



UNIVERSIDAD  
DE LA REPUBLICA  
URUGUAY



**Universidad de la República**  
**Facultad de Ingeniería**  
**Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería**  
**Ambiental**

*Tesis para optar al título de Magister en Ingeniería (Mecánica  
de los Fluidos Aplicada)*

# **Comportamiento dinámico de válvulas de retención: análisis del cabezal de la Sexta línea de bombeo hacia la región Metropolitana.**

Autor: Ing. Laura Rovira Petra

Tutor: Ing. Alvaro Acosta Co-tutor: Dr. Ing. José Cataldo

Montevideo, Uruguay

2016

ISSN 1688-2806

Tesis de Maestría en Ingeniería (Mecánica de los Fluidos Aplicada)

Ing. Laura Rovira Petra

Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental

Facultad de Ingeniería

Universidad de la República

Montevideo, Uruguay, 2016

# Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a mi tutor de tesis, Alvaro Acosta, por la cantidad de conocimientos compartidos conmigo, siendo fundamental para la realización de este trabajo de tesis.

También agradezco especialmente a mi director de tesis, co-tutor de tesis y jefe de sección, José Cataldo, por la dedicación y tiempo brindados a este trabajo de tesis que resultaron fundamentales.

A ambos agradecerles también por su confianza en mi.

Agradezco también a todos mis compañeros del IMFIA, por el apoyo y aliento que siempre me brindaron.

Por último, quiero agradecer a mi familia, amigos y mi pareja, por acompañarme y alentarme durante esta etapa y por el cariño que siempre me brindan.



## Resumen

Una de las principales complejidades de los estudios de golpe de ariete en sistemas de conducción a presión, se asocia a las posibilidades de simular el comportamiento dinámico de los diferentes componentes en su interacción con el fluido. La caracterización de la interacción flujo - válvula de retención en los instantes próximos a los de su cierre es motivada por ser causante de ondas de presión capaces de provocar daños a las instalaciones [Thorley, 1989].

En este trabajo son analizadas las presiones máximas debidas al golpe de ariete en un sistema de gran porte, con énfasis en la caracterización de las ondas de sobre-presión originadas por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención. Dicho estudio implicó la definición de dos metodologías para la incorporación del comportamiento dinámico de las válvulas en los estudios de transitorios hidráulicos. Fue considerado el sistema con válvulas de retención de tipo doble clapeta y con válvulas de retención de tipo tobera. Asimismo, fueron considerados, como posibles eventos que dan origen al golpe de ariete, el paro de todos los equipos de bombeo y el paro de uno de los equipos mientras que el resto continúa operando. Esto permitió analizar y comparar las diferentes metodologías propuestas frente a diferentes circunstancias del sistema. Finalmente, se presentan los resultados obtenidos mediante un ensayo realizado a una de las válvulas de retención de tipo tobera al detenerse el flujo a través de la misma.



# Índice general

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>1</b>
1.1	Generalidades . . . . .	1
1.2	Objetivos . . . . .	5
1.3	Estructura de la tesis . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Conceptos Generales sobre el Golpe de Ariete</b>	<b>7</b>
2.1	Introducción . . . . .	7
2.2	Ecuacion de Joukowsky . . . . .	8
2.3	Celeridad de la onda . . . . .	9
2.4	Ecuaciones que gobiernan el Golpe de Ariete . . . . .	11
2.5	Modelos de fricción . . . . .	15
2.6	Métodos de solución del sistema de ecuaciones unidimensional .	20
2.7	Modelo numérico TRANS . . . . .	22
<b>3</b>	<b>Comportamiento Dinámico de las Válvulas de Retención</b>	<b>25</b>
3.1	Introducción . . . . .	25

3.2	Válvulas de retención . . . . .	26
3.3	Comportamiento dinámico durante el cierre . . . . .	29
3.4	Ecuaciones que gobiernan el movimiento de la válvula de retención	33
3.5	Enfoques de análisis del check-slam . . . . .	37
3.5.1	Estudios experimentales y análisis dimensional . . . . .	38
3.5.2	Enfoque analítico - experimental del fenómeno de check-slam . . . . .	46
3.5.3	Modelos CFD . . . . .	49
<b>4</b>	<b>Descripción del Caso de Estudio</b>	<b>51</b>
4.1	Introducción . . . . .	51
4.2	Sistema de abastecimiento a la región Metropolitana . . . . .	52
4.3	Sexta línea de bombeo . . . . .	54
4.4	Protección anti-ariete de la Sexta línea . . . . .	55
4.5	Cabezal de bombeo de la Sexta línea . . . . .	57
4.6	Sobre-presiones en el cabezal de bombeo . . . . .	60
4.6.1	Onda reflejada en las cámaras de aire . . . . .	60
4.6.2	Onda asociada al check-slam . . . . .	61
<b>5</b>	<b>Condiciones y metodologías de análisis de sobre-presiones</b>	<b>63</b>
5.1	Introducción . . . . .	63
5.2	Condiciones del análisis de sobre-presiones . . . . .	64

5.2.1	Condición estacionaria inicial crítica . . . . .	64
5.2.2	Origen del transitorio hidráulico . . . . .	65
5.3	Metodologías de análisis de las sobre-presiones . . . . .	67
5.3.1	Metodología convencional . . . . .	68
5.3.2	Metodología con rutina numérica del comportamiento dinámico real . . . . .	71
<b>6</b>	<b>Resultados</b>	<b>79</b>
6.1	Introducción . . . . .	79
6.2	Descripción del análisis . . . . .	79
6.3	Paro total del cabezal de bombeo, válvula de retención tipo doble clapeta . . . . .	86
6.3.1	Resultados de la metodología del modelo Trans con rutina	87
6.3.2	Resultados metodología convencional . . . . .	94
6.3.3	Comentarios sobre los resultados . . . . .	97
6.4	Paro total del cabezal de bombeo, válvula de retención tipo tobera	99
6.4.1	Resultados de la metodología del modelo Trans con rutina	99
6.4.2	Resultados metodología convencional . . . . .	103
6.4.3	Comentarios sobre los resultados . . . . .	106
6.5	Paro parcial del cabezal de bombeo, válvula tipo tobera y tipo doble clapeta . . . . .	109
6.5.1	Resultados metodología modelo Trans con rutina . . . . .	109

6.5.2	Resultados metodología convencional . . . . .	114
6.5.3	Comentarios sobre los resultados . . . . .	115
6.6	Análisis de la sensibilidad de coeficiente de pérdida de carga para la válvula con flujo inverso . . . . .	117
6.7	Ensayo experimental de campo . . . . .	120
6.7.1	Condición inicial del ensayo . . . . .	123
6.7.2	Descripción del ensayo . . . . .	124
6.7.3	Instrumentos de medición . . . . .	124
6.7.4	Resultados del ensayo . . . . .	126
6.7.5	Simulación del ensayo en modelo Trans con rutina . . . . .	130
<b>7</b>	<b>Conclusiones y líneas de trabajo a futuro</b>	<b>139</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>143</b>
	<b>Glosario</b>	<b>143</b>

# Índice de figuras

1.1	Primeras obras de abastecimiento de agua potable en Uruguay, siglo XIX (Fuente: [OSE]) . . . . .	3
1.2	Cámaras de aire para la protección antiarete de la 6 <sup>ta</sup> línea de bombeo. Aguas Corrientes. OSE. . . . .	4
2.1	Registros experimentales durante un transitorio originado por el cierre de una válvula. (a) Variación de la velocidad media en el tiempo. 1-18: Perfil de velocidades en el tiempo.[Zidouh, 2009]	17
2.2	Transitorio originado por el cierre de uan válvula. Azul: Registros de la tensión rasante en la pared de la tubería mediante mediciones electroquímicas. Rojo: Tensiones rasantes que resultan del modelo cuasi-estacionario. Negro: Registro de presiones. [Zidouh, 2009] . . . . .	18
3.1	Algunos tipos de válvulas de retención . . . . .	27
3.2	Distribución de válvulas de retención por tipo en la industria nuclear de EEUU, año 1991 [McElhaney, 2000] . . . . .	28
3.3	Registros experimentales del cierre de una válvula de retención de tipo bola: presión aguas abajo ( $P_1$ ) y aguas arriba ( $P_2$ ) de la válvula, y velocidad media del flujo ( $V$ ) [Provoost, 1980]. . . . .	32

