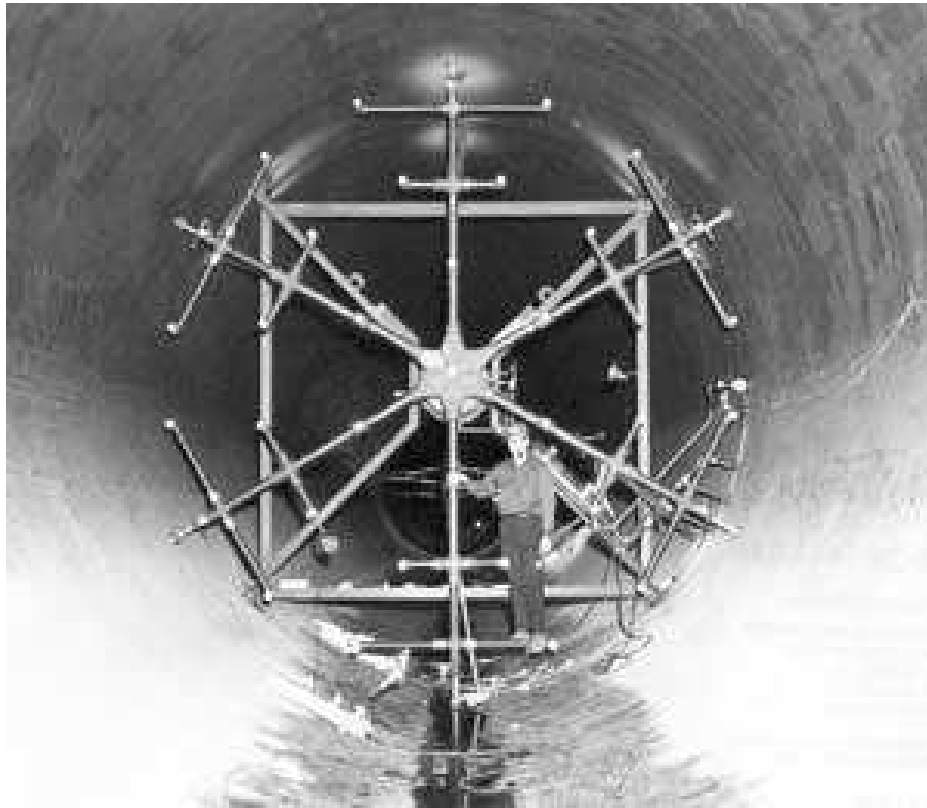


Figura 2-4. Método de la Sal

2.2. Norma Internacional Electrotechnical Commission (IEC 60041, 1991)

Existe una norma de la International Electrotechnical Commission (IEC 60041, 1991) que recomienda el Método de Gibson para pruebas de aceptación de turbinas como método absoluto o primario (es decir, que no depende de otro método para su calibración) para estimar el caudal considerándolo como bastante preciso (incertidumbre entre ± 1.5 y 2.3% [0.95]).

La siguiente es una forma simplificada de describir el principio de método de Gibson (presión-tiempo).

En un fluido sin rozamiento, que fluye por un conducto con sección transversal A , un cambio de velocidad dv/dt , de una masa de fluido ρLA , provoca un diferencial de presión Δp , entre las secciones transversales aguas arriba (subíndice u) y aguas abajo (subíndice d) del tramo considerado de longitud L :

Las dos leyes de la mecánica de fluidos que permiten estimar el gasto inicial a partir de la diferencia de presión en la tubería son las siguientes:

Ley de newton:

La suma de las fuerzas aplicadas sobre un fluido es igual a la masa por el cambio de velocidad con respecto al tiempo (aceleración).

$$\sum f = \rho LA * \frac{dv}{dt}$$

La suma de fuerzas aplicadas sobre un fluido es igual a las fuerzas debido al cambio de presión por el área del conducto.

$$\sum f = A\Delta p + A\Delta p_f$$

De las dos ecuaciones anteriores (por la ley de conservación) se deduce:

$$\rho LA * \frac{dv}{dt} = -A(\Delta p + \Delta p_f) \quad \text{donde } \Delta p = p_d - p_u$$

Si se llama, t_0 (tiempo inicial) a t_k (tiempo final) al periodo de tiempo durante el cual cambia la velocidad y Δp_f como la pérdida de presión debido a la fricción entre las dos secciones (aguas abajo menos aguas arriba), se obtiene:

$$A \int_{t_0}^{t_k} dv = -\frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt$$

$$Av_k - Av_0 = -\frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt$$

Así, el caudal de descarga Q_0 antes que la válvula comience a cerrarse está dado por:

$$Q_0 = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt + Q_k$$

Donde:

Q_0 : Gasto

ρ : densidad del agua

L : longitud entre las dos secciones de medición

A : Área de la sección

Δp : diferencia de presión entre las dos secciones

Δp_f : pérdida de fricción hidráulica

Q_k : Gasto de fuga

El caudal de descarga $Q_k = Av_k$ después del final del cierre, corresponde a las fugas que fluyen por la válvula, y se deben determinar separadamente. Esta

determinación no necesita generalmente una gran precisión, ya que representa una pequeña parte de la descarga Q a medir.

Se obtiene un registro presión-tiempo, de la onda de presión cerrando la válvula de forma continua; la variación de la presión entre las dos secciones transversales de medición se integra en función del tiempo. (IEC60041, 1991)

A continuación, se presenta un resumen de la norma IEC 60041 (1991) para calcular el gasto (Q_0) con base a lo que se denomina el diagrama de "presión-tiempo" obtenido durante una prueba de Gibson. Al respecto, debe aclararse lo siguiente:

- La técnica de cálculo descrita en la norma está basada en *planimetría* (aunque menciona que se puede programar por técnicas numéricas).
- El cálculo es iterativo; eso es necesario para poder determinar las pérdidas de presión por fricción en función del tiempo (debido a que estas pérdidas dependen del gasto al cuadrado, cuyo valor no se conoce *a priori*).
- El "tiempo" empieza a ser contabilizado aproximadamente cuando se perturba el flujo con la maniobra (cierre o apertura) de la compuerta (o cuando aumenta la presión, según la figura del transitorio creado).

Las condiciones de validez del Método de Gibson

Los principales requisitos que deberán cumplirse en la utilización de este método mencionadas en la norma (IEC60041, 1991) son los siguientes:

- No debe existir superficie libre intermedia entre las dos secciones de medición de presión.
- Se considera un cierre continuo y total $Q_k = 0$, si es diferente de cero, debido por ejemplo a fugas de agua a través de la válvula cerrada en las

pruebas, debe ser medido o estimado utilizando un método independiente con una precisión de 0.2% de la descarga y ser $< 5\%$ de la descarga que se mide.

- Para realizar este tipo de pruebas se deben instalar al menos cuatro tomas de presión en cada sección de medida y en un plano perpendicular al eje del conducto, en caso que el conducto tenga un diámetro menor a 4 m se pueden utilizar únicamente dos tomas (Nota: no lo hicimos porque los transductores utilizados fueron calibrados previamente y se consideran como bastante precisos).
- Los tiempos de registro antes del comienzo y después del cierre del obturador no debe ser menor a 20 s cada uno.
- Se obtiene un registro presión-tiempo, de la onda de presión cerrando el obturador de forma continua.
- La medición se puede hacer mediante manómetros diferenciales de mercurio o bien por medio de transductores de presión.
- Antes de cada prueba debe hacerse una calibración del sistema de medición. En cada serie se tiene que comprobar el punto cero del sistema de medición y la calibración cuando se utilizan transductores de presión.

Los siguientes elementos deben ser anotados en cada serie:

- Los diagramas de presión-tiempo antes, durante y después de este cierre (por lo menos cuatro ondas de presión se registrarán después de la finalización del cierre).

Variantes del Método de Gibson (IEC 60041, 1991)

La norma IEC 60041 describe tres variantes, sus requisitos del sistema de medición y cálculo. Se diferencian dependiendo de la instrumentación utilizada y las técnicas de integración, sin embargo, el principio sigue siendo el mismo.

- Variante 1 “Método Diferencial de presión-tiempo”. El cambio de presión diferencial entre dos secciones de medición, separados por una longitud > 10 m, solo es afectado por los cambios en la fricción y de cantidad de movimiento cinético entre estas dos secciones. Adicionalmente se debe cumplir que el producto de la distancia entre las dos secciones de medición y la velocidad media en la tubería a plena carga, sea $> 50 \text{ m}^2/\text{s}$.

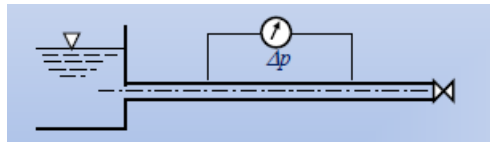


Figura 2-5. Variante 1 “Método Diferencial de presión-tiempo”.

- Variante 2 “Método Diagramas separados”. En esta variante del método presión-tiempo, los cambios en la presión de medición en dos secciones transversales de la tubería de carga se registrarán por separado mediante dos transductores de presión manométricos, en particular, la distancia entre las dos secciones debe ser > 50 m.



Figura 2-6. Variante 2 “Método Diagramas separados”.

- Variante 3 “Método Diagramas separados”. En esta variante del método presión-tiempo, los cambios en la presión de medición en dos secciones transversales de la tubería de carga se registrarán por separado utilizando sólo una sección de medida, comparándola con la superficie libre del agua, sin embargo, esta variante sólo puede utilizarse si hay una chimenea de equilibrio para medir el tirante y además la geometría de la tubería desde el embalse hacia la sección de medición no debe ser demasiado compleja (forma abocinada), no debe superar el 2% de la longitud total.

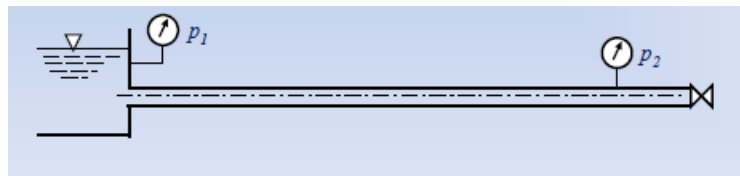


Figura 2-7 Variante 3. “Método Diagramas separados comparando con el nivel de agua”

En este trabajo se utilizó la variante 2 por medio de dos transductores manométricos, un sistema tecnológico para adquirir y tratar las diferencias de presión y estimada por un programa numérico.

2.3. Trabajos posteriores a Gibson (1923)

Tamari y Semlali (2010) mencionan que el método de Gibson ha centrado la atención de una serie de investigadores en los últimos 20 años. Con el adelanto en la tecnología, el método de Gibson vuelve a ser atractivo, y más si se pudiera implementar en tramos de tubería cortos (es decir, cuya longitud no sea mayor a 5 veces el diámetro) o en tramos largos pero que no sean necesariamente rectos y uniformes.

La mayoría de las publicaciones actuales sobre el método de Gibson se encuentran en las memorias del IGHEM (the International Group for Hydraulic

Efficiency Measurement). Los autores que se interesan en el método de Gibson provienen de varios países: Polonia (Adamkowski *et al.*, 2006), India (Pandey *et al.*, 2006), México (Urquiza *et al.*, 2007), Brasil (Bortoni, 2008). También, en simposios de la IAHR (The International Association for Hydro-Environment Engineering and Research) de: Suecia (Lövgren *et al.*, 2006 y Jonsson *et al.*, 2008). Estas publicaciones se relacionan con las siguientes temáticas:

- Reportar el uso del método de Gibson en Centrales Hidroeléctricas, y hacer comentarios técnicos al respecto (por ejemplo, Urquiza *et al.*, 2007 y Bortoni, 2008).
- Investigar la posibilidad de utilizar el método en condiciones que no cumplen con los requisitos de la norma IEC 60041 (1991): en particular, cuando la geometría de la tubería es compleja, o cuando el producto de la velocidad del agua por la longitud del tramo de tubería considerado es menor a $50 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ (Lövgren *et al.*, 2006; Jonsson *et al.*, 2007, 2008).
- Verificar la bondad del método, en las condiciones dictadas por la norma IEC 60041 (1991); en este caso, se trata generalmente de estudios experimentales realizados en sitio y en el laboratorio (por ejemplo, Pandey *et al.*, 2006).
- Unos pocos autores (Chaix, 1996; Lövgren *et al.*, 2006) también han discutido ciertos límites de aplicación del método de Gibson.

2.3.1. Estudios realizados en sitio

Urquiza *et al.* (2007) presentan la puesta en operación de la tercera variante del método de Gibson para medir el gasto en una Central Hidroeléctrica con capacidad de 170 MW. En el artículo, se propone una solución para tomar en cuenta los cambios de geometría en la tubería. Sin embargo, no se compara el método de Gibson con ningún otro método de medición primario, y solo se presentan los resultados obtenidos con la tercera variante.

Steller *et al.* (2008) comparan la primera variante del método de Gibson con el método Acústico de Tiempo de Travesía (4 pares cruzados de sensores de velocidad intrusivos) para medir el gasto en una Central Hidroeléctrica con capacidad de 92 MW. Para gastos desde 40 hasta 140 m³/s, las diferencias entre los dos métodos fueron siempre menores a 1 %, lo cual es satisfactorio.

2.3.2. Investigaciones de laboratorio

Lövgren *et al.* (2006) presentan un estudio experimental y numérico para la extensión del método de Gibson plantas hidroeléctricas que no cumplen los criterios indicadas en la Norma IEC 60041 (no puede ser utilizado en instalaciones con el producto de la velocidad media del flujo por la distancia entre cada sección de medición menor de 50 m²/s y la distancia inferior a 10 metros). Para lo cual, en comparación, con un medidor de coriolis preciso se obtuvieron diferencias del 20% para números de Reynolds bajos con sesgos positivos, indicando la posibilidad de compensar el error de sesgo y recomienda hacer más mediciones para verificar los resultados, así como una mayor investigación y desarrollo del algoritmo numérico.

Pandey *et al.* (2006) verifican la bondad del método de Gibson en el laboratorio, cuando se respetan las condiciones descritas en la norma IEC 60041 (1991). Para el método de Gibson, los autores del trabajo utilizaron un transductor de presión diferencial y la técnica de integración del diagrama presión-tiempo. En comparación con un medidor electromagnético calibrado que se utilizó como referencia para el gasto, se obtuvieron diferencias menores a 0.6 %, lo cual es satisfactorio.

Jonsson *et al.* (2008) evalúan la incertidumbre del método de Gibson fuera de las condiciones dictadas por la norma IEC 60041 (1991), es decir: cuando el producto de la velocidad del agua por la longitud del tramo de tubería considerado es menor

a $50 \text{ m}^2/\text{s}$ y cuando la longitud del tramo de tubería es menor a 10 m. Las mediciones se hicieron con dos tipos de sensores de presión: un sensor de presión absoluto y un sensor de presión diferencial. Se comparan los gastos calculados con los valores proporcionados por un medidor de referencia y con los valores simulados por un programa de computo (que calcula el un golpe de ariete en 1-D). Se encuentran errores de 1.5% hasta 2 % bajo estas condiciones, mientras que la norma IEC 60041 (1991) considera que el método de Gibson permite determinar el gasto con una incertidumbre de 1.5% hasta 2 % cuando las condiciones descritas en esta norma son respetadas.

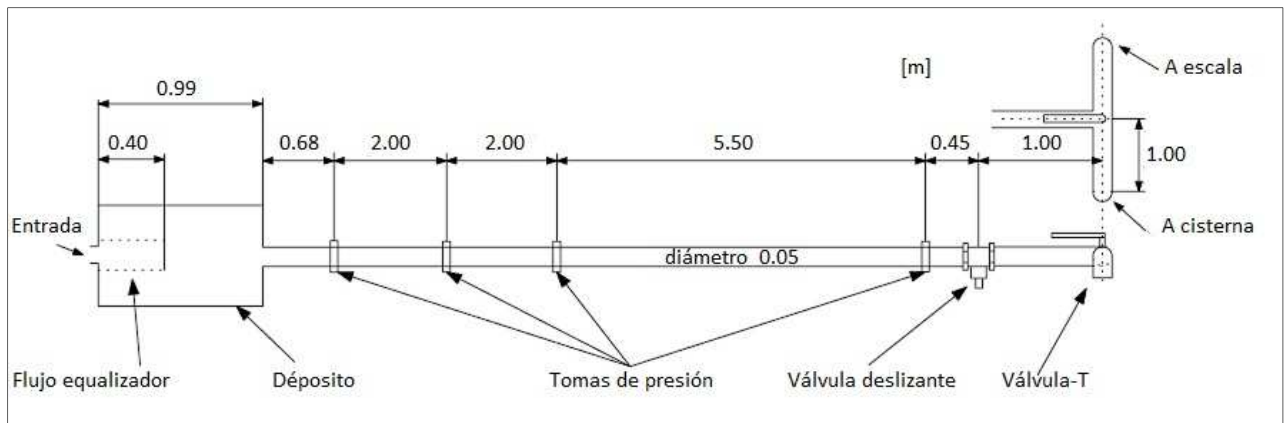


Figura 2-8. Banco para probar el método de Gibson (Lövgren *et al.*, 2006).

- El agua proviene de un tanque elevado (altura $\approx 8 \text{ m}$)
- La tubería es de cobre (diámetro $\approx 0.05 \text{ m}$)
- Se puede monitorear la presión en 4 sitios (máxima distancia $\approx 9 \text{ m}$)
- La válvula aguas abajo puede cerrarse automáticamente ($\tau \approx 1.5 \text{ s}$)
- Se utiliza un medidor de Coriolis como referencia para el gasto

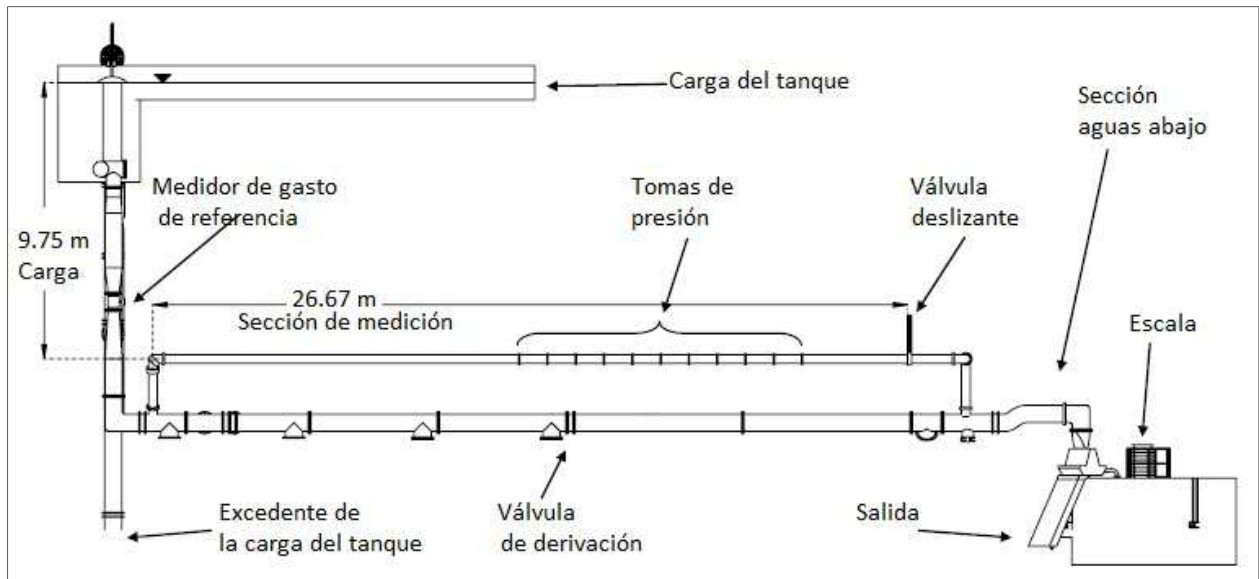


Figura 2-9. Banco para probar el método de Gibson (Jonsson *et al.*, 2008).

- El agua proviene de un tanque elevado (altura ≈ 10 m)
- La tubería es de acero inoxidable (diámetro ≈ 0.3 m)
- Se puede monitorear la presión en 4 sitios (máxima distancia ≈ 25 m)
- La válvula aguas abajo puede cerrarse automáticamente ($\tau \approx 5$ s)
- Se utiliza un medidor electromagnético como referencia para el gasto

2.3.3. Estudios basados en simulaciones

Algunos autores (Lövgren *et al.*, 2006; Jonsson *et al.*, 2008) han realizado simulaciones numéricas unidimensionales para verificar la bondad del método de Gibson. Cuando se consideran tramos de tubería más cortos de lo recomendado por la norma IEC 60041 (1991), pero solo consideran para el cierre de válvula y para aperturas.

Jonsson *et al.* (2007) también han realizado simulaciones numéricas unidimensionales para verificar la bondad del método de Gibson. Cuando se consideran tramos de tubería más cortos de lo recomendado por la norma IEC 60041 (1991). Concluyen que el método de Gibson sigue siendo bastante preciso; de hecho, no se encontraron sesgos mayores a 1.5 % para los casos considerados, en lugar de hasta 20 % como se mencionaba en publicaciones previas (como la de Lövgren *et al.*, 2006). Además, los autores concluyen que los tubos que se conectan al sensor de presión diferencial -cuando se aplica la primera variante del método de Gibson- tienen poco efecto sobre la precisión del método.

Independientemente, Adamkovski *et al.* (2008) propone utilizar simulaciones numéricas tipo CFD para definir un factor de corrección -en este caso, se trata de recalcular el coeficiente F , es decir: el factor de forma de la tubería- cuando se considera un tramo largo de tubería, pero que no sea recto y con una sección constante. Sin embargo, las simulaciones tipo CFD propuestas se hacen para un flujo establecido, y se asume que el factor de corrección propuesto sigue siendo válido para condiciones de flujo transitorio.

2.4. Conclusión sobre la bibliografía

Actualmente, hay pocos investigadores en el tema de transitorios hidráulicos. Con base a estas publicaciones, nos parece interesante mencionar los siguientes puntos:

- Falta de informaciones sobre como calcular el gasto - En la literatura, se reporta el uso de algoritmos numéricos para calcular el gasto según el método de Gibson, pero no se proporcionan detalles al respecto.
- Aún no se sabe, si el método de Gibson funciona para tramos cortos de tubería con curvatura en condiciones que no son normalizadas - Varios autores reconocen que los requisitos de la norma IEC 60041 (1991) para implementar el método de Gibson son muy exigentes. Se ha intentado evaluar la bondad del método en situaciones más generales, mediante una comparación con otros métodos para medir el gasto y/o cálculos teóricos; con base a estas evaluaciones, los autores proponen generalmente unos factores de corrección más o menos empíricos para el método de Gibson.
- En la práctica la aplicación del método de Gibson es más común para el caso de cierres de válvulas. Sin embargo, la norma IEC menciona que puede ser para cualquier maniobra de una apertura se realiza a la misma velocidad que la del cierre, deberían de observarse transitorios de presión pero de signo opuesto: en este caso, no debería de haber dificultad alguna para aplicar el método de Gibson.
- Se han realizado diferentes estudios relacionados al método de Gibson, la principal problemática observada es la instrumentación en campo, la cual es difícil debido a que las construcciones de las presas hidroeléctricas no

están diseñadas para este fin. Además, no siempre cumplen con los requisitos de validez que marca la Norma IEC 60041, como lo es la condición de que el producto de la velocidad por la distancia debe ser mayor a 50 m²/s y conductos uniformes horizontales. Otra sería que variante del método a utilizar o aparatos por instrumentar, calibración y purga de transductores en sitio, tiempo de maniobra o de integración a utilizar, si importa el tipo de material de la tubería o cuál sería la separación y número de tomas en cada sección de medición, diámetro o velocidad mínima para que sea aceptable su precisión, bases teóricas de transitorios hidráulicos.

- Se desconoce cuál es el tiempo de cierre o apertura óptimo para obtener la mejor precisión en cada prueba. Para lo cual se propone hacer pruebas numéricas para buscar la mejor opción.

3. DISCUSIÓN TEORICA DE GIBSON

3.1. Demostración del método de Gibson

A continuación se mencionan las hipótesis fundamentales del método de Gibson:

- La tubería trabaja a presión entre las dos secciones de medición.
- La densidad del agua líquida es constante y la tubería es rígida.
- Se tiene una distribución de las presiones uniforme en ambas secciones transversales (es decir, el coeficiente de Coriolis es: $\alpha=1$ a lo largo del tramo de tubería seleccionado).
- Las pérdidas de presión por fricción entre el agua y las paredes en el segmento de medición de la tubería son proporcionales al valor cuadrado del gasto en cualquier momento.

En la Tabla 3-1 se presenta la lista de las principales variables y unidades usadas para la explicación del principio del método de Gibson (Tamari y Semlali, 2010).

Se recuerdan las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ Newton } [N] = \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

$$1 \text{ Pascal } [Pa] = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

$$1 \text{ bar} \approx 1 \frac{kg}{cm^2} \approx 10 \text{ metros columna de agua (mca)} \approx 100 \text{ kPa} \approx 14.5 \text{ libra por pulgada cuadrada (psi, en ingles pounds per square inch)}.$$

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla 3-1. Lista de las principales variables

Símbolo	Definición	Unidad	Comentarios
t	Tiempo	s	$t_0 = 0$
z	Elevación (o energía potencial del agua)	m	Positivo hacia arriba
x	Distancia a lo largo de la tubería	m	Positivo hacia abajo
V	Velocidad del agua	m s^{-1}	Positivo hacia abajo
α	Coeficiente de Coriolis	-	Aguas arriba o aguas abajo
D	Diámetro interior de la tubería	m	Aguas arriba o aguas abajo
A	Sección de la tubería	m^2	Aguas arriba o aguas abajo
p	Presión del agua	Pa	Aguas arriba o aguas abajo
P	Presión "piezométrica" (o "hidrostática")	Pa	$P = p + \rho g z$
m	Masa del fluido dentro de la tubería	kg	Para el tramo de tubería
L	Distancia entre dos secciones de una tubería	m	Para el tramo de tubería
F	Factor de forma de la tubería	m^{-1}	Para el tramo de tubería
K_f	Coeficiente de pérdidas de carga por fricción	kg.m^{-7}	Para el tramo de tubería
ΔP	Diferencia de presión "piezométrica"	Pa	Para el tramo de tubería
Δp_f	Pérdida de presión por fricción	Pa	Para el tramo de tubería
Δp_d	Pérdida de presión dinámica	Pa	Para el tramo de tubería
Q	Gasto dentro de la tubería	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Para el tramo de tubería
Q_0	Gasto inicial (antes del cierre de compuerta)	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Para el tramo de tubería
Q_k	Gasto final (fuga después del cierre de compuerta)	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Para el tramo de tubería

Re	Número de Reynolds	-	$Re = (\rho / \mu) V D$
g	Aceleración de la gravedad	m s^{-2}	$g = 9.78$ en Cuernavaca
ρ	Densidad del agua líquida	kg m^{-3}	$\rho \approx 1000$ ($a \approx 20^\circ \text{C}$)
μ	Viscosidad <i>dinámica</i> del agua líquida	Pa s	$\mu \approx 10^{-3}$ ($a \approx 20^\circ \text{C}$)
f	Factor de fricción	-	Ecuación de Darcy - Weisbach

1	"Aguas arriba"	<i>índice</i>	
2	"Aguas abajo"	<i>índice</i>	
o	"Condición inicial" (antes del cierre de compuerta)	<i>índice</i>	
k	"Condición final" (cuando el agua casi no fluye)	<i>índice</i>	

El método de Gibson utiliza el efecto del fenómeno de transitorio hidráulico (golpe de ariete, ver Anexo B) en la tubería que conduce el agua a la turbina, se basa en la ley de Newton y las leyes de conservación de la mecánica de fluidos. Esta condición es inducida cuando se detiene o acelera el flujo de agua en la tubería con un movimiento de maniobra de una válvula.

A fin de obtener una relación para calcular el caudal volumétrico Q se debe considerar un tubo cerrado a presión cuya área hidráulica A puede cambiar a lo largo de su longitud (Adamkowski and Janicki, 2010). Un esquema de la tubería de carga se muestra en la Figura 3-1. El método considera que el flujo de agua es detenido hasta ser nulo.

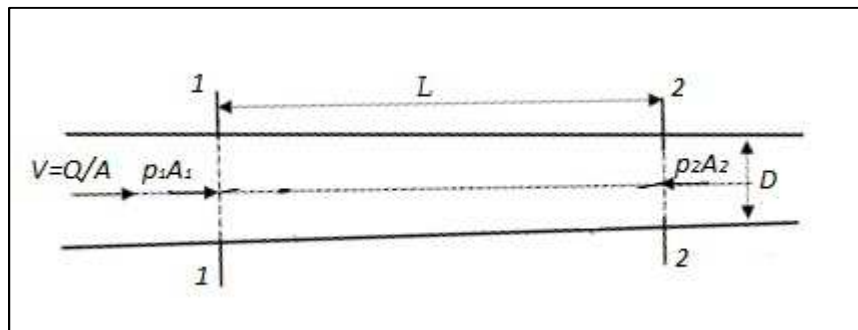


Figura 3-1. Esquema de la diferencia de presiones entre dos secciones transversales del conducto

Teniendo en cuenta un segmento de longitud L , entre las secciones 1-1 y 2-2, se supone que la velocidad y la distribución de la presión en ambas secciones transversales es uniforme. Asimismo, se considera que la densidad del fluido y el área de las secciones de flujo no cambian con el efecto de golpe de ariete (Modelo rígido, ver Anexo B).

A raíz de estos supuestos, la relación entre los parámetros de un flujo no estacionario entre dos secciones seleccionadas de la tubería puede ser descrita utilizando la conocida ecuación de balance de energía para flujo inestable, de tal forma que:

$$\frac{\alpha_1 \rho Q^2}{2A_1^2} + p_1 + \rho g z_1 = \frac{\alpha_2 \rho Q^2}{2A_2^2} + p_2 + \rho g z_2 + \Delta p_f + \rho \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \frac{dQ}{dt} \quad (3.1)$$

Donde Q es la descarga; g , la aceleración debida a la fuerza gravitacional; ρ , la densidad del agua; p_1 y p_2 , representan la energía de presión estática en las secciones 1-1 y 2-2 (Figura 3-1); z_1 y z_2 , la elevación de las mismas secciones con respecto a un nivel de referencia; α_1 , α_2 ; son coeficiente de coriolis, que representan una corrección de la energía cinética para ambas secciones, A_1 y A_2 , respectivamente, Área de la sección 1 (aguas arriba) y 2 (aguas abajo); Δp_f es la caída de presión debido a las pérdidas por fricción hidráulica a lo largo de la tubería, la cual tiene la siguiente expresión:

$$\Delta P_f(t) = k_f Q(t) |Q(t)| \quad (3.2)$$

Donde k_f es una constante que se calcula a partir de las mediciones en las condiciones iniciales, es decir:

$$k_f = \frac{\Delta P_{f0}}{Q_0 |Q_0|} = \frac{\Delta P_f}{Q |Q|} \quad (3.3)$$

En este caso, Tamari y Semlali (2010) deduce:

$$\Delta P_f = \Delta P_{f0} \left(\frac{Q |Q|}{Q_0 |Q_0|} \right) \quad (3.4)$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{f0} \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^2 \quad (3.5)$$

El último término de la ecuación (3.1) es el cambio temporal del flujo registrado durante el período de tiempo del efecto de golpe de ariete. Este término inestable representa el efecto de la inercia del agua en la sección considerada del tubo (para flujos estables este término es igual a cero y la ecuación toma la forma comúnmente conocida como ecuación de Bernoulli).

Para simplificar la ecuación (3.1), conviene declarar las siguientes expresiones

La diferencia de presión piezométrica (estática y de posición al cambiar de altura con respecto a un nivel de referencia) entre la medición de las secciones 2-2 y 1-1:

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) \quad (3.6)$$

La diferencia de presión dinámica Δp_d entre las secciones 2-2 y 1-1:

$$\Delta p_d = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\alpha_2}{A_2^2} - \frac{\alpha_1}{A_1^2} \right) Q^2 \quad (3.7)$$

Nota: El coeficiente de Coriolis es un factor de corrección, debido a que la distribución de la velocidad no es uniforme en una sección de tubería; es igual a:

$$\alpha = \frac{\int_A V^3 dA}{V_m^3 A}$$

Para un flujo turbulento totalmente desarrollado dentro de una tubería a presión, se encuentra dentro de los límites de $1.04 < \alpha < 1.11$ (Adamkowski and Janicki, 2010):

El factor geométrico de la sección del tubo de carga de una longitud L :

$$F = \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \quad (3.8)$$

Agrupando las ecuaciones (3.6) y (3.7) y sustituyendo en la ecuación (3.1), resulta una ecuación diferencial para la velocidad:

$$\rho LA \frac{dV}{dt} = -A (\Delta p + \Delta p_d + \Delta p_f)$$

En la ecuación anterior, muestra el principio del método basado en las leyes (segunda ley de Newton y las leyes de conservación) que se derivan de la mecánica de fluidos, las cuales son las que dan la relación entre la fuerza debida a la variación de la diferencia de presión ($\Delta p + \Delta p_d - \Delta p_f$) entre dos secciones transversales A y la aceleración o desaceleración ($\frac{dV}{dt}$) de la masa del fluido (ρLA) comprendida entre el tramo considerado de longitud (L), esto debido al movimiento de un obturador o compuerta (IEC60041, 1991).

Sustituyendo la ecuación (3.8) en la anterior, resulta:

$$\rho F \frac{dQ}{dt} = -\Delta p - \Delta p_d - \Delta p_f \quad (3.9)$$

La ecuación (3.9) permite despejar la variable de flujo, además de una separación de variables, seguida de una integración definida entre los límites inicial (Q_0, t_0) y

final al cierre de la válvula (Q_k y t_k), asociados con el cambio del flujo durante el golpe de ariete. Así, la solución para la condición inicial (justo antes de iniciar el cierre de la válvula o distribuidor) está dado por:

$$Q_0 = \frac{1}{\rho F} \int_{t_0}^{t_k} \left(\Delta p(t) + \Delta p_d(t) - \Delta p_f(t) \right) dt + Q_k \quad (3.10)$$

El caudal de agua a la condición final (Q_k), si es diferente de cero, debido por ejemplo a fugas de agua a través del dispositivo de cierre, debe ser medido o estimado utilizando un método independiente, se puede consultar en otros trabajos, como por ejemplo en Urquiza *et al.* (2007).

La ecuación (3.10) muestra que, a fin de determinar el caudal de agua inicial en m^3/s , es necesario determinar las diferencias de presión en unidades de Pa (Pascuales) entre las dos secciones de medición y se integra en función del tiempo (IEC60041, 1991): diferencia de presión estática Δp , caída de las pérdidas causada por fricción en el segmento de la tubería Δp_f y las diferencias de presión dinámica (Δp_d) entre las secciones hidrométricas 2-2 y 1-1. Estos dos últimos valores se calculan a partir de su relación con el cuadrado de la velocidad de flujo, como se indica en la ecuación (3.2) y (3.7).

Justificación basada en Tamari y Semlali (2010) para el cálculo de pérdida por fricción de la norma IEC 60041:

Si se introduce la siguiente notación: $\Lambda(t_0, t_k) = \int_{t_0}^{t_k} (\Delta P - \Delta p_f) dt$

Se tendrá para el gasto inicial Q_0

$$Q_0 = \frac{A}{\rho L} \Lambda(t_0, t_k) + Q_k$$

De igual manera, se tendrá para cualquier gasto $Q(t)$:

$$Q(t) = \frac{A}{\rho L} \Lambda(t, t_k) + Q_k$$

El área bajo la curva $\Lambda(t, t_k) = \Lambda(t_0, t_k) - \Lambda(t_0, t)$

Por lo tanto:

$$Q(t) = \frac{A}{\rho L} (\Lambda(t_0, t_k) - \Lambda(t_0, t)) + Q_k$$

Se deduce:

$$\frac{Q(t)}{Q_0} = \frac{\frac{A}{\rho L} (\Lambda(t_0, t_k) - \Lambda(t_0, t)) + Q_k}{\frac{A}{\rho L} \Lambda(t_0, t_k) + Q_k}$$

$$= \frac{\Lambda(t_0, t_k) + \frac{\rho L}{A} Q_k - \Lambda(t_0, t)}{\Lambda(t_0, t_k) + \frac{\rho L}{A} Q_k}$$

$$\frac{Q(t)}{Q_0} = 1 - \frac{\Lambda(t_0, t)}{\Lambda(t_0, t_k) + \frac{\rho L}{A} Q_k}$$

Con el método Gibson, las pérdidas de presión por fricción son dadas por la ecuación (3.5)

Es decir:

$$\Delta p_f(t) = \Delta p_{f0} \left(1 - \frac{\Lambda(t_0, t)}{\Lambda(t_0, t_k) + \frac{\rho L}{A} Q_k} \right)^2$$

Lo cual es la misma expresión que la formula $C_i = C (1 - r_i)^x$ de la norma (con exponente: $x = 2$, ver página A-103 del Anexo A).

3.2. Conclusión sobre Gibson

Ventajas del Método de Gibson

- Según la norma IEC 60041 (1991), es un método "primario" (es decir: no requiere de una calibración preliminar).
- Está basado en leyes fundamentales de la mecánica de fluidos que dan origen a los transitorios hidráulicos, en condiciones favorables, se considera como bastante preciso para estimar el gasto (incertidumbre entre ± 1.5 y 2.3% [$p = 0.95$]) (IEC60041, 1991).
- Con los avances tecnológicos vuelve a ser atractivo, proporcionando un análisis completo y sistemático de las bondades del método de Gibson: permitiendo el uso de sofisticados programas numéricos; transductores precisos y sistemas de adquisición de datos instantáneos que estime buenos resultados en campo: reduciendo costos y tiempo de ejecución (mano de obra intensiva) e incrementando su precisión, seguridad y aceptación en grandes hidroeléctricas que desafortunadamente no cumplan con los requisitos dictados por la norma IEC 60041 (ver Anexo A).

Desventajas del Método de Gibson

- El método de Gibson requiere una instrumentación buena y un personal calificado para llevar a cabo las pruebas y los cálculos (IEC60041, 1991).
- No permite monitorear el gasto; de hecho, solo puede usarse cuando se produce un cambio importante en el gasto que circula dentro de una tubería.
- Además su puesta en operación no es tan sencilla como parece.
- La norma no menciona claramente como determinar el tiempo de cierre para cualquier conducto o el tiempo final de la integración del diagrama presión-tiempo.
- No hay un algoritmo de cálculo numérico comprobado disponible en la literatura.
- Es poco utilizado para aperturas de válvula.
- Gibson describe las pérdidas por fricción de una manera muy simplificada, ya que se considera una constante por el valor del gasto al cuadrado y mencionan que es válida la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación $h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$), es por eso menos preciso en flujos laminares (donde el factor de fricción de Darcy es inversamente proporcional al número de Reynolds, $f = \frac{64}{Re}$ y su valor oscila desde 0.02 hasta 0.10, ver Diagrama de Moody) o en tramos cortos para grandes diámetros donde las perdidas por fricción son pequeñas y se dificulta su estimación en el diagrama presión –tiempo del transitorio.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

4.1. Experimentos de laboratorio

Este capítulo describe la metodología aplicada para la medición de caudal en una línea de conducción en el banco de prueba del laboratorio Enzo Levi del IMTA (IMTALAB). El gasto se determinó utilizando el método de Gibson basado en el fenómeno de transitorio hidráulico y es aplicado en conductos presurizados. La variante 2 del método usado en el presente trabajo consiste en la medición con de las diferencias de dos transductores de presión registradas en dos secciones de la tubería de PVC en el intervalo de tiempo de cambio, durante el cierre o apertura de una válvula de mariposa ubicada en un extremo de la conducción de una línea conectada a un tanque elevado. Se utilizó un sistema de adquisición de datos para leer la salida de los transductores y un calibrador portátil. El flujo fue calculado usando un programa de cómputo desarrollado por Tamari y Semlali, (2010) en MatLab denominado GIB-IMTA con el algoritmo descrito por la Norma IEC 60041 (1991).

4.1.1. Banco de prueba

Para las pruebas en laboratorio Enzo Levi, se aprovecho la energía potencial que se tiene disponible por la elevación del tanque de carga constante del laboratorio. Se tiene una conducción a presión sin bifurcaciones con tubería de acero de 100 mm de diámetro con una longitud de 60 m y los últimos 10 m se construyó en PVC cedula 40 con una resistencia de presión de trabajo de 70 mca, al final de la tubería se le instaló una válvula de mariposa para hacer las maniobras y generar las variaciones de presión, se utilizaron dos transductores de presión con una escala de medición y tiempo de respuesta previamente probados y calibrados, se le hizo una pieza especial para que el sensor no sobresalga de la tubería y obstaculice la trayectoria del fluido.