3.4	Esquema de válvula de retención según su movimiento: a) rotatorio; b) de traslación. . . . .	34
3.5	Velocidad de reversa máxima en función de la desaceleración del flujo para diferentes tipos de válvulas de retención. (s): resortes fuertes. (w): resortes débiles. [Thorley, 1983] . . . . .	42
3.6	Curvas dinámicas características a-dimensionada para una válvula de tipo tobera de 800 mm de diámetro. [Thorley, 1989] . . . . .	45
4.1	Esquema de la distribución y recorridos de las líneas de impulsión del sistema de abastecimiento de agua a la región Metropolitana, [OSE]. . . . .	53
4.2	Construcción 6 <sup>ta</sup> línea de bombeo de OSE [OSE]. . . . .	55
4.3	Cámaras de aire de la 6 <sup>ta</sup> línea de bombeo, Aguas Corrientes. . . . .	56
4.4	Esquema cabezal de bombeo de la 6 <sup>ta</sup> línea de bombeo, Aguas Corrientes. . . . .	58
5.1	Esquema de escenario de operación estacionaria inicial con cabezal aislado, en el tramo hasta el recalque de Melilla. . . . .	66
5.2	Esquema de procedimientos en la Metodología Convencional. . . . .	69
5.3	Condiciones de operación transitorias consideradas en la rutina numérica. . . . .	75
6.1	Esquema de cabezal de bombeo, se indican los puntos de registros de presión en modelación con los números (1), (2), (3) y(4). . . . .	80
6.2	Curvas dinámicas características para válvulas de retención de tipo doble clapeta [Gormley et. al., 2002]. . . . .	84

6.3	Válvula de retención de tipo tobera [Noreva]. . . . .	85
6.4	Curva dinámica característica, válvula de retención de tipo tobera [Noreva]. . . . .	86
6.5	Evolución del caudal en el tiempo a través de la válvula de retención tipo doble clapeta. Modelo Trans sin y con la rutina desarrollada. . . . .	88
6.6	Evolución de la presión en el cabezal de bombeo, resultados en secciones (1), (2), (4) y (5) del modelo Trans con rutina y en sección (2) del modelo Trans sin rutina. . . . .	89
6.7	Evolución de la presión en función del tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención, modelo con rutina. . .	91
6.8	Evolución de la presión en las secciones de la tubería (1), (2), (4) y (5) del cabezal de bombeo, con válvulas de retención de tipo tobera. . . . .	100
6.9	Evolución del caudal con el tiempo, caso con válvula de retención de tipo tobera. . . . .	101
6.10	Evolución de la presión con el tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención). . . . .	102
6.11	Evolución de la presión ante un paro parcial del cabezal de bombeo, válvulas de retención tipo doble clapeta. . . . .	110
6.12	Evolución de la presión ante un paro parcial del cabezal de bombeo, válvulas de retención tipo tobera. . . . .	111
6.13	Evolución del caudal a través de la válvula de retención de tipo doble clapeta en el tiempo, paro parcial. . . . .	112
6.14	Evolución del caudal a través de la válvula de retención de tipo tobera en el tiempo, paro parcial. . . . .	113

6.15	Evolución de la presión en las secciones de la tubería (1), (2) ante un paro parcial del cabezal de bombeo, con válvulas de retención de tipo doble clapeta, y tres posibles coeficientes de pérdida de carga con flujo inverso. . . . .	118
6.16	Evolución del caudal en el tiempo a través de la válvula de retención de tipo doble clapeta - paro parcial del cabezal de bombeo - para tres coeficientes de pérdida de carga con flujo inverso. . . . .	119
6.17	Esquema del cabezal de bombeo en el momento de la realización del ensayo. . . . .	121
6.18	Fotos del cabezal de bombeo. . . . .	122
6.19	Ubicación de los sensores de presión en el cabezal de bombeo. . . . .	125
6.20	Resultados del ensayo: velocidad de giro de la bomba Tipo 1. . . . .	127
6.21	Resultados del ensayo: registros de presión. . . . .	128
6.22	Resultados del ensayo (velocidad de giro de la bomba y presión en los sensores 1 y 2) en los primeros dos segundos del transitorio. . . . .	129
6.23	Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo Trans con rutina vs. registros de presiones medidos. . . . .	131
6.24	Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo Trans con rutina ajustando. . . . .	134
6.25	Velocidad de giro de la bomba Tipo 1. Resultados modelo Trans con rutina y registros medidos. . . . .	135
6.26	Velocidad de giro de la bomba Tipo 1. Resultados intervalo de tiempo 0 a 10s. . . . .	135

6.27 Evolución del caudal a través de la válvula de retención y sus derivaciones. Resultados modelo Trans con rutina. . . . . 136



# Índice de cuadros

4.1	Características de las bombas del cabezal de Aguas Corrientes [OSE]. . . . .	52
4.2	Dimensiones y celeridad de los tramos de tubería del cabezal de bombeo. . . . .	59
6.1	Resultados onda check-slam caso: paro total y válvula tipo doble clapeta. . . . .	97
6.2	Resultados onda check-slam caso: paro total y válvula tipo tobera.	106
6.3	Comparación metodología con rutina, válvulas de retención tipo doble clapeta y tipo tobera. . . . .	108
6.4	Resultados metodología convencional, paro parcial. . . . .	114
6.5	Comparación resultados, paro parcial. . . . .	115
6.6	Tiempos de cierre de la válvula de retención para diferentes $k_{inv}$ .	120



# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1 Generalidades

En el diseño o el análisis de operación de sistemas de conducción de agua a presión, el estudio de los transitorios hidráulicos asociados a cambios bruscos de caudal o carga en algún sitio del sistema (también llamado golpe de ariete) comprende una de las partes más complejas del análisis, especialmente cuando se trata de grandes instalaciones en relación a su caudal, carga y dimensiones.

El fenómeno de golpe de ariete se caracteriza por originar ondas de presión y ondas de caudal asociadas que se propagan a lo largo de la cañería, propiciando la ocurrencia de daños en la tubería, en sus juntas o en los componentes del sistema por diversos mecanismos (presiones superiores a la resistencia de la tubería, depresiones que lleguen a causar cavitación, separación de columna líquida, etc.).

La complejidad de los estudios destinados a caracterizar estas ondas se asocia, fundamentalmente, a la complejidad de la propia descripción matemática del fenómeno, a las posibilidades de simulación de las características reales de la cañería, del fluido y del comportamiento dinámico de los diferentes componen-

tes del sistema en su interacción con el fluido, lo cual redundaría en una dificultad en la estimación de los diferentes parámetros del modelo.

Las válvulas de retención comprenden uno de los componentes que más frecuentemente son empleados en los sistemas de conducción a presión, en especial aquellos que utilizan equipos de bombeo para transferir energía al flujo. En estas instalaciones, las válvulas de retención cumplen la finalidad de evitar el retroceso del flujo hacia los equipos de bombeo cuando estos se detienen, que de otra forma podrían verse dañados por su operación en condiciones anormales.

Las válvulas de retención presentan la particularidad de que su comportamiento está vinculado al comportamiento del flujo en su entorno. La caracterización de esa interacción flujo - válvula de retención ha motivado un gran número de investigaciones, tanto analíticas como experimentales, o más recientemente mediante modelos numéricos. Entre los resultados obtenidos de estas investigaciones surge la descripción del denominado fenómeno de *check slam*, asociado al comportamiento de la válvula de retención durante su cierre que da origen a ondas de presión, positivas hacia aguas abajo de la válvula de retención y negativas hacia aguas arriba de estas, que pueden ser capaces de provocar daños a la instalación [Thorley, 1989]. Este fenómeno, abordado con detalle en el capítulo 3, es fuertemente dependiente de las características de la válvula de retención (como tipo, dimensiones, geometría, materiales entre otros) y de las características de la instalación por establecer el flujo entorno a la misma. Así, cada caso requiere de un estudio particularizado que considere, además de las características propias de las válvulas de retención, las características propias del sistema en estudio y de sus componentes.

El sistema de abastecimiento de agua Metropolitano abastece a aproximadamente 1.700.000 habitantes de la ciudad de Montevideo y las zonas aledañas. Este fue inaugurado en el año 1871, cuando unos años antes el país había pasado por un verano de grandes sequías. La fuente elegida para este sistema fue el río Santa Lucía, a una distancia de aproximadamente 56 km de la ciudad de

Montevideo, en la localidad de Aguas Corrientes, Canelones. En ese entonces, el agua era bombeada desde Aguas Corrientes a través de cañerías principales hasta los tanques altos ubicados próximos a la ciudad de Montevideo, desde donde se distribuía a la población. En la Figura 1.1 se muestra una foto del siglo XIX durante las primeras obras del sistema de abastecimiento a Uruguay [?].