Figura 4-1. Pieza especial para el sensor no sobresalga de la tubería en el banco de prueba

4.1.2. Instrumentación del banco

Con el fin de probar el método de Gibson, se utilizaron dos transductores manométricos (modelo UNIK 5000, marca GE Druck), compatibles con el agua, de tipo piezorresistivo, con un intervalo de funcionamiento entre -10 y 30 m, una alimentación eléctrica no regulada (se utilizó una fuente de poder de 12 V) y una señal de salida entre 0 y 5 V. La exactitud de estos transductores es ± 25 mm con respecto a la mejor recta de calibración. Conectados a una tarjeta de adquisición de datos con una resolución de 2.44 mV para un intervalo de -5 a +5 V (modelo National Instruments, EUA) para monitoriar la señal de salida de los transductores de presión. Se utilizó el software LabVIEW (marca National Instruments, EUA) para escribir un programa de cómputo que puede monitoriar la respuesta de los dos transductores con un intervalo de tiempo entre 1 y 15 s. Con el fin de suavisar el ruido de los transductores y también de la tarjeta de adquisición de datos, se determinó cada medición como siendo el promedio de mil lecturas tomadas con

una frecuencia de 10,000 Hz; es decir, cerca de la máxima frecuencia de adquisición de datos de la tarjeta.

Los transductores de presión utilizados para este banco de prueba tienen el acceso pequeño pero la membrana ocupa casi todo el grosor, lo que significa que tiene una entrada angosta y después se amplía, la membrana no está expuesta por protección, lo que significa que es difícil de purgarse para eso el proveedor nos facilitó una bomba de vacío para purgar los sensores.

Se tomó especial cuidado para purgar los transductores de presión. Esto se hizo con el fin de no atrapar burbujas de aire dentro de los transductores y de sus conectores (por lo contrario, las mediciones de presión pudieran ser sesgadas por efectos capilares).

Para la adquisición de datos, se procedió de la siguiente manera:

Primero se deben conectar los transductores a la tarjeta de adquisición de datos y esta al programa de computo que registra las salidas de los transductores donde se puede apreciar que voltaje reportan al estar la tubería a plena carga (registrando la carga piezométrica o nivel del tanque), se coloca el calibrador portátil a una entrada de la red destinada para medir la presión estática, y se anotan los datos que reportan los transductores para esta condición estática sería como cero (nivel de referencia), se abre la válvula aguas abajo para que se tenga la condición de movimiento del gasto, y en la pantalla se registran las pérdidas por fricción y presión que se generó en cada sección cuando el gasto está circulando, se inicia el programa Quick que es el que registra los datos de salida de los transductores a cada 0.1 s por lo que en lo que dura aproximadamente un transitorio es de 15 s tendríamos alrededor de 512000 datos de ambos transductores y son procesados en el programa de MatLab GIB-IMTA para estimar el caudal a partir de las diferencias de presión en una banco de prueba de 4" de

diámetro en una tubería de PVC, de clase 40, para los tiempos de cierre o apertura, según los cálculos se presentarían una sobrepresión de 30 m máximos, los cuales están dentro de la escala de medición del transductor elegido.

4.1.3. Serie de pruebas realizadas

Serie I: efecto tiempo de maniobra

La serie I, se llevó a cabo con el fin de evaluar si el tiempo de maniobra (cierre o apertura completa o total) influye en las estimaciones del caudal en la variante 2 del método de Gibson (diagramas separados con dos transductores manométricos). Se aplicó para 8 diferentes gastos controlados por medio de una válvula aguas arriba (variando desde 1.33 hasta 14 L/s, que corresponden al número de Reynolds alrededor de 2.3×10^4 a 1.7×10^5 y producto de velocidad por longitud entre 1.8 a $13.7 \text{ m}^2/\text{s}$), para 2 tipos de maniobras en la válvula aguas abajo (“cerrar” / “abrir”) y 4 casos de tiempos de cierre (de 1 a 10 segundos) de la válvula de salida (aguas abajo) que sirve para generar la perturbación del flujo en estado permanente, es decir cuando la presión del agua en la tubería casi no cambiaba, con un total de 64 pruebas. La duración de cada pruebas es de 30 s dejando 5 s de grabación al inicio y 10 s al final para obtener el diagrama de presión-tiempo completo, la calibración de transductores fue hecha antes y después de cambiar el gasto (cada 8 pruebas, aproximadamente cada 10 min.).



Figura 4-2. Válvula aguas arriba para regular los gastos

Serie II: Mejor control sobre maniobra de válvula

Con esta serie II, se abre por completo la válvula de entrada (aguas arriba de los transductores) y desde una posición inicial de la válvula de salida (“totalmente abierto” o “totalmente cerrada”) a una posición parcial del diente de cierre para iniciar la perturbación del flujo al generar incrementos o decrementos de gastos, al mover la posición de referencia de la manija en 5 casos o dientes de la válvula de salida. Con el propósito de ver si influye en las estimaciones del caudal en la variante 2 del método de Gibson. Para 5 gastos (variando la posición obteniendo valores de 5.7 hasta 13.38 L/s, que corresponden al número de Reynolds alrededor de 7.2×10^4 a 1.7×10^5 y producto de velocidad por longitud entre 5.7 a $13.2 \text{ m}^2/\text{s}$), para 2 tipos de maniobras iniciales (“cerrar” / “abrir”) y 5 casos de posiciones de apertura o cierre parciales (de posición 0 a 10 totalmente abierta) de la válvula que sirve para generar la perturbación del flujo en estado permanente es decir cuando la presión del agua en la tubería casi no cambiaba, con un total de 20 pruebas. La duración de cada pruebas es de 30 s dejando 5 s de grabación al inicio y 10 s al final para obtener el diagrama de presión-tiempo completo, la

calibración de transductores fue hecha antes y después de cambiar la posición inicial de la válvula (posición 10 para abierta total y 0 para completamente cerrada) (cada 10 pruebas, aproximadamente cada 10 min).

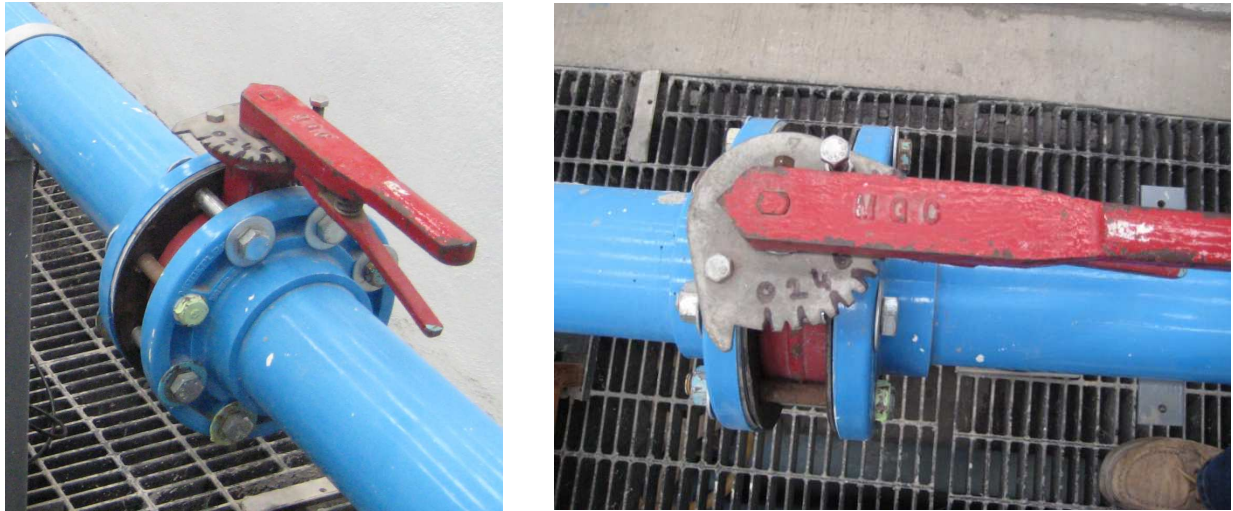


Figura 4-3. Posición diente-10 totalmente abierta la válvula aguas abajo

4.2. Experimentos numéricos

En la última década, el uso de la tecnología ha crecido para el análisis de los fenómenos transitorios hidráulicos, y los métodos planimétricos (tal como se recomienda en la norma IEC) han sido remplazados por programas numéricos, reduciendo la cantidad de cálculos de ecuaciones complejas sino que además, proporciona un análisis sistemático con bastante precisión haciendo métodos más eficaces y menos mano de obra intensiva (Chaudhry, 1979).

4.2.1. Simulación de transitorios hidráulicos

El objetivo de un programa de cómputo para el análisis de transitorios hidráulicos es el de simular el transitorio mediante un modelo matemático, y determinar las

posibles consecuencias de éste en términos de presiones producidas y comportamiento del sistema (Tzatchkov *et al.*, 2007).

El programa HAMMER V8i (programa comercial) ha sido el código utilizado para estos experimentos numéricos. Los datos de salida de las variaciones de presión entre dos secciones de la tubería fueron procesados en el programa GIB-IMTA para ser comparados con los datos recogidos en las pruebas experimentales del banco de prueba bajo condiciones de laboratorio. Además, se simula una tubería de gran diámetro para comparar sus resultados con el programa GIB-IMTA al procesar las diferencias de presión a distintas longitudes de separación entre las secciones de medición y los tiempos de cierre y apertura simulados.

La simulación fue hecha primero en el programa Epanet (Rossman, 2000) para encontrar el factor de fricción y presiones para una condición estable inicial de la perturbación por el cierre de la compuerta, se analizó en la tubería entre los puntos 5 a 6 de la Figura 4-4. Para llevar a cabo los cálculos, se prepararon los datos de entrada exportados desde Epanet a Hammer, incluyendo entre otros:

- ✓ Longitud, diámetro, coeficiente de rugosidad
- ✓ Se calculo la celeridad para cada tramo de distinto material.
- ✓ Topología de la red (forma en que se conectan entre si los conductos).
- ✓ Nivel de agua constante en el tanque o vaso.
- ✓ Condiciones iniciales para el transitorio. Se expresan por los gastos, presiones y niveles del flujo permanente que se tiene en la conducción antes de producirse el transitorio (simulado en Epanet).
- ✓ Tipo de transitorio que se quiere simular. Para conducciones de agua a presión normalmente se analiza la parada de bombas o el cierre de válvula en este caso, simulando el rechazo de la turbina.

El alcance de los resultados que se obtienen con la corrida depende del programa usado. Como mínimo el programa debe dar las presiones máximas y mínimas que se producen en el transitorio en toda la conducción. Un programa más elaborado como Hammer V8i puede dar también los resultados siguientes:

- Ubicación y volumen de las separaciones de columna. Cabe señalar que no todos los programas de transitorios simulan las separaciones de columna.
- Evolución en el tiempo de la presión en los nodos de la conducción.
- Evolución en el tiempo de la línea piezométrica.
- Perfil de envolventes máximas y mínimas.
- Exportar los perfiles en formato para AutoCAD.
- Resultados en forma grafica y numérica.

En lo que respecta al intervalo de tiempo del transitorio a considerar en la simulación, pocas veces es necesario simular el transitorio completo, es decir, hasta establecerse un estado permanente. Para los fines prácticos se necesitan, por lo general, solamente las variaciones de presión que se producen en la parte inicial del transitorio (ver Figura 4-5).

En la Figura 4-5 se muestra la evolución de la presión en el nodo 5 y nodo 6 en la Figura 4-6, al cerrar la válvula de mariposa con un tiempo de 6 s en una tubería de 4 pulgadas de diámetro de material de PVC. En la Figura 4-7 se muestra las envolventes máximas y mínimas de presión.

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

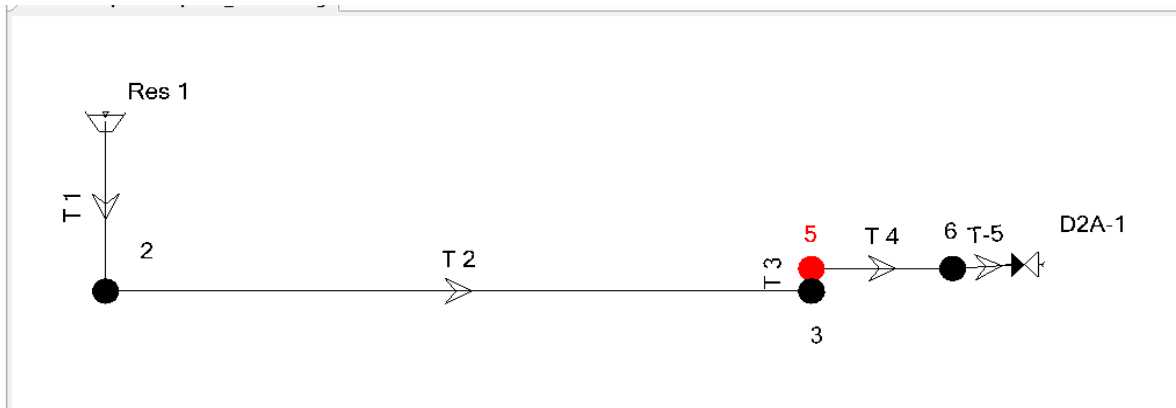


Figura 4-4. Nodo 5 “sección 1” y nodo 6 “sección 2”

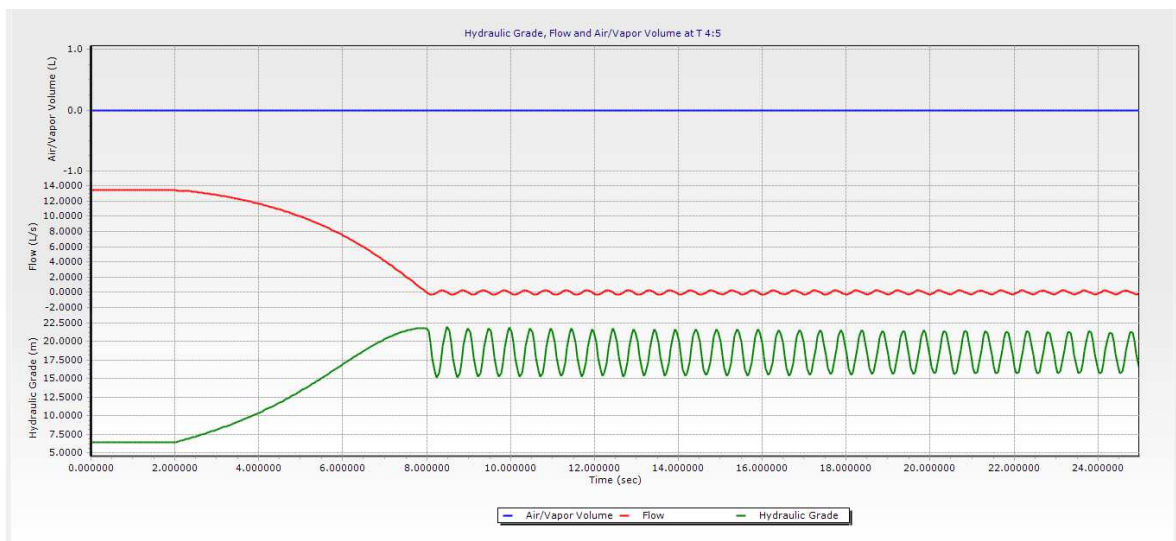


Figura 4-5. Variación de la presión en la sección 1 aguas arriba

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON. ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

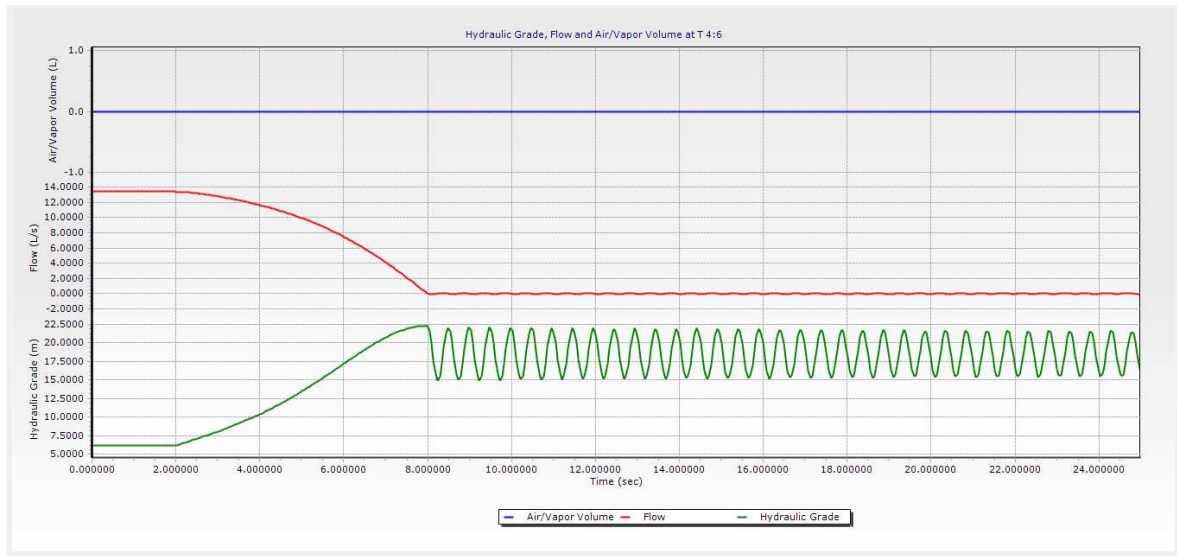


Figura 4-6. Variación de la presión en la sección 2 aguas abajo

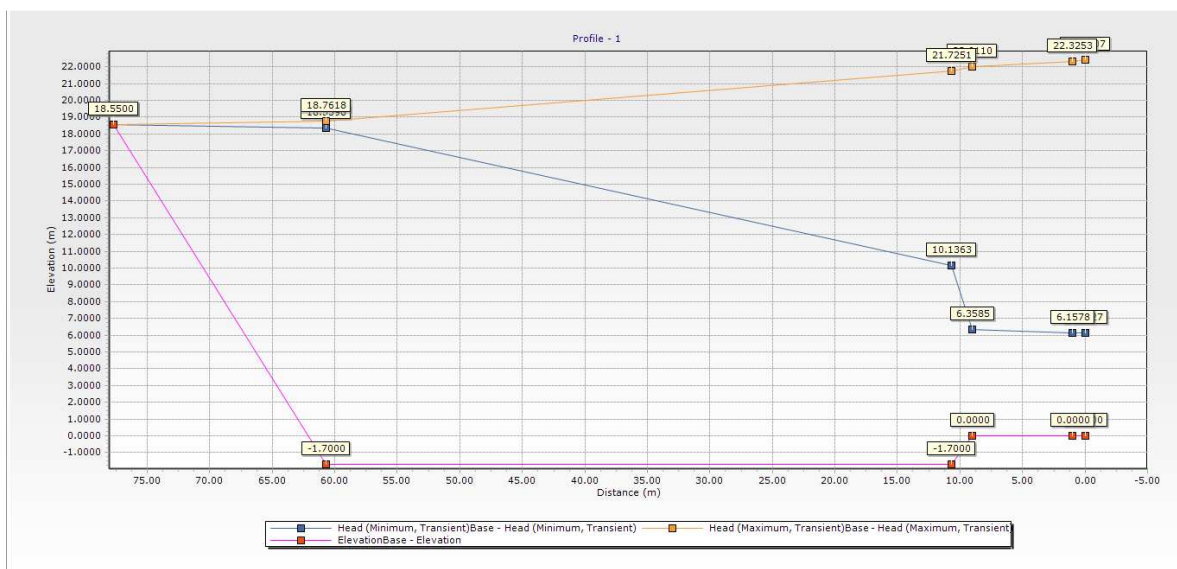


Figura 4-7. Envoltentes de presión máxima y mínima en perfil del banco de prueba

4.2.2. Programa de simulación

El programa HAMMER utiliza el Método de las características (MOC, ver Anexo B) para resolver virtualmente los problemas de transitorios hidráulicos sin correr el riesgo de accidentes por falta de experiencia en sobrepresiones. El programa permite obtener estos datos de las simulaciones de forma numérica para medir el caudal por el método de Gibson y entender el fenómeno transitorio.

4.2.3. Serie de simulaciones realizadas

Serie A: (banco de prueba)

A diferencia de las dos series anteriores estas fueron con pruebas numéricas, las cuales se realizan sobre una tubería parecida a al banco de prueba experimental (Serie II, Maniobras totales) simplificada con una tubería lisa de acero inicialmente (primeros 50 metros) y PVC (10 metros del banco de prueba) de 4 pulgadas (102 milímetros) de diámetro, con una separación entre las secciones de medición de presión a ocho metros.

El caudal se calcula de manera similar a los experimentos de laboratorio con el programa GIB-IMTA, con los mismos supuestos y comparando los resultados con el gasto de referencia simulado en el programa HAMMER V8i.

Serie B: (ejemplo de aplicación)

Se buscó información sobre un caso real de una Central Hidroeléctrica para simular los posibles resultados de las variaciones de presión generadas en Hammer V8i y procesadas en el programa GIB-IMTA para dos distintas longitudes de separación entre las dos secciones de medición (Para $L=50$ m y $L=10$ m, como referencia de la sección 2 “aguas abajo” fue a 10 m antes del final de la conducción), y a distintos tiempos entre 2 a 16 s de maniobra (cierre y apertura) de la compuerta o rechazo de carga de la turbina aguas abajo.

4.3. Procesamiento de datos

4.3.1. Programa GIB-IMTA (Tamari y Semlali, 2010)

Este programa GIB-IMTA es relativamente sencillo, los datos de entrada principalmente son las variaciones de presión en los dos sitios de medición con respecto al tiempo de la prueba, los datos de la geometría de la conducción para obtener el factor de forma como es el diámetro para obtener el área del conducto y la longitud entre las dos secciones, los datos de calibración para pasar los datos de los transductores de V a unidades de presión (Pa), fue desarrollado por Tamari y Semlali (2010) el cual se basa en el algoritmo de Gibson en el cual se requiere como archivo de entrada en formato de texto en código ASCII en el cual contenga solo tres columnas, en la primera el tiempo, voltaje de transductor 1 y transductor 2. El programa con los datos de la hoja de prueba de calibración, convierte estas lecturas de voltaje en unidades de Pa, para que empiece a iterar hasta encontrar el caudal.

4.3.2. Uso del programa

En la carpeta del programa GIB-IMTA.M (extensión *.M son archivos de cálculo de MatLab) se guardan los archivos de salida del programa de Laview con extensión *.Lvm con los datos de salida de los transductores, éstos son archivos ASCII que contienen los datos de la prueba en tres columnas, la primera viene el tiempo en segundos, luego la presión aguas arriba o transductor No. 1 y la presión aguas abajo No. 2 en Volts, también se tiene un encabezado para corroborar la hora y fecha en caso de necesitarlo, se recomienda guardar un respaldo de los archivos originales y a los procesados borrar el texto y dejar los datos numéricos en solo tres columnas identificando cada columna en el programa.

En la Figura 4-8, se muestra un ejemplo, al abrir el programa inicia con un encabezado que pregunta que categoría de prueba se quiere hacer, con las siguientes opciones:

Cada menú (Serie I, II, A o B) tiene los datos de entrada con las características del grupo de prueba realizada y estos datos se transfieren al programa Gibson de cálculo. Esto se realiza una vez que se tienen estos parámetros para cada prueba en particular.

El programa realiza las verificaciones (*calcula y verifica los parámetros básicos de la prueba*), de los datos (*lee los datos*), calcula la conversión de unidades a pascal (*conversión de unidad).

Después, se procede a desplegar en pantalla una serie de resultados de cálculo (inicio de la prueba, final, datos de geometría del tubo, entre otras). Por ejemplo se muestra los datos de salida:

Pruebas en el IMTALAB Serie II

A continuación se muestra la información de salida del programa para la prueba seleccionada:

*** Archivo de datos**

Prueba = GIBC06

Columna tiempo = 1

Columna presión 1 = 2

Columna presión. 2 = 3

*** Tipo de prueba**

-> *Apertura de compuerta*

*** Calibración de sensores de presión realizada en sitio**

m1 (Pa/V) = 58437.8844

$$b1 \text{ (Pa)} = 87126.8512$$

$$m2 \text{ (Pa/V)} = 58835.9133$$

$$b2 \text{ (Pa)} = 87514.0248$$

Los coeficientes anteriores corresponden a la función de una recta de calibración del sensor 1 (aguas arriba) y sensor 2 (aguas abajo) de la forma:

$$y = b + mx$$

Es decir los coeficientes de calibración de los transductores de presión para convertir Volts a Pascales. En la siguiente Tabla 4-1 muestra un ejemplo previo de la señal de salida reportado en el programa de Quicklab y la presión con el calibrador portátil DPI615 (ver Anexo C).

Tabla 4-1. Datos de calibración del sensor 2 (21-10-2010)

x	y	y est	y-yest	100*(y-yest)/yest
Señal de salida (V)	Presión (kPa)	Presión est (kPa)	Residuo (kPa)	Residuo (%)
0.055	90.66	90.686	-0.0255	-0.028
1.667	185.64	185.554	0.0857	0.046
0.055	90.75	90.686	0.0645	0.071
1.670	185.77	185.731	0.0392	0.021
0.055	90.69	90.686	0.0045	0.005
1.670	185.75	185.731	0.0192	0.010
0.054	90.63	90.627	0.0033	0.004
1.669	185.62	185.672	-0.0520	-0.028
0.054	90.58	90.627	-0.0467	-0.052
1.669	185.58	185.672	-0.0920	-0.050

Se hizo la gráfica (x,y) y se ajusta a una línea de tipo regresión lineal.

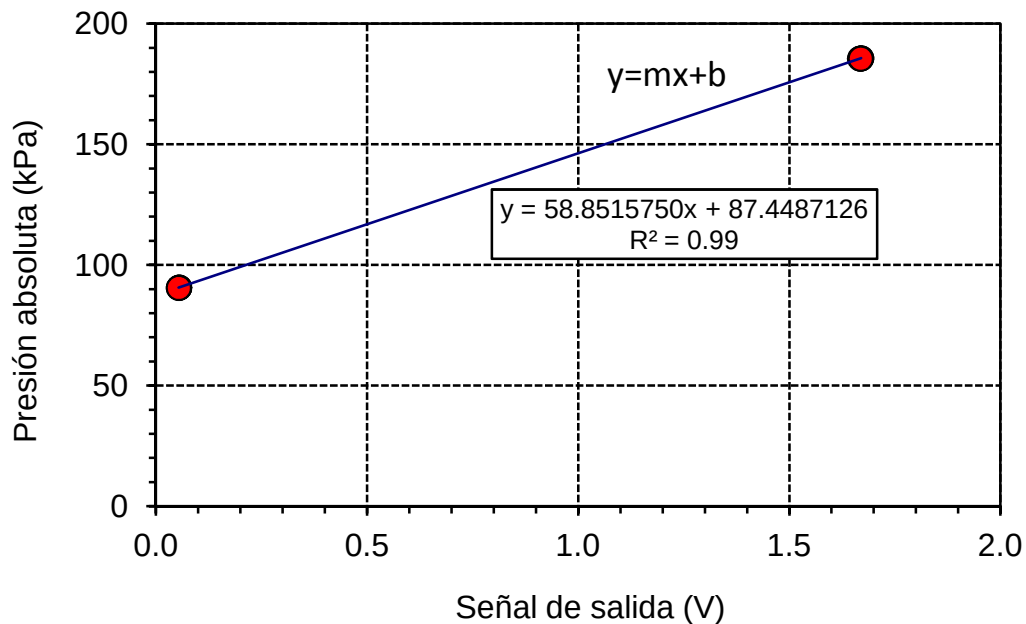


Figura 4-9. Regresión lineal de la Calibración del sensor 2

no. suaviza = 200

(El número suaviza de valores para suavizar la cantidad de información obtenida conocida como ruido).

*** Tiempos característicos de la prueba**

Inicio prueba (s) = 0

(Tiempo de inicio del cálculo, típicamente inicia de un tiempo cero).

Inicio cambio (s) = 5.5

(Tiempo de inicio de la perturbación o transitorio, iniciaba al tiempo de 5 s).

Fin de cambio (s) = 8.2

(Tiempo final del transitorio en el cual ya se estableció el flujo y la presión, 2.7 s de duración aproximadamente, depende del tiempo de maniobra).

Fin de prueba (s) = 30

(Tiempo final del cálculo, aproximadamente 30 s).

*** Parámetros de la prueba**

Exponente x (-) = 2 (de la función de pérdidas por fricción, ver demostración, capítulo 3)

Temperatura del agua (C) = 20 (temperatura registrada durante la prueba)

Densidad (kg/m^3) = 998.8 (propiedades del agua para esa temperatura)

Viscosidad (Pa.s) = 0.001

Distancia (m) = 8 (separación entre las dos secciones de medición)

Diámetro (m) = 0.10155 (diámetro interno de PVC 4" Cédula 40)

Fuga (m^3/s) = 0 (cierre total)

*** Parámetros calculados**

Área tubo (m^2) = 0.0080994 (área de la sección circular de la tubería)

Factor de forma = 987.7346 (descrito en la demostración del método $F=\text{longitud} / \text{Área}$)

*** Datos de presión**

Presión máx. 1 (mca) = 18.9074 (sensor aguas arriba)

Presión mín. 1 (mca) = 9.5825

Presión máx. 2 (mca) = 18.8579 (sensor aguas abajo)

Presión mín. 2 (mca) = 9.3126

Dif. Presión máx. (mca) = 1.8947

Dif. Presión mín. (mca) = -0.0551

Entre el tiempo de “Inicio de prueba--inicio de cambio” y “Fin de cambio—Fin de prueba” hay aprox. 5 s guardados que son sin el transitorio y representa entre las dos secciones la pérdida por fricción en condición estacionaria o permanente, donde se considera que los parámetros como presión, velocidad y gasto son promedios con respecto al tiempo.

*** Estimaciones sucesivas de gasto (l/s)**

10.8292

11.8856

11.7503

11.7475

11.7475

Ok

*** Resultados de la prueba**

Iteraciones = 5

Área (Pa.s) = -11582.4897

Gasto (L/s) = 11.7475

Velocidad (m/s) = 1.45

No. Reynolds = 147025.2284

$L \times V$ (m²/s) = 11.60

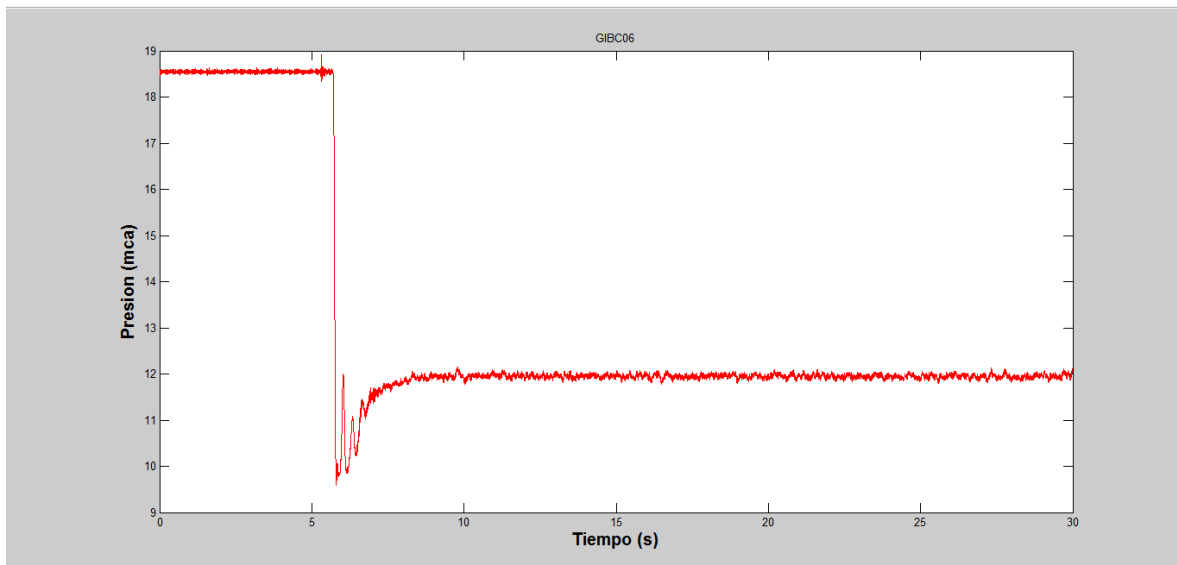


Figura 4-10. Transitorio de presión durante la prueba GIBC06 ($Q_{\text{ref}} = 11.70$ L/s)

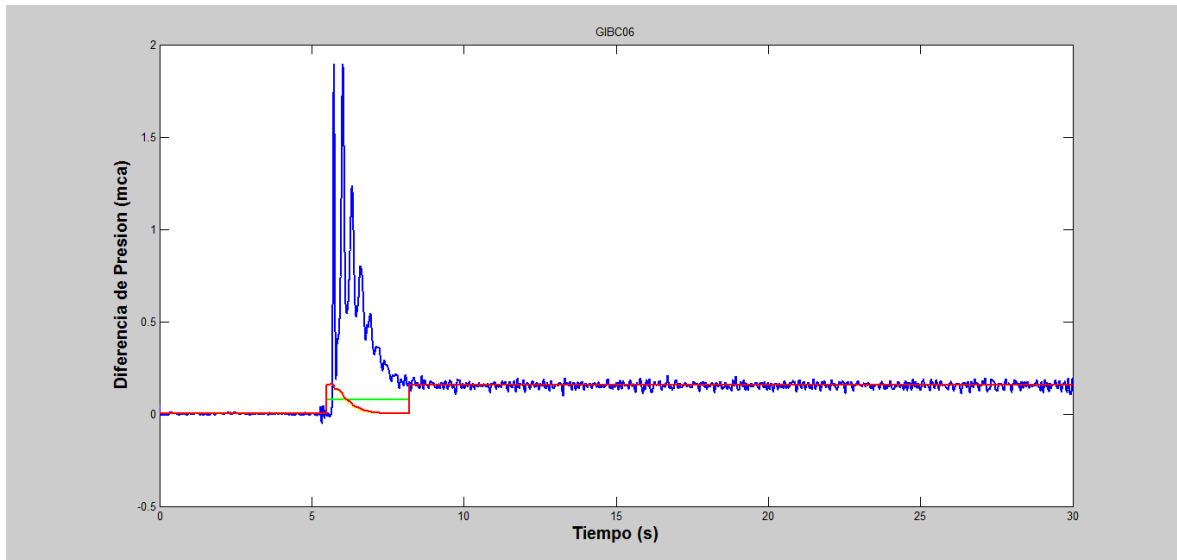


Figura 4-11. Estimación de pérdidas por fricción: inicial (verde), iterativa (amarillo), final (rojo)

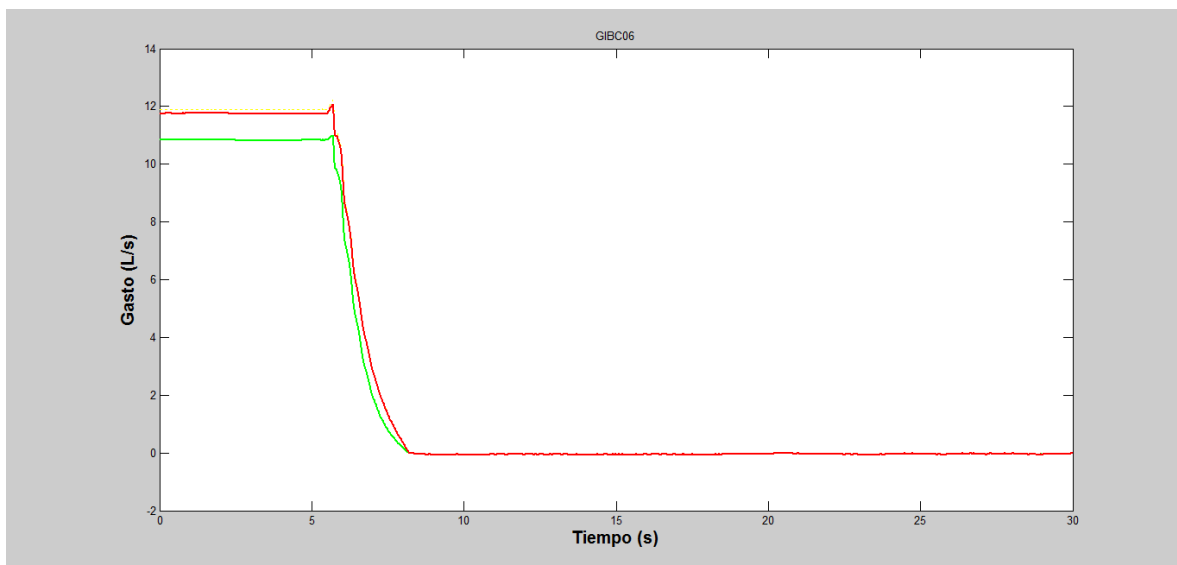


Figura 4-12. Estimación de la reducción de gasto: inicial (verde), iterativa (amarillo), final (rojo)

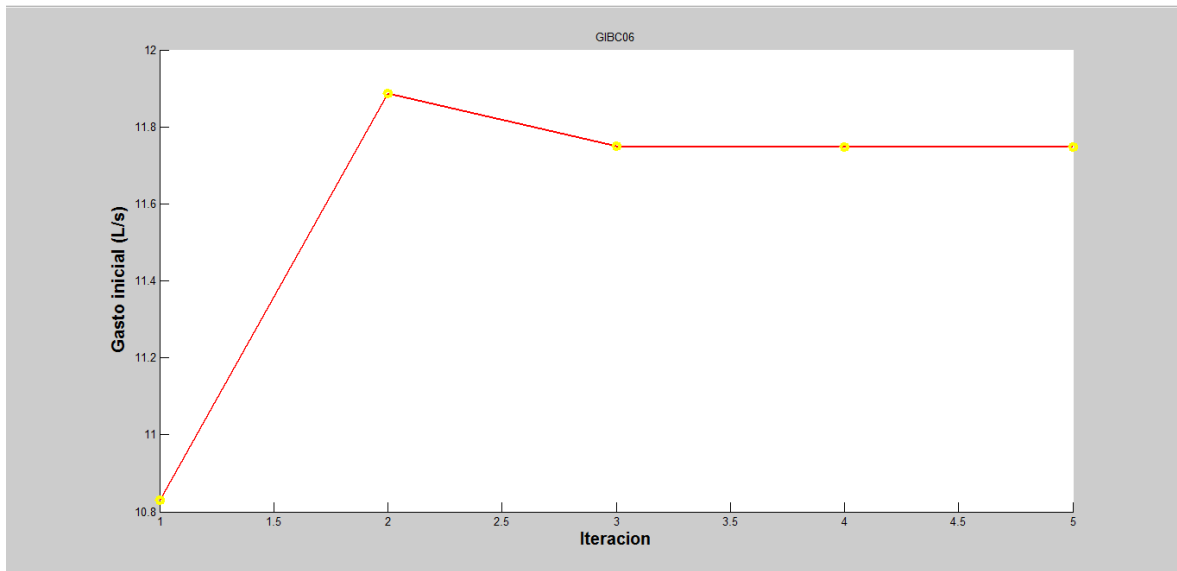


Figura 4-13. Estimaciones sucesivas del gasto "inicial o estimado" (Q_i) en función del número de iteración

4.4. Conclusión de pruebas

Las pruebas de laboratorio y los experimentos numéricos fueron satisfactorios para ambas maniobras (cierre y apertura) de la válvula, al ser validados con el programa GIB-IMTA, arrojando buenas estimaciones de gasto con la información de cada prueba.

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. Resultados de laboratorio

Se hicieron cuatro series en total del método de Gibson. Con base a las pruebas anteriores, se estimó el gasto por medio de la segunda variante del método de Gibson; en este caso, se integró el diagrama de “presión-tiempo programada en MatLab denominado GIB-IMTA.

Resultados Serie I

En la Tabla 5-1 se muestran los resultados del gasto estimado comparado con el de referencia y distintos tiempos de cierre de la válvula efectuados manualmente. Los gastos obtenidos con el método de Gibson durante la serie I para cierres de válvula resultaron con una incertidumbre del 0% hasta el 3% con respecto al gasto medido por medio del medidor electromagnético para gastos mayores a 3.80 L/s y -17% para la prueba de 2.75 L/s. En la Figura 5-1 se demuestra un buen ajuste de una línea de tendencia lineal entre el gasto de referencia y el gasto estimado con el método de Gibson con una correlación de 0.994. Los principales errores se presentaron para caudales bajos (< 3 L/s, ver Figura 5-2).