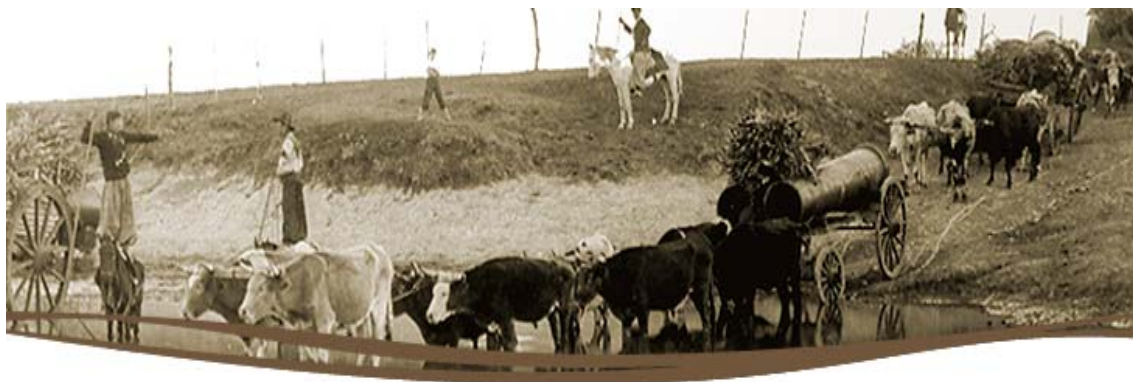


Figura 1.1: Primeras obras de abastecimiento de agua potable en Uruguay, siglo XIX (Fuente: [OSE])

El constante crecimiento demográfico e industrial de la ciudad y sus zonas aledañas requirieron de varias ampliaciones en la capacidad de este sistema, como la incorporación de nuevas líneas principales y también de nuevos equipos de bombeo en Aguas Corrientes. Actualmente constituye un sistema complejo, con diversos componentes y gran variedad de posibilidades de operación.

El Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental (IMFIA)<sup>1</sup> ha participado en los estudios de golpe de ariete sobre este sistema en el marco de convenios con OSE (Obras Sanitarias del Estado, organismo estatal responsable del sistema de abastecimiento Metropolitano). Los primeros estudios del IMFIA datan del año 1988 por la incorporación del recalque de la denominada 4<sup>ta</sup> línea de bombeo, continuaron en 1993 por motivo de la incorporación de la 5<sup>ta</sup> línea de bombeo, y a partir del 2008 por la entonces proyectada 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, entre otros estudios ([Guarga et. al., 1994], [Acosta & Rovira, 2009]).

<sup>1</sup>Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Uruguay



Figura 1.2: Cámaras de aire para la protección antiarrete de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo. Aguas Corrientes. OSE.

En los últimos estudios sobre la reciente 6<sup>ta</sup> línea de bombeo fueron seleccionados como dispositivos de protección antiarrete seis cámaras de aire, cada una de  $55 \text{ m}^3$  de volumen total, ubicadas en las proximidades del cabezal de bombeo de Aguas Corrientes, y tres tanques unidireccionales convenientemente distribuidos a lo largo de la línea. En la Figura 1.2 se muestra una foto de estas cámaras de aire.

La incorporación de estas cámaras de aire exigió un cuidadoso estudio del tramo confinado entre los equipos de bombeo y dichas cámaras. Esto se debe a que si bien su accionar luego de un paro de los equipos de bombeo logra, como es deseado, disminuir la variación del caudal hacia aguas abajo de estas, por otro lado, actúa incrementando la des-aceleración del flujo en el tramo de la línea ubicado hacia aguas arriba de las cámaras. Como se explica en el capítulo 3, el incremento de la des-aceleración del flujo en el entorno a las válvulas de retención repercute agravando el fenómeno de check-slam de las válvulas de retención.

Entre los cambios o incorporaciones al sistema propuestos para la reducción de estas sobre-presiones en el cabezal de bombeo, fueron sustituidas las válvulas de retención tipo doble clapeta existentes por válvulas de retención tipo tobera.

## 1.2 Objetivos

El objetivo general de este trabajo de tesis es profundizar en la comprensión del fenómeno de check-slam de las válvulas de retención y de diferentes metodologías de abordaje del mismo.

Los objetivos específicos comprenden:

- Analizar y comprender las diferentes ondas de sobre-presión originadas durante un transitorio hidráulico en el tramo de cañería confinado entre el cabezal de bombeo de Aguas Corrientes y las cámaras de aire de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, principalmente aquellas originadas por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención.
- Evaluar y comparar las presiones máximas que resultan en el cabezal de bombeo mediante dos metodologías de análisis que consideran las ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam.
- Comparar los resultados de los análisis mencionados en los items anteriores cuando las válvulas de retención son las originales de tipo doble clapeta y cuando estas son las nuevas de tipo tobera, así como también durante un evento transitorio originado por un paro total del cabezal de bombeo como cuando el evento transitorio es originado por un paro parcial del mismo.
- Ensayar y registrar las presiones máximas y la velocidad de giro de la bomba durante un transitorio hidráulico en el cabezal de bombeo de Aguas Corrientes.

## 1.3 Estructura de la tesis

De forma de alcanzar los objetivos planteados, en primer lugar se presenta una breve reseña del estado del arte del análisis de transitorios hidráulicos

(Capítulo 2).

Posteriormente, en el Capítulo 3, se presenta y describe el mencionado fenómeno de check-slam de las válvulas de retención, ahondando en particular en lo referente a las características principales de este fenómeno y a las diferentes metodologías de análisis del mismo, propuestas por diferentes investigadores.

El siguiente Capítulo se describen las características particulares del caso de estudio, desde el sistema de abastecimiento en general, la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo y su protección antiarriete, hasta el cabezal de bombeo de esta línea, donde se confinan las sobre-presiones que se analizarán. Se describen además los diferentes orígenes de estas sobre-presiones en el cabezal de bombeo.

Las metodologías de abordaje del caso de estudio se describen en el capítulo 5. En particular respecto a una rutina numérica desarrollada con el objetivo de incorporar el fenómeno de check-slam al modelo de simulación de transitorios hidráulicos.

En el capítulo 6 se desarrolla el proceso de análisis a través de las diferentes metodologías presentadas en el capítulo anterior. En primer lugar se presentan y analizan los resultados obtenidos durante un evento transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo, y cuando las válvulas de retención son de tipo doble clapeta, y posteriormete cuando son de tipo tobera. Luego se analiza un evento transitorio originado por el paro parcial del cabezal de bombeo, también para ambos tipos de válvulas de retención. Luego es analizada la sensibilidad en los resultados a las variaciones de un parámetro del modelo numérico que incorpora la rutina desarrollada cuyo valor no es conocido con certeza. Por último, este capítulo presenta y comenta los resultados obtenidos del ensayo realizado en el cabezal de bombeo de Aguas Corrientes.

Por último, en el Capítulo 7 se presentan las conclusiones del trabajo y las líneas de investigación futuras.

## Capítulo 2

# Conceptos Generales sobre el Golpe de Ariete

### 2.1 Introducción

Los sistemas hidráulicos de cañerías a presión operan normalmente bajo condiciones estacionarias, en las que las magnitudes asociadas (como presión o velocidad) evaluadas en cada sitio del sistema son constantes en el tiempo.

Sin embargo, en estos sistemas es, en general, muy elevada las posibilidades de ocurrencias de eventos no-estacionarios o transitorios, debido a una diversidad de causas que pueden provocar su origen. Algunas de estas causas son la modificación de las condiciones de operación del sistema (regulación de caudales, encendido o apagado de una o más bombas, etc), eventos externos al sistema que impongan variaciones en el mismo (por ejemplo la falla en el suministro eléctrico a los motores que accionan las bombas), por fallas de alguno de los componentes del sistema debido a la falta de mantenimiento o a su inadecuada selección, entre otros.

Los fenómenos transitorios hidráulicos conocidos como Golpe de Ariete, aso-

ciado a variaciones bruscas del caudal o la carga, presentan particular interés por los proyectistas de estos sistemas pues pueden tener consecuencias nocivas sobre las cañerías u otros componentes del mismo.

## 2.2 Ecuacion de Joukowsky

Algunos de los principales conocimientos sobre el comportamiento hidráulico de los sistemas de conducción de agua prevalecen desde tiempos muy antiguos (evidenciándose, por ejemplo, en las civilizaciones Mayas o la antigua Roma). Sin embargo, las primeras y más relevantes investigaciones sobre el fenómeno del Golpe de Ariete datan solamente desde finales del siglo XIX y principios del siglo XX. Así por ejemplo, en las notas presentadas por [Menabrea, 1858] y por [Marey, 1875] se analiza el movimiento de líquidos en tuberías elásticas, el primero con énfasis en las ondas de presión originados por maniobras hidráulicas, mientras que el segundo en el comportamiento de estas ondas en el flujo sanguíneo, pero analizándolo a través de la experiencia con tuberías elásticas en las que circula agua.