En la Tabla 5-2 se muestran los resultados del gasto estimado comparado con el de referencia y distintos tiempos de apertura de la válvula efectuados manualmente. Los gastos obtenidos con el método de Gibson durante la serie I para aperturas de válvula resultaron con una incertidumbre de $\pm 2\%$ con respecto al gasto medido por medio del medidor electromagnético para gastos mayores a 3.75 L/s y 7% para la prueba de 2.76 L/s. En la Figura 5-3 se demuestra un buen ajuste de una línea de tendencia lineal entre el gasto de referencia y el gasto estimado con el método de Gibson con una correlación de 0.999. Los principales errores se presentaron para caudales bajos (< 3 L/s, ver Figura 5-4).

Tabla 5-1. Resultados de los cierres Serie I

Prueba GIB	Gasto (L/s) Referencia	Gasto (L/s) Gibson	Error relativo (-)	Observaciones Tiempo de cierre (s)
11	1.33	1.85	-0.39	6
13	2.75	3.24	-0.18	4
15	2.75	3.16	-0.15	2
17	2.75	3.27	-0.19	1
Promedio	2.75	3.22	-0.17	-
21	3.86	3.82	0.01	6
23	3.81	3.83	-0.01	4
25	3.81	3.77	0.01	2
27	3.80	3.80	0.00	1
Promedio	3.82	3.80	0.00	-
37	4.90	4.82	0.02	8
31	5.43	5.41	0.00	6
33	5.27	5.33	-0.01	4
35	5.05	5.07	0.00	2
Promedio	5.25	5.27	0.00	-
47	7.86	7.78	0.01	10
45	7.86	7.88	0.00	8
41	8.18	8.09	0.01	6
43	7.87	7.71	0.02	4
Promedio	7.94	7.86	0.01	-
57	12.45	12.17	0.02	10
55	12.45	12.31	0.01	8
51	12.44	12.34	0.01	6
53	12.45	12.41	0.00	4
Promedio	12.45	12.36	0.01	-
67	6.15	5.80	0.06	16
65	6.15	5.89	0.04	8
61	6.15	5.93	0.04	6
63	6.15	6.00	0.02	4
Promedio	6.15	5.94	0.03	-
77	14.00	12.98	0.07	16
75	14.00	13.90	0.01	8
71	14.00	13.85	0.01	6
73	13.95	13.64	0.02	4
Promedio	13.98	13.80	0.01	-
81	10.30	9.85	0.04	6
83	9.85	9.62	0.02	4
85	10.30	10.28	0.00	4
87	10.33	10.00	0.03	4
Promedio	10.20	9.94	0.03	-

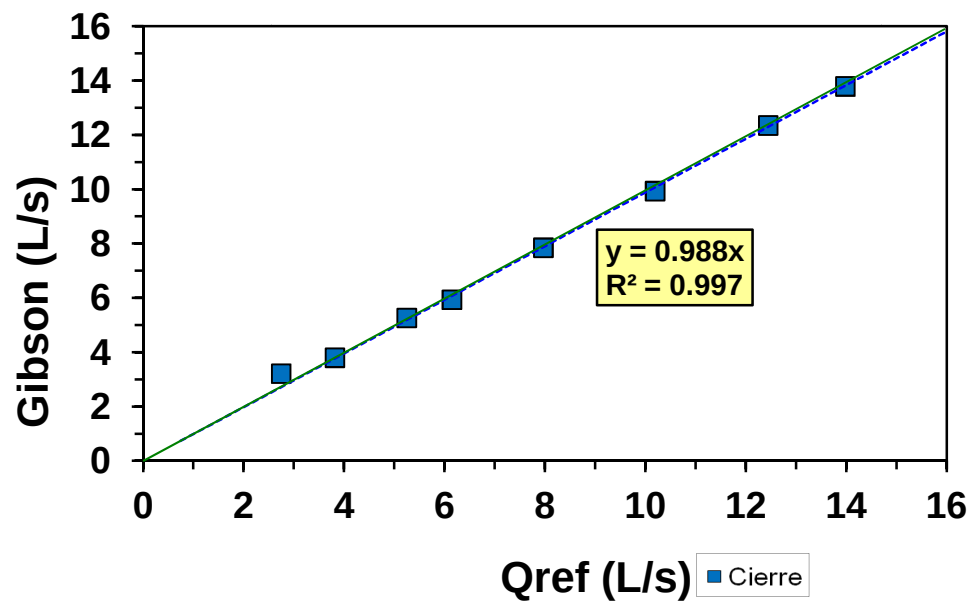


Figura 5-1. Correlación entre el gasto de referencia y el estimado de cierre de válvula.

Serie I

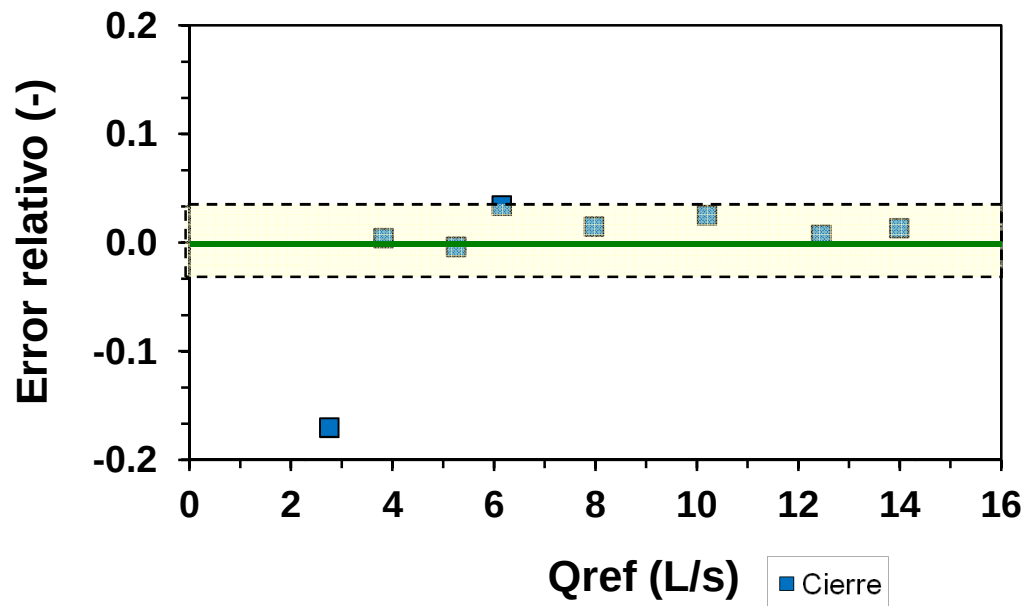


Figura 5-2. Error relativo para distintos gastos estimados de cierre de válvula. Serie I

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla 5-2. Resultados de aperturas Serie I

Prueba	Gasto (L/s)	Gasto (L/s)	Error	Observaciones
GIB	Referencia	Gibson	relativo (-)	Tiempo de apertura (s)
12	-	-	-	sin datos
14	2.75	2.42	0.12	4
16	2.75	2.55	0.07	2
18	2.78	2.72	0.02	1
Promedio	2.76	2.56	0.07	-
22	3.85	3.70	0.04	6
32	3.53	3.39	0.04	6
24	3.81	3.78	0.01	4
26	3.81	3.83	-0.01	2
28	3.79	3.79	0.00	1
Promedio	3.76	3.70	0.02	-
34	5.05	5.18	-0.03	4
36	4.90	5.04	-0.03	2
38	4.79	4.77	0.00	1
Promedio	4.91	5.00	-0.02	-
42	7.85	8.15	-0.04	6
44	7.90	8.02	-0.02	4
46	7.84	7.74	0.01	2
48	7.85	7.85	0.00	1
Promedio	7.86	7.94	-0.01	-
52	12.42	12.53	-0.01	6
54	12.44	12.60	-0.01	4
56	12.45	12.51	0.00	2
58	12.43	12.56	-0.01	1
Promedio	12.44	12.55	-0.01	-
68	6.15	-	-	16
62	6.15	6.23	-0.01	6
64	6.15	6.33	-0.03	4
66	6.15	6.22	-0.01	2
Promedio	6.15	6.26	-0.02	-
78	13.98	-	-	16
72	14.00	14.71	-0.05	6
74	14.00	14.12	-0.01	4
76	13.98	14.05	-0.01	3
Promedio	13.99	14.29	-0.02	-

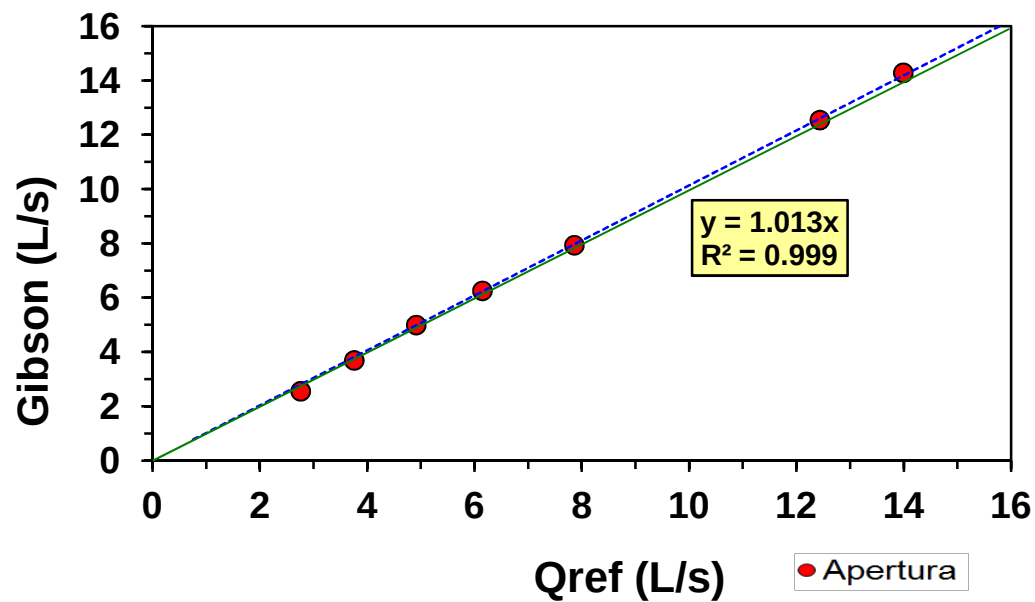


Figura 5-3. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula.

Serie I

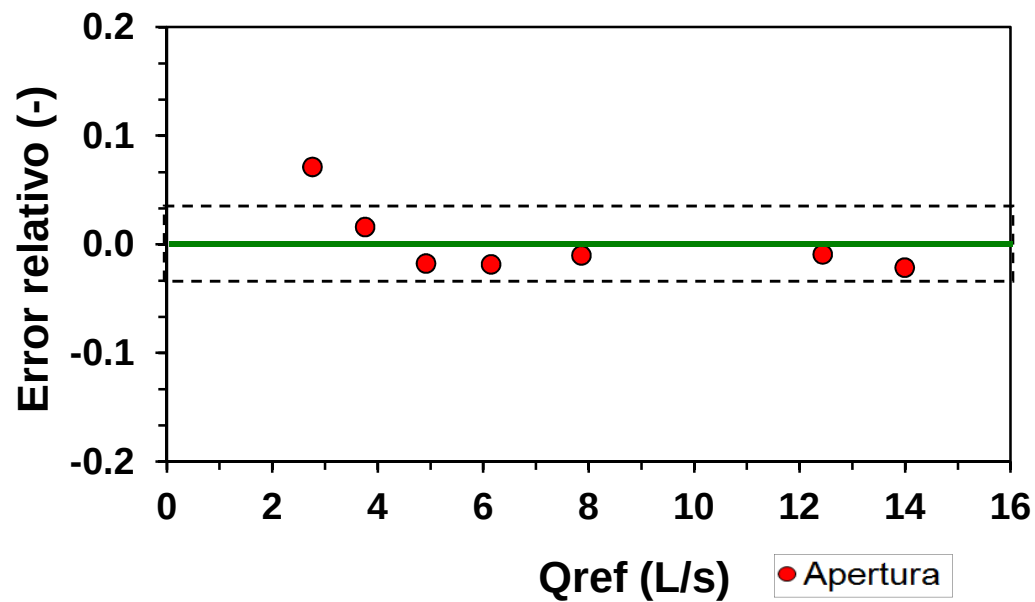


Figura 5-4. Error relativo para distintos gastos estimados de apertura de válvula. Serie I

5.1.1. Resultados Serie II

Como se puede apreciar en la Tabla 5-3, durante las pruebas de la serie II, los resultados obtenidos para el caso de cierre resultaron mejores que para los equivalentes de la serie I, todos con un error menor al 1 por ciento al controlar solo la válvula final.

Tabla 5-3. Resultados de los cierres Serie II

Prueba	Gasto (L/s)	Gasto (L/s)	Error	Observaciones
GIBC	Referencia	Gibson	relativo (-)	Tiempo de cierre (s)
11	5.71	5.68	0.01	2
13	9.28	9.26	0.00	2
15	11.77	11.75	0.00	2
17	12.80	12.81	0.00	2
19	13.38	13.31	0.01	4

De la misma manera que en el caso de cierre, las pruebas de la serie II con apertura de válvula arrojaron resultados de mejor calidad y precisión que los equivalentes de la serie I. En este caso el error fluctuó entre el -3% y el -1 por ciento.

Tabla 5-4. Resultados de aperturas Serie II

Prueba	Gasto (L/s)	Gasto (L/s)	Error	Observaciones
GIBC	Referencia	Gibson	relativo (-)	Tiempo aperturas (s)
12	5.79	5.99	-0.03	1
14	9.30	9.35	-0.01	1
16	11.70	11.75	-0.01	1
18	12.78	12.98	-0.02	1
20	13.38	13.53	-0.01	1

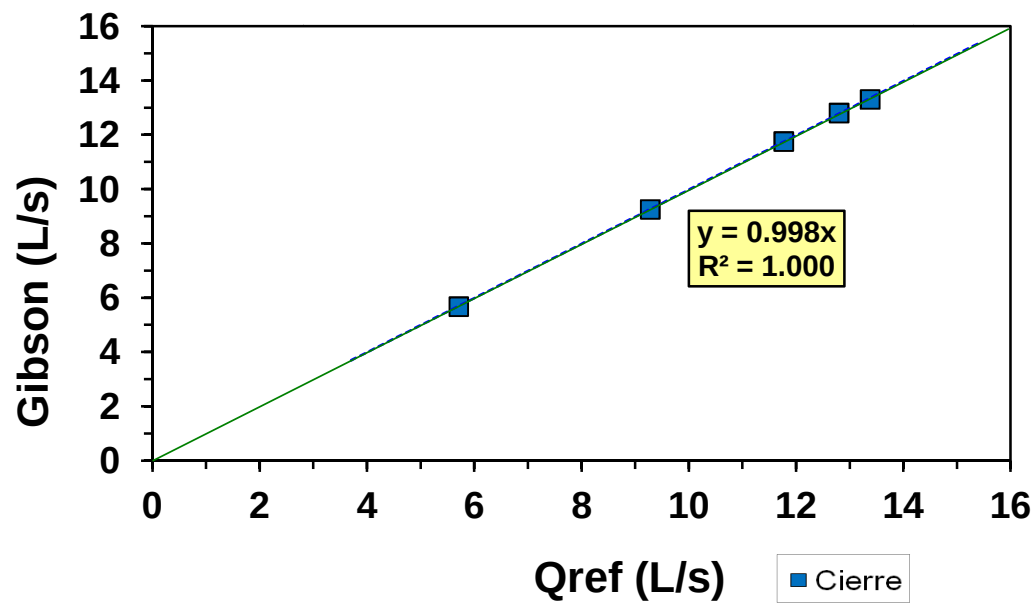


Figura 5-5. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de cierre de válvula.

Serie II

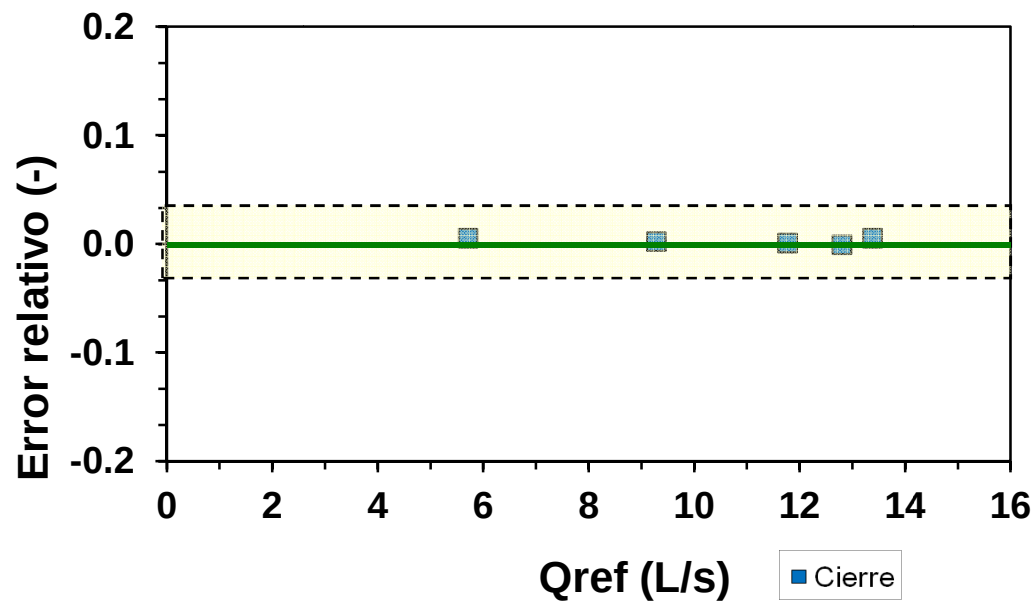


Figura 5-6 Error relativo para distintos gastos estimados de cierre de válvula. Serie II

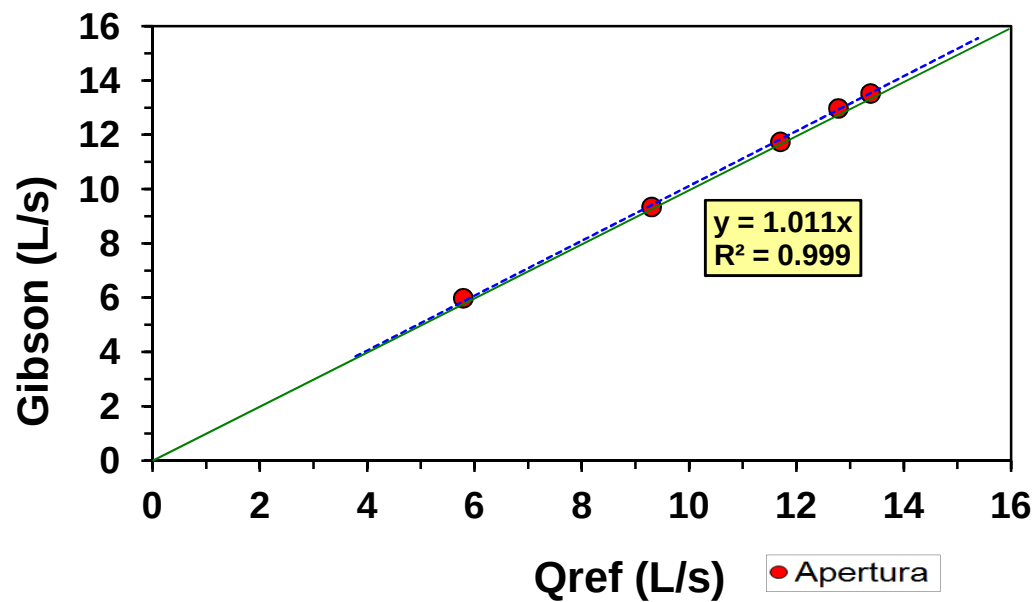


Figura 5-7. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula. Serie II

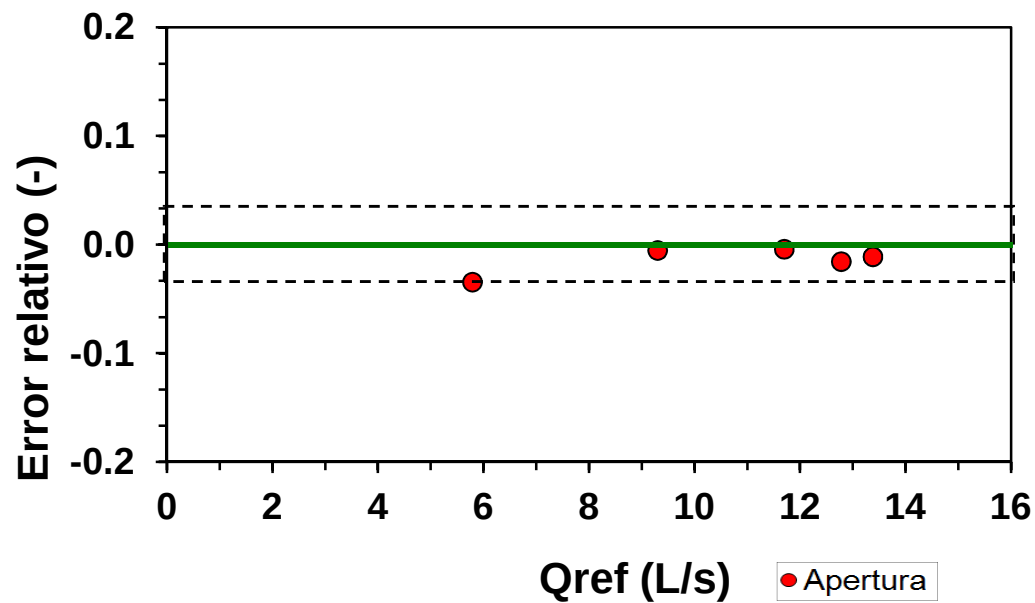


Figura 5-8. Error relativo para distintos gastos estimados de apertura de válvula. Serie II

5.2. Simulaciones numéricas

5.2.1. Resultados Serie A (Experimentos numéricos)

Los resultados de las simulaciones numéricas con el programa Hammer para una tubería de PVC de 0.102 m de diámetro, con una separación entre cada sección de medición de 8 m para los gastos parecidos a los de la serie II del laboratorio sobreestima el gasto con un error promedio para cierres de -14% (ver Tabla 5-5) y aperturas en -16% (ver Tabla 5-6). Estos resultados son favorables al ser consistentes con buena correlación para ambas maniobras de $r=0.999$ (ver Figura 5-9 y Figura 5-11).

Tabla 5-5. Resultados para la simulación de cierre de válvula en el tramo T4, L=8 m

Prueba	Gasto (L/s)	Gasto (L/s)	Error
Cierre 2 s	Referencia	Gibson	relativo (-)
1	5.59	6.48	-0.16
3	9.23	10.50	-0.14
5	11.67	13.22	-0.13
7	12.78	14.44	-0.13
9	13.32	15.26	-0.15

Tabla 5-6. Resultados para la simulación de apertura de válvula en el tramo T4, L=8 m

Prueba	Gasto (L/s)	Gasto (L/s)	Error
Apertura 1 s	Referencia	Gibson	relativo (-)
2	5.91	6.90	-0.17
4	9.04	10.66	-0.18
6	11.70	13.57	-0.16
8	12.76	14.70	-0.15
10	13.34	15.31	-0.15

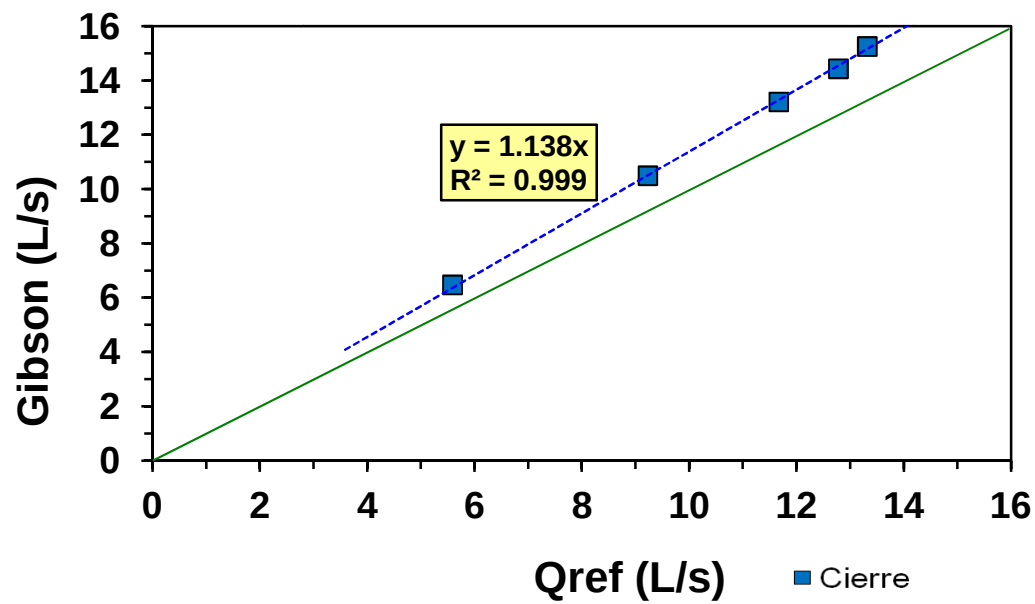


Figura 5-9. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de cierre de válvula.
Serie A (HAMMER V8i)

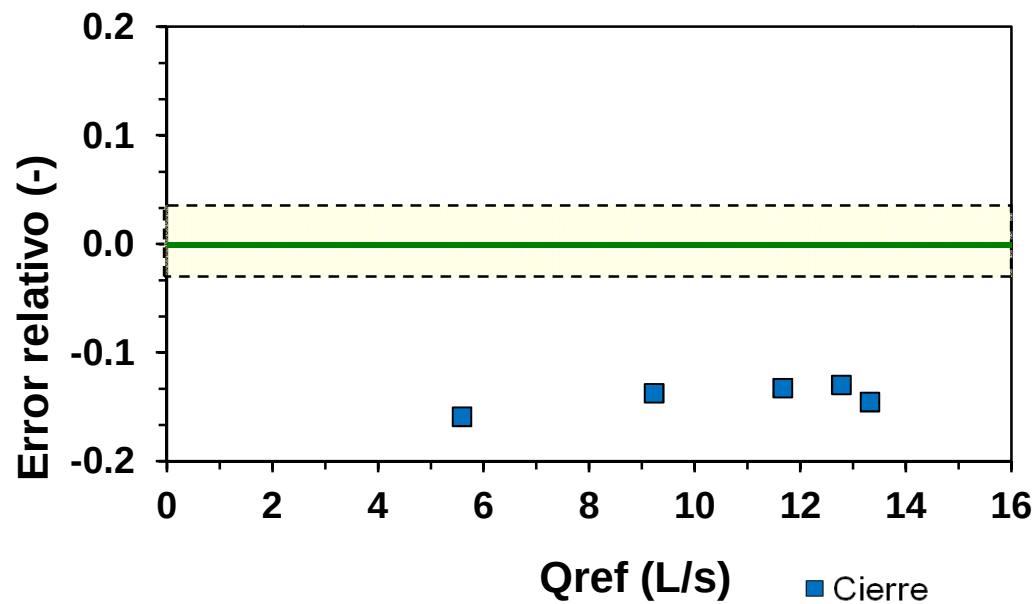


Figura 5-10. Error relativo para distintos gastos estimado de cierre de válvula. Serie A

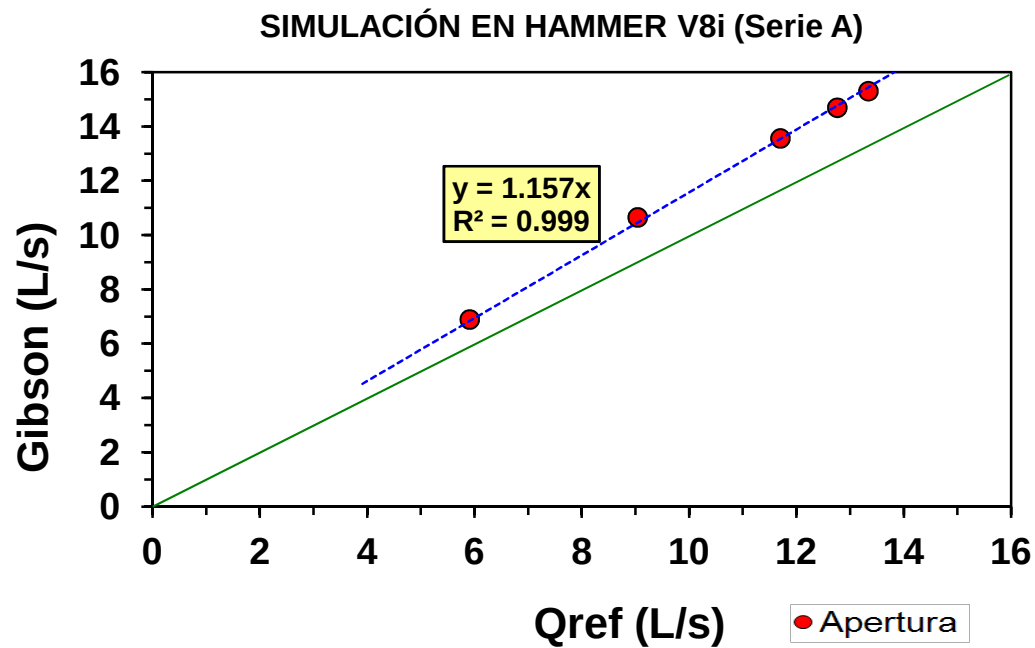


Figura 5-11. Correlación entre el caudal de referencia y el estimado de apertura de válvula. Serie A (HAMMER V8i)

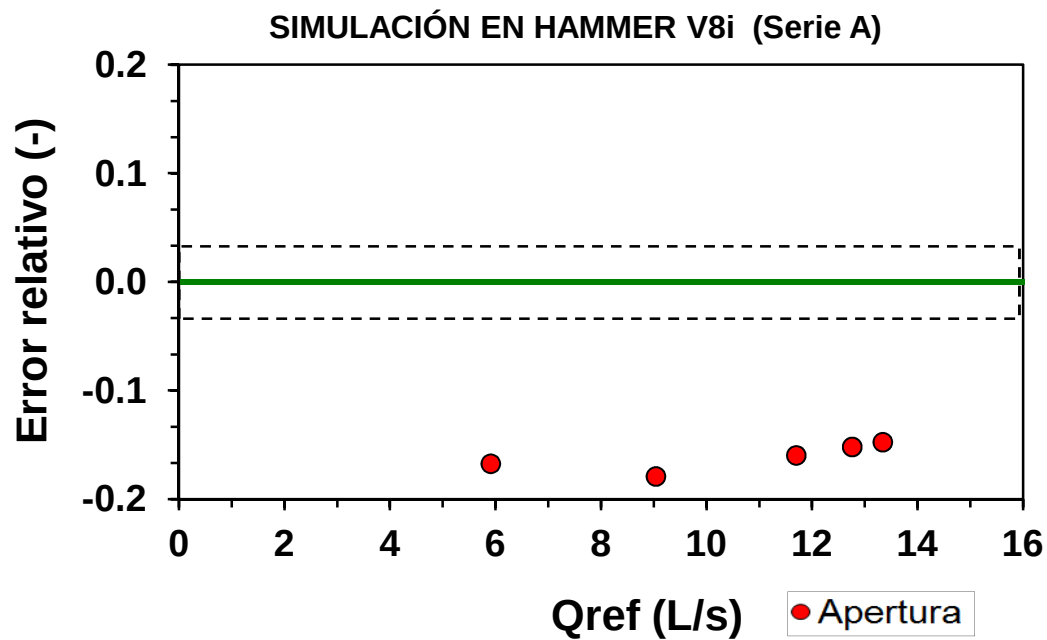


Figura 5-12. Error relativo para distintos gastos estimado de apertura de válvula. Serie A

5.2.2. Resultados Serie B (Experimentos numéricos)

Serie B1 para una separación de 50 metros.

En la Tabla 5-7 y Tabla 5-8 se muestran los resultados del gasto estimado con el método de Gibson comparado con el simulado en HAMMER y distintos tiempos de cierre y apertura de válvula. Los gastos obtenidos con el método de Gibson durante la serie B1 para cierres de válvula resultaron con una incertidumbre del -2.8% hasta el 2% con respecto al gasto de referencia simulado y para aperturas fueron menor al 1% para tiempos de apertura mayores de 1 s. En la Figura 5-13 y Figura 5-15 se demuestra un buen ajuste de las líneas de tendencia entre el tiempo de maniobra simulado y el intervalo de tiempo en la integración utilizada en el programa GIB-IMTA con una correlación de 1.00, al aumentar un segundo para cierres y dos segundos en aperturas, con los cuales se obtuvieron estos resultados. Los principales errores se presentaron para tiempos de maniobra menores a 1 segundo y se aprecia que no hay mucha variación entre 6 segundos y 16 segundos (ver Figura 5-14 y Figura 5-16).

Tabla 5-7. Resultados de cierres para $L=50$ m, $D=7.95$ m y $Q=260$ m³/s

Prueba	Gasto (m ³ /s) Referencia	Gasto (m ³ /s) Gibson	Error relativo (-)	Tiempo de cierre (s)	Intervalo de Integración (s)
1	260.00	267.30	-0.028	1	2
2	260.00	260.77	-0.003	2	3
3	260.00	257.26	0.011	4	5
4	260.00	256.26	0.014	6	7
5	260.00	255.18	0.019	16	17

Tabla 5-8. Resultados de apertura para $L=50$ m, $D=7.95$ m y $Q=260$ m³/s

Prueba	Gasto (m ³ /s) Referencia	Gasto (m ³ /s) Gibson	Error relativo (-)	Tiempo de apertura (s)	Intervalo de Integración (s)
11	260.00	247.18	0.049	1	3
12	260.00	258.23	0.007	2	4
13	260.00	259.77	0.001	4	6
14	260.00	259.41	0.002	6	8
15	260.00	257.60	0.009	16	18

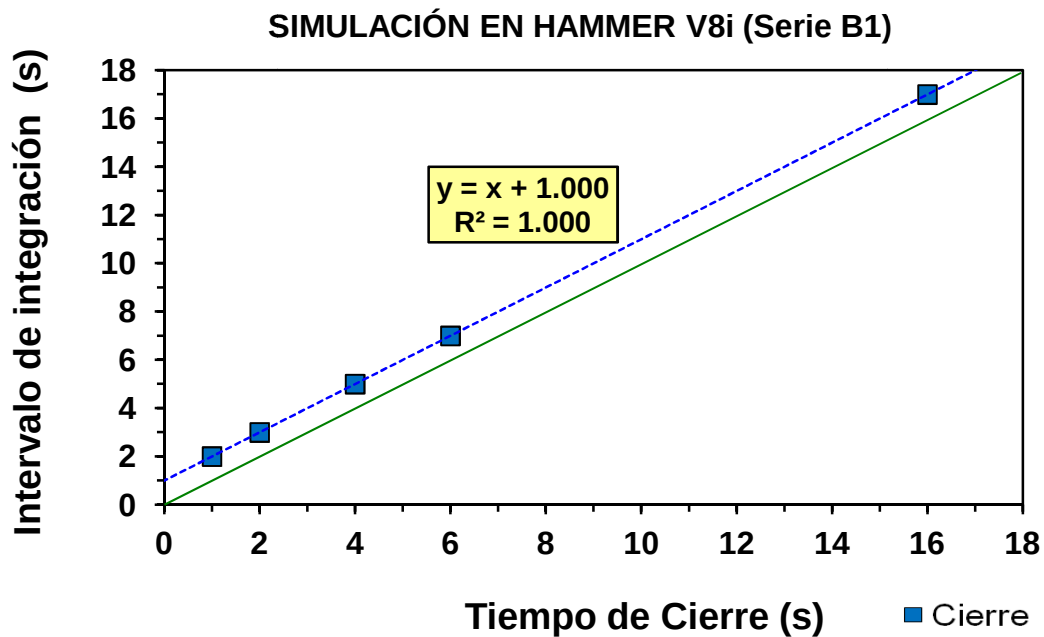


Figura 5-13. Correlación entre el tiempo de cierre y el intervalo de integración. Serie B1 (HAMMER V8i)

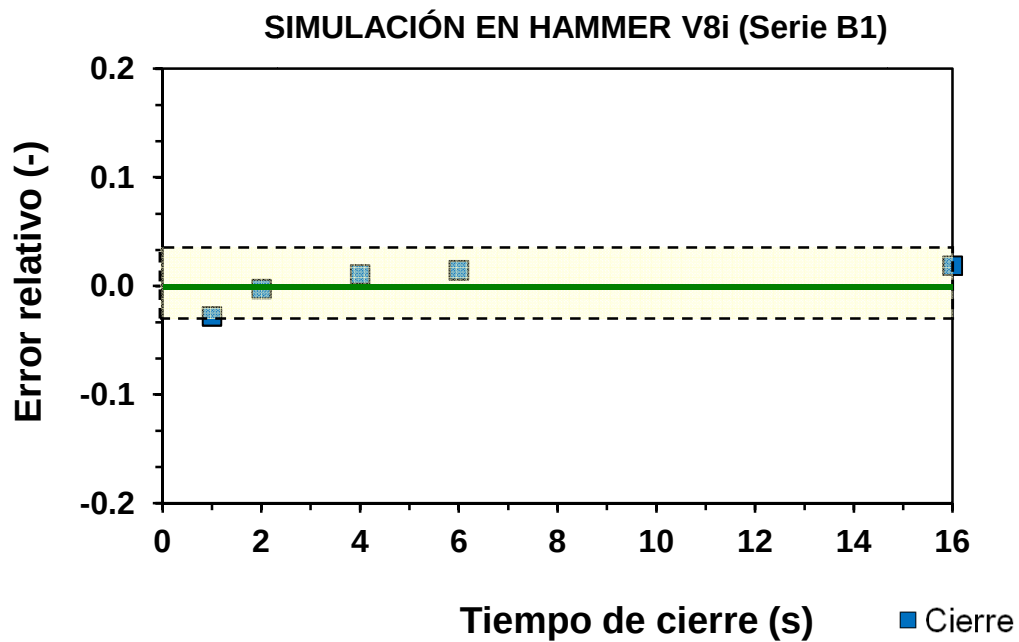


Figura 5-14. Error relativo para distintos tiempos de cierre de válvula. Serie B1

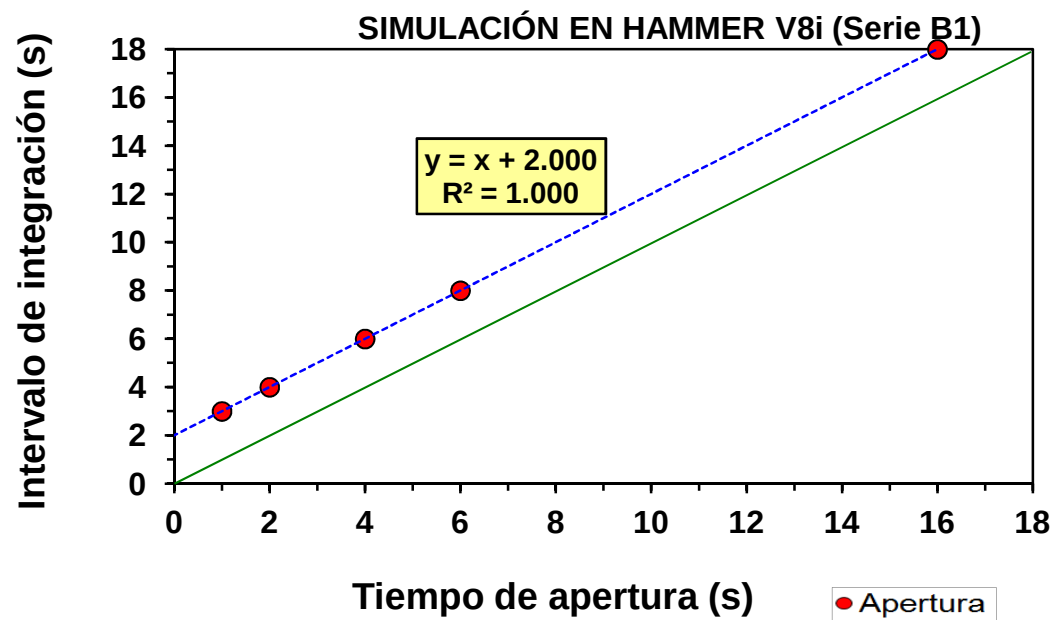


Figura 5-15. Correlación entre el tiempo de apertura y el intervalo de integración. Serie B1 (HAMMER V8i)

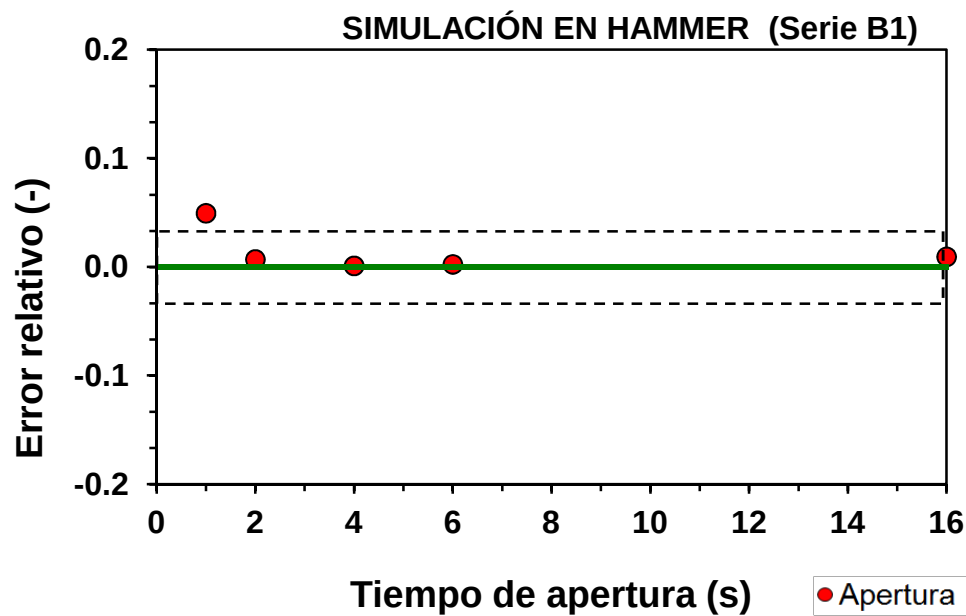


Figura 5-16. Error relativo para distintos tiempos de apertura de válvula. Serie B1

Serie B2 para una separación de 10 metros.