En especial, los trabajos de [Joukowsky, 1898] y [Allievi, 1903] han sido de gran relevancia para la comprensión del fenómeno y como base para futuras investigaciones del mismo. En estos se presenta y analiza el problema asociado a la variación de presión observada en conducciones de agua a presión, en las que se considera la elasticidad del material de la cañería y la compresibilidad del fluido que por esta circula, al producirse una variación del caudal.

En particular el trabajo de [Joukowsky, 1898] deriva una expresión que vincula la variación de presión  $\Delta p$  asociada a una variación instantánea del caudal  $\Delta Q$ , esto es cuando la variación de caudal se produce en un intervalo de tiempo  $\Delta t \rightarrow 0$ , con la velocidad de propagación de las ondas de presión y caudal ( $a$ ), asumiendo que las trayectorias son rectilíneas y que la velocidad en una sección transversal de la cañería es uniforme e igual a su valor medio (estudio unidimensional del flujo). La expresión de la ecuación de Joukowsky es:

$$\Delta p = \pm \frac{\rho a \Delta Q}{A} \quad o \quad \Delta H = \pm \frac{a \Delta Q}{gA} \quad (2.1)$$

Siendo,  $\rho$  la densidad del fluido,  $g$  la aceleración de la gravedad ( $9,81m/s^2$ ),  $A$  el área de la sección transversal de la cañería,  $\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g}$  es la variación de la carga piezométrica asociada a una variación de presión  $\Delta p$  y  $a$  es la velocidad de las ondas de presión y caudal, denominada *celeridad*.

Como se observa en esta ecuación, todo cambio súbito en el caudal tiene asociado un cambio súbito en la carga piezométrica o presión, y viceversa.

Esta variación instantánea de caudal que se produce en algún sitio de la cañería, se propaga a lo largo de la misma junto con la variación de presión asociada en forma de ondas. El signo positivo de la ecuación de Joukowsky 2.1 debe emplearse cuando la onda se propaga hacia aguas abajo, y el signo negativo cuando la propagación es hacia aguas arriba.

## 2.3 Celeridad de la onda

La propagación de una onda en el seno de un fluido es analizada por físicos con gran posterioridad a las contribuciones de Joukowsky al Golpe de Ariete. Aproximadamente un siglo antes, en 1759, Euler propone la *ecuación de propagación de ondas* para una magnitud física que se propaga en el espacio y en el tiempo. Sin embargo, no es hasta 1848 cuando Helmholtz observa que la elasticidad de la tubería es la razón por la que la velocidad de propagación de una perturbación en el seno del agua confinada en la misma es inferior a la velocidad de propagación de la onda en el mismo fluido pero sin fronteras que la confinen [Abreu et. al., 1994]. En 1878, Korteweg deduce una expresión para la celeridad de una onda de presión en el seno de fluidos levemente compresible (como es el caso del agua) y en tuberías ligeramente elásticas [Korteweg, 1878]. La ecuación para la celeridad  $a$  presentada por Korteweg es la siguiente:

$$\frac{a}{a_0} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{DK}{eE}}} \quad (2.2)$$

Siendo,  $a_0$  la velocidad de propagación de la onda en el medio no confinado,  $D$  el diámetro de la tubería,  $e$  el espesor de la tubería,  $E$  el Módulo de Elasticidad de Young del material con que está construida la tubería y  $K$  el Módulo Elástico o Módulo de Compresibilidad del fluido, definido como:

$$K = \frac{\rho}{\partial\rho/\partial p} \quad (2.3)$$

Donde,  $\partial\rho/\partial p$  representa la variación local de la densidad provocada por una variación de presión.

Para la velocidad de propagación de la perturbación en el medio no confinado ( $a_0$ ) se tiene la siguiente expresión [Newton, 1687]:

$$a_0 = \sqrt{\frac{1}{\partial\rho/\partial p}} \quad (2.4)$$

La ecuación empleada para la celeridad se obtiene al vincular las ecuaciones 2.2 y 2.4:

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{DK}{eE}}} \quad (2.5)$$

Para deducir la expresión 2.2, Korteweg empleó una ecuación constitutiva para el fluido y otra para la tubería. La ecuación constitutiva para el fluido expresa la forma en que la densidad del fluido varía con la presión (ecuación 2.3). Por otro lado, la ecuación constitutiva para la tubería expresa la forma en que el radio de la tubería  $R$  varía con la presión del fluido que contiene. Para esta última Korteweg dedujo la siguiente relación:

$$\frac{\partial R}{\partial p} = \frac{R^2}{eE} \quad (2.6)$$

Esta expresión es válida siempre que se pueda asumir que la tubería puede deformarse libremente en la dirección longitudinal, lo cual es válido, por ejemplo, cuando la tubería cuenta con frecuentes juntas de expansión. En otros tipos de amarre de la tubería, la expresión de la celeridad debe considerar el coeficiente de Poisson para el material de la misma (el cual representa la relación entre las deformaciones longitudinales que sufre un material en sentido perpendicular a una fuerza aplicada y las deformaciones longitudinales en dirección de la misma fuerza aplicada). Algunas de estas expresiones son presentadas por ejemplo por [Streeter & Wylie, 1978].

El contenido de aire u otros gases libres en el agua, aún en pequeñas cantidades aumentan la compresibilidad de la mezcla agua - gas que circula y reducen la celeridad de la onda. [Streeter & Wylie, 1978] presenta el desarrollo de una teoría presentada por Korobi en 1955 para el cálculo de la celeridad de una onda en una mezcla agua - gas y compara los resultados aplicando esta teoría con resultados experimentales también de Korobi (1955), observándose un buen ajuste entre los mismos.

## 2.4 Ecuaciones que gobiernan el Golpe de Ariete

En términos generales, el Golpe de Ariete se asocia a cambios bruscos de caudal o de carga en algún sitio del sistema. Esto da origen a una onda de presión, y una onda de caudal asociada, que se propagan a lo largo de la tubería e interactúan con los diferentes componentes del sistema reflejándose y/o modificando su amplitud y su forma. Como fue presentado, en el análisis de este fenómeno, la capacidad del fluido para almacenar energía a través de pequeñas variaciones de volumen (compresibilidad del fluido) así como de

la tubería mediante pequeñas variaciones de su diámetro (elasticidad de la tubería) deben ser tenidas en cuenta. Es así que, a diferencia del estudio de los flujos estacionarios, las hipótesis de incompresibilidad del agua o de rigidez de las cañerías deja de ser válida.

A finales del siglo XIX y durante el siglo XX fueron presentados varios trabajos de investigación, en los que, adoptando diferentes hipótesis, se formularon las ecuaciones de conservación de la masa y de conservación de la cantidad de movimiento para un flujo no estacionario en el supuesto de tuberías elásticas y fluidos compresible. Entre estos, [Resal, 1876] desarrolló las ecuaciones en el supuesto de tubería elástica y fluido incompresible, mientras que [Allievi, 1903] presentó un riguroso análisis matemático del fenómeno de golpe de ariete para tuberías elásticas y fluido compresible.

En la derivación de las ecuaciones de conservación de la masa y de conservación de cantidad de movimiento para flujo no estacionario, fluido compresible y tubería elástica, se realizan las siguientes hipótesis::

- El flujo es unidimensional (1D).
- La distribución de velocidad es uniforme en cada sección e igual a su velocidad media.
- La tubería permanece llena de fluido, sin producirse entradas de aire a la tubería ni cambios de fase durante el transitorio.
- La tubería es linealmente elástica y ligeramente deformable, y el fluido es levemente compresible (esto limita el uso de las ecuaciones a fluidos como son por ejemplo los líquidos y a tuberías de materiales no demasiado elásticas).
- Además de despreciarse el término convectivo de la aceleración ( $V\partial V/\partial x$ ) frente al término de variaciones locales ( $\partial V/\partial t$ ), se puede despreciar el término  $V\partial p/\partial t$  frente al término  $\partial V/\partial x$ . Estas hipótesis son válidas siempre que se trate de un fenómeno rápido.

- Se considera válida durante un evento transitorio la expresión de la tensión rasante entre el fluido y las paredes de la tubería desarrollada para flujo estacionario, en cada instante de tiempo. Esta expresión es la ecuación de Darcy-Weisbach para las tensiones rasantes ( $\tau_s$ ):

$$\tau_s = \frac{\rho f V |V|}{8} \quad (2.7)$$

Siendo  $f$  el factor de fricción de Darcy-Weisbach, el cual, si bien en una tubería con una rugosidad relativa dada puede variar al variar el número de Reynolds, se asume constante durante todo el evento transitorio, y  $V$  la velocidad media en la sección  $x$  y en un instante de tiempo  $t$ , ( $V(x, t)$ ).