En la Tabla 5-9 y Tabla 5-10 se muestran los resultados del gasto estimado con el método de Gibson comparado con el simulado en HAMMER y distintos tiempos de cierre y apertura de válvula. Los gastos obtenidos con el método de Gibson durante la serie B2 para cierres de válvula resultaron con una incertidumbre del -25% al -21% con respecto al gasto de referencia simulado y para aperturas fueron del -23% al -20%. En la Figura 5-17 y Figura 5-19 se demuestra un buen ajuste de las líneas de tendencia entre el tiempo de maniobra simulado y el intervalo de tiempo en la integración utilizada en el programa GIB-IMTA con una correlación de 1.00, al aumentar un segundo para cierres y dos segundos en aperturas, con los cuales se obtuvieron estos resultados. Esta serie es un buen ejemplo, de la variación de la distancia indica que en tramos cortos causa dificultades en el cálculo del método de Gibson y se sobreestime el gasto en un 23% (ver Figura 5-18 y Figura 5-20).

Tabla 5-9. Resultados de cierre para L=10 m, D=7.95 m y Q=260 m³/s

Prueba	Gasto (m ³ /s) Referencia	Gasto (m ³ /s) Gibson	Error relativo (-)	Tiempo de cierre (s)	Intervalo de Integración (s)
1	260.00	315.59	-0.214	1	2
2	260.00	326.60	-0.256	2	3
3	260.00	322.05	-0.239	4	5
4	260.00	320.73	-0.234	6	7
5	260.00	319.13	-0.227	16	17

Tabla 5-10. Resultados de apertura para L=10 m, D=7.95 m y Q=260 m³/s

Prueba	Gasto (m ³ /s) Referencia	Gasto (m ³ /s) Gibson	Error relativo (-)	Tiempo de apertura (s)	Intervalo de Integración (s)
11	260.00	310.87	-0.196	1	3
12	260.00	312.36	-0.201	2	4
13	260.00	315.46	-0.213	4	6
14	260.00	317.74	-0.222	6	8
15	260.00	320.41	-0.232	16	18

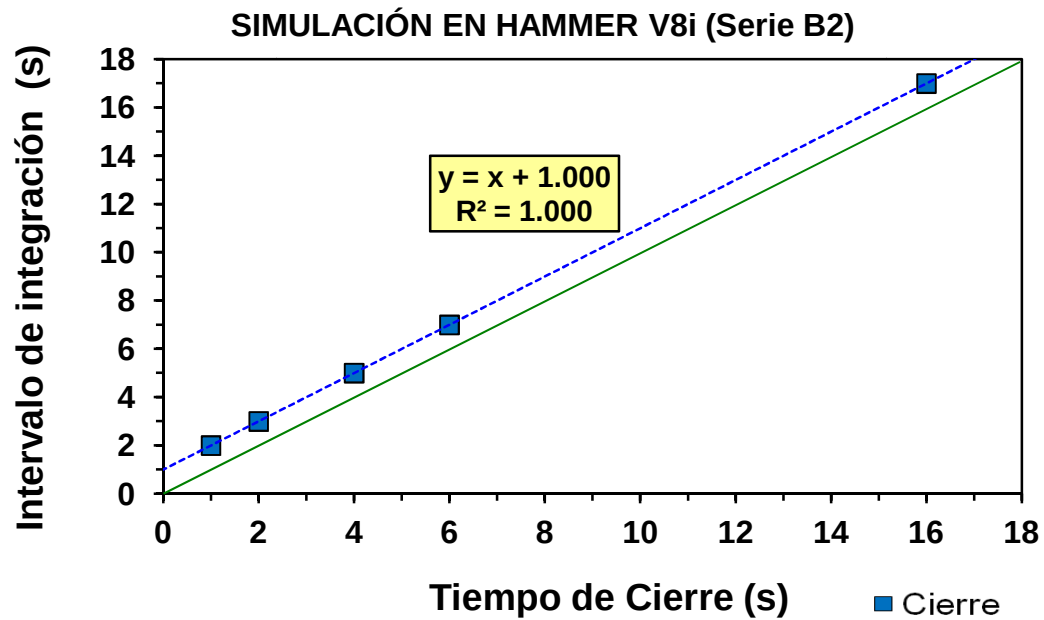


Figura 5-17. Correlación entre el tiempo de cierre y el intervalo de integración. Serie B2 (HAMMER V8i)

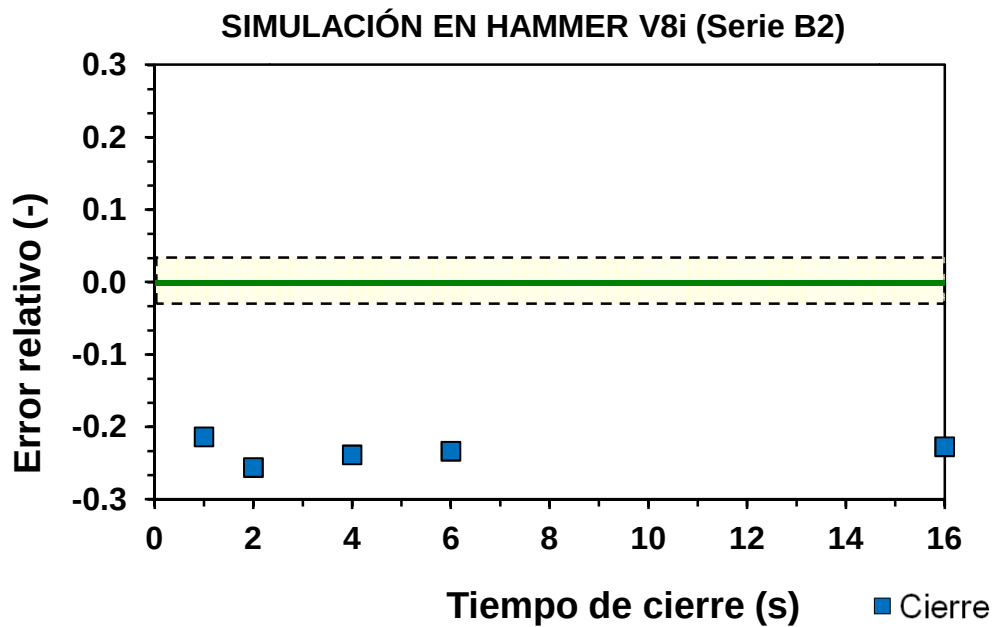


Figura 5-18. Error relativo para distintos tiempos de cierre de válvula. Serie B2

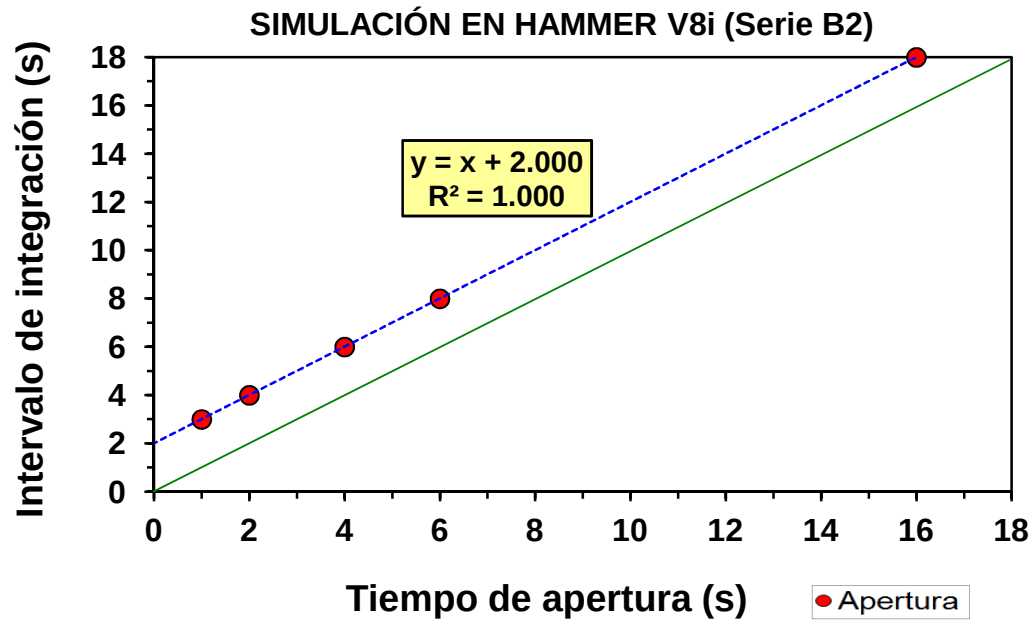


Figura 5-19. Correlación entre el tiempo de apertura y el intervalo de integración. Serie B2 (HAMMER V8i)

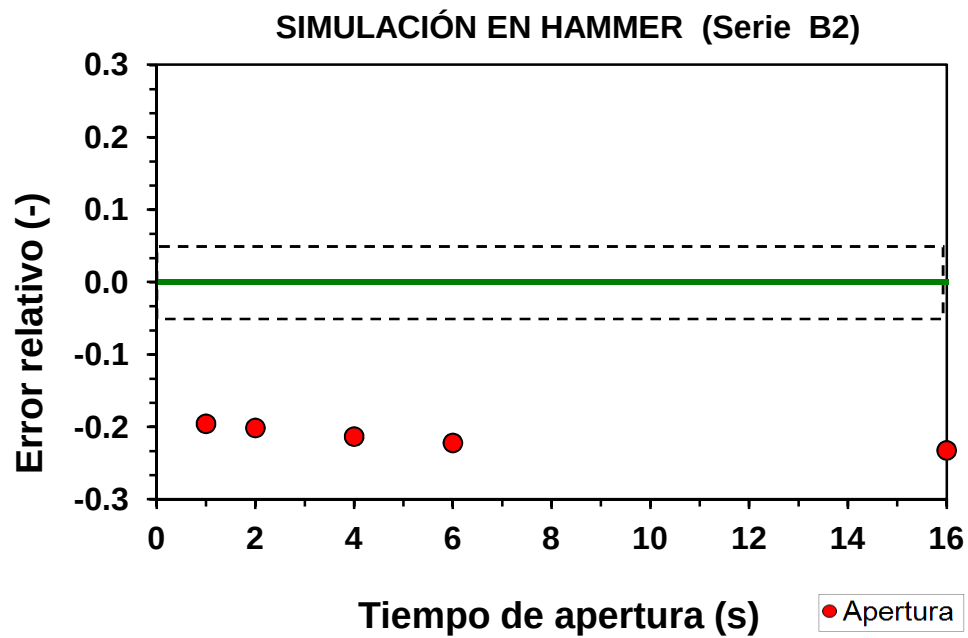


Figura 5-20. Error relativo para distintos tiempos de apertura de válvula. Serie B2

En la Figura 5-21, se muestra una curva que relaciona la diferencia de presión entre dos secciones separadas una longitud L multiplicada por una velocidad de flujo v sobre la gravedad para distintos tiempos de maniobra, muy parecida a lo que se refleja en los resultados de las aperturas, donde se refleja que para más de 6 s la variación es mínima.

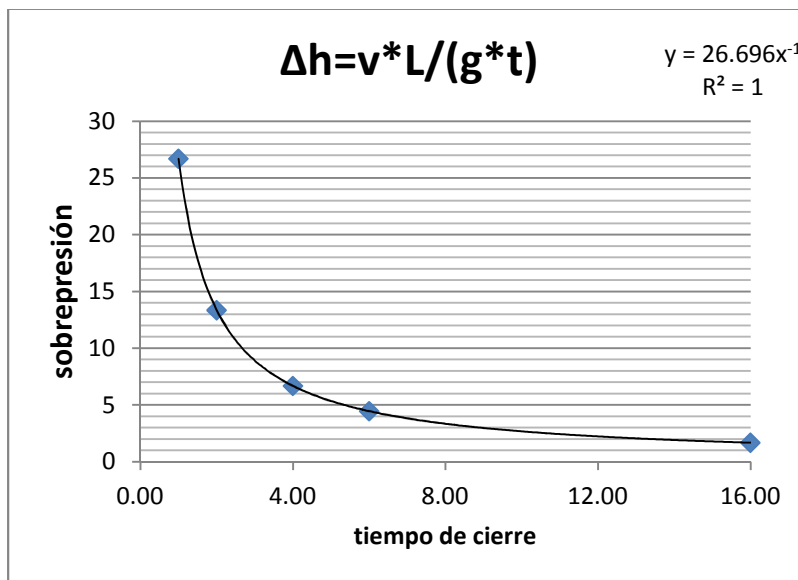


Figura 5-21. Variación de la sobrepresión con respecto al tiempo de cierre para una longitud de 50 m y velocidad de 5.23 m/s.

Los resultados experimentales y numéricos obtenidos indican que la estimación de caudales por diferencial de presiones para cierres totales y aperturas son aceptables menores al 3 por ciento de error. La norma IEC 60041 establece que una incertidumbre de 1,5% a 2% se puede esperar cuando $L > 10$ m y $UL > 50$ m²/s. El presente experimento de laboratorio para $L = 8$ m y $UL < 13$ m²/s que muestran una precisión similar.

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Principales aportaciones del estudio

El principio del Método de Gibson en la norma indica que es válido para una maniobra de la válvula (cierre o apertura) lo que significa que la variación de la presión puede ser debida a la aceleración o desaceleración de la masa de agua en un tubo a presión. Nosotros comparamos las pruebas para las aperturas a distintos gastos y se corroboraron en pruebas numéricas con el programa Hammer V8i. En la práctica se puede hacer uso de ambas mediciones para tener mayor información y puntos de comparación entre aperturas y cierres.

A priori, el método puede usarse para cualquier flujo transitorio al hacer un cambio brusco de la presión en una descarga. Sin embargo, es un fenómeno complejo, difícil de describir con un modelo teórico para una apertura. Sería factible corregir en forma inversa (Método "ITA") para obtener buenos resultados, apoyado de los programas comerciales existentes para analizar los fenómenos transitorios y proponer la mejor opción en cuanto a tiempo de maniobra y ubicación de las secciones de medición y compararlo con las pruebas experimentales.

6.2. Conclusiones

El método de Gibson fue propuesto en 1923 para medir el caudal en Centrales Hidroeléctricas y en 1991 la Norma IEC 60041 lo recomendó para hacer pruebas de aceptación de eficiencia como un método absoluto debido a sus sólidas bases teóricas y aceptable precisión de $\pm 2\%$ [$p=0.95$], para las condiciones establecidas por dicha norma. Además describe la forma de integración del diagrama presión-tiempo como se hacía el siglo pasado por planimetría y menciona que puede programarse.

En México, la CFE desea tener mediciones *precisas* de gasto en ≈ 20 grandes Centrales Hidroeléctricas. Hasta la fecha, se ha instrumentado un poco más de la mitad con Medidores Ultrasónicos de Tiempo de Travesía. En este contexto, y a pesar de sus dificultades teóricas y prácticas, el método de Gibson podría ser una alternativa o un complemento (Tamari y Senglali, 2010).

En este trabajo se propone un método sencillo para hacerlo, el cual requiere de dos sensores manométricos y un sistema de adquisición de datos para ser procesados en MatLab con el algoritmo de Gibson descrito en la norma IEC 60041.

La Norma menciona tres variantes del método y sus requisitos, que se diferencian por la instrumentación y las dos secciones de medición, pero no menciona las virtudes y desventajas de las mismas. Para nosotros la mejor opción fue la variante dos por medio de dos transductores de presión manométricos debido a su facilidad de calibración y purgados individualmente con una bomba manual para extraer el aire e inyectar agua. Además, con ayuda de la tarjeta de adquisición de datos se pueden obtener las presiones en los dos transductores al mismo tiempo y es bastante preciso su tratamiento en MatLab. Además, con esta variante permite tener una información más completa sobre los transitorios de presión a lo largo de la tubería, así como las presiones para la condición estable en las dos secciones de medición, la cual permite hacer una curva de calibración entre las diferencias de presión para la condición estable y las estimaciones del gasto por el método de Gibson que resulta en una ecuación potencial con buena correlación ($r^2=0.9989$, ver Figura 6-1) entre sus puntos observados para cierres con errores al de referencia (electromagnético).

La norma menciona que para la variante dos por diagramas separados se requiere de una longitud mayor a 50 m horizontal y un diámetro uniforme mayor a 1 metro

sin irregularidades significantes entre las dos secciones de medición. Los requisitos para las tres variantes parecen ser estrictos ya que no es posible cumplir en totalidad en las instalaciones de las pequeñas centrales hidroeléctricas o acueductos en campo. Por lo que se requiere hacer pruebas y evaluar que problemas se pueden presentar. Se propuso para el banco de prueba una tubería de 0.102 m de diámetro y una separación entre cada sección de 8 metros, para velocidades máximas de 1.7 m/s que era el mayor caudal (13.38 L/s).

La norma requiere de dos tomas de presión en cada sección de medición en diámetros menores a 4 m para corroborar la uniformidad de las presiones en cada sección. En el banco se instalo solo un transductor por sección debido a que se consideran bastante precisos al haberse calibrado en sitio. Se analizo las diferencias de presión para la condición en estado permanente para verificar los en una hoja de cálculo y encontrar el valor del coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams y el factor de Darcy, ajustándolos a unas curvas Q-Hf con buena correlación (ver Figura 6-1).

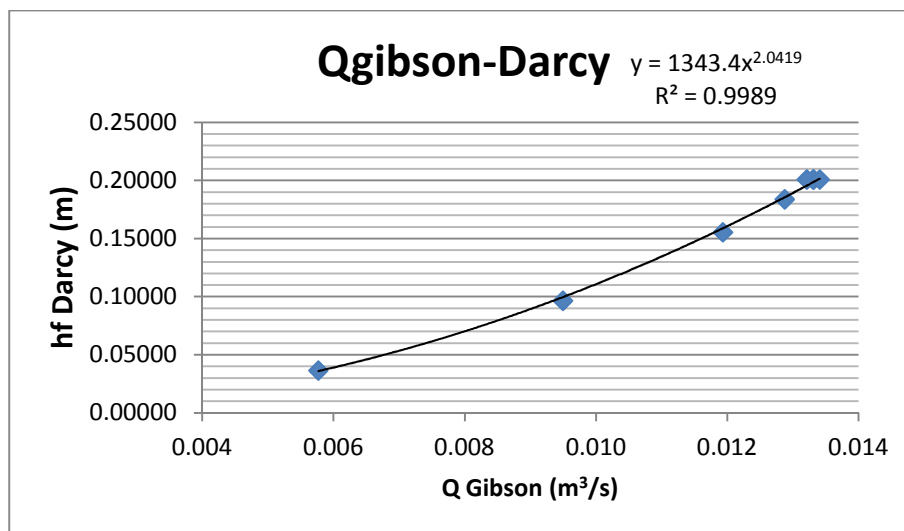


Figura 6-1. Curva Q-hf

La norma menciona que para diámetros menores a un metro, el método sobreestima el gasto y no menciona sobre el tipo de material de la tubería aunque

la consideran como un material rígido debido a que no considera los efectos elásticos de la tubería y del agua debidos a la sobrepresión. Este banco de prueba es de tubería de PVC a diferencia de los publicados en otras pruebas de laboratorio. Se planteo una tubería de PVC debido a que las perdidas por fricción son menores que un tubo de acero debido a que su rugosidad es más pequeña (casi lisa). Al tener un material elástico disminuye la sobrepresión generada debida a que es menor la celeridad de la onda.

La norma requiere una longitud mayor a 50 m de separación entre las dos secciones de medición de presión y menciona que el producto de $V \cdot L > 50 \text{ m}^2/\text{s}$, lo que significa que por lo menos debe llevar una velocidad mínima de 1m/s. En el banco de prueba se utilizo una separación de 8 m entre las dos secciones de medición en una tubería horizontal. Al tener una velocidad mayor de 1 m/s en una conducción significa que tendremos un flujo turbulento y por tanto el coeficiente de fricción se puede considerar constante y el perfil de velocidades sería más uniforme. Se corroboró con unas pruebas numéricas parecidas a una tubería forzada más real de un Diámetro de 7.95 m y una descarga de $260 \text{ m}^3/\text{s}$ parecidas a la Central Hidroeléctrica El Cajón, ubicada en el estado de Nayarit, México, se encontró que para la mayor longitud posible de 50 m es más precisa la estimación del gasto por el método de Gibson al introducir las variaciones de presión entre dos secciones y procesada en el programa GIB-IMTA en MatLab debido a que en un diámetro grande mayor a un metro las pérdidas por fricción son pequeñas y a menor longitud las señales o variaciones de presión son muy ruidosas y es más difícil integrar el área bajo la curva.

6.3. Recomendaciones

Se recomienda hacer simulaciones de transitorios hidráulicos apoyado de programas comerciales para conocer que sobrepresiones se presentarían debido al cierre o apertura de una válvula aguas abajo y no representar un problema a las

instalaciones. Al hacer pruebas numéricas se puede investigar tiempos y distancia recomendada para encontrar la escala de medición de los transductores de presión a instalar en sitio.

Se recomienda aplicar el algoritmo de Gibson con un equipo especial probado en laboratorio. El Método de Gibson puede ser una alternativa o un complemento para la medición de caudales en grandes conductos al tener un programa con el algoritmo de Gibson validado con pruebas numéricas de un programa de transitorios hidráulicos.

El método de Gibson no permite monitorear continuamente el gasto. Se propone hacer una calibración del coeficiente de rugosidad real teniendo en cuenta las perdidas por fricción entre las dos secciones de medición y el gasto estimado de Gibson, algo muy parecido al método Winter-Kennedy descrito en la norma IEC 60041 que requiere para su calibración de un método absoluto como el Método de Gibson. Esta curva de calibración solo puede ser utilizada por un corto tiempo y es para las presiones en estado permanente, debido a que con el tiempo puede variar la rugosidad.

Lo anterior implica seguir investigando los posibles errores sistemáticos del método tradicional de Gibson, o considerar nuevas variantes.

7. TRABAJOS CITADOS

Abreu J. M., Guarda R. y Izquierdo J. 1995. Introducción al estudio de los transitorios hidráulicos [Sección del libro] // Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión. - Valencia : UPV.

Adamkowski A., Janicki W., Kubiak J., Urquiza G., Sierra F., Fernández J.M. 2006. Water turbine efficiency measurements using the Gibson method based on special instrumentation installed inside pipelines. IGHEM / Walsh J. (ed.), 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]

Adamkowski A. 2001. Case study: lapino powerplant penstock failure [publicación periódica] // journal of hydraulic engineering. - [s.l.] : ASCE, July de 2001. - 7 : Vol. 127. - págs. 547-555.

Adamkowski A. y Janicki W. 2010. Selected Problems In Calculation Procedures For The Gibson Discharge Measurement Method [Publicación periódica] // IGHEM. - India : [s.n.], 21-23 de Octubre de 2010. - págs. 1-8.

Bortoni E.C. 2008. New developments in Gibson's method for flow measurement in hydro power plants. Fluid Flow Measurement and Instrumentation 19: 385-390
CFE Golpe de Ariete 1982 // Manual de Diseño de Obras Civiles. - México : C.F.E.. - Vol. A.2.6..

Chaix B. 1996. The annular effect during a pressure time measurement [in french]. IGHEM / Lévesque J.M. & Mollicone S. (ed.), 1st International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements (June 1996), Montreal, Canada. [<http://www.ighem.org/>]

Chaudhry M.H. 1979. Applied hydraulic transients. Van Nostrand Reinhold Company (ed.), New York. 521 p.

CONAGUA 2010. Estadísticas del Agua en México, edición 2010 [Libro]. - México : Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales.

CONAGUA 2009. Ley de Aguas Nacionales y su Reglamento [Libro] / ed. Naturales Secretaría del Medio Ambiente y Recursos. - México, D.F. : [s.n.].

Dahlaug O.G., Nielsen T.K., Brandastro B., Francke H.H., Wiborg E.J., Hulass H. 2006. Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurement on a low head turbine. IGHEM / Walsh J. (ed.), 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]

EPRI 2002. Flow Measurement at Hydro Facilities: Achieving Efficiency, Compliance, and Optimal Operation [Informe] / Electric Power Research Institute. - Palo Alto, California. USA : EPRI Project Manager.

Gibson N.R. 1923. The Gibson method and apparatus for measuring the flow of water in closed conduits. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. 45: 343-392.

HAMMER Methods Haestad 2003. Transients Analysis Software [Libro]. - USA : Haestad.

Hulaas H., Dahlaug O.G. 2006. Uncertainty analysis of pressure-time measurements. IGHEM / Walsh J. (ed.), 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]

Hulse D. O. 2011. HydroWorld.com [Turbine Performance Testing: Bureau of Reclamation's Experience. - Bureau of Reclamation. - <http://www.hydroworld.com/index/display/article-display/350518/articles/hydro-review/volume-27/issue-3/feature-articles/testing/turbine-performance-testing-bureau-of-reclamationrsquos-experience.html>.

IEC 60041: 1991. Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. International Electrotechnical Commission (IEC), Geneva.

Izquierdo S. J., Cabrera M. E. y Iglesias R. P.L. 1996. Estudio de Transitorios Hidráulicos [Sección del libro] // Ingeniería Hidráulica Aplicada a los Sistemas de

Distribución de Agua / aut. libro Cabrera E. [y otros]. - España : UD Mecánica de Fluidos, Aguas de Valencia y UPV, - Vol. I.

Jonsson P.P., Ramdal J., Cervantes M.J. 2008. Experimental investigation of the Gibson's method outside standards. IAHR (ed.), IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (October 27-31, 2008), Foz do Iguassu, Brazil. [<http://www.iahrmachinery2008.com/>]

Jonsson P.P., Cervantes M.J., Finnstrom M. 2007. Numerical investigation of the Gibson's method: effect of connecting tubing. IAHR (ed.), IAHR 2nd International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems (October 24-26, 2007), Timisoara, Romania.

Lövgren H.M., Cervantes M.J., Finnstrom M., Gustavsson L.H. 2006. Experimental and numerical study for extension of Gibson's method. IAHR (ed.), 23th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (October 17-21, 2006), Yokohama, Japan.

Pandey S.V., Mangla M., Khodre N. 2006. Measurement of discharge by pressure-time method for field acceptance test of hydro turbine and comparison with model test result. IGHEM / Walsh J. (ed.), 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements (July 30 - August 1, 2006), Portland, Oregon, USA. [<http://www.ighem.org/>]

Pedroza E. Millán C., Arroyo V., Santana J., López A. 2001. Medición del flujo volumétrico en presas, canales y pozos [Libro]. - México : Instituto Mexicano de Tecnología del Agua,

Rossman, L. 2000. EPANET 2, Users Manual. Water Supply and Water Resources Division National Risk Management Research Laboratory. U.S. Environmental Protection Agency. OH.

Soto C. G. y Guaycochea G. D. 2007. Ecuaciones fundamentales flujo no permanente [Sección del libro] // Curso taller de hidráulica aplicada al transporte de hidrocarburos líquidos por ducto / UAM. - México D.F. - Vol. II.

Streeter Victor L., Wylie E. Benjamin y Bedford Keith W. 2007. Mecánica de Fluidos [Sección del libro]. - Colombia : Mc Graw Hill.

Tamari S. y Semlali 2010. Evaluación preliminar del método de Gibson para medir el gasto en Centrales Hidroeléctricas [Informe]. - Jiutepec, Morelos : IMTA,

Tzatchkov V.G., Caldiño Villagómez I.A. 2007. Manual de agua potable, alcantarillado y saneamiento: fenómenos transitorios en líneas de conducción. CONAGUA (ed.), México DF. 205 p.

Urquiza G.U., Adamkowski A., Kubiak J., Sierra F., Janicki W., Fernández J.M. 2007. Medición del flujo de una turbina hidráulica de 170 MW utilizando el método de Gibson. Ingeniería Hidráulica en México 22(3): 125-137.

Zdenek C. 2006. Calculation of the steady state discharge in a generally arranged pipeline system by the method of characteristics [Conferencia] // 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements,. - Portland, Oregon, USA.

ANEXO

A. NORMA IEC 60041 (1991)

La medición de la descarga en una Central Hidroeléctrica, planta de almacenamiento o bombeo se puede realizar con la precisión deseada sólo cuando los requisitos de la norma específicos del método elegido están satisfechos. Por lo tanto, en el interés de las partes involucradas para seleccionar el método (s) que se utilizará para una prueba de aceptación, se debe considerar en el diseño de la planta antes de ser construida debido a la dificultad de acondicionarla más tarde, ya que puede ser caro o incluso imposible. EPRI (2002) sugiere que se prevean dos métodos, por ejemplo, un método de medición de caudal absoluto y otro con información sobre los patrones de flujo (presiones).

La elección del método para la medición de flujo puede dictar el comportamiento y la duración de la prueba de rendimiento. Algunos de los factores que inciden en esta elección son los siguientes:

- Las limitaciones impuestas por el diseño de la planta (planos de construcción y levantamiento en campo con equipo topográfico);
- El costo de instalación y equipo especial;
- Las limitaciones impuestas por las condiciones de operación de la planta, por ejemplo el drenaje del sistema, la carga constante o las operaciones de descarga, etc.

A continuación se transcribe el Método Presión–Tiempo (o de Gibson) y sus requisitos de validez dictados por dicha Norma.

Método Presión-Tiempo Norma IEC 60041

Principio del Método Gibson (Presión-tiempo)

Este método de medición de caudal inicial en un tramo de tubería (es decir el gasto antes del cierre de la compuerta, a menudo llamado "método de Gibson") se basa en la ley de Newton y las leyes derivadas de la mecánica de fluidos, que permite establecer la relación entre la fuerza debida al cambio de la diferencia de presión entre ambas secciones y la aceleración o desaceleración de la masa de la columna de agua comprendida entre dichas secciones debido al movimiento de una válvula. Aunque este método es teóricamente válido tanto para motores de turbina y la bomba de funcionamiento y para el cierre o la apertura de la válvula, en la práctica sólo se utiliza en caso de operación de descarga de corte o rechazo en la turbina.

La siguiente es una forma simplificada de describir el principio de método de Gibson (presión-tiempo).

En un fluido sin rozamiento, que fluye por un conducto con sección transversal A , un cambio de velocidad dv/dt , de una masa de fluido ρLA , provoca un diferencial de presión Δp , entre las secciones transversales aguas arriba (subíndice u) y aguas abajo (subíndice d) del tramo considerado de longitud L :

Las dos leyes de la mecánica de fluidos que permiten estimar el gasto inicial a partir de la diferencia de presión en la tubería son las siguientes:

Ley de newton:

La suma de las fuerzas aplicadas sobre un fluido es igual a la masa por el cambio de velocidad con respecto al tiempo (aceleración).

$$\sum f = \rho LA * \frac{dv}{dt}$$

La suma de fuerzas aplicadas sobre un fluido es igual a las fuerzas debido al cambio de presión por el área del conducto.

$$\sum f = A\Delta p + A\Delta p_f$$

De las dos ecuaciones anteriores (por la ley de conservación) se deduce:

$$\rho LA * \frac{dv}{dt} = -A(\Delta p + \Delta p_f) \quad \text{donde } \Delta p = p_d - p_u$$

Si se llama t_0 a t_k es el periodo de tiempo durante el cual cambia la velocidad y si Δp_f es la pérdida de presión debido a la fricción entre las dos secciones, se obtiene:

$$A \int_{t_0}^{t_k} dv = -\frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt$$

$$Av_k - Av_0 = -\frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt$$

Así, el caudal de descarga Q_0 antes que la válvula comience a cerrarse está dado por:

$$Q_0 = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt + Q_k$$

Considerando un cierre total con gasto de fuga $Q_k = 0 \text{ m}^3/\text{s}$

De aquí, se puede expresar la conocida ecuación del balance de energía entre dos secciones de un tramo de tubería de la siguiente manera:

Despejando $(\Delta p + \Delta p_f)$ de la ecuación anterior

$$-\frac{dQ_0}{dt} = \frac{A}{\rho L} (\Delta p + \Delta p_f)$$

Asumiendo que, la densidad no es función de la presión y que esta última no depende del eventual cambio de sección hidráulica $A(x)$ a lo largo de la tubería entre los puntos 1 y 2, resulta:

$$-\rho \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \frac{dQ_0}{dt} = (\Delta p + \Delta p_f)$$

Sustituyendo (balance de energía o ecuación de Bernoulli para flujos estacionarios) en la ecuación anterior

$$\Delta p = p_2 - p_1 + \rho g Z_2 - \rho g Z_1 + \frac{\alpha_2 \rho Q^2}{2A_2^2} - \frac{\alpha_1 \rho Q^2}{2A_1^2}$$

Resulta

$$-\rho \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \frac{dQ_0}{dt} = p_2 - p_1 + \rho g Z_2 - \rho g Z_1 + \frac{\alpha_2 \rho Q^2}{2A_2^2} - \frac{\alpha_1 \rho Q^2}{2A_1^2} + \Delta p_f$$

De aquí, se puede expresar el balance de energía entre dos secciones de un tramo de tubería con flujo inestable de la siguiente manera:

$$\frac{\alpha_1 \rho Q^2}{2A_1^2} + p_1 + \rho g Z_1 = \frac{\alpha_2 \rho Q^2}{2A_2^2} + p_2 + \rho g Z_2 + \Delta p_f + \rho \int_0^L \frac{dx}{A(x)} \frac{dQ}{dt}$$

Donde:

Q : Gasto

ρ : densidad del agua

g: gravedad

z₁: elevación aguas arriba

z₂: elevación aguas abajo

A₁: Área de la sección 1

A₂: Área de la sección 2

α_1 : coeficiente de coriolis (aguas arriba)

α_2 : coeficiente de coriolis (aguas abajo)

Δp_f : pérdida de fricción hidráulica

El caudal de descarga $Q_k = Av_k$ después del final del cierre, corresponde a las fugas que fluyen por la válvula, y se deben determinar separadamente con la máquina en rotación. Esta determinación no necesita generalmente una gran precisión, ya que representa una pequeña parte de la descarga Q a medir.

Se obtiene un registro presión-tiempo, grafico o numérico, de la onda de presión cerrando el obturador de forma continua; la variación de la presión entre las dos secciones transversales de medición se integra en función del tiempo. (IEC60041, 1991)

Existen varias formas de aplicar el método dependiendo de la instrumentación y las técnicas de integración utilizadas, sin embargo, el principio sigue siendo el mismo. Este método de medición solo es aplicable en tuberías a presión.

Requisitos generales

Condiciones de validez

Los requisitos generales que deberán cumplirse en la utilización de este método son:

- a) No deben existir superficie libre intermedios entre las dos secciones de medición de presión.
- b) Las fugas a través de la válvula cerrada en las condiciones de prueba no podrá ser superiores al 5% de la descarga que se mide y se medirán con una precisión de 0,2% de la descarga.
- c) Se deben tomar simultáneamente registros independientes del tiempo y presión en las secciones múltiples de entrada.
- d) Dentro del área de medición el conducto deberá ser recto y tener una sección constante y no presenta ninguna irregularidad significativa. La distancia entre las dos secciones de medición no deberá ser inferior a 10 m.
- e) Las áreas de la sección transversal del conducto y la longitud del alcance de medición entre las dos secciones transversales se medirá en el campo con suficiente precisión para determinar el factor de tubería F dentro de una precisión de 0,2%. Los dibujos de la construcción se pueden utilizar solamente para verificar las mediciones de campo.
- f) La suma de la pérdida de presión entre las dos secciones de medición y de la presión dinámica, con el caudal máximo que debe medirse, no excederán del 20%

de la variación media de la presión diferencial según lo registrado al cerrar la válvula.

g) El transductor de presión diferencial u otro dispositivo de Gibson debe situarse de modo que debe tener una longitud casi igual de tubería de conexión a las tomas del piezómetro aguas arriba y aguas abajo.

h) Diagramas de presión en el que la línea A-A esté por encima de la línea estática 0-0 (en la Figura A- 1 valor negativo de C son considerados dudosos).

i) Para cada prueba ejecutada para la determinación del caudal se requiere la medición de la temperatura del agua y del mercurio en el caso de que se utilice un aparato de Gibson, con una precisión de ± 1 °C.

Ubicación de tomas de presión

Por lo menos cuatro tomas de presión, entre 3 y 6 mm de diámetro, se instalarán en cada sección de medida en un plano perpendicular al eje del conducto (en los conductos de menos de 4 m de diámetro, se pueden utilizar únicamente dos tomas). Para conductos circulares, las tomas de presión se localizarán en ángulos iguales entre sí y no se localizarán cerca de una toma de la parte superior o inferior de la sección de medición. Para conductos rectangulares, la toma de presión se encuentra en los puntos de la cuarta parte de las paredes verticales. En ningún caso una toma de presión deberá estar situada a una distancia inferior a $2D$ (D es el diámetro del conducto) de una irregularidad significativa del conducto.

Tuberías de conexión

La toma de presión de cada sección de medida deberá ser conectada a través de las válvulas individuales a un tanque común y esta deberá estar adecuadamente situada para facilitar la conexión a los aparatos de presión-tiempo. Para reducir el amortiguamiento debido a la fricción, las tuberías de conexión serán lo más cortas que sea posible, no elásticas y de diámetro suficiente (por ejemplo, por lo menos 18 mm para los manómetros líquidos de la columna o de 8 mm para transductores de presión).

Todas las conexiones de presión y tuberías se comprobarán que no tengan fugas y que toda la tubería entre tomas de presión y el aparato de presión-tiempo quede libre de aire. Las inspecciones periódicas y limpieza de la tubería se efectuarán antes de cada ejecución.

El control de las mediciones de presión

Para asegurar la precisión necesaria en los registros de diagramas de presión-tiempo, las condiciones de flujo en el conducto deberán ser tales que, en cada sección de medición, la diferencia de presión entre la medida en cualquier toma de una y el promedio de las presiones medidas en todos los tomas no supere el 20% de la presión dinámica. El promedio de las lecturas de cada par de tomas no deberá diferir de la media de cualquier otro par de tomas en la misma sección en más del 10% de la presión dinámica. Esto puede requerir la consideración de elementos como la distribución de la velocidad, la longitud de tramo recto del conducto y las condiciones de la pared en la toma individual. Si alguna toma de presión parece estar en el error, el origen de la discrepancia se determinará y se retirará. Si esto no fuera posible, la toma no se utilizará para las mediciones. Un mínimo de dos tomas debe ser utilizada en cada sección de medición. Estos controles se llevarán a cabo antes de comenzar cada ensayo.

Método diferencial de presión-tiempo

Generalidades

En esta variante para un solo diagrama, la variación de la presión diferencial se ve afectada por las variaciones de la pérdida de carga por fricción y del movimiento cinético entre las secciones. Los efectos de cambios en fricción externa de las secciones de prueba y de la toma o el nivel de aumento de depósito de agua están presentes en las secciones de medición, tanto por lo que son eliminados.

Además de los requisitos especificados en las condiciones de validez, el producto de la longitud entre las dos secciones de medición de la presión y la velocidad media en el tubo cuando el grupo funciona a plena carga, no debe ser menor a $50 \text{ m}^2/\text{s}$.

El caudal que ha de ser medido deberá ser fijado por medio de la carga del dispositivo limitador o, preferentemente, mediante el bloqueo de las válvulas en la posición requerido y esperar hasta que las condiciones estables se han establecido. La función de presión-tiempo, entonces se puede obtener de forma gradual el cierre de las válvulas en un movimiento continuo y registrar el tiempo de cambio resultante depende de la presión diferencial.

Los tiempos de registro antes del inicio y después del cierre del movimiento o válvula no deben ser menores a 20 segundos cada uno.

Antes de la prueba debe hacerse una calibración del sistema de medición. En cada serie el punto cero del sistema de medición y la calibración tiene que ser comprobado cuando se utilizan transductores.

Manómetro diferencial de mercurio (aparatos de Gibson)

El Principio del aparato fue el sistema de medición utilizado por primera vez para el método de presión-tiempo. Este aparato ofrece un diagrama de presión-tiempo en la forma de un registro fotográfico del movimiento nivel de mercurio en un manómetro de tubo en U. La integral $\int \Delta p dt$ es así obtenida por planimetría.

Para la Evaluación del diagrama (ver Figura A- 1), todas las longitudes, alturas, distancias y áreas se ajustarán a un sistema de unidades coherente.

a) Trazar una línea horizontal 0-0 que representa la línea de cero del aparato y del diagrama.

b) Trazar una línea horizontal A-A que representa la pérdida media de presión por fricción en condiciones de funcionamiento, antes de comenzar el cierre de la válvula.

c) Trazar una línea horizontal F-F que representa la pérdida media de presión por fricción final debido a la fuga después de que la válvula ha sido cerrada y coincidente con la línea media de las oscilaciones que siguen a este cierre. (Esta línea de F-F es casi idéntica a la línea 0-0).

d) Trazadas estas líneas se procede a medir, sobre la línea F-F, la distancia B la cual representa el semiperíodo de las oscilaciones, después de esto se resta una corrección f que se toma como la anchura de la ranura del registrador fotográfico.

e) Medir la altura H por encima de la línea F-F, de los máximos de dos oscilaciones sucesivas adyacentes y calcular su cociente E:

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}}$$

f) Calcular

$$D = (B - f) \frac{\arctg\left(\frac{2\pi}{\ln E}\right)}{\pi}$$

Y restar la distancia D a partir del punto N, donde la rama descendente de una oscilación corta F-F. Así se obtiene el punto M que representa el fin del diagrama.

g) Elaborar una línea de recuperación línea G-P-M como muestra la línea punteada en la Figura A- 1.

h) Medirá con un planímetro el área A_T del diagrama referido a la línea de G-P-M, esta área se puede subdividir en varias superficies elementales $A_1, A_2, \dots, A_n$ tal como se muestra en la figura. A cada una de estas áreas se les debe restar una corrección del ancho de la banda, determinada multiplicando la ordenada del valor de cada superficie elemental por la anchura efectiva de la banda. (IEC60041, 1991)

i) Calcule el gasto Q_0 por:

$$Q_0 = \frac{g}{sy} \frac{A_T}{F} + Q_k$$

donde:

“s” e “y” son constantes de calibración del diagrama (a longitud correspondiente a 1 segundo y la altura correspondiente a 1 metro de columna de agua respectivamente)

F , es el factor geométrico de forma del conducto (relación L / A de la longitud del tramo de medición al área de la sección transversal del conducto)

Q_k , es el caudal de fuga que pasa del dispositivo de cierre.

j) Determinar una nueva línea de recuperación basada en el hecho que en un momento dado, C_i la pérdida de presión residual viene dada por:

$$C_i = C(1 - r_i)^x$$

Dónde:

C , es la pérdida de presión antes del comienzo del cierre (diferencia entre las líneas 0-0 y AA).

x , es el factor exponencial de Q en la expresión de la pérdida de presión ($x = 2$ para conductos con número de Reynolds es mayor de 5×10^6 , para menores valores de Re , x se determinará en cada caso).

$$r_i = \frac{a_i}{A_T + A_L} \text{ con } a_i = \sum_{k=1}^i A_k \quad y \quad A_L = qF \frac{sy}{g}$$

k) Calcular un nuevo valor del caudal por el procedimiento descrito en h) e i). Si dos valores sucesivos de Q están dentro de una diferencia relativa de 0,1%, pare el cálculo y el ultimo valor encontrado se considerará como la descarga total en el momento que la válvula comenzó a cerrarse. Si no, se pasa a la j) y se procede a calcular Q de nuevo.

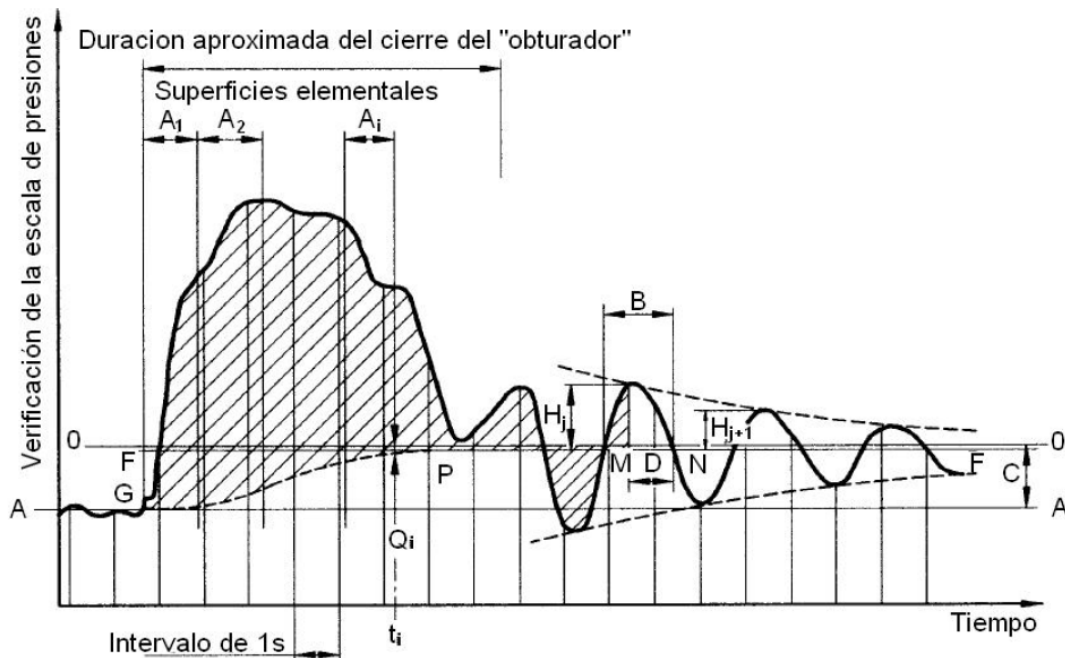


Figura A- 1. Ejemplo de diagrama presión-tiempo (Método del diagrama diferencial con empleo de manómetro diferencial)

Transductor diferencial

El transductor diferencial de inercia pequeña permite la grabación de la función de la presión-tiempo con más precisión y facilitan el cálculo en computadora.

Requisitos del sistema de medición

- El sistema de medición natural será diez veces mayor que la actual frecuencia principal de la señal de presión-tiempo.
- La respuesta de tiempo del sistema de medida deberá ser inferior a 10^{-2} s.
- La linealidad del sistema de medición en el rango de medición conjunto deberá ser superior al 2×10^{-3} .

- d) El registro digital de la función presión-tiempo requiere una frecuencia de adquisición de datos igual o superior a 50 lecturas por segundo.
- e) No hay sobrecarga del sistema de medición deberá estar presente en una función de registro de la presión-tiempo.
- f) El sistema de medición deberá ser calibrado en el sitio bajo la línea de presión igual a la presión media de estática en la sección más alta de medición del caudal a cero.
- g) Paso bajo filtros o dispositivos de presión de amortiguación, en su caso se utilizan para suprimir las fluctuaciones de alta frecuencia; no alterará la integral de la presión diferencial.
- h) En el sistema de procesamiento de datos no se deben introducir errores de más de 0,05% de la diferencia de presión media y 1 metros.
- i) El sistema de medición no debe ser sensible a la temperatura o debe ser mantenida a temperatura constante para evitar cambio térmico y otros problemas.

Computación de la descarga

Las mediciones de presión diferencial emitidas por el transductor debe ser numéricamente registradas y procesadas en una computadora.

La descarga se calculará:

$$Q_0 = \frac{A}{\rho L} * \int_{t_0}^{t_k} (\Delta p + \Delta p_f) dt + Q_k$$

Método diagramas separados

Modo de Operación

En esta variante del método presión-tiempo, por el método de diagramas separados se deben registrar independientemente las variaciones de presión en dos secciones de medición de la conducción. También se puede utilizar solo una sección de medida, comparándola con la superficie libre de entrada, sin embargo, este método solo puede ser utilizado si hay una chimenea de equilibrio y en el caso en que la longitud de la conducción, para que la determinación del factor de forma es difícil (forma abocinada, etc.), no supere el 2% de toda la longitud.

Además de los requisitos especificados en condiciones de validez, la longitud entre las secciones de medición de presión no debe ser menor que 50 m, y el factor de forma F del tramo entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas abajo, no debe ser menor que cuatro veces la longitud entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas arriba.

La forma de evaluar el método es prácticamente igual a la que se usa para un solo diagrama.

En la Figura A- 2, se muestran esquemáticamente los dispositivos a ser utilizados en la prueba para la medición presión-tiempo de diagramas separados e incluye:

- Un aparato de medida de la presión de agua en cada una de las secciones de medida;
- Un dispositivo de calibración para el sistema de medición de la presión;
- Un aparato de medición del tiempo;
- Los aparatos de medición del nivel de agua y de su variación en la chimenea de equilibrio;
- Un dispositivo de registro.

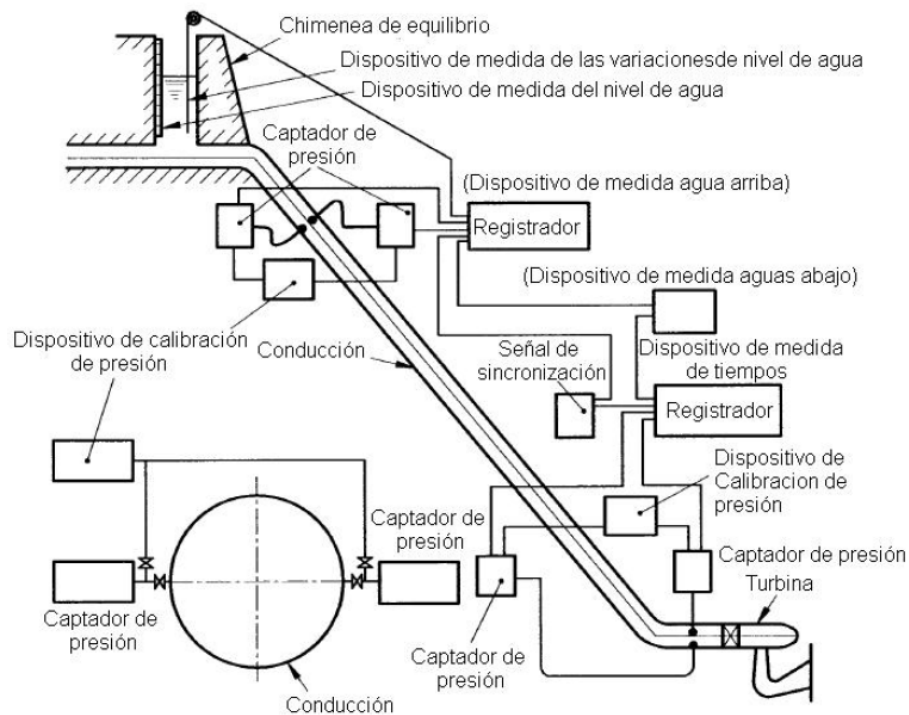


Figura A- 2. Medición presión-tiempo por el método de diagramas separados. Disposición de los aparatos

Todas las partes de la medición de presión y dispositivos de registro se ajustarán a los requisitos establecidos en.

Los siguientes elementos deben ser anotados en cada serie:

- Los diagramas de calibración del dispositivo de medición de la presión antes y después del cierre de la válvula;
- Los diagramas de presión-tiempo antes, durante y después de este cierre (por lo menos cuatro ondas de presión se registrarán después de la finalización del cierre);

- El diagrama del nivel de agua en la chimenea de equilibrio - tiempo o el nivel en estado permanente después del cierre, cuando sólo una sección de medición se utiliza.

Al menos cinco mediciones deberán registrarse en cada punto.

Computación de la descarga

a) Método planimétrico: La descarga se calculará de la siguiente fórmula:

$$Q_0 = \frac{g}{F} \left(\frac{A_{Td}}{y_d s_d} - \frac{A_{Tu}}{y_u s_u} \right) + Q_k$$

Donde los símbolos utilizados son los mismos que en 0 y el subíndices u y d se refieren a los diagramas en las secciones aguas arriba y aguas abajo, respectivamente.

La superficie total neta A_{Tu} y A_{Td} de los diagramas de presión-tiempo en las dos secciones de medición se obtienen mediante planimetría, tras la determinación de la contabilidad de la línea de recuperación de la pérdida de presión por un proceso similar a la descrita en 0 y por la variación de nivel de agua de en la chimenea de equilibrio si los hubiere.

b) El método numérico: Con el fin de evitar la planimetría, los programas de cálculo por computadora digitales están disponibles que determinan la línea de recuperación, la superficie neta total y por lo tanto la descarga. Es necesario dividir los diagramas en una treintena de segmentos con intervalos iguales de tiempo, estos intervalos son los mismos tanto para los diagramas aguas arriba y aguas abajo. El cálculo se repetirá varias veces hasta que la diferencia entre dos aproximaciones sucesivas de la descarga es inferior a 0,1%.

Incertidumbre de la medición

El método de presión-tiempo requiere una instrumentación especialmente buena y un personal altamente calificado de especialistas para llevar a cabo las pruebas y llevar a cabo los cálculos y estimar la incertidumbre en los resultados. En condiciones favorables, una incertidumbre general, a nivel de confianza del 95%, de alrededor de $\pm 1,5\%$ a $\pm 2\%$, cabe esperar cuando se utiliza el método diferencial informáticos y de $\pm 1,8\%$ a $\pm 2,3\%$ en otros casos.

Hay algunas razones para creer que la aplicación del método de la presión en los conductos inferior a 1 m de diámetro lleva a sobrestimar la descarga.

ANEXO

B. TRANSITORIOS HIDRÁULICOS

Para introducirse al tema de flujo transitorio se definen los términos más utilizados.
(Chaudhry, 1979)

Flujo permanente y no permanente. Si las condiciones de flujo, tal como presión, velocidad y descarga, no cambian con el tiempo, el flujo se denomina permanente. Si las condiciones cambian con el tiempo, el flujo se denomina no permanente.

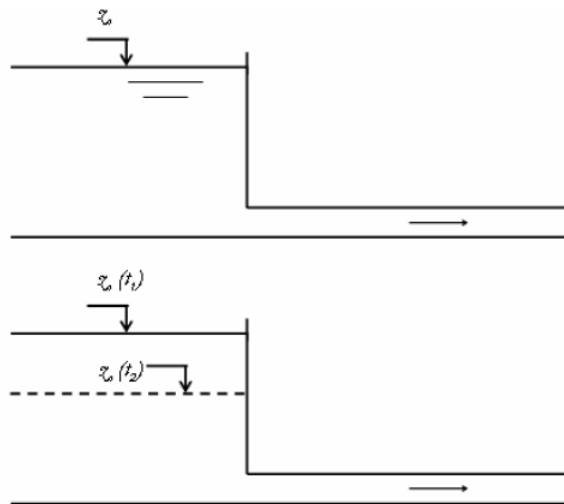


Figura B- 1. a) Flujo permanente en un tubo a presión; b) Flujo no permanente; al descender el nivel del depósito disminuye la velocidad en el tubo

Fuente: Soto *et al.* (2007)

Flujo uniforme y no uniforme, Un flujo se denomina uniforme si la velocidad es constante con respecto a la distancia para cualquier instante dado. Si la velocidad varía a lo largo del conducto para cualquier instante, el flujo es no uniforme.

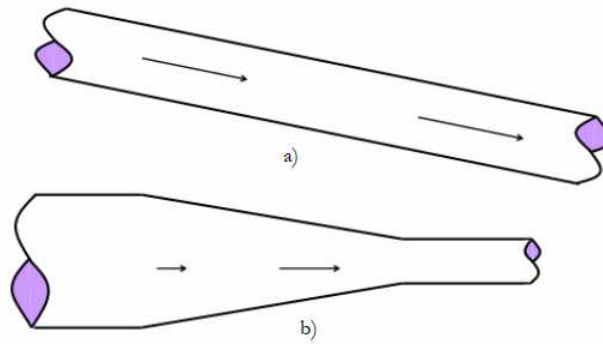


Figura B- 2. a) Flujo uniforme en un tubo a presión, b) Flujo no uniforme o variado en un tubo a presión

Fuente: Soto *et al.* (2007)

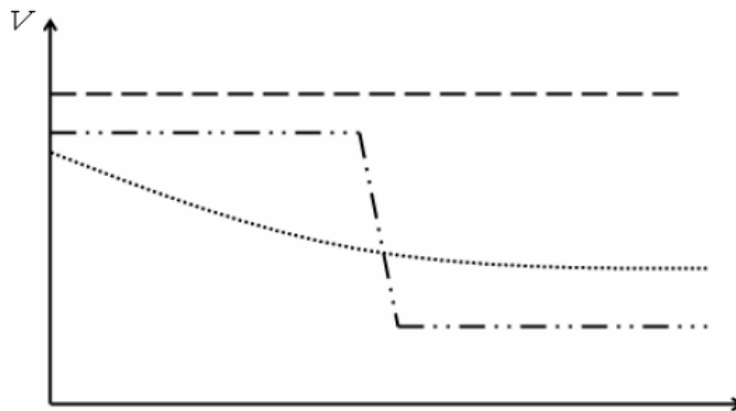


Figura B- 3. a) Flujo permanente, b) Flujo gradualmente inestacionario, c) Flujo bruscamente inestacionario

Fuente: Soto *et al.* (2007)

Flujo transitorio. Se define como el flujo no permanente intermedio, cuando las condiciones de flujo cambian de una condición de estado permanente a otro estado permanente.

Causas de los transitorios hidráulicos

(Hammer, 2003) Los ejemplos más comunes de los transitorios en sistemas de ingeniería son los siguientes:

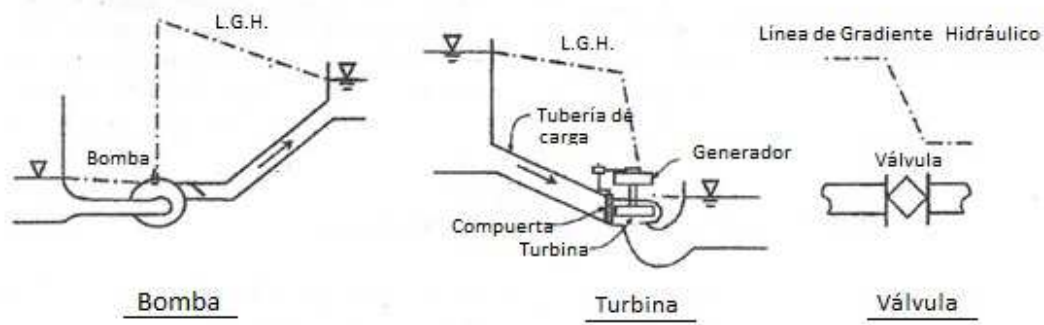


Figura B- 4. Las causas más comunes de los transitorios hidráulicos

Fuente: Hammer (2003)

Bombas. Un motor ejerce un esfuerzo de torsión en una flecha que proporciona la energía para el impulsor de la bomba, lo que obliga a rotar y agregar energía al líquido, para pasar de la zona de succión a la de descarga de la voluta. Las bombas transmiten energía al fluido a una línea de conducción presurizada cuyo perfil puede ser cuesta arriba o cuesta abajo, con irregularidades, tales como puntos locales de alta o baja. Al arrancar la bomba, la presión aumenta rápidamente y se propaga hacia aguas arriba, por el contrario cuando hay un paro de bomba se presenta una caída súbita de la presión que se propaga aguas abajo (un aumento de la presión también se propaga aguas arriba en el sistema de succión).

Turbinas hidroeléctricas. Se ubican en el extremo aguas abajo de un conducto o tubería de carga, para absorber la energía del movimiento del agua y convertirla en corriente eléctrica. Conceptualmente, una turbina es la inversa de una bomba, pero muy pocas bombas o turbinas pueden funcionar en ambas direcciones sin

daños. Si la carga eléctrica generada por una turbina es rechazada, una compuerta con rapidez debe detener el flujo, dando como resultado un gran aumento en la presión, que se propaga aguas arriba (en la tubería de carga).

Válvulas- Son dispositivos de control para permitir o restringir el paso de flujo en una conducción, los cambios en la apertura de una válvula, accidental o planeado, producen variaciones de presión que aumentan o disminuyen en proporción al cierre o apertura de la válvula.

Clasificación de transitorios hidráulicos:

- a) Transitorio **lento o cuasi-estático**. Es aquel que las variables significativas del flujo, fundamentalmente caudales y presiones, varían de manera muy lenta en el tiempo. Como ejemplo más significativo se tiene el comportamiento normal de las redes hidráulicas a presión, cuyos cambios se generan por la variación horaria del consumo y de los niveles de agua en los tanques. La aplicación sucesiva del **modelo estático** permite su análisis. Una simulación de este tipo se conoce también con el nombre análisis de períodos extendidos (Tzatchkov *et al.*, 2007).

- b) Transitorio **rápido** denominado **oscilación en masa**. Es ocasionado por maniobras lentas de válvulas o turbinas en el caso de una central hidroeléctrica, en el que los cambios temporales de las variables significativas son importantes pero no tanto como para tomar en consideración los efectos elásticos en fluido y tuberías. El modelo que lo analiza se conoce con el nombre genérico de modelo **rígido** (Tzatchkov *et al.*, 2007).

- c) Transitorio **muy rápido o golpe de ariete**. Es generado por cambios bruscos de la velocidad del fluido en la tubería derivados de maniobras rápidas como la parada repentina de una bomba por corte en el suministro eléctrico, el cierre o apertura rápida o instantánea de una válvula; los cambios bruscos en la velocidad se acompaña de cambios bruscos en la presión, variando de manera significativa la energía elástica almacenada en el fluido y tubería. El modelo a utilizar considera la compresibilidad del fluido y la elasticidad de las paredes de la conducción, y se llama modelo **elástico** (Tzatchkov *et al.*, 2007).

El Método de Gibson se basa en el modelo rígido en un flujo transitorio rápido. En otras palabras, las condiciones transitorias se inician cuando las condiciones de estado estable o permanente son perturbadas. Tal alteración puede ser causada por el cierre lento con un tiempo mayor al crítico $t_c = 2L/a$ de la válvula aguas abajo o rechazo de la carga de una turbina hidráulica en una central, considerando que sus propiedades elásticas del agua y tubería no son relevantes.

La teoría de la columna rígida

Desde el punto de vista del modelo rígido el fluido es incompresible y la tubería indeformable. Para este modelo, una perturbación se propaga de manera instantánea, de modo que su efecto se siente al mismo tiempo en toda la conducción. Antes una apertura instantánea de una válvula, por ejemplo, el modelo rígido “permite” al líquido ponerse en movimiento de manera compacta y acelerarse en bloque en la tubería. Esta es una simplificación de la realidad que puede ser útil en algunos casos. La utilidad de este enfoque se limita a los casos en que:

Los cambios de presión y velocidad son lentos; por lo tanto las propiedades elásticas de la columna de agua y el material de la tubería se pueden despreciar sin introducir un error importante.

La teoría podría ser adecuada si el cierre de la válvula es muy lento. El tiempo aceptable de un cierre de la válvula sería:

$$dt > L/60$$

donde: dt es igual al lapso de tiempo en segundos entre las dos etapas de equilibrio y L [m] es la longitud total de la tubería (Zdenek, 2006).

La teoría de la tubería elástica

El punto de vista del modelo elástico considera el comportamiento real de fluido y tubería. Un cambio de presión en un punto o sección de la conducción provoca un cambio de densidad en el fluido y/o una deformación en el conducto en ese punto. Esto hace que las partículas del fluido cambien de posición juntándose o separándose. EL desequilibrio producido afecta a las partículas contiguas que a su vez cambian de posición y hacen que los cambios de presión y densidad se transmitan a lo largo del sistema fluido-conducción. La compresibilidad del fluido y la deformabilidad del material hacen que las partículas tarden cierto tiempo en ajustar su posición, por lo que la perturbación se transmite en velocidad finita de modo que su efecto se deja sentir en puntos alejados de donde se provoco la perturbación de una manera espaciada, no instantáneamente. La velocidad de propagación de la perturbación en el medio fluido-tubería se conoce con el nombre de celeridad.

Cuanto menor es la rigidez de la tubería y/o el fluido es más compresible, las partículas tardan más en ajustar sus posiciones a los cambios producidos, y la perturbación se propaga con celeridad menor.

La teoría de la elasticidad se basa en el supuesto de que, cuando una perturbación se produce, la onda de presión que se crea se propaga a lo largo de la tubería a un ritmo rápido, pero finito, sin embargo, esto da lugar a que la onda

se mueva a través del sistema, llegando a puntos específicos después de un periodo de tiempo (depende de la celeridad de la onda del sistema y la ubicación relativa a la posición donde se introdujo la perturbación), hasta estabilizarse por la fricción entre las paredes de la tubería y regresando a otra condición de flujo permanente. Se puede entender, por tanto, que la propagación de las ondas de presión son derivados de los resultados en la compresión del agua y la deformación de la tubería como la onda de presión se mueve a través del sistema. El agua es elástica (compresible aproximadamente 100 veces más que el acero) y se comporta como un resorte cuando se comprime mucho tiempo en una tubería.

La elasticidad de la pared de la tubería aumenta la compresibilidad aparente de la columna de agua. Dado que el agua y la pared del tubo son elásticos:

- El agua no se desacelera / acelera a la misma velocidad de forma instantánea a través de la tubería. En cambio en el flujo y la presión de la velocidad del agua puede variar de un punto a otro en cualquier instante. Estos cambios son necesarios para mantener la continuidad como la compresión causada por la presión.
- Se ofrece un "espacio de almacenamiento" para el flujo neto de agua y para satisfacer la relación de fuerza.
- En una onda de presión, la energía cinética se convierte en energía de elástica y viceversa. En situaciones prácticas, un poco de energía es disipada por la fricción de manera que la amplitud de la onda de presión va disminuyendo con la distancia recorrida.
- El comportamiento de una onda de presión en una tubería, se asemeja al movimiento de un fuerte resorte, y el paso de las ondas de sonido en el aire, puede ser descrito por la ecuación diferencial para una dimensión de la onda.

La naturaleza elástica de la tubería afecta a la velocidad de la onda está dada por la ecuación (B.7) que se deduce más adelante en el subtema celeridad de la onda de presión.

Referencia histórica

Abreu *et al.* (1995) hace una referencia histórica donde menciona que la primera noticia válida al análisis de estos fenómenos puede cifrarse en Newton. En su obra Principia (1687) publica unas mediciones sobre el valor de la velocidad del sonido. A partir de los fogonazos de un lejano cañón midió experimentalmente dicha velocidad asignándole el valor correcto de 343 m/s.

Sin embargo, cuando trató de interpretar analíticamente el resultado cometió un importante desliz: supuso que la perturbación acústica se transmitía en el aire de manera isoterma cuando, en realidad, ahora sabemos, es adiabática. Intuyó correctamente la relación entre la celeridad del sonido, a , y la elasticidad del medio, K , de acuerdo con la expresión:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (B.1)$$

donde ρ es la densidad del aire. El módulo de compresibilidad o elástico K , viene definido por la relación:

$$K = \frac{dp}{d\rho/\rho} \quad (B.2)$$

En donde dp representa una variación de presión (causa), a la que le corresponde una variación unitaria de densidad, $d\rho/\rho$ (efecto).

Se puede justificar fácilmente que para un gas perfecto, como se supone es el aire, el módulo de elástico K viene dado por las relaciones:

$$K_T = p$$

$$S_s = r p \quad (B.3)$$

En función de que la evolución sea isoterma (temperatura $T = \text{constante}$) o adiabática (entropía $S = \text{cte.}$), donde r es la relación de calores específicos a presión y volumen constantes (1.4 para el aire).

Por tanto, con la incorrecta hipótesis de Newton, la celeridad del pulso infinitesimal de presión, o celeridad de la onda, quedaba:

$$a = \sqrt{\frac{K_T}{\rho}} = \sqrt{\frac{p}{\rho}} = \sqrt{RT} \quad (B.4)$$

Teniendo en cuenta el valor de la constante R para el aire ($R = 287 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{kg}\cdot\text{K}$) y la temperatura del medio (por ejemplo, $t = 20^\circ\text{C} \rightarrow T = 293\text{K}$), proporcionaba un valor:

$$a = \sqrt{(287 * 293)} = 290 \text{ m/s}$$

Que adolece de un error por defecto del orden del 20%, que Newton justificó astuta pero incorrectamente “recurriendo” a la humedad y las partículas de polvo existentes en el aire.

Hubo que esperar más de 125 años para que Laplace (1816), en sus “Annales de Chimie et de Physique” modificara la expresión (B.4), considerando el módulo elástico adiabático K_s , y resultando para la velocidad del sonido la expresión:

$$a = \sqrt{rRT} \quad (B.5)$$

Que para los valores numéricos anteriores da un valor de 343 m/s, totalmente coincidente con el valor experimental de Newton.

Entre ambos eventos históricos Euler (1759) elaboró la ecuación de propagación de ondas:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \alpha^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (B.6)$$

En donde u es la variable que mide la magnitud física que se propaga simultáneamente en el espacio (x) y en el tiempo (t).

Ya con posteridad a la notable contribución de Laplace, Helmholtz (1848) da una explicación al por qué una perturbación en el seno del agua confinada en una tubería, se transmite más lentamente que cuando el agua no tiene ningún contorno que la almacene. Atribuyó, correctamente, esta mayor lentitud a la elasticidad de las paredes de la conducción. Es, sin embargo, Korteweg (1878) quien proporciona la primera formulación correcta de la celeridad de una onda de presión incluyendo los efectos elásticos del fluido y de la tubería. La expresión dada por Korteweg es:

$$\frac{a}{a_0} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{DK}{eE}}} \quad (B.7)$$

Donde a_0 es la velocidad de propagación de la perturbación en el medio no confinado, y a la velocidad de propagación de la onda en la conducción.

En la expresión (B.7) además del módulo de compresibilidad o elasticidad cúbica del líquido K ya definido, que para el caso de líquidos no precisa diferenciación entre isoterma o adiabático, intervienen las características de la conducción a través de su diámetro (D), espesor (e) y módulo elástico de Young (E). La expresión para la celeridad propuesta por Korteweg continúa, es bien sabido, plenamente vigente en nuestros días.

Desde la perspectiva netamente ingenieril, hay que esperar hasta 1858 para que Menebrea, ingeniero militar italiano, aborde el problema. Todas las aportaciones anteriores son de físicos o matemáticos. La razón estriba en que se siente más preocupado por las intensidades de los pulsos de presión generados por maniobras hidráulicas, que por el valor de la celeridad de las ondas. Admite el modelo elástico, interpreta físicamente el fenómeno y efectúa importantes

aportaciones a través de balances energéticos. Según Anderson (1976) puede considerarse a Menebrea como el primer investigador que trata el golpe de ariete como tal.

Jules Michaud (1978) acuñó el término de golpe de ariete para el análisis de transitorios hidráulicos muy rápidos y estudia por vez primera dispositivos de protección tan vigentes en nuestros días como los calderines de aire o las válvulas de seguridad.

Gromeka incluídas las pérdidas por fricción en el análisis de los golpes de ariete, por primera vez. Asumió, sin embargo, que el líquido era incompresible y que las pérdidas por fricción fueron directamente proporcionales a la velocidad del flujo. Weston y Carpenter, los ingenieros estadounidenses, llevaron a cabo una serie de experimentos para desarrollar una relación teórica entre la reducción de velocidad en un tubo y el aumento de la presión correspondiente. Sin embargo, ninguno de los dos tuvo éxito debido a sus tuberías cortas. Frizell presentó un análisis de los golpes de ariete sobre la base de estudios llevados a cabo al mismo tiempo que actúa como ingeniero consultor para el desarrollo hidroeléctrico en Ogden Utah. Esta planta había una tubería forzada a largo 9494 m (Chaudhry, 1979). Fritzell desarrollo la expresión para la velocidad de las ondas de los golpes de ariete y para el aumento de presión debido a la reducción instantánea del flujo. Señaló que la velocidad de la onda sería la misma que la del sonido en agua confinada si el módulo de elasticidad de las paredes del tubo era infinito. También se refirió a los efectos de las líneas secundarias, las reflexiones de onda, y las sucesivas oleadas de regulación de velocidad. Por desgracia, el trabajo Fritzell no se ha apreciado tanto como la de sus contemporáneos, Joukowski y Allievi (Chaudhry, 1979).

Los fundamentos básicos del fenómeno en su contexto ingenieril son, sin duda alguna, debidos a Joukowski y Allievi. El primero de ellos, en su calidad de

consultor de redes de agua, llevó a cabo en 1897 interesantes experimentos en Moscú y publicó en la primavera de 1898 su famosa teoría sobre el golpe de ariete. Sus aportaciones al conocimiento físico del problema son innumerables: desarrolla la expresión de la celeridad de la onda tomando en consideración la elasticidad de las paredes de la tubería y del fluido, relaciona los cambios de velocidad con los de presión resultante mediante dos métodos: la conservación de la energía y de continuidad, aborda por vez primera la reflexión de una onda en un sistema complejo y establece la máxima sobrepresión (conocida ahora como el pulso de Joukowski) que se alcanza para acontecimientos (por ejemplo cierres) rápidos en los que T_c , el tiempo de duración del acontecimiento (el tiempo de cierre de la válvula que se opera), es menor que el tiempo que la onda de presión tarda en regresar al lugar que la provocó tras reflejarse en la conducción. También estudia el papel protector de calderines de aire, válvulas de seguridad con resorte en la presión de golpe de ariete, etc. (Chaudhry, 1979).

El papel del italiano Lorenzo Allievi es, asimismo, decisivo. Publica dos textos sobre la teoría general del golpe de ariete en los años 1902 y 1913. Justifica por vez primera el por qué es despreciable el término convectivo de la aceleración $\left(\frac{V\partial V}{\partial x}\right)$, frente al local $\left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)$. Introduce, asimismo, los parámetros adimensionales:

$$2\rho = \frac{aV_0}{gH_0} \quad y \quad \theta = \frac{aT_c}{2L}$$

Que tanta fortuna han hecho en el estudio del golpe de ariete. Publica los primeros gráficos que permite evaluar las sobrepresiones y depresiones provocadas por cierres lineales de válvulas. Finalmente, relaciona por vez primera la celeridad de las ondas sónicas con la velocidad de propagación de una perturbación en el golpe de ariete.

Joukowski y las teorías de Allievi fueron utilizados principalmente en las dos primeras décadas del siglo XX. Camichel *et al.* demostró que la duplicación de la carga de presión no es posible si $H_0 > aV_0 / g$. Constantinescu describe un mecanismo para transmitir energía mecánica mediante el uso de las ondas de los golpes de ariete. En la Primera Guerra Mundial, los aviones de combate británicos estaban equipados con el equipo de Constantinescu para disparar las ametralladoras. Basado en la teoría Joukowski, Norman R. Gibson presentó un documento que incluía, por vez primera, las pérdidas por fricción lineal en el análisis. También inventó un aparato para medir la descarga inicial de la turbina con la grabación del diagrama presión-tiempo después de un rechazo de carga (Chaudhry, 1979).

Wood (1926) introdujo el método gráfico para la resolución del golpe de ariete. Con posterioridad, Schnyder (1929) amplió el método a impulsiones, en tanto que Bergeron (1931) generalizó el procedimiento incluyendo en el estudio cualquier punto de la tubería. Finalmente, Schnyder (1932) incluye las pérdidas en el tratamiento gráfico (Abreu *et al.* 1995).

Actualmente se usan programas de transitorios hidráulicos que establecen la resolución de dos ecuaciones simultáneas basadas en el principio de continuidad (B.26) y del impulso (B.27) por el Método de las Características propuesto por Streeter y Wylie (2001). La aplicación del método de las características (MOC) permite que estas ecuaciones se conviertan en ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE), simplificando enormemente la solución.

Descripción física del golpe de ariete como transitorio hidráulico elástico

Abreu *et al.* (1995) menciona la referencia histórica, la importancia de la teoría de propagación de las ondas en el análisis de la transmisión de una perturbación en un sistema elástico. En el caso de los transitorios hidráulicos a presión, la elasticidad la aportan tanto el fluido, prácticamente incompresible en el caso del agua pero con capacidad para almacenar energía elástica en forma de mínimas variaciones de volumen, como las paredes de la tubería a través de mínimas deformaciones en sus diámetros.

También se ha apuntado cómo la relación causa (disminución de la velocidad debido, por ejemplo, al cierre de una válvula) –efecto (pulso de presión generado), viene dada por la fórmula de Joukowski.

Antes de entrar a considerar en profundidad estos aspectos, resulta interesante describir, como una primera aproximación tangible al fenómeno que nos ocupa, la forma en la que las ondas se transmiten y reflejan, mediante un ejemplo sencillo.

Para ello se considera una instalación simple consistente en un grupo de bombeo provisto de una válvula de retención en la descarga que alimenta a un depósito a través de una tubería horizontal, como se detalla en la Figura B- 5. El transitorio sobreviene cuando por un fallo de energía, por ejemplo, se produce la parada del equipo de bombeo. Como se va a ver en la descripción del fenómeno, el proceso se caracteriza por una transformación alternativa cíclica de la energía cinética que arrastra el líquido en energía elástica que almacenarán tanto el fluido como las paredes de la propia tubería.

Ya que se quiere centrar la atención exclusivamente en la descripción física del fenómeno, se admitirá que no existen pérdidas por fricción, lo que equivale a

suponer un amortiguamiento nulo en la transmisión de las sucesivas perturbaciones. Asimismo se despreciará la inercia que puede tener el equipo motor-bomba, por lo que la válvula de retención se supondrá cierre de inmediato al producirse un fallo de energía en el suministro del motor. Tampoco la altura cinética del fluido $\frac{V_0^2}{2g}$ es tomada en consideración. Con estas simplificaciones la condición inicial o situación previa al acontecimiento que representa la parada del equipo de bombeo presenta una línea de altura piezométrica horizontal, que es la correspondiente al régimen estacionario.

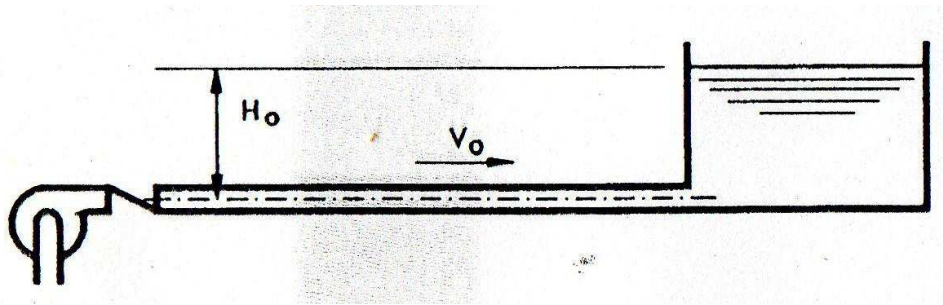


Figura B- 5. Bomba que alimenta un depósito de nivel constante.

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

Cuando se produce la parada (accidental o voluntaria) del equipo, la válvula de retención cierra, y el fluido continúa en movimiento a lo largo de la tubería hasta que la depresión que se crea tras la válvula de retención debida a la ausencia de fluido (el que avanza no es repuesto), provoca su detención. En estas condiciones, pues, viaja una onda depresiva hacia el depósito que además va deteniendo el fluido. Si tal perturbación se propaga con una celeridad de valor a , al cabo de un tiempo L/a (siendo L la longitud del conducto) toda la tubería estará bajo los efectos de una depresión y con el fluido en reposo. La energía cinética del fluido se ha transformado en un gradiente de presiones. Ha concluido la primera fase del golpe de ariete, la primera cuarta parte del ciclo.

La Figura B- 6 recoge tres instantáneas de esta primera fase en la parte superior izquierda. La tercera fotografía marca el final de esta fase y el inicio de la siguiente.

En este momento la presión constante en el interior del depósito es obviamente superior a la de la tubería (bajo los efectos de la depresión). Este desequilibrio es reparado por el depósito introduciendo fluido en la tubería que inicia un retroceso abierto hacia la válvula de retención con una velocidad, en ausencia de pérdidas, igual a $-V_0$. Ahora es el gradiente energético depósito-tubería el que se convierte en energía cinética. Con el fluido a la velocidad de régimen (aunque en sentido contrario), nuevamente se tiene la presión de partida en la tubería, de manera que al cabo de 2L/a segundos, toda ella está sometida a dicha presión inicial y el fluido circulando con una velocidad $-V_0$. La segunda fase se ha completado. Tres nuevas fotografías de esta fase aparecen en la parte inferior izquierda de la Figura B- 6. De nuevo la última presenta la situación final de esta fase, que es la inicial de la fase siguiente.