De la aplicación de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento a un elemento de fluido de longitud infinitesimal  $\partial x$  y área transversal  $A$  igual al área de la sección recta de la tubería, y considerando las hipótesis antes mencionadas, resulta que:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (2.8)$$

Siendo,  $Q(x, t)$  y  $H(x, t)$  el caudal y la carga piezométrica respectivamente, en una sección  $x$  de la tubería y en un instante de tiempo  $t$ . La carga piezométrica se define como:  $H = \frac{p}{\gamma} + z$ , donde  $p$  es la presión media en una sección de la tubería  $\gamma$  es el peso específico del fluido y  $z$  la cota del eje de la tubería respecto a un origen arbitrario.

Por otro lado, aplicando al mismo elemento de fluido de longitud  $\partial x$  y área transversal  $A$  la ecuación de conservación de la masa, incorporando a esta las ecuaciones constitutivas del material de la tubería 2.6 y del fluido 2.3, y considerando las hipótesis antes mencionadas, se obtiene:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.9)$$

Donde la celeridad  $a$  depende de las propiedades elásticas del material de la tubería y de la compresibilidad del fluido, según se expuso en la sección 2.5.

Las ecuaciones 2.8 y 2.9, cuyas derivaciones pueden encontrarse en forma detallada en [Chaudhry, 2014], constituyen un sistema de dos ecuaciones diferenciales en derivadas parciales de primer orden, con dos variables independientes: la distancia  $x$  y el tiempo  $t$ ; y dos variables dependientes: el caudal  $Q(x, t)$  y la carga piezométrica  $H(x, t)$ . El resto de las variables,  $a$ ,  $\rho$ ,  $f$ , y  $A$  o  $D$  son los parámetros del sistema y generalmente no varían con el tiempo ni la distancia en un tramo uniforme de la tubería.

Este sistema de ecuaciones expresa el comportamiento de las ondas de carga y caudal que ocurren durante un evento transitorio a lo largo de un tramo de tubería uniforme.

Estas ondas son generadas por variaciones instantáneas del caudal o la carga, que ocurren en elementos ubicados en los bordes o en las interconexiones de tuberías. Estos elementos de borde de las tuberías, con los cuales también interactúan las ondas en su propagación por el sistema, pueden ser materializados por tanques, codos, válvulas, derivaciones, bombas o dispositivos de protección anti-ariete, entre otros. Así, si bien el sistema de ecuaciones diferenciales 2.8 y 2.9 determina el comportamiento del flujo transitorio en un tramo uniforme de tubería, es necesario conocer el comportamiento del resto de los elementos del sistema de forma de determinar cómo se modifica la onda al alcanzar las diferentes singularidades que componen el sistema. Estas *condiciones de borde* se traducen en una expresión o un conjunto de expresiones que relacionan las variables dependientes  $H$  y  $Q$  entre sí en ese punto del sistema  $x$  y para todo instante de tiempo  $t$ , o bien fijan el valor del caudal  $Q$  o la carga piezométrica  $H$  en la progresiva  $x$  en que se ubica la singularidad y para todo instante de tiempo  $t$  durante el cual ocurre el transitorio. Varias de las expresiones para las condiciones de borde pueden encontrarse en [Streeter & Wylie, 1978], [Abreu et. al., 1994] o [Chaudhry, 1979].

Además de las condiciones de borde, para resolver el sistema de ecuaciones

que gobierna el fenómeno, es necesario conocer las condiciones de operación estacionarias del sistema inmediatamente antes de que se originara el evento transitorio. Estas *condiciones iniciales* deben proporcionar el valor de las variables dependientes  $H$  y  $Q$  a lo largo de todo el sistema (para todo  $x$ ) y en el instante de tiempo inicial ( $t = 0$ ).

Las ecuaciones 2.8 y 2.9 son válidas mientras que las presiones sean mayores a la presión de vapor del líquido. Si las presiones igualan esta presión de vapor, se formarían burbujas de vapor que de incrementarse en cantidad podrían ser requeridas ecuaciones para flujo en dos fases [Streeter & Wylie, 1978].

## 2.5 Modelos de fricción

La tensión rasante entre el fluido y las paredes de la tubería constituye uno de los factores que interviene en la ecuación de balance de cantidad de movimiento 2.8.

[Ghidaoui et. al., 2005] plantea un análisis del orden de magnitud de las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, de donde resulta que las tensiones rasantes adquieren mayor relevancia en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento (ecuación 2.8) cuanto mayor es el largo de la tubería, mayor es el factor de fricción  $f$  de Darcy-Weisbach, menor es el diámetro de la tubería, o cuanto mayor es el tiempo de simulación del fenómeno. Cuando mayor relevancia presentan las tensiones rasantes mayores cuidados se deben tener en la modelación de las mismas.

En otros casos, la fuerza de fricción asociada a estas tensiones rasantes podría ser despreciable frente al resto de las fuerzas actuantes, y el sistema de ecuaciones que gobierna el fenómeno (ecuaciones 2.8 y 2.9) resulta un sistema de ecuaciones lineal en las derivadas parciales.

Como fue presentado en la sección anterior, en general es asumido que la expresión para el cálculo de las tensiones rasantes en condiciones estaciona-

rias (ecuación 2.7 de Darcy-Weisbach) permanece válida en cada instante de tiempo durante un evento transitorio. Este modelo para las tensiones rasantes transitorias es conocido como modelo cuasi-estacionario. Sin embargo, desde aproximadamente mediados de 1950, varios investigadores han profundizado en el estudio del modelo de tensiones rasantes para flujos transitorios, advirtiendo que el modelo cuasi-estacionario logra una buena representación de las ondas cuando se estudian transitorios en que las variables del flujo varían de manera muy lenta con el tiempo (transitorios lentos) o durante los primeros momentos de transitorios en que estas variaciones en el tiempos son bruscas (transitorios rápidos).

Durante un transitorio rápido se observa que el modelo cuasi-estacionario prevé una disipación de las ondas significativamente menor que la observada en ensayos experimentales, especialmente en los últimos instantes del transitorio [Ghidaoui et. al., 2005].

Observando la variación del perfil de velocidades en una sección de la tubería durante un transitorio es posible explicar esta discrepancia entre el modelo cuasi-estacionario y los resultados experimentales. Por un lado, el modelo cuasi-estacionario conduce a tensiones rasantes nulas en los instantes en que la velocidad media en la sección es nula durante un transitorio, sin embargo, en el perfil de velocidades real se observa una zona anular, en las proximidades a las paredes de la tubería con gradientes de velocidades que pueden ser relevantes cuando la velocidad media es aproximadamente nula. Estos gradientes de velocidad generan tensiones rasantes no nulas, en oposición a los resultados del modelo cuasi-estacionario ([Zidouh, 2009]). Es así que la amortiguación que genera la fricción sobre la onda es menor en el modelo cuasi-estacionario en comparación con los resultados experimentales.

En la Figura 2.1 se presentan gráficas de registros experimentales de perfiles de velocidades durante un transitorio hidráulico originado por el cierre de una válvula ([Zidouh, 2009]). El gráfico a) muestra la evolución en el tiempo de la velocidad media, en la sección en que son registrados los perfiles de velocida-