El inicio de la tercera fase es una consecuencia de la concentración incontrolada de líquido junto a la válvula de retención primero y poco a poco en toda la tubería, ya que el depósito, desconocedor de cuánto líquido debe reponer para compensar la depresión, sigue permitiendo el flujo hacia la tubería. El resultado es un brusco aumento de presión junto a la válvula de retención que se propaga hacia el depósito, acompañado de una detención progresiva del fluido en la tubería, de modo que transcurridos 3 L/a segundo (final de la tercera fase), todo el fluido de la tubería está en reposo y la conducción sometida a una sobrepresión de la misma magnitud que la depresión inicial. De nuevo hay una transformación de energía cinética en potencial. La parte superior derecha de la Figura B- 6 recoge tres momentos de esta fase. El tercero marca el final de esta fase y el principio de la siguiente.

Llegada la perturbación hasta las inmediaciones del depósito (es el inicio de la cuarta fase) existe un gradiente de presión entre la tubería y depósito (mayor presión en la tubería que en el depósito), que hace que el fluido inicie de nuevo el movimiento, esta vez en la dirección original y con la misma velocidad V_0 . Transcurridos 4 L/a segundos la situación es idéntica a la que se tenía en el instante inicial. Es el final de la cuarta fase y del ciclo, y un nuevo ciclo comienza. La Figura B- 6 presenta en su parte inferior derecha tres momentos de esta fase. El último es, a su vez, la situación de partida para el nuevo ciclo y, obviamente, coincide con la Figura B- 5.

Las Figura B- 7 ayuda a clarificar la exposición precedente por cuanto muestran las variaciones temporales, respectivamente, de la altura piezométrica a lado de la válvula de retención y la Figura B- 8 en el punto medio de la tubería, y de velocidades en el punto medio de la tubería y a la entrada del depósito.

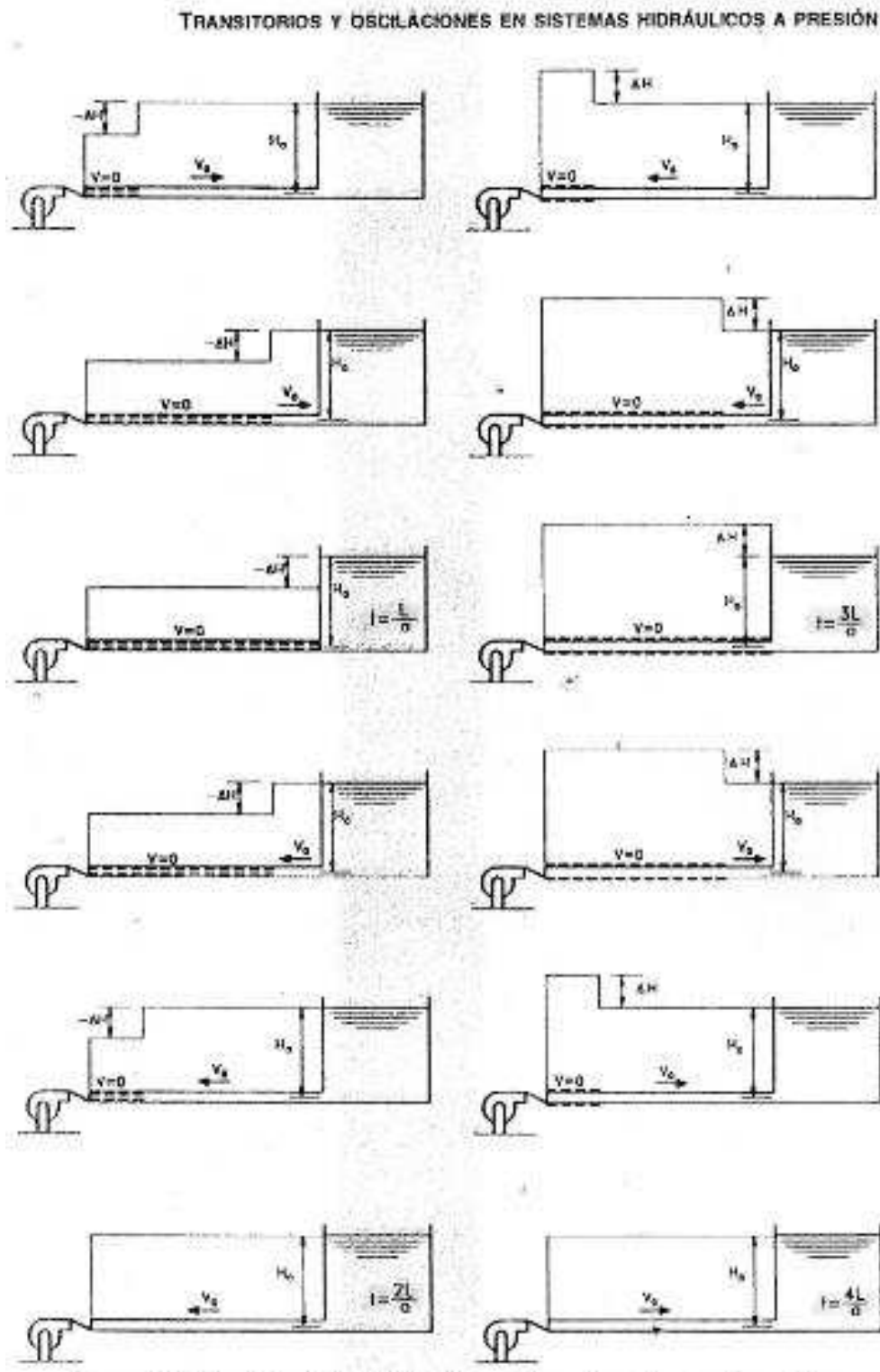


Figura B- 6. Situación de la conducción en diferentes instantes de un ciclo

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

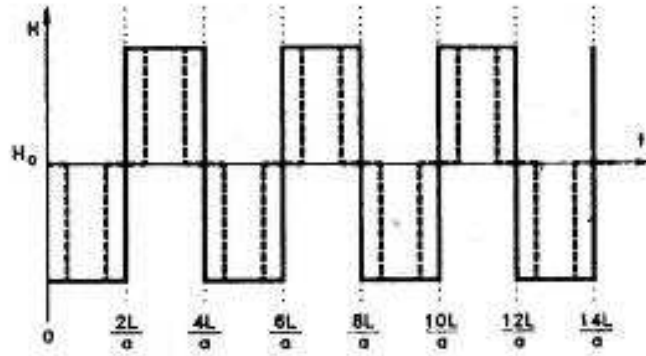


Figura B- 7. Historiales de altura piezométrica junto a la válvula de retención (línea continua) y en el punto medio de la tubería (a trazos)

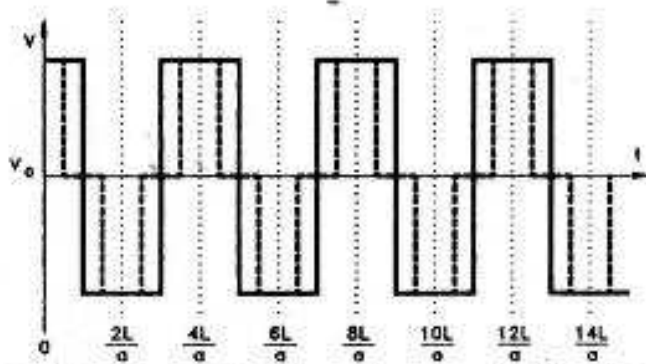


Figura B- 8. Historiales de velocidades en el punto medio de la tubería (a trazos) y a la entrada del depósito (línea continua)

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

En resumen, el golpe de ariete en una tubería simple, es un fenómeno cíclico de periodo $4L/a$ que se inicia con la fase depresiva, para la instalación de la Figura B- 5, continuando seguidamente con sobrepresiones y depresiones alternativas.

Balances integrales unidimensionales

Las dos expresiones básicas de los transitorios hidráulicos elásticos, a saber la relación causa-efecto ($\Delta V - \Delta p$), o pulso de Joukowski, así como la celeridad a la que se propaga la perturbación, a la que nos hemos referido tanto en la breve referencia histórica como en la descripción del fenómeno efectuada en el punto precedente, pueden ser elaboradas a partir de sendos balances integrales de masa y fuerza.

Por balance integral se entiende el que se lleva a cabo sobre un elemento de volumen finito, que en este caso coincide con la totalidad de la conducción, a diferencia del balance diferencial que se efectúa sobre un elemento de volumen infinitesimal. Los balances diferenciales de fuerza y masa permitirán establecer las ecuaciones constitutivas básicas de los transitorios hidráulicos elásticos.

Pulso de Joukowski

El pulso de Joukowski para el máximo cambio de velocidad posible, es decir, desde el valor inicial V_0 hasta cero, se deduce fácilmente a partir de la aplicación de la ecuación integral de la cantidad de movimiento (o balance integral de fuerzas) al volumen de control detallado en la Figura B- 9, y admitiendo los supuestos siguientes.

- a) No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería.
- b) El flujo es unidimensional, con una sola variable espacial significativa (al eje x).
- c) El cierre de la válvula es total, además de ser instantáneo, por lo que el decremento de la velocidad coincide con su valor inicial V_0 .

- d) La tubería es horizontal, no existiendo, por tanto, contribución del campo gravitatorio. En general, la influencia del peso del fluido es irrelevante cuando se analizan transitorios hidráulicos elásticos.
- e) La línea de altura piezométrica no contempla la pérdida de altura en la tubería a causa del término cinético.

De la ecuación integral de la cantidad de movimiento, se tiene:

$$\Sigma F = \frac{\partial}{\partial t}(M_{VC}) + \int_{sc} \rho V dQ \quad (B.8)$$

En donde la significación de cada término es:

ΣF Fuerzas exteriores que actúan sobre el volumen de control.

$\frac{\partial}{\partial t}(M_{VC})$ Variación local de la cantidad de movimiento encerrada en el
volumen de control.

$\int_{sc} \rho V dQ$ Flujo de cantidad de movimiento a través de la superficie de control.

El decremento de velocidad $\Delta V = 0 - V_0 = -V_0$ genera un pulso de presión Δp cuya intensidad se quiere determinar. Debido a la elasticidad de las paredes de la tubería y a la compresibilidad del fluido, el pulso de presión, o perturbación, se desplaza con una celeridad a , en el sentido de aguas arriba. La Figura B- 9 presenta una fotografía instantánea de la situación de la tubería en un instante $0 < t < L/a$, en la que se observan dos partes bien delimitadas de la conducción. En la parte próxima a la válvula, $L-x$, la velocidad es nula y la presión ha aumentado respecto al valor de régimen en Δp , estando la tubería consecuentemente dilatada respecto a su situación original. La zona próxima al depósito, que comprende los primeros x metros de conducto, se encuentra en la situación original.

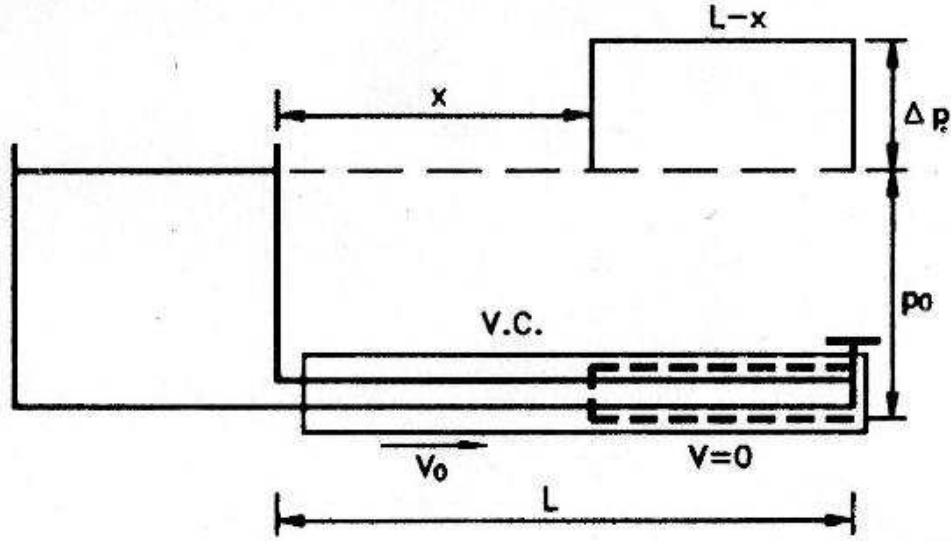


Figura B- 9. Situación tras el cierre instantáneo de la válvula.

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

Los valores de los términos que componen la ecuación (10.8) son los indicados a continuación. Las fuerzas exteriores son:

$$\Sigma F = -(P_0 + \Delta p) * A + P_0 * A = -\Delta p * A \quad (B.9)$$

En donde las fuerzas gravitatorias y de rozamiento, en la dirección de la tubería, no tienen contribución alguna por las hipótesis efectuadas. Tan solo aparecen las fuerzas de presión, siendo Δp la magnitud a determinar.

La cantidad de movimiento encerrada en el volumen de control es:

$$M_{VC} = V_0 * x * A * \rho$$

Y su variación temporal:

$$\frac{\partial}{\partial t}(M_{VC}) = V_0 * \rho * A * \frac{dx}{dt} = V_0 * \rho * A[-(a - V_0)] \quad (B.10)$$

Habiéndose considerado, al derivar, que las variaciones temporales de densidad (ρ), y de sección (A), son mucho menos significativas que la variación temporal de

la longitud de la tubería afectada por la perturbación generada por el cierre de la válvula, de valor genérico x . De otra parte, y por definición, la celeridad de una onda se refiere siempre al fluido, y no a una referencia fija. Por tanto:

$$-\frac{dx}{dt} = (a - V_0)$$

En donde se tiene en cuenta que a y V_0 son positivos y $\frac{dx}{dt}$ es negativo. El último sumando de la relación (B.8) resulta ser:

$$\int_{sc} \rho V dQ = 0 - \rho V_0^2 A \quad (B.11)$$

Ya que no sale fluido del Volumen de Control y continúa existiendo aporte al no haber llegado, en el instante de tiempo genérico considerado, la perturbación al depósito.

Sustituyendo (B.9), (B.10) y (B.11) en (B.8), se obtiene:

$$-\Delta p A = -a V_0 \rho A + \rho V_0^2 A - \rho V_0^2 A$$

Es decir:

$$-\Delta p = -a V_0 \rho \quad (B.12)$$

O bien, relacionando la variación de presión con la velocidad:

Ya que, en este caso del fluido ha sido totalmente frenado y el decremento habido es igual a $\Delta V = 0 - V_0$.

$$\Delta p = -\rho a \Delta V \quad (B.13)$$

Si en la ecuación (B.13) se divide entre ρg , Es decir la sobrepresión expresada en metros de columna de agua, resulta:

$$\Delta H = -\frac{a\Delta V}{g}$$

El pulso de Joukowski (ΔH) constituye, en la inmensa mayoría de los casos, la máxima sobrepresión que se pueda alcanzar, toda vez que se corresponde con el máximo decremento de velocidad posible. Se debe tener presente, además, que su valor se ha obtenido con una serie de hipótesis simplificadas (lo cual es despreciar la fricción), que ponen en todo caso del lado de la seguridad.

Para calcular la sobrepresión ΔH es preciso evaluar la celeridad que se presentará en el tema siguiente.

Celeridad de la onda de presión

La expresión para la celeridad (B.7) propuesta por Kortteweg tiene una fácil deducción que, al mismo tiempo, aporta claridad a los conceptos de elasticidad de tubería y fluido. Resulta intuitivo que el valor de la celeridad en un sistema dado dependa fundamentalmente del parámetro que caracteriza la elasticidad del medio fluido (k), como el parámetro que hace lo propio con el material que configura las paredes de la tubería (E). Otros parámetros menos relevantes son el espesor (e) y la forma de la sección recta del conducto que, en el caso que aquí se trata, se plasma en el diámetro (D) de la conducción.

En el valor de la celeridad, aunque de manera mucho menos relevante, también influye el modo de sujeción de la tubería, ya que dependiendo de cómo se haya llevado a cabo, tendrá la posibilidad de expansionarse longitudinalmente, además de axialmente. Tres casos cabría, en principio, contemplar:

- a) Tubería sujeta solo en sentido longitudinal en el extremo de aguas arriba.
- b) Tubería totalmente anclada y sin juntas de expansión.
- c) Tubería totalmente anclada y con juntas de expansión.

El tercero de los supuestos se considera el más normal. Puede obtenerse más información respecto al valor de la celeridad en Chaudhry (1979).

La expresión de la celeridad para el caso bajo consideración puede calcularse efectuado un balance de volúmenes. El razonamiento es elemental y utiliza la Figura B- 10. En el instante genérico que esta figura considera, el fluido continúa entrando a la conducción después del cierre de la compuerta, y así seguirá hasta el instante $t=L/a$ en que la perturbación alcanza el depósito. Obviamente esa

entrada de fluido es posible porque éste se comprime al tiempo que la tubería se dilata. Todos estos efectos están originados por el aumento de presión Δp , al tomar en cuenta la compresibilidad como propiedad de los líquidos y la elasticidad del material de la tubería.

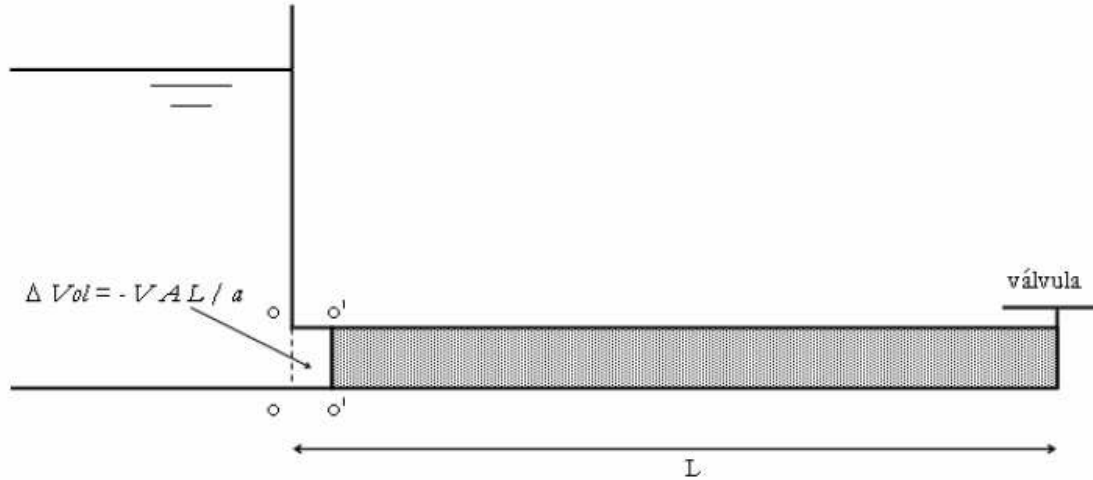


Figura B- 10. Cálculo de la reducción del volumen de agua, suponiendo fluido compresible
Fuente: Soto et al. (2007)

El balance de volúmenes es simplemente:

$$\Delta V_T = \Delta V_1 + \Delta V_2 \quad (B.14)$$

Siendo por un lado, el volumen total entrante:

$$\Delta V_T = V_0 A \frac{L}{a} \quad (B.15)$$

Por otro lado, la siguiente Ley de compresibilidad de los líquidos (B.2), la cual vincula las variables que se presentan:

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

Donde Δp es el incremento de presión, ΔV es el incremento de volumen, V es el volumen inicial de la masa líquida y K es un coeficiente que recibe el nombre de módulo de compresibilidad, el cual es una propiedad del líquido y varía ligeramente con la temperatura. En la Tabla B- 1 se presenta el valor de K para varios fluidos.

Tabla B- 1. Módulo de compresibilidad para diversos líquidos

Líquido	Módulo de compresibilidad K (Pa)	Densidad ρ (kg/m^3)	Temperatura ($^{\circ}C$)
Agua dulce	2.2×10^9	1,000	20
Agua salada	2.33×10^9	1,025	15
Petróleo crudo	2.06×10^9	900	15
Gasolina	1.39×10^9	700	15

Fuente: Soto *et al.* (2007)

Despejando ΔV de la ecuación anterior, obtenemos el volumen adicional que se ha generado como resultado de haberse comprimido el fluido, tal y como se deduce partir de la definición de la ley de compresibilidad del líquido (obsérvese que no se toman en consideración los signos opuestos de Δp y ΔV por tener este último un valor positivo en el balance efectuado):

$$\Delta V_1 = V \frac{\Delta p}{K} = \frac{LA}{k} \Delta p \quad (B.16)$$

Ahora, el incremento de volumen ΔV_2 , para lo cual no sólo debe tenerse en cuenta el efecto de compresión del fluido sino también la dilatación del tubo por efecto de esa sobrepresión.

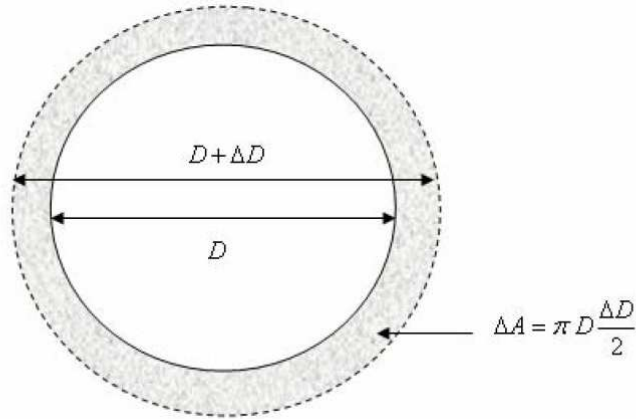


Figura B- 11. Deformación de un tubo elástico debido a la presión interna. Nota: la textura indica el aumento del diámetro interno, no el espesor del tubo

Fuente: Soto *et al.* (2007)

Finalmente sustituyendo la deformación de un tubo elástico ΔA (ver Figura B- 11):

$$\Delta V_2 = L \Delta A = L \frac{\pi D}{2} \Delta D \quad (B.17)$$

Es el aumento de volumen debido a la dilatación de las paredes. Lógicamente $\Delta V_1 + \Delta V_2$ representa el hueco total generado para dar cabida a ΔV_T .

El incremento de diámetro ΔD se determina tomando en consideración la ley de Hooke, que proporciona el alargamiento unitario

$$\sigma = E \frac{\Delta l}{l}$$

En la ecuación anterior, σ es un esfuerzo de tensión, es decir que si una varilla de dicho material se tensa con una fuerza F_N (Figura B- 12), es el valor que resulta de dividir esa fuerza entre el área de la sección transversal de la varilla. Si l es la longitud de la varilla, entonces Δl es la elongación que ésta sufre cuando se le aplica la tensión σ . La ley de Hooke dice entonces que σ y la elongación relativa

$\Delta l/l$ son proporcionales; el factor de proporcionalidad E se llama módulo de elasticidad (Young) y depende del material. Como se puede comprobar, tanto σ como E se miden en unidades de fuerza entre superficie; en Pascales o sus múltiplos si se usa en el Sistema Internacional. En la Tabla B- 2 se presenta el valor de E para algunos materiales.

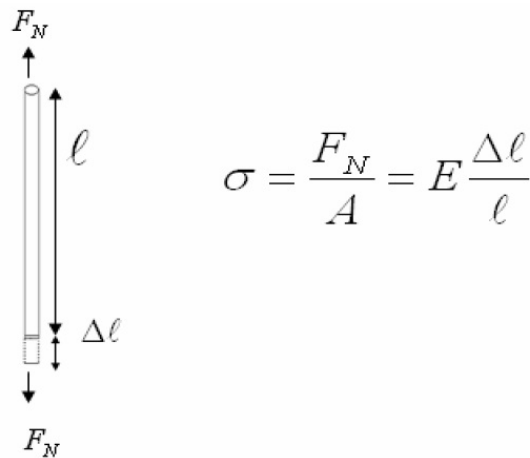


Figura B- 12. Ley de Hooke
Fuente: Soto *et al.* (2007)

Algo análogo a lo que ocurre con el ejemplo de la varilla pasa en el caso de un tubo circular, como se observa en la Figura B- 12. Vale la pena comentar que el tubo es circular desde el punto de vista hidráulico pero desde el punto de vista estructural, el material se distribuye en una sección anular, de diámetro interno D . Si se divide en dos partes iguales la sección transversal de un tramo de tubo de longitud x con un corte longitudinal, se pueden identificar las fuerzas que una mitad ejerce sobre la otra (Soto *et al.*, 2007).

La fuerza F_p es la resultante de la presión interior, que actúa sobre una superficie igual al producto del diámetro D por la longitud x .

$$F_p = p D x$$

Las fuerzas F_N son las resultantes de la tensión en el espesor del tubo, del lado izquierdo y derecho respectivamente; la superficie sobre la que actúa cada una de ellas es igual al espesor e de la tubería por la longitud x .

Despejando la tensión de trabajo σ

$$F_N = \sigma e x$$

Para que estas fuerzas estén en equilibrio debe cumplirse que:

$$2 F_N = F_p$$

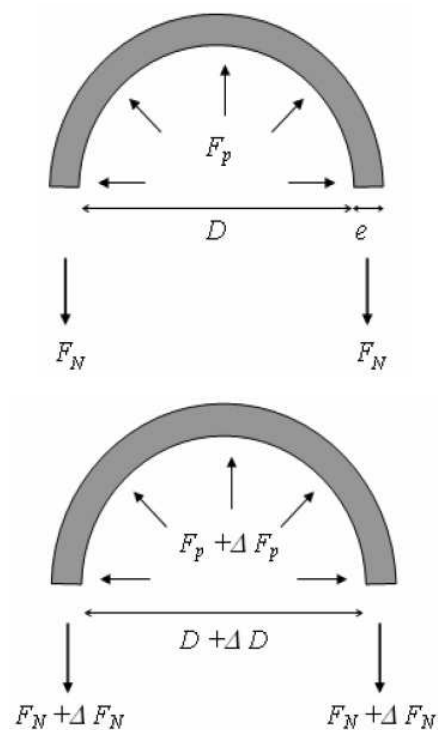


Figura B- 13. Deformación de un tubo elástico

Fuente: Soto *et al.* (2007)

Ahora bien, como en la misma Figura B- 13, se muestra que estas tres últimas ecuaciones son válidas, tanto para las fuerzas regulares de trabajo del tubo, como para incrementos debidos por ejemplo al golpe de ariete; es decir:

$$\Delta F_p = \Delta p D x$$

$$\Delta F_N = \Delta \sigma e x$$

$$2 \Delta F_N = \Delta F_p$$

Combinando las anteriores resulta:

$$2 \Delta \sigma e x = \Delta p D x$$

$$\Delta \sigma = \frac{\Delta p D}{2 e}$$

Si se aplica la ley de Hooke al ejemplo de la Figura B- 13, la longitud a tener en cuenta será la semicircunferencia del tubo, que vale $(\pi D/2)$, entonces:

$$\Delta \sigma = E \frac{\Delta(\pi D/2)}{(\pi D/2)} = E \frac{\Delta D}{D}$$

En la ecuación anterior se consideró el incremento de tensión $\Delta \sigma$ debido al golpe de ariete, por lo tanto el incremento de diámetro ΔD es el que se produce exclusivamente por efecto de esa sobretensión.

Ahora, al igualar las dos ecuaciones anteriores del incremento de tensión $\Delta \sigma$ debido al balance de fuerzas y la ley de Hooke, se puede dejar el incremento de

diámetro ΔD en términos del incremento de presión (Δp), del diámetro (D), espesor (e) y módulo de elasticidad (E) de la conducción.

$$E \frac{\Delta D}{D} = \frac{\Delta p D}{2 e}$$

Por lo tanto:

$$\Delta D = \frac{\Delta p D^2}{2 e E}$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la (B.17)

$$\Delta V_2 = L \frac{\pi D}{2} \frac{\Delta p D^2}{2 e E} \quad (B.18)$$

Recordando la expresión del pulso de Joukowski, $\Delta p = \rho a V_0$, que corresponde a un cierre instantáneo, y teniendo presente que la ley de Hooke y de compresibilidad del fluido, el balance (B.14) se expresa, sustituyendo (B.15), (B.16) y (B.18), como:

$$\frac{L}{a} V_0 A = \frac{L A}{k} (\rho a V_0) + L \frac{\pi D}{2} \frac{(\rho a V_0) D^2}{2 e E} \quad (B.19)$$

$$\frac{L}{a} V_0 A = \frac{a L V_0 \pi D^2}{4} \left(\frac{\rho}{k} + \frac{\rho D}{E e} \right)$$

$$\frac{L}{a} V_0 \frac{\pi D^2}{4} = \frac{a L V_0 \pi D^2}{4} \left(\frac{\rho}{k} + \frac{\rho D}{E e} \right)$$

$$a^2 = \frac{\frac{k}{\rho}}{\left(1 + \frac{k D}{E e} \right)}$$

Que, debidamente despejando la celeridad a , conduce hasta:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e}}} \quad (B.20)$$

Obsérvese que de haber considerado la tubería indeformable, es decir, de haberle supuesto un módulo de Young E infinito, el volumen ΔV_2 habría sido nulo, y toda la variación de volumen habría sido imputable al fluido. La fórmula que se obtiene en tal caso para la celeridad es (B.1), que es la expresión obtenida por Newton.

La expresión (B.20) muestra con claridad, por ejemplo, que un tubo elástico tiene menor celeridad que un tubo rígido, porque el denominador dentro del radical es siempre mayor a uno. Análogamente a menor elasticidad del material corresponde mayor celeridad. La tabla siguiente proporciona valores o rangos de valores del módulo de elasticidad (E) para algunos materiales.

Tabla B- 2. Valores del Módulo de Elasticidad de materiales de tuberías

Material	Módulo de Elasticidad (en GPa = 10^9 Nw/m ²)
Amianto-cemento	24
Fundición	80 - 170
Hormigón	14 - 30
H.arm. camisa chapa	39
Cobre	107 - 131
Vidrio	46 - 73
Plomo	4.8 - 17
Acero	200 - 212
Perspex	6.0
Polietileno	0.8
Poliéster	5.0
PVC rígido	2.4 - 2.75
Roca de granito	50

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

Izquierdo *et al.* (1996) menciona que el diámetro y espesor tienen un papel interesante en el indicativo de la rigidez del sistema. Un tubo de gran diámetro y/o pequeño espesor es mucho más susceptible a contracciones y expansiones. Recíprocamente, a cociente diámetro/espesor pequeño corresponde una estructura muy rígida poco capaz de deformarse, consecuentemente, celeridad mayor, es decir, mayor velocidad de propagación de las perturbaciones. Es el límite, es decir, velocidad de propagación infinita, lo que constituye la base del modelo rígido. La Figura B- 14 presenta gráficas de la celeridad en función de este módulo E , para distintos materiales.

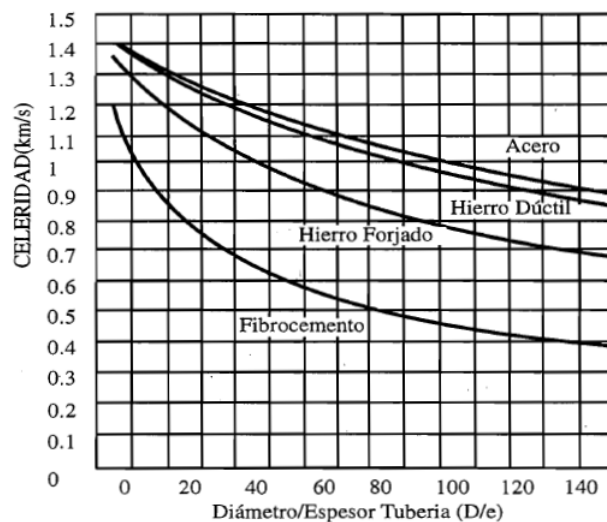


Figura B- 14. Celeridad para distintos materiales

Fuente: Izquierdo *et al.* (1996)

Fórmula de Michaud

Abreu *et al.* (1995) Menciona que la fórmula de Michaud tiene una validez muy limitada, considérese el mismo sistema hidráulico de la Figura B- 15, en el que se opera la válvula de su extremo aguas abajo con un tiempo de cierre T_c superior al período característico del transitorio $2 L/a$, lo que supone considerar un acontecimiento lento. Esto equivale a decir, como se ha visto, que está retornando una onda negativa que alcanza la válvula en $2 L/a$, y que al reflejarse en la propia válvula, genera una nueva onda de idéntico signo a la incidente, por lo que se debe superponer con las ondas positivas que la válvula sigue generando. En estas circunstancias el aumento de presión que se genera en la válvula mediante el progresivo cierre es compensado de alguna manera por las ondas negativas que allí llegan.

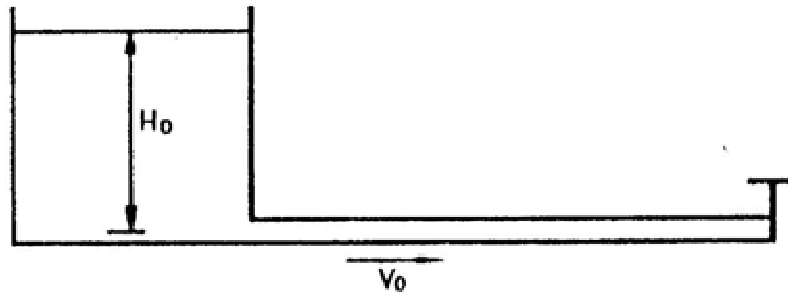


Figura B- 15. Descarga de un depósito controlada por una válvula

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

La fórmula de Michaud supone que la sobrepresión máxima se alcanza precisamente en $t=2 L/a$ y proporciona su valor ante el supuesto adicional de que la velocidad disminuya linealmente, es decir, siguiendo la ley:

$$V = V_0 \left(1 - \frac{t}{T_c} \right) \quad (B. 21)$$

Que a su vez, proporciona una disminución temporal de velocidad en la tubería igual a:

$$\Delta V = -\frac{2LV_0}{aT_c} \quad (B.22)$$

Con estas hipótesis, pues, la sobrepresión alcanzada en la válvula en $t=2L/a$, por aplicación de (B.13), será:

$$\Delta p = \rho a \frac{2LV_0}{aT_c} \quad (B.23)$$

O bien en la altura de presión, que resulta más familiar y conocida:

$$\Delta H_m = \frac{2LV_0}{gT_c} \quad (B.24)$$

En la ecuación (B.24) muestra que si despejamos T_c el tiempo de cierre lento es proporcional al producto de la velocidad inicial por la longitud total (desde la válvula hasta el embalse) mencionado por la norma, lo que quiere decir que debe ser mayor que la amplitud de las sobrepresiones generadas para obtener un tiempo optimo del lado de la seguridad en condiciones que no ponga en riesgo las instalaciones.

$$T_c = \frac{2LV_0}{g\Delta H_m} \quad (B.25)$$

Separación de columna líquida

Esto se refiere a la situación de un conducto cerrado en el cual la caída de presión que se producen en los transitorios por debajo de la presión atmosférica, es de una atmosfera con signo negativo, equivalente a -10.33 m.c.a. al nivel del mar, para agua pura y una temperatura de 20°C la presión de vapor es de 9.75 m.c.a. Entonces, al presentarse una presión negativa dentro de la tubería igual a la presión de vapor, se generará una separación o ruptura de columna líquida como consecuencia de crear una cavidad llena de vapor, dilatándose y provocando un colapso si en el conducto presenta puntos más altos que el sitio del volumen formado de separación, en un momento posterior el flujo se invierte hacia la separación y su volumen disminuye hasta cerrarse con un choque de las dos columnas de agua opuestas (Tzatchkov *et al.*, 2007). Este choque produce una sobrepresión que se define por la fórmula de Joukowsky con la velocidad de las columnas opuestas y puede presentar valores muy altos mayores que el golpe de ariete directo (con tiempo de cierre o apertura menor que $2 L/a$).

En el caso de los transitorios generados en las centrales hidroeléctricas son geometrías con perfiles topográficos favorables que impiden los transitorios con separación de la columna en la tubería a presión, de cualquier manera se recomienda analizar esta posibilidad con las aperturas instantáneas de una válvula aguas abajo ya que genera depresiones y puede causar vacíos que se dirigen hacia el embalse y luego se reflejan en una onda desde el embalse alcanzando el final de la tubería y en alguna medida que tiende a disiparse por las pérdidas por fricción hasta restaurar la carga inicial correspondiente a flujo permanente.

Ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos

Las ecuaciones fundamentales para explicar la propagación de los transitorios hidráulicos, está basado en la teoría elástica de la columna de agua, para poder ser entendido es necesario la solución de dos ecuaciones simultáneas basadas en el principio de continuidad (B.26) y del impulso o movimiento (B.27).

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (B.26)$$

$$\rho g \frac{\partial H}{\partial x} + \rho \frac{dV}{dt} + f \rho \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (B.27)$$

Observando la ecuación (B.26). Sus términos presentan un mensaje claro: existe variación espacial de la velocidad, en la medida en que existe variación temporal de la sección de la tubería, y/o de la densidad del fluido. O en otras palabras, la velocidad no es la misma en todos los puntos de la tubería, en la medida en que el conducto se ensancha o comprime proporcionando temporalmente cierta capacidad de almacenamiento haciéndose más o menos denso (Izquierdo *et al.*, 1996).

Así pues, si las variaciones de sección y densidad son nulas o despreciables, es decir, si la tubería y fluido son rígidos, no habrá variación espacial de la velocidad, es decir, la velocidad será la misma en todos los puntos. En tal caso, el fluido se desplazará de manera compacta, como si se tratase de un sólido rígido. Por el contrario, cuando sección y densidad varían con el tiempo, tubería y fluido ponen en evidencia sus propiedades elásticas, todos los términos de la ecuación de continuidad son importantes, y la velocidad del fluido no es la misma en todos los puntos de la tubería.

Un transitorio hidráulico en el que los efectos elásticos no son relevantes puede ser analizado utilizando el llamado modelo rígido. Por el contrario, cuando los efectos elásticos son relevantes, se debe utilizar la ecuación de continuidad completa, y entonces se dice que el análisis del transitorio se lleva a cabo mediante el modelo elástico.

La ecuación de continuidad para el flujo inestable

La ecuación de continuidad aplicada al volumen de control diferencial de la Figura B- 16, básicamente plantea que el flujo de masa entrante en el volumen de control más la variación temporal de masa encerrada en el mismo es igual a cero, esto es:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \delta V + \int_{SC} \rho \bar{v} d\bar{A} = 0 \quad (B.28)$$

Pudiendo obviarse el carácter vectorial debido a la unidimensionalidad del flujo.

La integral del primer sumando, esto es, la masa que en un determinado momento se encuentra encerrada en el volumen de control es igual a:

$$\int_{VC} \rho \delta V = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \delta x \cong \rho A \delta x \quad (B.29)$$

Calculada a partir de los valores medios de densidad y sección en el interior del volumen de control. La expresión final se obtiene al operar y despreciar infinitésimos de orden superior.

La expresión completa del primer sumando de (B.28), esto es, la variación temporal de la masa interna encerrada en el volumen de control, que viene dada por (B.29), se obtendrá derivando dicha expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \delta V = A \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x + \rho \frac{\partial A}{\partial t} \delta x \quad (B.30)$$

En donde, como se ha dicho, no existe alargamiento de longitud en la conducción. El flujo másico neto, segundo sumando de (B.28), se puede expresar a partir de:

$$\int_{SC} \rho \bar{v} d\bar{A} = \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \delta x \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} \delta x \right) \left(v + \frac{\partial v}{\partial x} \delta x \right) - \rho A v \quad (B.31)$$

Y que en resumen es la “masa saliente menos masa entrante”.

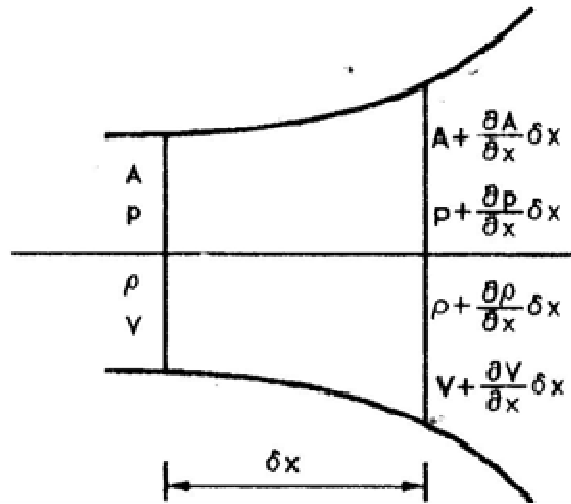


Figura B- 16. Volumen de control diferencial en tubería elástica

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

Finalmente, despreciando infinitésimos de orden superior en (B.31) resulta:

$$\int_{SC} \rho v dA \cong \rho A \frac{\partial v}{\partial x} \delta x + \rho v \frac{\partial A}{\partial x} \delta x + A v \frac{\partial \rho}{\partial x} \delta x \quad (B.32)$$

Si sustituimos (B.32) y (B.30) en (B.29) conduce a:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x + \rho \frac{\partial A}{\partial t} \delta x + \rho A \frac{\partial v}{\partial x} \delta x + \rho v \frac{\partial A}{\partial x} \delta x + A v \frac{\partial \rho}{\partial x} \delta x = 0$$

Tras haber dividido toda la igualdad por la masa $\rho A \delta x$ del volumen de control.

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (B.33)$$

La expresión (B.33) puede escribirse de un modo más simplificado si tenemos en cuenta que la derivada total de una función $G(x(t), t)$ es igual a la suma de la derivada parcial más la convectiva, de acuerdo con la relación:

$$\frac{dG}{dt} = \frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (B.34)$$

Tomando en cuenta la expresión anterior, (B.33) se convierte en:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (B.35)$$

En la ecuación (B.35) aparecen como incógnitas la densidad (ρ), la sección (A), y la velocidad (v). Por lo que es conveniente expresar todos los términos en función de las variables significativas, p y v , lo que supone ligar los efectos elásticos (variaciones de densidad ρ y sección (A) con la causa que los genera, las variaciones de presión (dp).

El primero de los cambios es inmediato a partir de (B.2):

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (B.36)$$

En tanto que el segundo pasa por recordar (B.18), así como algunos conceptos básicos de elasticidad:

$$dp = \frac{2eE}{D} \frac{dD}{D}$$

Si además se recuerda la variación de la sección de la conducción en función del diámetro, se tiene:

$$dA = \frac{\pi D dD}{2}$$

Por lo que combinando finalmente, las dos ecuaciones precedentes, se llega a:

$$dA = \frac{\pi D}{2} \frac{D^2}{2Ee} dp$$

O bien:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} \quad (B.37)$$

La sustitución de (B.37) y (B.36) en (B.35) proporciona:

$$\frac{1}{K} \frac{dp}{dt} + \frac{D}{Ee} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (B.38)$$

Y tras considerar la expresión de la celeridad, dada por (B.20), quedará:

$$\frac{1}{\rho a^2} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

$$\frac{dp}{dt} + a^2 \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (B.39)$$

En general resulta más cómodo trabajar con la altura piezométrica (H) que con la presión (p). La relación que liga ambas variables, utilizando el peso específico del fluido (γ) es:

$$H = z + \frac{p}{\gamma}$$

O bien:

$$p = \rho g(H - z) \quad (B.40)$$

Como se aprecia en la Figura B- 17.

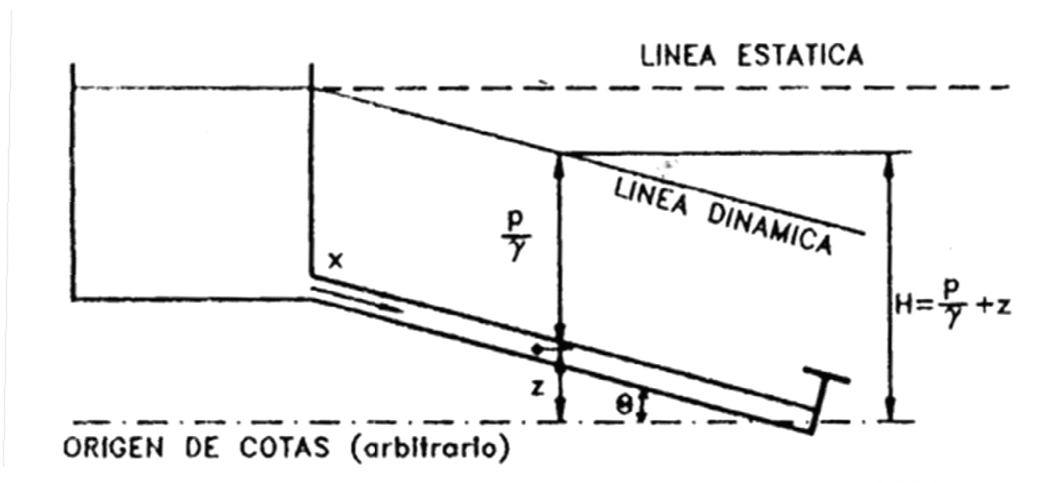


Figura B- 17. Relación entre altura piezométrica y presiones

Fuente: Abreu *et al.* (1995)

La derivada total de (B.40) da:

$$\frac{dp}{dt} = g(H - z) \frac{d\rho}{dt} + \rho g \left(\frac{dH}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) \quad (B.41)$$

La consideración de que la conducción está anclada permite establecer la relación parcial:

$$\frac{\partial z}{\partial t} \equiv 0$$

Si además, se tiene en cuenta que la variación total de la densidad con el tiempo es despreciables frente a las variaciones de altura piezométrica y cota, tal y como resulta intuitivo, la expresión (B.41) se convierte en:

$$\frac{dp}{dt} = \rho g \left(\frac{dH}{dt} - V \frac{\partial z}{\partial x} \right) \quad (B.42)$$

Considerando que:

$$\frac{\partial z}{\partial x} = -\text{sen}\theta$$

Tal y como se muestra en la Figura B- 17, sustituyendo la ecuación (B.42) en la ecuación de continuidad (B.39) queda finalmente:

$$\rho g \frac{dH}{dt} + a^2 \rho \frac{\partial V}{\partial x} + \rho g V \text{sen}\theta = 0$$

Considerando $\theta = 0$, (tubería horizontal)

$$\rho g \frac{dH}{dt} + a^2 \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (B.43)$$

La ecuación (B.43) representa la ecuación de continuidad para el flujo inestable. Pudiendo reescribirse en término de carga H y descarga Q, como sigue:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (B.44)$$

Las constantes $A > 0$, $a \geq 0$, $g > 0$ son el área transversal hidráulica del tubo, la velocidad de la onda de presión y la aceleración de la gravedad, respectivamente. La coordenada x es longitudinal a lo largo del eje de la tubería, $Q(x, t)$ es la caudal del agua en la tubería a través de la sección transversal analizada con la coordenada x en un instante t . El signo es positivo cuando el líquido fluye en la dirección en que aumenta la coordenada x , $H(x, t)$ es la carga en metros de columna de agua, calculado con respecto al nivel de referencia de acuerdo a la Figura B- 17.

La ecuación dinámica del movimiento para el flujo inestable

Para analizar la ecuación dinámica del movimiento de un flujo es necesario efectuar un balance de fuerzas sobre un volumen de control mostrado en la Figura B- 18, con las suposiciones siguientes:

- a) El flujo es unidimensional
- b) La fricción se calcula como si fuese de un régimen estacionario (expresión de Darcy-Weisbach). En realidad el coeficiente de fricción es variable a lo largo del transitorio sobre todo en función de la evolución con el tiempo de los perfiles de velocidades en una sección recta. Ello, sin embargo, apenas influye en el valor del primer pico de presión, que es el de mayor interés ingenieril.
- c) De las fuerzas exteriores que intervienen, dos tienen carácter superficial: las de presión (que actúan sobre la totalidad de la superficie de control), y las de fricción a través de las paredes laterales de la tubería. La tercera fuerza exterior que actúa es de carácter volumétrico: la gravitatoria. Puede verse, sin embargo, que la contribución de esta última fuerza es escasamente significativa, por lo que generalmente se despreciará.

Observando la Figura B- 18 se aprecia un balance general de la suma de fuerzas exteriores que intervienen es igualado por la masa ($\rho A \delta x$) por la aceleración ($\frac{dv}{dt}$) para representar la ecuación fundamental de la dinámica.

$$\sum F = \delta F_p + \delta F_r + \delta W_x \approx \rho A \delta x \frac{dV}{dt}$$

Donde:

$\delta F_p = \text{Fuerzas de presión } (N = \frac{kgm}{s^2})$

$\delta F_r = \text{Fuerzas de rozamiento o fricción en las paredes del tubo } (N)$

$\delta W_x = \text{Fuerza gravitatoria volumétrica } (N)$

$\rho = \text{densidad del fluido } (\frac{kg}{m^3})$

$A = \text{área de la sección transversal del tubo } (m^2)$

$\delta x = \text{diferencial de longitud analizada } (m)$

$V = \text{velocidad media del fluido } (\frac{m}{s})$

$t = \text{tiempo } (s)$

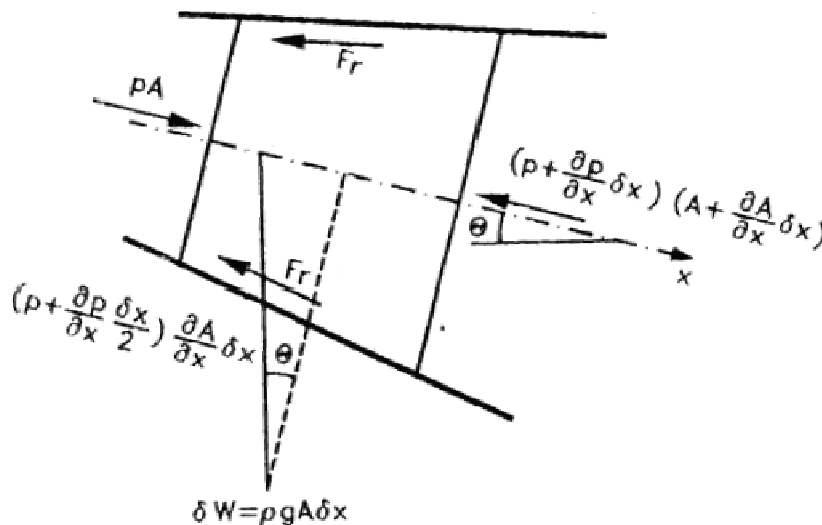


Figura B- 18. Volumen de control para deducir la ecuación de continuidad

Fuente: Abreu et al. (1995)

La fuerza gravitatoria volumétrica coincide, sencillamente, con el peso del elemento de volumen, esto es:

$$\delta W_x = g \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \delta x \approx \rho g A \delta x$$

Y actúa en dirección vertical. Cuando se proyecta en la dirección del movimiento, quedando:

$$\delta W_x = \rho g A \delta x \sin \theta \quad (B.45)$$

Para calcular la fuerza de rozamiento, siguiendo el supuesto b) para régimen estacionario se aplica la expresión de Darcy-Weisbach, por lo que se tiene:

$$\delta F_r = \gamma h_f A = \rho g f \frac{\delta x V^2}{D 2g} A \quad (B.46)$$

Siendo f el coeficiente de fricción, mientras $\gamma = \rho g$ representa el peso específico del fluido.

Al tratarse de un fluido transitorio, no hay que olvidar que el sentido de la velocidad puede estar cambiando constantemente, y debe tomarse en consideración al hacer el balance de fuerzas, el término cuadrático en V debe cambiarse por $V|V|$. Por tanto, en vez de (B.46), se escribirá:

$$\delta F_r = \rho f \frac{\delta x V |V|}{2D} A \quad (B.47)$$

En cuanto al balance de fuerzas de presión que actúa sobre la totalidad del contorno resulta ser:

$$\delta F_p = pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \delta x \right) \left(A + \frac{\partial A}{\partial x} \delta x \right) + \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left(\frac{\partial A}{\partial x} \delta x \right) \quad (B.48)$$

En donde los sumandos primero y segundo del lado derecho son las fuerzas de presión en las secciones rectas seleccionadas (anterior y posterior respectivamente, mostrado en la Figura B- 18) y el tercero es la fuerza de presión debida al aumento gradual del área en la tubería, que resulta ser igual al producto de la presión media por el valor del área proyectada sobre el plano perpendicular a la dirección de la fuerza considerada, como enseña la estática de fluidos aplicada a superficies curvas.

Simplificando (B.48) conduce hasta un balance global de las fuerzas de presión igual a:

$$\delta F_p = -A \frac{\partial p}{\partial x} \delta x \quad (B.49)$$

En consecuencia sustituyendo (B.45), (B.47) y (B.49), la ecuación fundamental del movimiento, queda:

$$\sum F = -A \frac{\partial p}{\partial x} \delta x - \rho f \frac{\delta x V |V|}{2D} A + \rho g A \delta x \text{ sen} \theta \approx \rho A \delta x \frac{dV}{dt}$$

Dividiendo en ambos miembros por $A \delta x$, resulta la ecuación:

$$\rho \frac{dV}{dt} + f \rho \frac{V |V|}{2D} + \frac{\partial p}{\partial x} - \rho g \text{ sen} \theta = 0 \quad (B.50)$$

Que puede ser expresada en función de las variables significativas de carga H y velocidad V . Basta considerar que:

$$\text{sen} \theta = - \frac{\partial z}{\partial x}$$

Quedaría:

$$\rho \frac{dV}{dt} + f\rho \frac{V|V|}{2D} + \frac{\partial p}{\partial x} + \gamma \frac{\partial z}{\partial x} = 0 \quad (B.51)$$

Y a partir de (B.40) escribir:

$$\rho gH = p + \gamma z$$

Por lo que:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \gamma \frac{\partial z}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x}(p + \gamma z) = \rho g \frac{\partial H}{\partial x}$$

Por lo que la ecuación general del movimiento (B.51) queda finalmente:

$$\rho g \frac{\partial H}{\partial x} + \rho \frac{dV}{dt} + f\rho \frac{V|V|}{2D} = 0$$

La ecuación (B.52) representa la ecuación de movimiento para el flujo inestable. Al igual que la de continuidad puede reescribirse en términos de carga H y descarga Q , resultando:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{dQ}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2gDA^2} = 0 \quad (B.52)$$

Las constantes $\rho > 0$, $f \geq 0$, $D > 0$, $g > 0$ son la densidad del agua, el coeficiente de fricción, el diámetro interno de la tubería y la aceleración de la gravedad, respectivamente, x es la coordenada longitudinal a lo largo del eje de la tubería, $V(x, t)$ es la velocidad media de la sección transversal del agua en la tubería a través de una sección transversal con la coordenada x en un instante t . El signo es positivo cuando el líquido fluye en la dirección en que aumenta la coordenada x , $H(x, t)$ es la carga en metros de columna de agua, calculado con respecto al nivel de referencia de acuerdo a la ecuación (B.40). Donde $p(x,t)$ es la presión real de la tubería y z es la elevación de la tubería por encima del plano horizontal de referencia elegido.

Solución por el método de las características

Los transitorios hidráulicos se basan en las ecuaciones (B.44) y (B.52) que representan las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos (conservación de la masa y del impulso) y vienen descritas como variables espacial y temporal, solo los efectos longitudinales tienen relevancia, por lo que la variable espacial es unidimensional y magnitudes como la velocidad miden el valor promedio en la sección correspondiente al punto considerado.

La inclusión del tiempo como variable y ecuaciones con derivadas parciales, respecto a los problemas estacionarios (estado permanente), hace que los regímenes transitorios sean de estudio más complejo (Izquierdo *et al.*, 1996).

Al Aplicar la solución convencional para estas ecuaciones a menudo resulta difícil debido a la presencia de los términos no lineales. Para resolver el sistema completo de ecuaciones (B.44), (B.52) con dos funciones incógnitas - la función de carga de presión $H(x(t), t)$ y la función del caudal $Q(x(t), t)$, son necesarias las técnicas numéricas. La aplicación del método de las características (MOC) permite que estas ecuaciones se conviertan en ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE) dependientes de t , simplificando enormemente la solución.

Asumiendo las ecuaciones de continuidad y del movimiento (B.44) y (B.52), respectivamente:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (B.53)$$

$$L_2 = a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (B.54)$$

Se pueden hacer simplificaciones para encontrar una solución aproximada, esto es combinarse linealmente por medio de un factor λ :

$$L = L_1 + \lambda L_2 = 0$$

O bien

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x}\right) + \lambda g A \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x}\right) + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (B.55)$$

La expresión anterior puede escribirse de un modo más compacto si tenemos en cuenta que la derivada total de una función $Q(x(t),t)$ y $H(x(t),t)$, es igual a la suma de la derivada local más la convectiva, de acuerdo con la relación (B.34)

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (B.56)$$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (B.57)$$

Ahora se puede ver que la ecuación (B.55) contiene dos valores con λ de tal manera que se transforme en ecuación diferencial total. Comparando con las ecuaciones (B.56) y (B.57).

$$\frac{dx}{dt} = \lambda a^2 = \frac{1}{\lambda} \quad (B.58)$$

O

$$\lambda = \pm \frac{1}{a} \quad (B.59)$$

Sustituyendo las ecuaciones (B.58) y (B.59) en (B.55) resulta:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (B.60)$$

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (B.61)$$

La ecuación (B.60) es válida si (B.61) se satisface.

Y

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (B.62)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (B.63)$$

La ecuación (B.62) es válida si (B.63) se satisface.

Las ecuaciones (B.61) y (B.63) representan dos líneas características rectas (AP y BP en la Figura B- 19), a lo largo de las cuales las ecuaciones (B.53) y (B.54) son válidas, respectivamente. La ecuación (B.61) tiene la pendiente positiva, mientras que (B.63) es negativa.

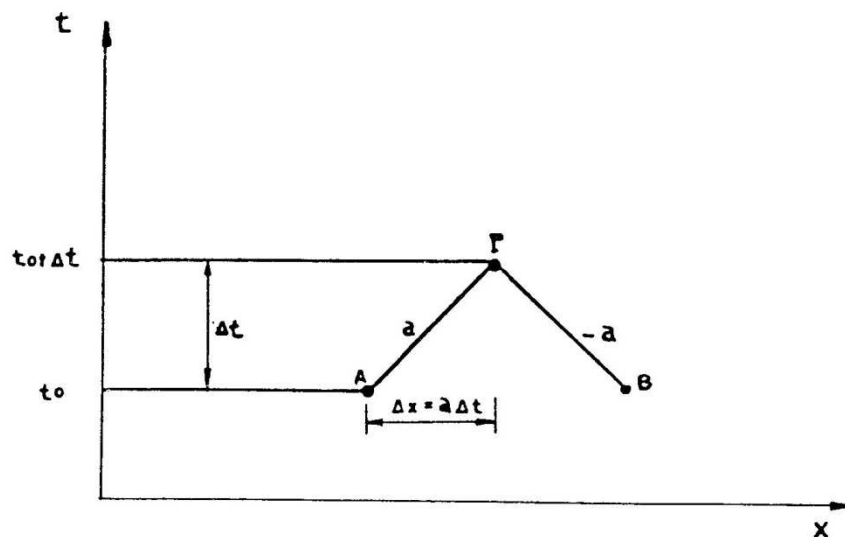


Figura B- 19. Líneas características en el plano x - t

Fuente: CFE (1982)

Solución por integración de las ecuaciones características

Para resolver numéricamente las ecuaciones características se usan aproximaciones en diferencias finitas de primer orden. En la Figura B- 20 se muestra el plano al que se va hacer referencia. Suponiendo que para $t=t_0$ las

condiciones (Q, H, x, t) son conocidas en los puntos A y B, se requieren calcular las condiciones desconocidas para el punto P en el tiempo $t_0 + \Delta t$ (CFE, 1982).

Sobre la línea característica positiva AP , la diferencia en Q y H será:

$$dQ = Q_P - Q_A \quad (B.64)$$

$$dH = H_P - H_A \quad (B.65)$$

Similarmemente, sobre la línea característica negativa, BP

$$dQ = Q_P - Q_B \quad (B.66)$$

$$dH = H_P - H_B \quad (B.67)$$

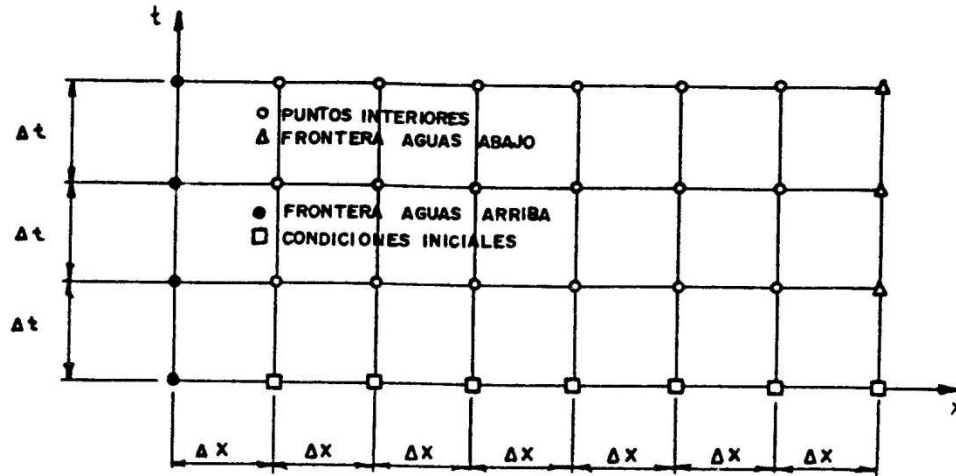


Figura B- 20 Malla característica

Fuente: CFE (1982)

Sustituyendo las ecuaciones (B.64) y (B.65) en la ecuación (B.60), resulta la línea característica positiva AP :

$$(Q_P - Q_A) + \frac{gA}{a} (H_P - H_A) + f \frac{Q_A |Q_A|}{2DA} \Delta t = 0 \quad (B.68)$$

Y las ecuaciones (B.66) y (B.67) en (B.62), se obtiene la línea característica negativa BP :

$$(Q_P - Q_B) - \frac{gA}{a} (H_P - H_B) + f \frac{Q_B |Q_B|}{2DA} \Delta t = 0 \quad (B.69)$$

Las ecuaciones (B.68) y (B.69) se pueden reacomodar de la siguiente manera.

$$Q_P = C_P - C_a H_P \quad (B.70)$$

Y

$$Q_P = C_n + C_a H_P \quad (B.71)$$

Donde:

$$C_P = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - f \frac{Q_A |Q_A|}{2DA} \Delta t$$

$$C_n = Q_B - \frac{gA}{a} H_B - f \frac{Q_B |Q_B|}{2DA} \Delta t$$

$$C_a = \frac{gA}{a}$$

Q_P puede obtenerse resolviendo simultáneamente las ecuaciones (B.70) y (B.71) como sigue:

$$Q_P = 0.5(C_P + C_n) \quad (B.72)$$

ANEXO

C. DETALLES SOBRE LA INSTRUMENTACIÓN DEL BANCO

Pruebas preliminares con los transductores para instrumentar el banco de prueba Gibson

- Tiempo de calentamiento
- Verificar el ruido
- Calibración
- Tiempo de respuesta
- Estabilidad

Materiales:

- Transductor No. 1 de Presión manométrico (Aguas arriba) UNIK 5000 marca G.E. DRUCK, Escala de Medición (E.M.) 0 a 30 m.c.a. señal de salida de 0-30V y corriente directa de 7-35V, Sn 3192438.
- Transductor No. 2 de Presión manométrico (Aguas abajo) UNIK 5000 marca G.E. DRUCK
E.M. 0 a 30 m.c.a. señal de salida de 0-30V y corriente directa de 7-35 V, Sn 3192440.
- Transductor de Presión absoluto (Para calibrar) PDCR2200 G.E. DRUCK, E.M. 35 m.c.a., Sn 3175416
- Calibrador Portátil DPI615 G.E. DRUCK
- Tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6215 National Instruments
- Software en LabView MiniLabSlow y Quick (Tamari, com. pers., 2010)
- Banco de prueba con tubería de 4" de PVC cédula 40
- Medidor de referencia electromagnético Mod. "Sistrans F M Magflo", tipo "MAG 5000", marca Siemens
- Válvula de mariposa de 4"

Tiempo de calentamiento

Se dejan los transductores expuestos al aire, se conectan al equipo de cómputo por medio de la tarjeta de adquisición de datos y esta a su vez a una fuente aprox. 12 V y se registra su salida cada segundo con el programa MiniLabSlow.

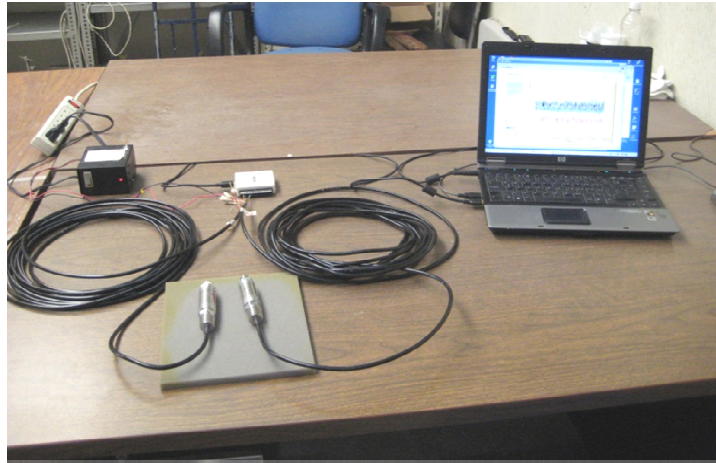


Figura C- 1. Registro del ruido en transductores expuestos al aire

Se observó en la pantalla que hay mucho ruido aleatorio, lo que puede minimizarse con un ajuste lineal y es estable por lo menos a una escala de una hora que duró la prueba, también no hay evidencia que se necesite un tiempo de calentamiento de algunos minutos para que se tenga ya una señal estable. Se aprecia un ruido de ± 5 mV que corresponden a 3 cm columna de agua.

Verificar el Ruido

Se hace la prueba de ruido utilizando el programa Quick (1000 datos/segundo, durante aproximadamente 10 s) con dos tipos de fuente una de 24 V y otra de 12 V para observar si se aprecia una diferencia o mayor ruido cambiando la fuente.

Prueba 1. Se hizo con la fuente DPI615 a 24 V.

Prueba 2. Comparación de la prueba pero ahora con la fuente de 12 V.

Calibración

El Calibrador Portátil DPI615 contiene un transductor de referencia para comparar. Tiene una perilla para que no tenga contacto con la atmósfera y por lo tanto no tenga fuga a menos de quererla aliviar, además tiene un sistema de una bomba en un sentido hace vacío y en el otro hace presión con ajuste fino como un microscopio.

Primero se deja en cero el transductor manométrico del calibrador, se acopla el transductor a calibrar por medio de un adaptador, revisando que quede hermético se le aplica unas ligeras presiones con la bomba del calibrador y se registro en una tabla con la hora, presión de referencia del DPI615 en mm de columna de agua y el voltaje en el canal observado del programa MiniLabSlow, registrándose una temperatura del aire de 30.5°C.

Tabla C- 1. Calibración Transductor No. 2

Núm. Valores	Hora	Presión Ref. (mm col. agua)	Canal 1 (Volt)
1	16:22	0	-0.01
2	16:23	1073	0.117
3	16:23	3240	0.533
4	16:23	5254	0.865
5	16:24	8752	1.447
6	16:24	10178	1.681
7	16:25	12245	2.026
8	16:25	17330	2.87
9	16:26	20676	3.43
10	16:30	20562	3.412
11	16:30	12811	2.13
12	16:32	3548	0.583
13	16:33	2583	0.422
14	16:34	2590	0.422
15	16:34	10	-0.007
16	16:35	-1	-0.01

Tabla C- 2. Calibración Transductor No. 1

Núm. Valores	Hora	Presión Ref. (mm col. agua)	Canal 0 (Volt)
1	16:49	0	0.000
2	16:50	171	0.027
3	16:50	1398	0.233
4	16:51	3024	0.508
5	16:52	5361	0.903
6	16:52	6847	1.147
7	16:53	9663	1.621
8	16:53	12595	2.111
9	16:54	14574	2.442
10	16:55	16021	2.684
11	16:56	17776	2.984
12	16:56	21170	3.552
13	16:57	17967	3.012
14	16:58	14714	2.466
15	16:58	1740	0.291
16	16:59	-2	-0.001

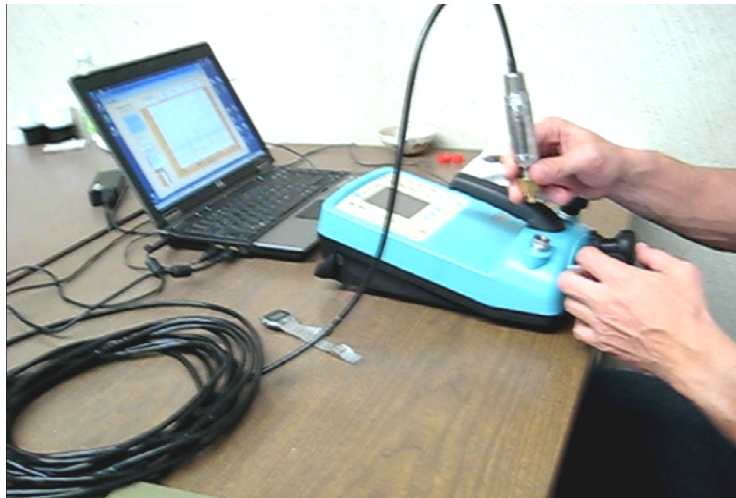


Figura C- 2. Calibrador Portátil DPI615

Tiempo de respuesta

Es el tiempo que se tarda para alcanzar el 90 % del escalón de una curva de presión y sea asintótica, para llegar al 100 % sería en el tiempo infinito.

La prueba consistió en someter los sensores a cambios de presión abruptos, conectándole un globo y reventándolo para registrar el tiempo de respuesta con el programa MiniLabQuick.

Se hicieron tres pruebas con el sensor No. 2 y una para el sensor No. 1. Los resultados fueron satisfactorios según se ilustra en la Figura C- 4.



Figura C- 3. Prueba de tiempo de respuesta

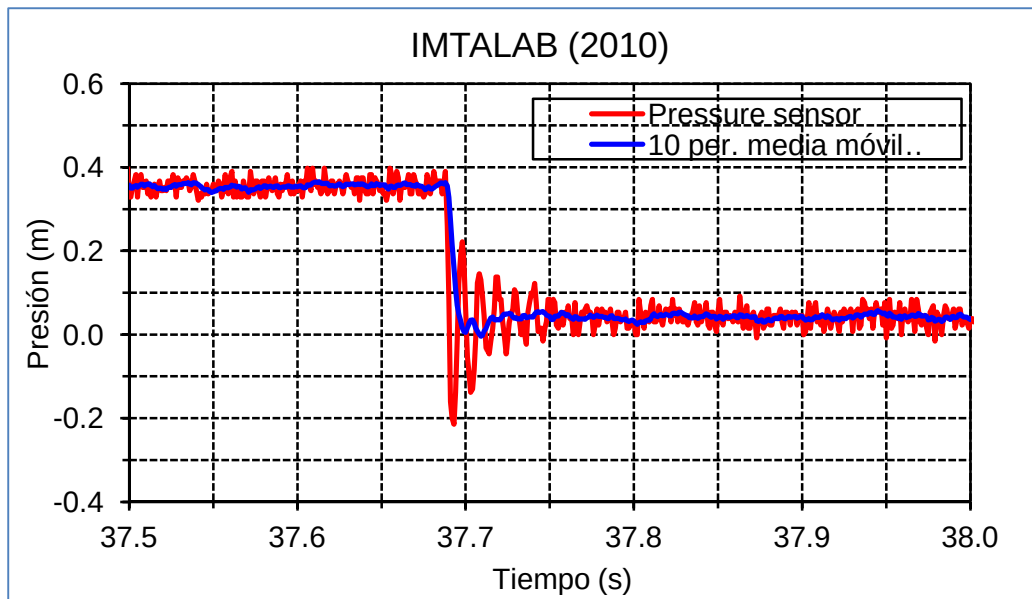


Figura C- 4. Gráfica tiempo de respuesta del sensor No. 2

Prueba de Estabilidad

Se dejaron los transductores toda la noche con un Δt de 30 s en el programa MiniLabSlow hasta el siguiente día a las 10:00 am. Para ver si se encontraba alguna variación. Los datos resultaron ruidosos (hasta ± 0.02 V), lo cual es satisfactorio al no variar la medición para las pruebas de sobrepresiones para el método de Gibson.

Instrumentación Del Banco De Prueba Método De Gibson

Purgar los transductores de presión

Mediante la bomba manual de vacío y presión.

La bomba manual de vacío y presión tiene un recipiente donde se introduce agua purificada, tiene un mecanismo que primero genera un vacío y a medida que crea un vacío las burbujas retenidas en el transductor se van hacia el recipiente y son reemplazadas por agua.



Figura C- 5. Purga transductor No. 1 con la Bomba manual

De la misma forma se purgó el transductor No. 2, se tuvieron algunas complicaciones al pugar este transductor, aún se le observaban burbujas y se repitió el procedimiento hasta purgar bien y después de cerciorarse que no tenía burbujas de aire fue instalado al banco de prueba.

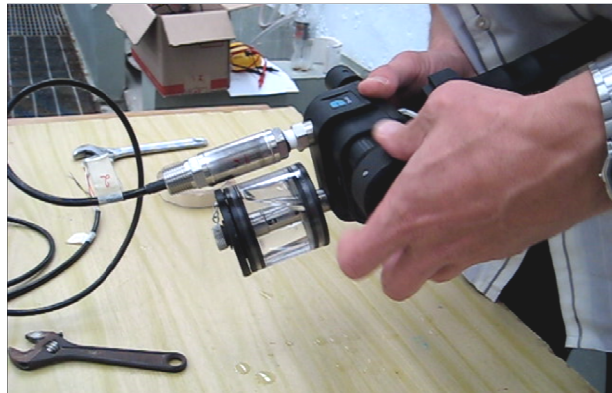


Figura C- 6. Purga transductor No. 2 con la Bomba manual

Conectar los transductores al equipo de cómputo

Se conectan al equipo de cómputo por medio de la tarjeta de adquisición de datos y esta a su vez a una fuente aprox. 12 V y se registra su salida con el programa MiniLabSlow.

Instalar los transductores en la tubería del banco de prueba

Se conectaron cuidadosamente por inserción con llave mecánica, cuidando que no se salga el agua de los transductores recién purgados.



Figura C- 7. Instalación del transductor No. 2

Se observó en la pantalla que hay mucho ruido aleatorio. Se apreció un ruido de ± 0.04 V, hay una frecuencia aparente de 30 s y otra con el orden de 0.1 KHz. Al reemplazar la tarjeta NI-USB-6009 (Sn 1319300) por otra (Sn 1319467) parece que se reduce el ruido de la señal de los transductores de presión. Al conectar un transductor nuevo que queda en el aire (se encuentra más abajo de color verde en la imagen siguiente), se tiene menos ruido pero a veces parece tener “chispas” al mismo tiempo que los otros, lo que sugiere que es un problema eléctrico (sino está en contacto con el agua como los demás). Aproximadamente a los diez minutos el Transductor No. 1 “Aguas arriba” (color negro en la gráfica), presentó un ruido de ± 0.02 V y el transductor No. 2 “Aguas abajo” (color rojo en la gráfica), tiene un ruido ± 0.005 V con unas chispas.

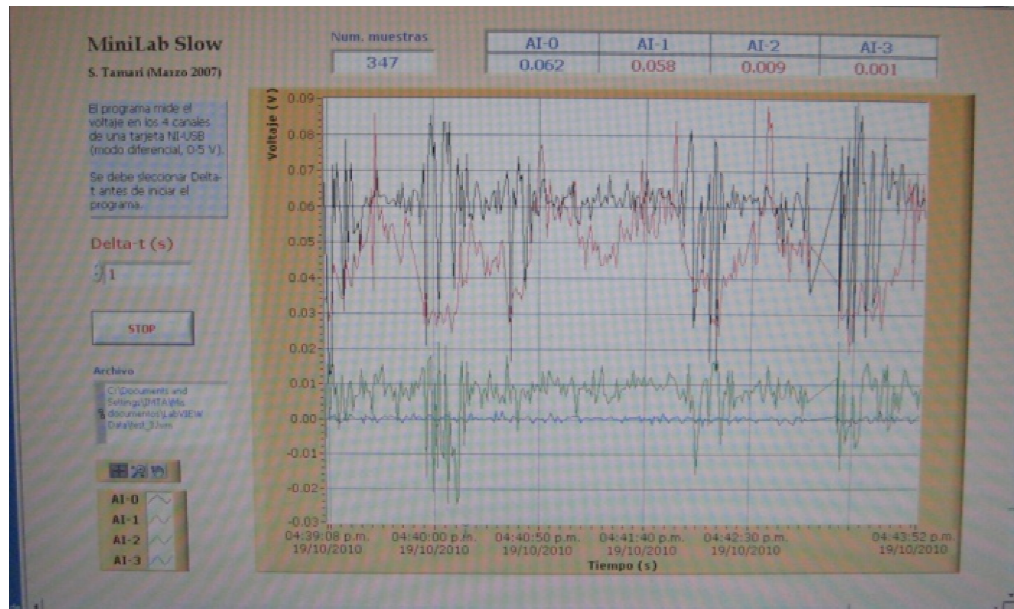


Figura C- 8. Ruido de los transductores, dos en el banco de prueba con agua y uno al aire

Derivado de los resultados anteriores se optó por cambiar de tarjeta de adquisición de datos, se utiliza ahora la NI-USB-6215 con un puente entre las entradas negativas y la tierra de la tarjeta. Lo cual fue satisfactorio al reducir el ruido en las salidas de los transductores de presión.

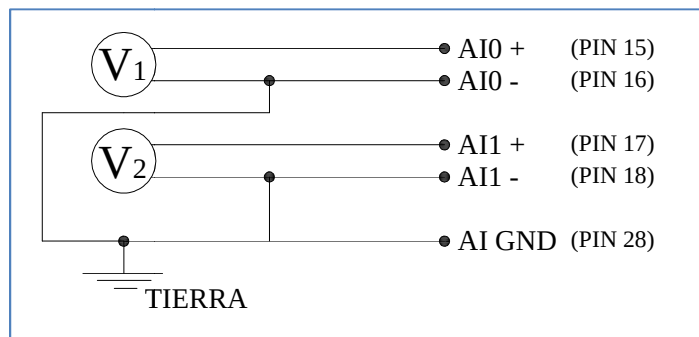


Figura C- 9. Diagrama de conexión de la tarjeta de adquisición de datos

Prueba de estabilidad de los dos transductores de presión

Se deja conectado los dos transductores de presión en el banco de prueba para el método de Gibson (con un $\Delta t=10$ segundos), utilizando la tarjeta NI-USB-6215 y las conexiones negativas aterrizadas.

La prueba se termina 16 horas después, los resultados son satisfactorios ± 5 mV para los dos transductores.

Observaciones: Se verifica a corto plazo mediante Quick (frecuencia mayor a 1000 Hz) y resulta lo mismo.



Figura C- 10. Laptop y Tarjeta de Adquisición de datos final

Construcción de un banco de prueba

A continuación, se presenta un banco de prueba que se construyó en el Laboratorio de Hidráulica del IMTA para probar el método de Gibson. Los principales objetivos de este banco son los siguientes (Tamari y Semlali, 2010):

- *Probar el método de Gibson antes de implementarlo en sitios reales* - Con el banco de prueba, se podrá probar el algoritmo de la variante dos del método de Gibson.

- *Investigar la bondad del método de Gibson en condiciones no normalizadas* - Con el banco, se pretende también investigar la bondad del método de Gibson en condiciones no normalizadas, con un especial interés para cierres y aperturas de válvula en un tramo de tubería corto y recto.

Se muestra un esquema del banco de prueba en la Figura C- 11 (sus componentes se describen en la Tabla C- 3):

- Básicamente, el banco consiste en un tramo de tubo horizontal, sobre el cual se pueden colocar fácilmente un medidor de gasto que se tomará como referencia (medidor electromagnético preciso) y sensores de presión (para la implementación del método de Gibson).
- En un extremo, el tubo está conectado a un tanque con carga constante (para simular un "embalse") y en el otro, se tiene una válvula (para generar golpes de ariete).

En la Figura C- 12 se muestra el extremo final de la tubería del banco de prueba que descarga a la alcantarilla con la condición de mantener lleno el conducto, al centro se encuentra en una mesita el calibrador portátil DPI615 para ajustar la salida de los transductores reportados en Volts por la tarjeta de adquisición de datos a unidades de presión como Pascales medidos directamente del calibrador conectado a la tubería por medio de una válvula que se aísla mientras se generan las pruebas.