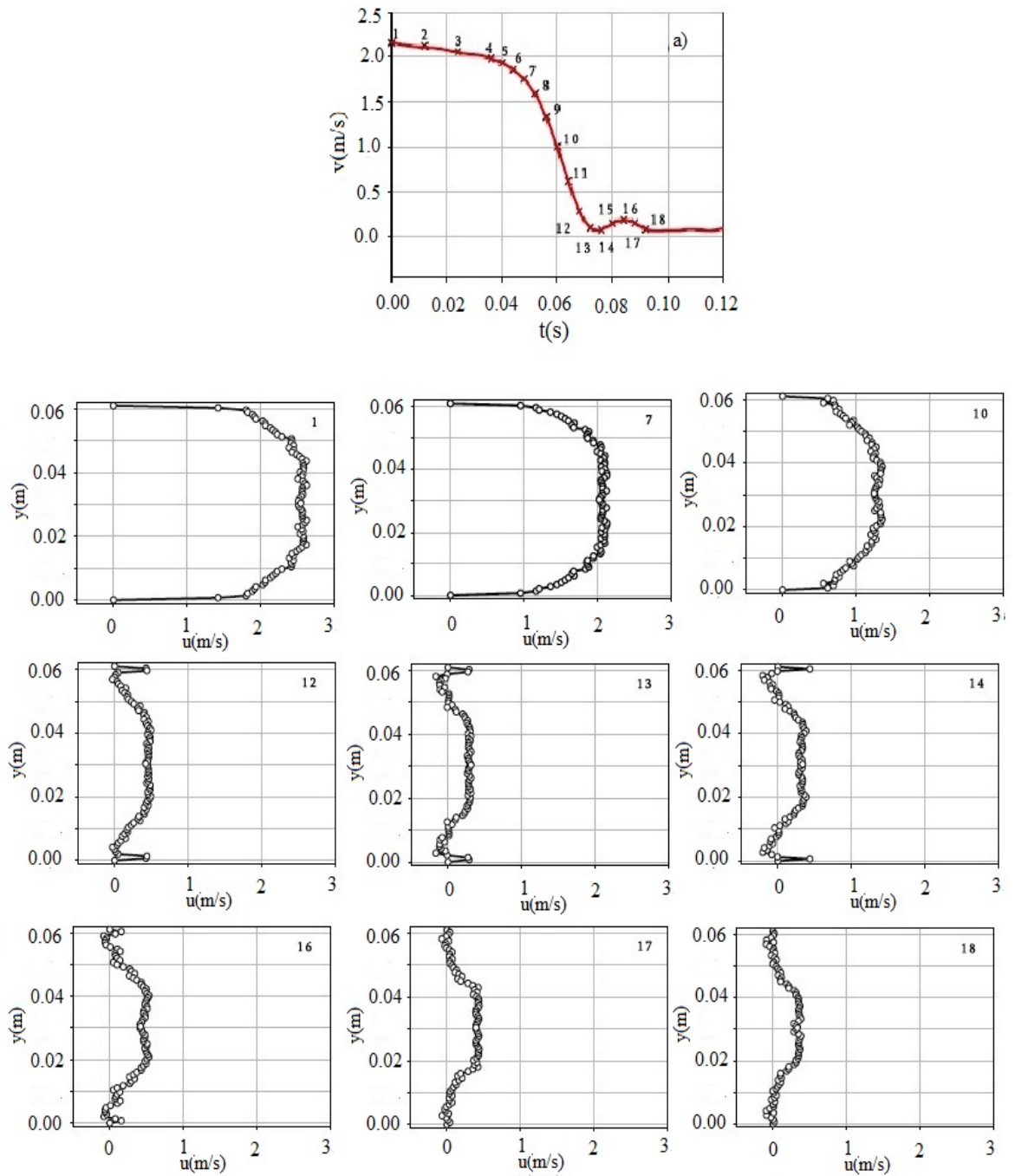


Figura 2.1: Registros experimentales durante un transitorio originado por el cierre de una válvula. (a) Variación de la velocidad media en el tiempo. 1-18: Perfil de velocidades en el tiempo.[Zidouh, 2009]

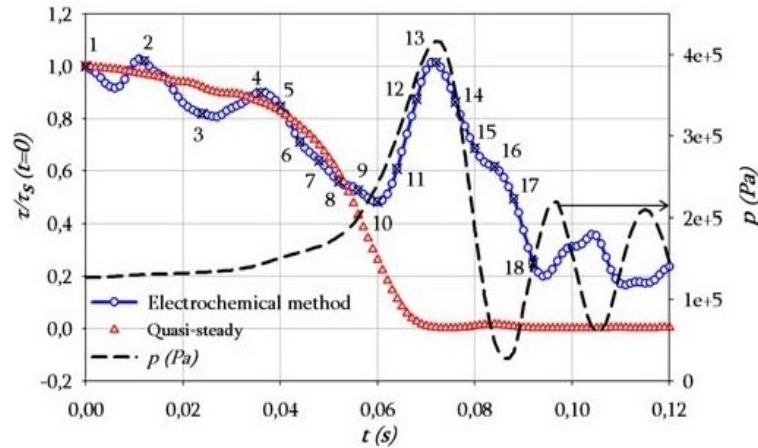


Figura 2.2: Transitorio originado por el cierre de una válvula. Azul: Registros de la tensión rasante en la pared de la tubería mediante mediciones electroquímicas. Rojo: Tensiones rasantes que resultan del modelo cuasi-estacionario. Negro: Registro de presiones. [Zidouh, 2009]

des. Los siguientes gráficos numerados corresponden a perfiles de velocidades para los instantes de tiempo indicados con el mismo número en el gráfico de velocidades medias. Se puede observar la pequeña variación del perfil de velocidades entre los instantes de tiempo en que el transitorio es lento (instante numerado 1 a 7). Por otro lado, a medida que la velocidad media comienza a cambiar con mayor rapidez, el perfil de velocidades muestra cambios más significativos. Se observa la zona anular en el perfil de velocidades, en especial para los instantes de tiempo correspondientes a los gráficos 12 a 14, en que la velocidad media es prácticamente nula.

En la Figura 2.2 (extraída de [Zidouh, 2009]) se presentan los registros de presión (en negro), tensión rasante normalizada respecto a la tensión rasante inicial (en azul) y las tensiones rasantes que resultan de aplicar el modelo cuasi-estacionario (en rojo), para el mismo ensayo de la Figura 2.1. Estos resultados muestran que las tensiones rasantes obtenidas mediante el método cuasi-estático se alejan de los valores medidos para tiempos mayores a aproximadamente 0.055 s (alejados del comienzo del cierre de la válvula). Las ten-

siones medidas presentan un máximo cuando la presión alcanza su pico, y luego disminuyen volviendo a tender a las tensiones rasantes del modelo cuasi-estacionario al final del transitorio.

De forma de ajustar los modelos de tensiones rasantes  $\tau$  a los resultados de ensayos experimentales, los investigadores han considerado a las tensiones rasantes durante un transitorio como la suma de una componente de tensiones rasantes estacionarias  $\tau_s$  y otra transitoria  $\tau_t$ , esto es:

$$\tau = \tau_s + \tau_t \quad (2.10)$$

Siendo la componente estacionaria de las tensiones rasantes  $\tau_s$  la obtenida mediante el modelo cuasi-estacionario (ecuación de Darcy-Weisbach 2.7).

Numerosas propuestas para el modelado de la tensión rasante transitorias  $\tau_t$  han sido formuladas desde mediados del siglo XX. [Ghidaoui et. al., 2005] presenta una completa reseña de estas propuestas, clasificándolas en dos grupos.

Por un lado, los modelos basados en correcciones empíricas del modelo cuasi-estacionario, en los que la tensión rasante transitoria es relacionada con la aceleración instantánea. [Daily et. al., 1956] elabora el siguiente modelo para la tensión total  $\tau$ :

$$\tau = \tau_s + c_2 \rho \frac{D}{4} \frac{\partial V}{\partial t} \quad (2.11)$$

Donde,  $c_2$ , o también denominado  $k$ , de acuerdo a los resultado experimentales de [Daily et. al., 1956] es igual a 0.01 cuando el flujo se está acelerando y 0.62 cuando se está desacelerando.

Sin embargo, los investigadores fueron proponiendo modelos de fricción más ajustados, así por ejemplo [Brunone et. al., 1991] propone la siguiente expresión para la tensión rasante:

$$\tau = \tau_s + c_2 \rho \frac{D}{4} \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (2.12)$$

Este modelo, introduce una disipación adicional, logrando un mejor ajuste con los registros experimentales que el logrado por el modelo cuasi-estacionario.

Por otro lado, otro grupo de modelos de las tensiones rasantes se basa en el cálculo analítico de la tensión rasante transitoria. Estos fueron introducidos por Zielke en 1968 y se ha observado un muy buen ajuste con los resultados experimentales. Sin embargo, requieren grandes cantidades de memoria del computador y son grandes consumidores de tiempo [Chaudhry, 2014]. Varios de estos modelos se presentan en [Ghidaoui et. al., 2005].

## 2.6 Métodos de solución del sistema de ecuaciones unidimensional

Las ecuaciones que gobiernan el fenómeno transitorio en cañerías a presión, ecuaciones 2.9 y 2.8, constituyen un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales y unidimensional, difícilmente resoluble para obtener una solución analítica. Es así que diferentes metodologías para el abordaje de soluciones fueron propuestas por los investigadores desde principios del siglo XX.

Entre los primeros métodos planteados se encuentran el método aritmético, en que se desprecian los efectos de la fricción, basándose en el empleo de la ecuación de Joukowsky 2.1, y los métodos gráficos, en que también se desprecian los términos no lineales de las ecuaciones o se linealizan. Entre estos últimos y de mayor relevancia se encuentra el método gráfico propuesto por Schnyder en 1929 y Bergeron en 1931, el cual se describe con detalle en [Abreu et. al., 1994]. Si bien estos métodos fueron ampliamente usados entre 1930 y 1970, emplean aproximaciones que los hace difícilmente aplicables en el análisis de sistemas complejos o de grandes dimensiones, o con condiciones de borde con compor-

tamientos complejos.