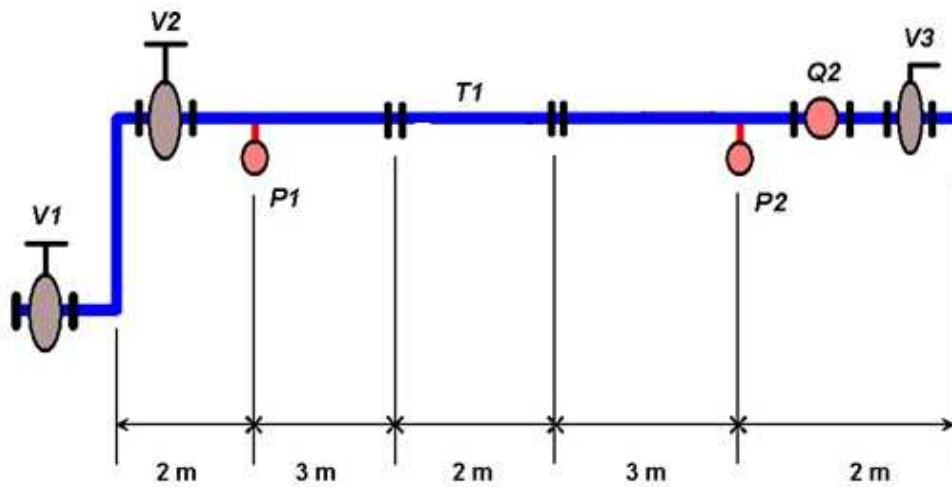


Figura C- 11. Esquema del banco diseñado para probar el método de Gibson



Figura C- 12. Extremo final de la tubería para mantener lleno el conducto

Tabla C- 3. Componentes del banco diseñado para probar el método de Gibson.

Componente	Descripción	Unidad	Cant.
T1	Tubería principal (tubo de PVC, cédula 40, diámetro 4" $\approx$ 0.1 m)	Tramo (6 m)	2
V1	Válvula de seguridad (válvula de compuerta, para tubo "T1")	Pieza	1
V2	Válvula de control de carga hidráulica (válvula de compuerta, para tubo "T1")	Pieza	1
V3	Válvula para generar golpes de ariete (válvula de mariposa, para tubo "T1")	Pieza	1
V4	Válvula para poder calibrar sensores de presión (válvula de bola de 1 pulg.)	Pieza	1
P1, P2	Transductores manométricos de presión	Pieza	2
Q2	Medidor de gasto de electromagnético (modelo "Sistrans F M Magflo", marca "Siemens")	Pieza	1
Bridas	Bridas (para tubo "T1")	Pieza	12
Juntas	Juntas de hule (para las bridas del tubo "T1")	Pieza	12
Codos	Codos (para tubos "T1")	Pieza	4
Tornillos	Tornillos galvanizado [5/8" x 3"] con tuerca (para bridas, válvulas y medidores = 8 por Pieza)	Pieza	80
Rondanas	Rondanas (para los tornillos)	Pieza	160
Atraques	Atraques de metal "PTR" [2" x 2", calibre 14] y con brida "Omega" (para tubo "T1")	Pieza	4

Fuente: Informe (Tamari y Semlali, 2010)

Realización del banco de prueba

En la Figura C- 13, se muestran algunas etapas de la construcción del banco de prueba y sus componentes. Al respecto, debe mencionarse lo siguiente:

- *Material del banco* - La tubería es de PVC hidráulico (cedula 40), con un diámetro interno de 0.102 m (4 pulg.).
- *Sistema para generar cambios de gasto* - Se utilizó una válvula de mariposa (véase Figura 4.4a) para generar cambios de gasto en la tubería del banco.
- *Medidor de referencia para el gasto* - Como referencia para el gasto, se utilizó un medidor electromagnético (modelo "Sistrans F M Magflo", tipo "MAG 5000", marca "Siemens"); según sus especificaciones y para una tubería de 0.102 m (4 pulg.) de diámetro, este instrumento permite medir un gasto nominal de 60 m³/h, un gasto máximo de 120 m³/h y un gasto mínimo de 1.2 m³/h con una precisión de $\pm 0.5 \%$ [del valor medido].
- *Sensores de presión* - Para monitorear los transitorios de presión, se utilizaron en forma preliminar dos sensores manométricos; según sus especificaciones, son de tipo manométrico, su Escala de Medición es 30 mca y su precisión es $\approx \pm 0.25 \%$ [EM].
- *Sistema de adquisición de datos* - Los sensores de presión se conectaron a un sistema de adquisición de datos de la marca "National Instruments"; cuenta con una tarjeta de adquisición de datos (16 bits) y un código escrito en el ambiente Labview vers. 7, que permite adquirir datos con una frecuencia mayor a 2,500 Hz (es decir, una muestra por cada 0.4 ms).

En cuanto al banco de prueba, se puede comentar lo siguiente:

- La fuente de abastecimiento a la cual se conecta el banco de prueba es la del Laboratorio de Hidráulica "Enzo Levi" del IMTA (tanque de carga constante); esta conexión es directa (es decir, no hay bifurcación) y a presión (es decir, no hay algo similar a un pozo de oscilación).
- Elevación del nivel del agua en la el tanque de carga constante con respecto al banco ≈ 10 m de altura manométrica y aproximadamente una presión absoluta de 18.75 metros de columna de agua.
- La tubería que conecta el tanque al banco es de acero. Su geometría es conocida; en particular, su longitud total es ≈ 61 m, y su diámetro de 0.102 m (4 pulg.).



a



b



c



d

Figura C- 13. Etapas de la realización del banco de prueba

(a) Conexión al tanque con un tirante constante

(b) Válvula de compuerta para regular el gasto que entra al banco de prueba

(c) Tubería de PVC (diámetro 4 pulg.) usada para construir el banco

(d) Parte del banco donde se pueden insertar diversos tramos de tubería.



a

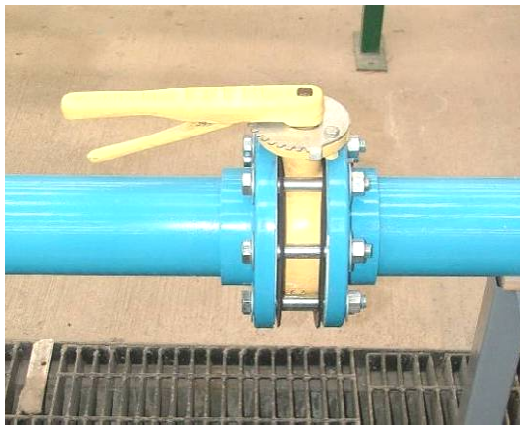


b

Figura C- 14. Vistas del banco para probar el método de Gibson

(a) Vista desde aguas abajo

(b) Vista desde aguas arriba



a



b



c



d

Figura C- 15. Componentes del banco para probar el método de Gibson

- (a) Válvula de mariposa usada para generar los golpes de ariete**
- (b) Medidor electromagnético usado como referencia para medir el gasto**
- (c) Uno de los dos sensores de presión para el método de Gibson**
- (d) Sistema de adquisición de datos para el método de Gibson**

Conclusión sobre el banco de prueba

Se construyó un banco para probar el método de Gibson en condiciones de laboratorio. Con este banco, se pretende hacer lo siguiente:

- Comparar la variante dos por el método de diagramas separados con un medidor de referencia preciso para probar el programa con el algoritmo del Método de Gibson.
- Probar el método de Gibson en condiciones no normalizadas.
- Probar nuevas formas de procesar los datos de una prueba de Gibson (por ejemplo, modelación inversa con apoyo de programas comerciales).
- Investigar el efecto de una tubería elástica sobre la bondad del método.

Ahora bien, debe aclararse que, por cuestiones prácticas, el banco de prueba *no* cumple con todos los requisitos de la norma IEC 60041 (1991) acerca del método de Gibson:

- El diámetro de la tubería es pequeño (< 1 m).
- La máxima distancia para medir diferencias de presión es pequeña (≈ 8 m).
- Solo se pueden generar gastos pequeños ($L v_0 < 50 \text{ m}^2/\text{s}$).

D. DATOS RELACIONADOS CON LOS CÁLCULOS DE GIBSON

Fichas de Prueba Gibson Serie I en el IMTALAB

Se diseñó un formato de prueba para anotar el gasto de referencia (Ver Tabla D- 1 a la Tabla D- 8), nombre del archivo GIB__, fecha y hora para llevar un control de los archivos generados con la salida de presiones de los transductores e identificarlos para procesarlos con el algoritmo GIB-IMTA hecho en MatLab.

Tabla D- 1. Prueba para un gasto de 2.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 1 1	11:20	Cierre ✓	≈ 6 ✓	1.33	¿ Se cae la presión al final ?
2	GIB 1 2	11:25	Abre ✓	≈ 6 ✗	¡ 0 !	No salió agua, por falta de presión !
3	GIB 1 3	11:35	Cierre ✓	≈ 4 ✓	2.78	Se cambió a otro gasto
4	GIB 1 4	11:38	Abre ✓	≈ 4 ✓	2.78	-----
5	GIB 1 5	11:40	Cierre ✓	≈ 2 ✓	2.78	-----
6	GIB 1 6	11:42	Abre ✓	≈ 2 ✓	2.78	-----
7	GIB 1 7	11:43	Cierre ✓	≈ 1 ✓	2.78	¡ Hasta 4 V !
8	GIB 1 8	11:44	Abre ✓	≈ 1 ✓	2.78 - 2.80	-----

En las observaciones se tiene cuidado que no se realice una sobrepresión máxima que ponga en riesgo los transductores ya que su escala máxima es de 5 Volts. Por lo que se inició con tiempos de 6 s hasta llegar a 1 s.

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla D- 2. Prueba para un gasto de 3.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 2 1	12:20	Cierre ✓	≈ 6 ✓	3.85 - 3.87	-----
2	GIB 2 2	12:22	Abre ✓	≈ 6 ✕	3.85	-----
3	GIB 2 3	12:24	Cierre ✓	≈ 4 ✓	3.81	-----
4	GIB 2 4	12:25	Abre ✓	≈ 4 ✓	3.81	-----
5	GIB 2 5	12:26	Cierre ✓	≈ 2 ✓	3.81	¡ Hasta 4.25 V !
6	GIB 2 6	12:28	Abre ✓	≈ 2 ✓	3.81	-----
7	GIB 2 7	12:30	Cierre ✓	≈ 1.5	3.81	-----
8	GIB 2 8	12:31	Abre ✓	≈ 1 ✓	3.79	-----

Tabla D- 3. Prueba para un gasto de 5.0 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 3 1	12:58	Cierre ✓	≈ 6 ✓	5.42 - 5.45	-----
2	GIB 3 2	13:00	Abre ✓	≈ 6 ✕	3.52 - 3.54	-----
3	GIB 3 3	13:05	Cierre ✓	≈ 4 ✓	5.27	Se abrió más la válvula de entrada.
4	GIB 3 4	13:15	Abre ✓	≈ 4 ✓	5.05	Reinicio la PC
5	GIB 3 5	13:18	Cierre ✓	≈ 2 ✓	5.05	¡ Hasta 5.5 V !
6	GIB 3 6	13:22	Abre ✓	≈ 2 ✓	4.90	-----
7	GIB 3 7	13:24	Cierre ✓	≈ 8	4.90	-----
8	GIB 3 8	13:26	Abre ✓	≈ 1 ✓	4.79	-----

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla D- 4. Prueba para un gasto de 7.8 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 4 1	13:40	Cierre ✓	≈ 6 ✓	8.18	-----
2	GIB 4 2	13:41	Abre ✓	≈ 6 ✕	7.85	-----
3	GIB 4 3	13:42	Cierre ✓	≈ 4 ✓	7.87	¡Superó 4.5 V !
4	GIB 4 4	13:43	Abre ✓	≈ 4 ✓	7.90	-----
5	GIB 4 5	13:44	Cierre ✓	≈ 8	7.86	-----
6	GIB 4 6	13:46	Abre ✓	≈ 2 ✓	7.84	-----
7	GIB 4 7	13:48	Cierre ✓	≈ 10	7.86	-----
8	GIB 4 8	13:49	Abre ✓	≈ 1 ✓	7.85	-----

Tabla D- 5. Prueba para un gasto de 12.45 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 5 1	14:00	Cierre ✓	≈ 6 ✓	12.44	-----
2	GIB 5 2	14:01	Abre ✓	≈ 6 ✕	12.42	-----
3	GIB 5 3	14:03	Cierre ✓	≈ 4 ✓	12.45	-----
4	GIB 5 4	14:04	Abre ✓	≈ 4 ✓	12.44	-----
5	GIB 5 5	14:06	Cierre ✓	≈ 8	12.45	-----
6	GIB 5 6	14:07	Abre ✓	≈ 2 ✓	12.45	-----
7	GIB 5 7	14:09	Cierre ✓	≈ 10	12.45	-----
8	GIB 5 8	14:10	Abre ✓	≈ 1 ✓	12.43	-----

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla D- 6. Prueba para un gasto de 6.15 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 6 1	15:46	Cierre ✓	≈ 6 ✓	6.15	-----
2	GIB 6 2	15:47	Abre ✓	≈ 6 ✕	6.15	-----
3	GIB 6 3	15:49	Cierre ✓	≈ 4 ✓	6.15	-----
4	GIB 6 4	15:50	Abre ✓	≈ 4 ✓	6.14	-----
5	GIB 6 5	15:51	Cierre ✓	≈ 8	6.15	-----
6	GIB 6 6	15:53	Abre ✓	≈ 2 ✓	6.15	-----
7	GIB 6 7	15:54	Cierre ✓	≈ 16	6.15	Maniobra muy lenta
8	GIB 6 8	15:56	Abre ✓	≈ 16	6.15	Maniobra muy lenta

Tabla D- 7. Prueba para un gasto de 14.0 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 7 1	16:10	Cierre ✓	≈ 6 ✓	13.9 - 14.1	-----
2	GIB 7 2	16:11	Abre ✓	≈ 6 ✕	14.0	-----
3	GIB 7 3	16:12	Cierre ✓	≈ 4 ✓	13.95	-----
4	GIB 7 4	16:13	Abre ✓	≈ 4 ✓	14.00	-----
5	GIB 7 5	16:15	Cierre ✓	≈ 8	14.00	-----
6	GIB 7 6	16:16	Abre ✓	≈ 2 ✓	13.98	-----
7	GIB 7 7	16:19	Cierre ✓	Fin del cierre suave	14.00	-----
8	GIB 7 8	16:22	Abre ✓	Inicio de apertura suave	13.98	-----

Tabla D- 8. Prueba para un gasto de 10.3 L/s, cuatro tiempos distintos de apertura o cierre de válvula de salida

#	Archivo	Hora	Maniobra	Tiempo (s)	Qref (L/s)	Nota
1	GIB 8 1	16:36	Cierre ✓	≈ 6 ✓	10.30	-----
2	GIB 8 2	16:39	Abre ✓	≈ 6 ✕	7.45	-----
3	GIB 8 3	16:44	Cierre ✓	≈ 4 ✓	9.85	Se abrió más la válvula
4	GIB 8 4	16:46	Abre ✓	≈ 4 ✓	6.52	-----
5	GIB 8 5	16:52	Cierre ✓	≈ 4	10.30	Se abrió más la válvula / Repetición
6	GIB 8 6	16:54	Abre ✓	≈ 4	10.29	Repetición
7	GIB 8 7	16:56	Cierre ✓	≈ 4	10.33	Repetición
8	GIB 8 8	16:57	Abre ✓	≈ 4	9.91	Repetición

Fichas de Prueba Gibson Serie II en el IMTALAB

Al igual que en la serie I, se estableció un formato para registrar el gasto de referencia GIBC__ para posición de referencia de salida totalmente abierta (ver Tabla D- 9), nombre del archivo, fecha y hora para llevar un control de los archivos generados con la salida de presiones de los transductores e identificarlos para procesarlos con el algoritmo GIB-IMTA hecho en MatLab. Se registraron los datos con una frecuencia de 2,000 Hz (60,000 registros / prueba).

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Tabla D- 9. Prueba para maniobras totales

#	Archivo	Hora	Maniobra (posición)	Tiempo (s)	Qref (L/s) inicial	Qref (L/s) final	Nota
1	GIBC01	13:54	Cierre ____ Pos. 2 → 0	2	5.71	0.00	-----
2	GIBC02	13:55	Abre ____ Pos. 0 → 2	1	0.00	5.79	-----
3	GIBC03	14:00	Cierre ____ Pos. 3 → 0	2	9.28	0.00	-----
4	GIBC04	14:01	Abre ____ Pos. 0 → 3	1	0.00	9.30	-----
5	GIBC05	14:02	Cierre ____ Pos. 4 → 0	2	11.77	0.00	-----
6	GIBC06	14:03	Abre ____ Pos. 0 → 4	1	0.00	11.70	-----
7	GIBC07	14:06	Cierre ____ Pos. 5 → 0	2	12.80	0.00	-----
8	GIBC08	14:07	Abre ____ Pos. 0 → 5	1	0.00	12.78	-----
9	GIBC09	14:08	Cierre ____ Pos. 10 → 0	4	13.38	0.00	-----
10	GIBC10	14:10	Abre ____ Pos. 0 → 10	1	0.00	13.38	-----

Datos de entrada de la prueba Gibson Serie A con el programa numérico HAMMER

En la Tabla D- 10 a la Tabla D- 12, se muestran los datos de entrada utilizados para hacer las simulaciones en el programa HAMMER.

Tabla D- 10. Datos de entrada al programa HAMMER

ID	Long. (m)	Nodo inicial	Nodo final	Diámetro (mm)	Material	Hazen- Williams C	celeridad, <i>a</i> (m/s)
T 3	1.7	3	5	102	Acero	100	1,200.00
T 2	37.3	2	3	102	Acero	100	1,200.00
T 1	12.7	Res 1	2	102	Acero	100	1,200.00
T 4	10	5	6	102	PVC	150	390.00
T-5	1	6	D2A-1	102	Acero	100	1,200.00

Tabla D- 11. Datos del tanque

ID	Elevación (m)	Carga Hidráulica (m)
Res 1	11	11

Tabla D- 12. Datos de la válvula con tiempo de maniobra

ID	Elev. (m)	Tipo	Gasto (L/s)	Presión inicial (kPa)	Status Válvula Inicial	Tiempo para inicio de Operación (s)	Tiempo para completamente Abierta O Cerrada (s)
D2A-1	0	Válvula	13	78.8	Open	1	4

En la Figura D- 1 se aprecia el esquema para visualizar los tramos de tubería y nodos. Y en la Figura D- 2 se observa el transitorio generado después de una apertura instantánea de un segundo. Se registraron los datos de salida en formato de texto con un tiempo máximo de 24 segundos con las tres columnas requeridas por el programa GIB-IMTA.

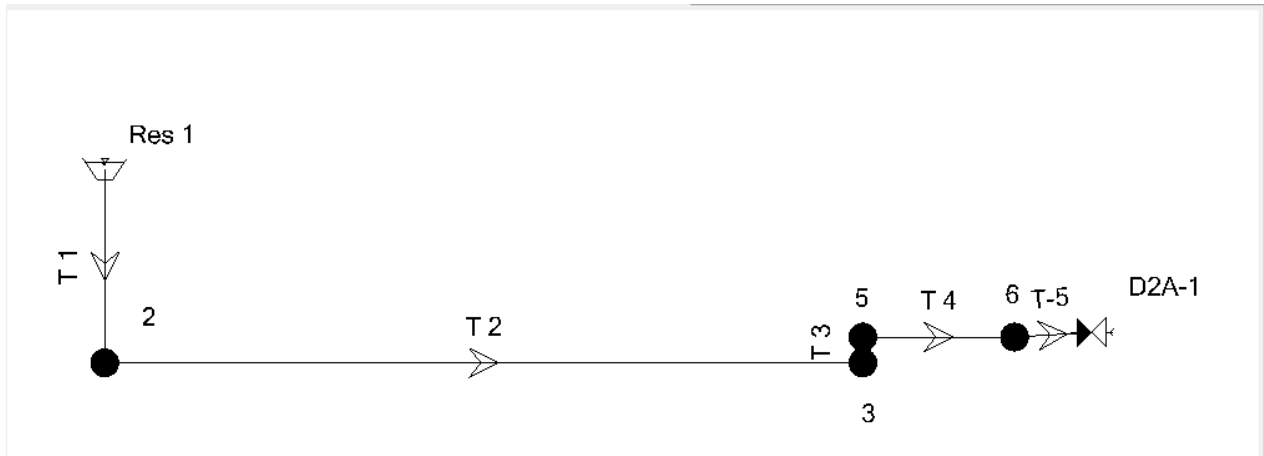


Figura D- 1. Esquema del banco de prueba con válvula al final



Figura D- 2. Perfil de una prueba con una apertura de un segundo en la sección aguas arriba (Nodo 5 del esquema anterior)

Datos de entrada de la prueba Gibson Serie B con el programa numérico HAMMER

Sobre la margen derecha se encuentra las tuberías a presión y aguas abajo de está la casa de máquinas (Figura D- 3 y Figura D- 4), donde se encuentran los equipos y sistemas electromecánicos que transforman la energía potencial del agua almacenada en el embalse en energía cinética, al hacer rotar la turbina, cuya flecha mueve el rotor dentro del estator del generador, produciendo así la energía eléctrica que se transmite a los transformadores y a la subestación eléctrica.



Figura D- 3. Principales componentes de la Central Hidroeléctrica El Cajón

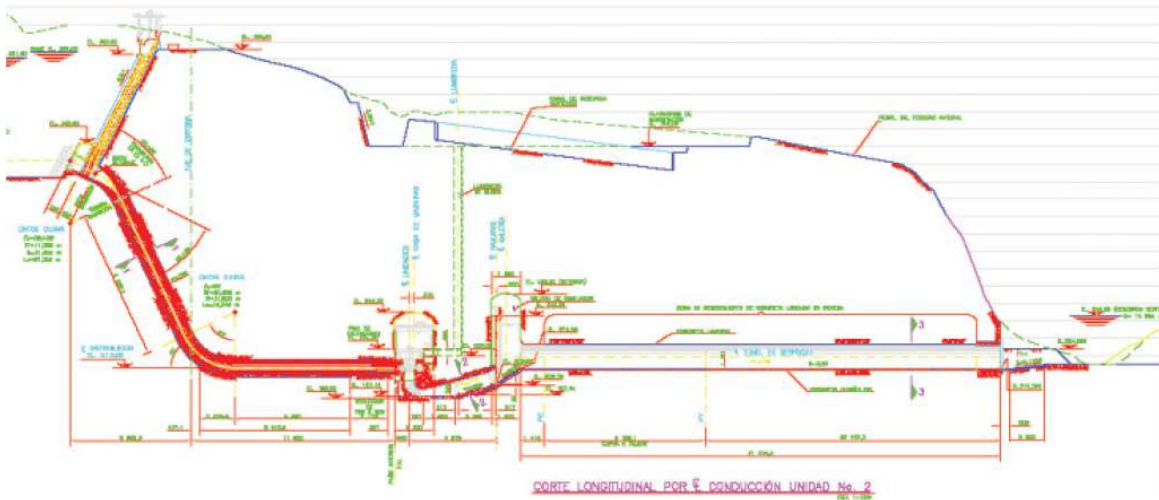


Figura D- 4. Esquema de un corte transversal de la obra de generación

Características de la tubería a presión:

Tipo Empacada en concreto

Diámetro 7,95 m

Longitud (concreto/acero) 37,28 / 222,49 m

Gasto de diseño 259,77 m³/s

Se hicieron simulaciones hidráulicas en estado permanente, hechas en el programa gratuito Epanet, (Rossman, 2000), es decir cuando las condiciones de flujo no varían en el tiempo tales como la descarga, velocidad y presión, con la finalidad de encontrar la presión al final de la conducción, dato requerido para hacer las simulaciones de golpe de ariete.

En la Figura D- 5 se muestra las longitudes de cada tramo y en los nodos la elevación sobre el nivel del mar, lo que refiere que tiene una carga estática de 147m (desnivel topográfico) cuando está cerrada la válvula aguas abajo. Se uso un coeficiente de Hazen Williams de $C_H=95$ (para acero), en la práctica se debe calibrar este valor.

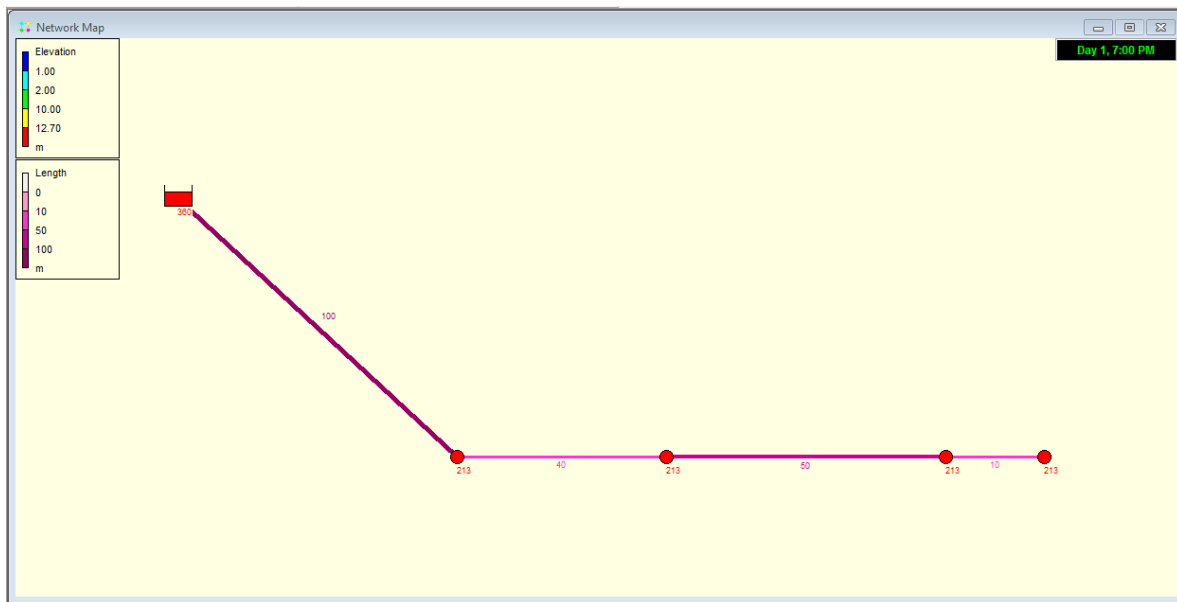


Figura D- 5. Esquema de la tubería a presión en Epanet, longitud por tramo (m) y elevación de cada nodo (en msnm)

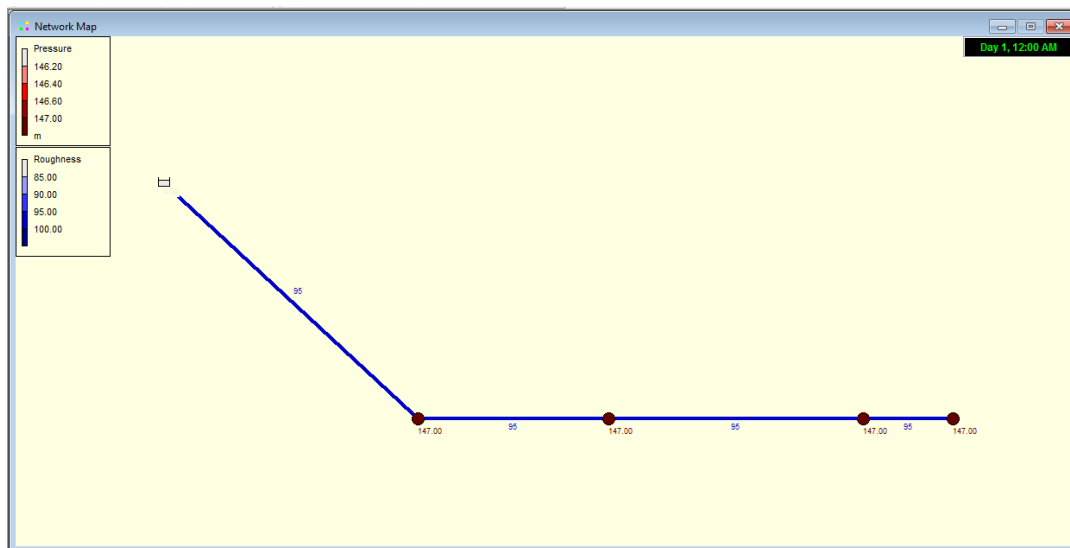


Figura D- 6. Tubería de acero con coeficiente de Hazen $C_H=95$ y carga estática de 147 m

Para una velocidad de flujo de 5.24 m/s (correspondiente al caudal de diseño de $260 \text{ m}^3/\text{s}$), en la Figura D- 7 se aprecia que se tiene una presión final de 146.43 m

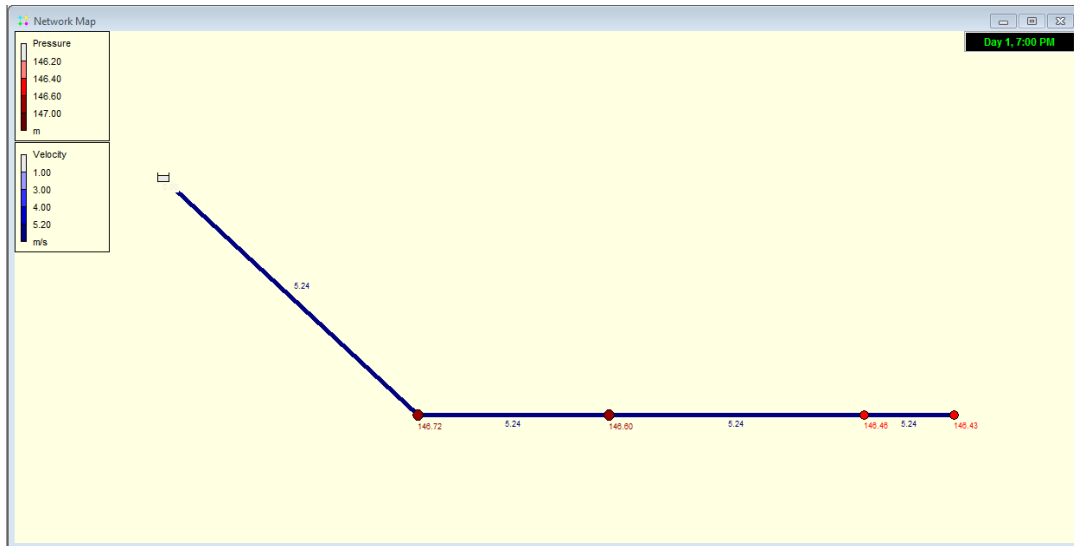


Figura D- 7. Esquema con velocidad del flujo y presiones en los nodos en condición estable para un gasto de $260 \text{ m}^3/\text{s}$

La Figura D- 8 muestra la diferencia de la carga piezométrica entre el embalse y la válvula aguas abajo a 200 m de longitud en estado permanente sin perturbar el flujo de $260 \text{ m}^3/\text{s}$ ($260,000 \text{ L/s}$), que corresponde a una pérdida de carga unitaria de 2.84 m/km, resultando 0.568 metros de pérdida en 200 m.

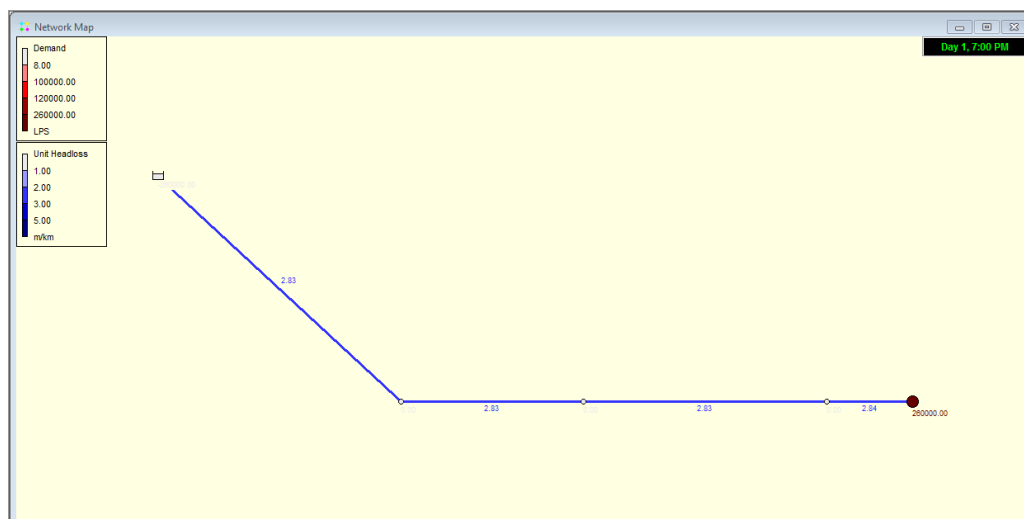


Figura D- 8. Pérdida de carga unitaria de 2.84 m/km para un gasto de $260 \text{ m}^3/\text{s}$

Se obtuvieron las variaciones de presión generadas para los distintos tiempos de cierre para el tramo del nodo T-3:3 al T-3:5 de la Figura D- 9.

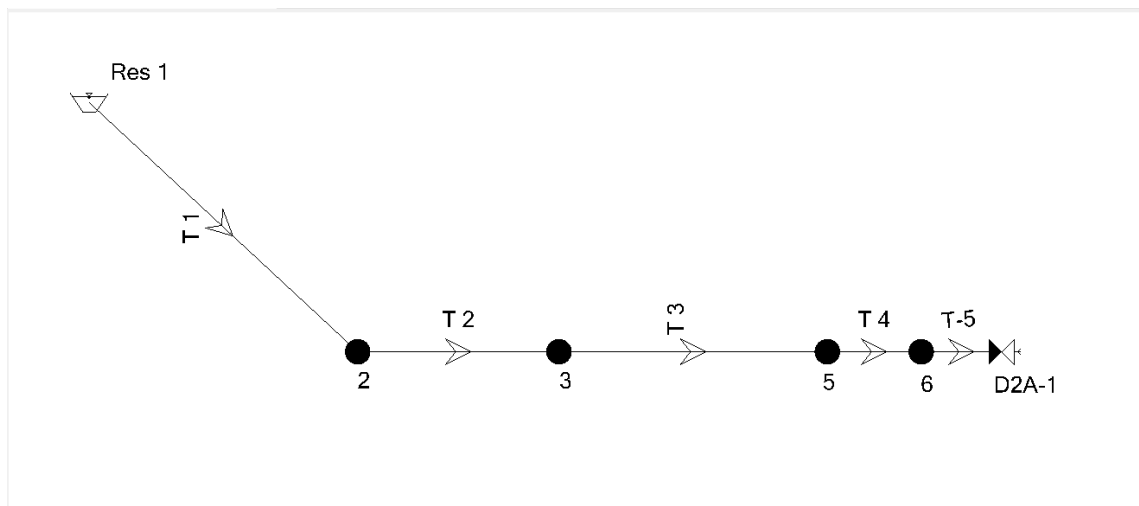


Figura D- 9. Esquema de la tubería a presión en Hammer V8i

Se guardó un archivo en formato *.txt como la Tabla D- 13 con tres columnas (tiempo, presión en sección 1, presión en sección 2). Las variaciones de presión para una longitud seleccionada durante un flujo transitorio para distintos tiempos de cierre de la misma condición inicial de $360 \text{ m}^3/\text{s}$ y se estimó el caudal mediante el programa GIB-IMTA.

En la Figura D- 10 se observa que para la condición estable para un gasto de $260 \text{ m}^3/\text{s}$, se tiene una presión manométrica inicial de 146.6035 en T-3:3 (sección 1, presión parecida a la simulada en Epanet, ver Figura D- 7) con una sobrepresión promedio de 189.71 m y en T-3:5 se obtuvo una presión inicial 146.4619 m y una sobrepresión promedio de 202.77 durante el tiempo de cierre que duró dos segundos hasta que el gasto tiende a ser nulo.

Tabla D- 13. Variación de presión para las dos secciones seleccionadas para cierre de 2 segundos

Tiempo (s)	Presión manométrica en T-3:3 (m)	Presión manométrica en T-3:5 (m)
0.00000	146.6035	146.4619
0.95238	146.6037	146.4619
2.190474	146.6037	146.4619
3.999996	146.6037	146.4619
4.095234	150.5587	154.5198
4.190472	161.0973	165.4528
4.28571	172.6484	177.4426
4.380948	177.2798	186.6607
4.476186	181.6151	192.6864
4.571424	186.6328	198.4372
4.666662	191.1908	203.7625
4.7619	193.0384	207.1974
4.857138	194.8494	209.4747
4.952376	196.2838	211.2801
5.047614	197.2379	212.5894
5.23809	198.0402	213.6967
5.428566	198.2288	213.9749
5.619042	198.2175	213.9775
5.71428	198.2076	213.9664
5.904756	198.2264	213.9898
5.999994	198.2484	214.0163

MEDICIÓN DE CAUDALES EN CONDUCTOS PRESURIZADOS MEDIANTE EL MÉTODO DE GIBSON.
ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

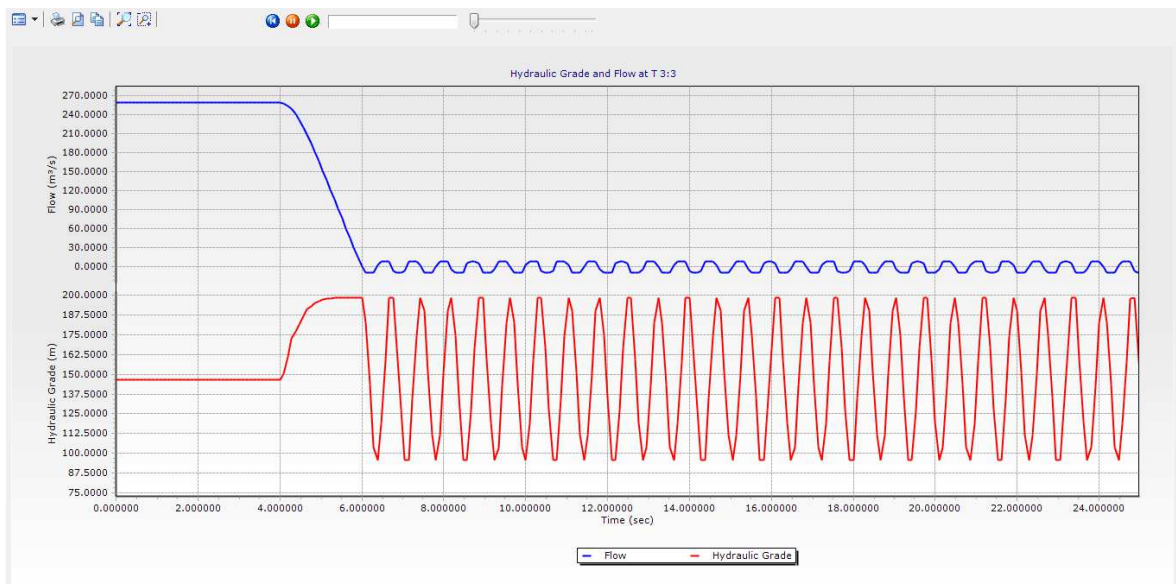


Figura D- 10. Variación de presión y caudal correspondiente a 2 segundos de cierre en el nodo T3:3 “aguas arriba”

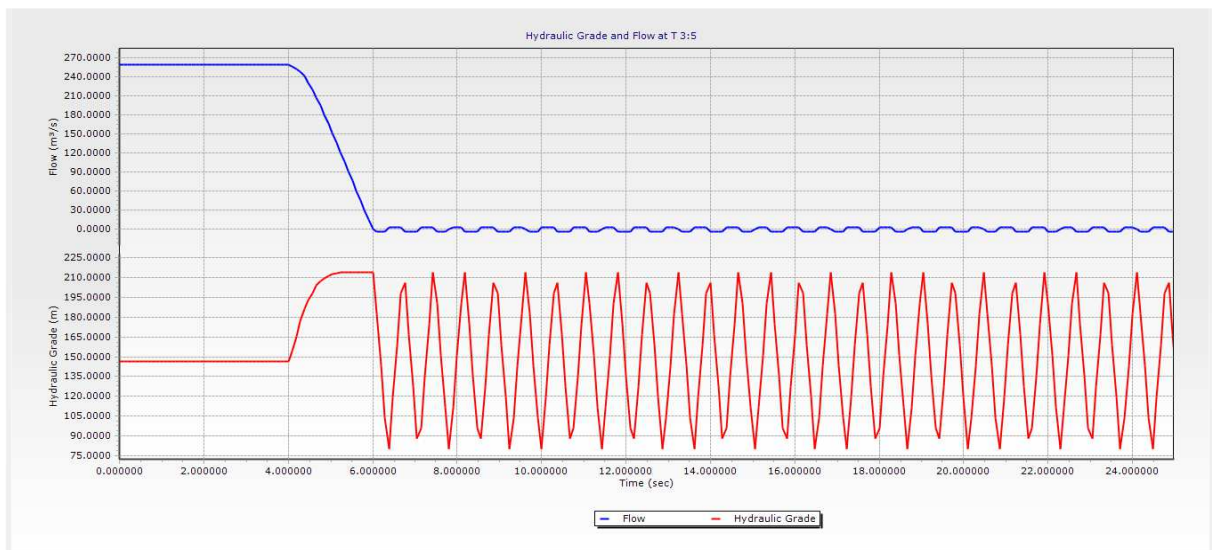


Figura D- 11. Variación de presión y caudal correspondiente a 2 segundos de cierre en el nodo T3:5 “aguas abajo”