A partir de la década del 60 se comienzan a desarrollar y aplicar métodos computacionales para la solución de las ecuaciones que gobiernan el golpe de ariete.

En particular, el Método de las Características (MOC) es el más ampliamente utilizado para la solución del sistema de ecuaciones unidimensional que gobierna el golpe de ariete. Sus principales ventajas se resumen a continuación ([Chaudhry, 2014, Abreu et. al., 1994]):

- Algoritmo fácilmente programable y eficiente, principalmente en cuanto a rapidez y uso de memoria.
- Muy buena simulación de frentes de ondas abruptos.
- Buena capacidad de ilustración de la propagación de las ondas.
- Capacidad de simulación de sistemas hidráulicos complejos y de grandes dimensiones con buena precisión.

El MOC convierte el sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias con variable independiente  $t$  y luego solucionado a través de una técnica explícita de diferencias finitas [Chaudhry, 1979].

La principal desventaja del método es que deben emplearse pequeños pasos de tiempo para lograr que sea estable satisfaciendo la condición de Courant [Chaudhry, 1979].

Por otro lado, el método implícito de diferencias finitas permite emplear mayores pasos de tiempo que el MOC sin problemas de estabilidad de la solución.

En este método, las derivadas parciales del sistema de ecuaciones son remplazadas por diferencias finitas y las ecuaciones algebraicas resultantes son resueltas

simultáneamente. Dependiendo de las dimensiones y la complejidad del sistema, puede requerir la resolución simultánea de un gran número de ecuaciones, o necesitar recurrir a la iteración para su solución [Chaudhry, 1979]. Es por esto que, en general, el algoritmo no es sencillo de implementar y si el paso de tiempo es muy largo pueden producirse oscilaciones que conduzcan a resultados incorrectos [Chaudhry, 2014].

Otros métodos de solución del sistema de ecuaciones que gobierna el fenómeno se resumen en [Ghidaoui et. al., 2005].

## 2.7 Modelo numérico TRANS

En esta sección se describe el modelo numérico de simulación de transitorios hidráulicos empleado en este trabajo.

El modelo numérico, denominado Trans, fue desarrollado en el Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México. Este resuelve las ecuaciones que gobiernan el fenómeno transitorio mediante el Método de las Características (Sección 2.6).

Se conforma por un conjunto de rutinas numéricas, o modelos, para representar y resolver las ecuaciones que gobiernan el transitorio y los diferentes componentes del sistema de estudio, incluyendo sistemas de control de transitorios hidráulicos. Estos modelos fueron calibrados, comparando sus resultados con resultados de ensayos experimentales y posteriormente verificando los comportamientos de los sistemas de control que resultaron del modelo con medidas tomadas en campo [Guarga et. al., 1985].

Emplea el modelo estacionario para la representación de las tensiones rasantes entre el fluido y las paredes de la tubería, presentado en la sección 2.5. Si bien, este modelo resulta menos disipativo al compararlo con las observaciones experimentales, en el presente trabajo, y también en general, las condiciones más adversas, ya sea de máximas o mínimas presiones, ocurren en los primeros

instantes del transitorio, cuando los efectos disipativos de las tensiones rasantes aún no son significativos y por tanto el modelo estacionario presenta un buen ajuste con los resultados experimentales [Ghidaoui et. al., 2005].

Asimismo, el modelo numérico Trans representa el comportamiento dinámico de las válvulas de retención durante un transitorio hidráulico mediante un modelo denominado *ideal*, diferente del real. En el siguiente capítulo se presentarán y discutirán estos modelos del comportamiento dinámico de las válvulas de retención.



## Capítulo 3

# Comportamiento Dinámico de las Válvulas de Retención

### 3.1 Introducción

Las válvulas de retención son componentes fundamentales de los sistemas hidráulicos que utilizan equipos de bombeo para transmitir energía hidráulica al fluido. Estas se incorporan a los modelos de simulación de transitorios hidráulicos como condiciones de borde de las tuberías con las que se conecta. Para un análisis adecuado del fenómeno de transitorios hidráulicos es esencial comprender el comportamiento dinámico de estas válvulas en su interacción con el fluido durante este fenómeno.

Este capítulo comienza con una breve descripción de las características generales de las válvulas de retención, y de los modelos más comúnmente empleados en los sistemas hidráulicos a presión.

Posteriormente se describe el comportamiento dinámico de las válvulas de retención durante su cierre, para luego presentar las ecuaciones que gobiernan este comportamiento en su interacción con el flujo transitorio.

Finalmente, se describen diferentes enfoques adoptados por los investigadores para el análisis del comportamiento dinámico de las válvulas de retención, donde se describen en forma exhaustiva las principales observaciones experimentales a las que arribaron los investigadores y los diferentes modelos de comportamiento que son considerados.

## 3.2 Válvulas de retención

Las válvulas de retención son válvulas auto-operantes cuya función básica es impedir el pasaje del flujo en sentido inverso al de las condiciones de operación normal del sistema.

Se encuentran en un amplio rango de aplicaciones. Entre las más frecuentes se destaca su empleo en los sistemas hidráulicos que cuentan con equipos de bombeo para transmitir energía al fluido. En estos sistemas, las válvulas de retención se ubican inmediatamente aguas abajo de las bombas de forma de evitar que luego de que estas se detienen la inversión de la columna líquida genere elevados flujos en sentido inverso al de operación normal, que pudieran provocar daños en los mismos. Asimismo, estas válvulas impiden el vaciado no programado de los tanques elevados y de las tuberías de impulsión. En los sistemas de bombeo con varios equipos acoplados en paralelo, las válvulas de retención actúan además evitando el retroceso del flujo en los equipos que estén fuera de servicio durante la operación normal del sistema o en aquellos con menor carga máxima.

La diversidad de tipos de válvulas de retención es muy amplia, así como también suelen encontrarse diferencias, en ocasiones significativas, en el diseño de un mismo tipo de válvula de retención por diferentes fabricantes.

En la Figura 3.1 se esquematizan seis tipos diferentes de válvulas de retención, estas son: de tipo clapeta, de doble clapeta (o también disco partido), de disco inclinado, tipo pistón, tipo axial y tipo tobera.


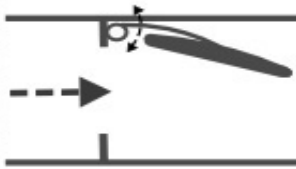
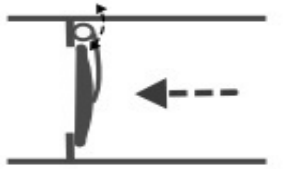

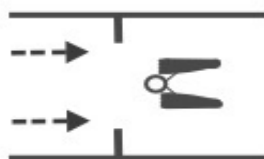
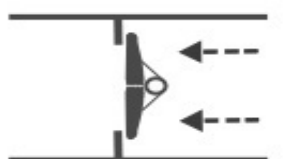

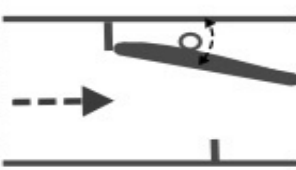


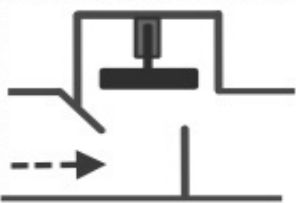
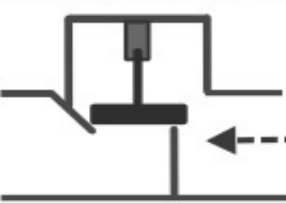

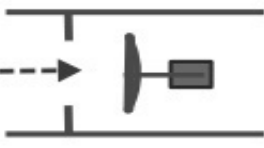
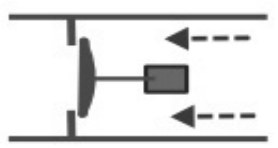

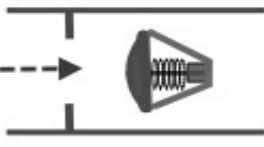
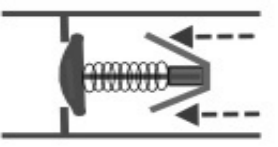
		abierta	cerrada
<b>a.</b> Tipo clapeta	 Fuente: <a href="http://www.dezurik.com">www.dezurik.com</a>		
<b>b.</b> Tipo disco partido o doble clapeta	 Fuente: <a href="http://www.dezurik.com">www.dezurik.com</a>		
<b>c.</b> Tipo disco inclinado	 Fuente: <a href="http://www.dezurik.com">www.dezurik.com</a>		
<b>d.</b> Tipo pistón	 Fuente: <a href="http://www.worldwidemetric.com">www.worldwidemetric.com</a>		
<b>e.</b> Tipo axial	 Fuente: <a href="http://en.rgmeter.com">http://en.rgmeter.com</a>		
<b>f.</b> Tipo tobera	 Fuente: <a href="http://www.valveuser.com">www.valveuser.com</a>		

Figura 3.1: Algunos tipos de válvulas de retención

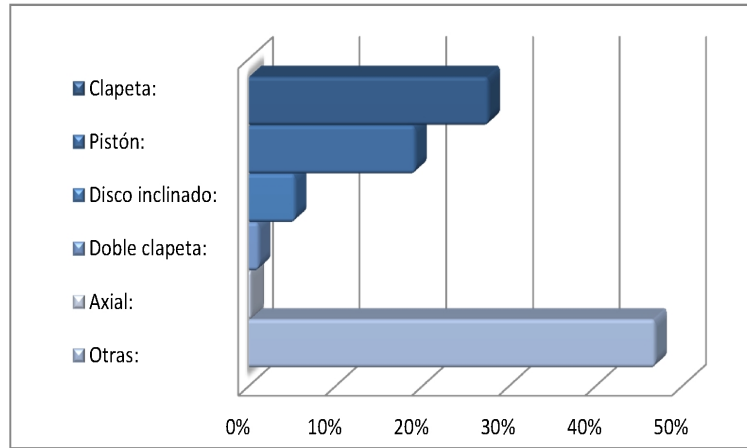


Figura 3.2: Distribución de válvulas de retención por tipo en la industria nuclear de EE.UU, año 1991 [McElhaney, 2000]

En general, estas válvulas se componen de un elemento móvil, comúnmente denominado *clapeta*, y un *asiento* en el que se posiciona el elemento móvil cuando el flujo se invierte, cerrando la válvula. En algunos casos se agregan elementos como muelles o contrapesos para asistir el cierre del elemento móvil, buscando que sea más rápido. Como puede observarse en la Figura 3.1, en ocasiones el movimiento del elemento móvil es rotatorio (caso de válvulas tipo clapeta, disco partido, disco inclinado) y en otros de traslación en la dirección de su eje (caso tipo pistón, axial o tobera).

En las válvulas de elemento móvil rotatorio, los pares actuantes sobre este elemento móvil condiciona su comportamiento dinámico, mientras que en las válvulas con elemento móvil lineal esto lo hacen las fuerzas actuantes sobre el elemento móvil. Sin embargo, cada tipo de válvula de retención con características particulares presenta un comportamiento dinámico diferente durante su apertura como durante su cierre.

En el trabajo de [McElhaney, 2000] se analiza una base de datos de válvulas de retención empleadas en plantas de energía nuclear de Estados Unidos, observándose una distribución de tipos de válvulas retención en estas industrias

según se presenta en la Figura 3.2.

La *válvula tipo clapeta* (Figura 3.1 *a.*) se encuentra entre los modelos más antiguos de válvulas de retención, así como también entre las más frecuentemente empleadas debido, principalmente, a la simpleza de su diseño, las reducidas pérdidas de carga que introduce estando totalmente abierta y su bajo costo en comparación con otros tipos de válvulas de retención. Consiste básicamente en un disco o clapeta suspendido por una bisagra en torno a la cual se permite su movimiento de rotación.

La *válvula de disco inclinado* es una variante de la de tipo clapeta, en la que su asiento se encuentra en ángulo con el eje de la válvula (ver Figura 3.1 *c.*), haciendo así más corto el recorrido hasta su asiento.

Por otro lado, las *válvulas de disco partido, tipo pistón, axiales y de tobera* (ver Figura 3.1 *b., d., e. y f.* respectivamente) presentan en general un menor recorrido hasta su asiento en comparación con las anteriores válvulas y además cuentan con muelles que asisten su movimiento al cierre. Estas características conducen a tiempos de cierre en general más cortos que las de clapeta. Sin embargo, en general, presentan mayores pérdidas de carga que otros tipos de válvulas con diseños más simples, como las de clapeta.

### 3.3 Comportamiento dinámico durante el cierre

El comportamiento dinámico de las válvulas de retención se encuentra gobernado principalmente por la interacción del comportamiento del flujo que por ella circula con las características particulares de la válvula. En particular, cuando el flujo que circula a través de la válvula se desacelera tendiendo a invertirse, la válvula de retención se comporta tendiendo a su cierre.

Se denomina *comportamiento dinámico ideal* de las válvulas de retención a

aquel en el que el elemento móvil alcanza su asiento en el momento exacto en el que el flujo a través de la misma se anula.

Sin embargo, varios estudios experimentales muestran que el cierre de la válvula se produce instantes después de que el flujo se anula, y en presencia de flujo inverso [Provoost, 1980] [Thorley, 1983]. Este flujo inverso previo al cierre de la válvula es conducido hacia los equipos de bombeo pero, en general, no es suficiente para provocar daños en estos equipos o el vaciamiento de tanques o cañerías, pues ocurre durante intervalos de tiempo muy pequeños, del orden de pocos segundos o de solamente algunas décimas de segundos [Thorley, 1989].

El cierre brusco de una válvula de retención de diámetro  $D_{vr}$ , asociado a un área  $A_{vr}$  estando totalmente abierta, cuando por ella circula un flujo inverso con caudal  $Q_r$  y velocidad media  $V_r = Q_r/A_{vr}$ , tiene asociado una onda de presión positiva que se propaga hacia aguas abajo de esta válvula, y una onda de presión negativa que se propagan hacia aguas arriba de la misma, ambas ondas de magnitud  $\Delta H$  en términos de cargas piezométricas, que pueden ser estimados mediante la ecuación de Joukowsky 2.1, de acuerdo a la teoría presentada en el capítulo anterior.

Siendo,

$$\frac{\Delta Q}{A_{vr}} = \frac{0 - (-Q_r)}{A_{vr}} = V_r \quad (3.1)$$

Entonces,

$$\Delta H = \pm \frac{aV_r}{g} \quad (3.2)$$

El signo + corresponde a la onda que se propaga hacia aguas abajo y el signo – a la onda que se propaga hacia aguas arriba de la válvula de retención.

Estas ondas de presión, o de carga, pueden alcanzar grandes valores, motivo por el cual el conocimiento de este fenómeno ha tomado gran relevancia.

Este *comportamiento real de la válvula de retención* durante su cierre es tam-

bién denominado *fenómeno de Check-Slam de las válvulas de retención*, el cual deriva del hecho que cuando la válvula está alcanzando su asiento y reduciendo el flujo inverso, se comienza a elevar la presión aguas abajo de la misma, impulsando el movimiento de la válvula hasta su asiento [Thorley, 1989].

Las ondas de presión originadas durante el comportamiento real de las válvulas de retención no se observan bajo las hipótesis de comportamiento ideal, pues en ese caso la válvula se cierra en el instante en el que el flujo es nulo ( $V_r = 0$ ), de esta forma, de acuerdo a la ecuación de Joukowsky (2.1) la amplitud de las ondas de presión resulta nula.

En la Figura 3.3 se muestran los registros tomados en un ensayo experimental del comportamiento dinámico de una válvula de retención durante su cierre [Provoost, 1980]. Se presentan los registros de velocidad media del flujo ( $V$ ) y de presión aguas abajo ( $P_1$ ) y aguas arriba ( $P_2$ ) de la válvula de retención. El flujo se desacelera desde un estado inicial de régimen con velocidad media próxima a 1  $m/s$ , hasta una velocidad inversa máxima, momento en el cual se produce el cierre de la válvula. Se observan los picos de presión prácticamente instantáneos, positivos y negativos, que se originan hacia aguas abajo y aguas arriba de la válvula respectivamente, asociados al instante de tiempo en que el flujo a través de la misma detiene su des-aceleración inicial y se hace nulo.

El fenómeno de check-slam puede producir sobre-presiones inadmisibles en el extremo de aguas abajo de la válvula de retención, mientras que en el extremo de aguas arriba la presión mínima puede alcanzar la presión de vaporización del fluido que circula. De alcanzarse esta presión, podría formarse cavidades de vapor en el extremo de aguas arriba de la válvula, que al enfrentarse con presiones mayores podría comprimirse y colapsar generando nuevas sobre-presiones. Estas sobre-presiones aguas arriba de la válvula podrían inducir a su re-apertura y a nuevos cierres de la misma [Thorley, 1989]. En algunos casos esto puede conducir a un fenómeno de resonancia hidráulica [Provoost, 1983].

En el ensayo cuyos resultados se muestran en la Figura 3.3, el pico de depresión aguas arriba de la válvula alcanza la presión de vapor. Se observa

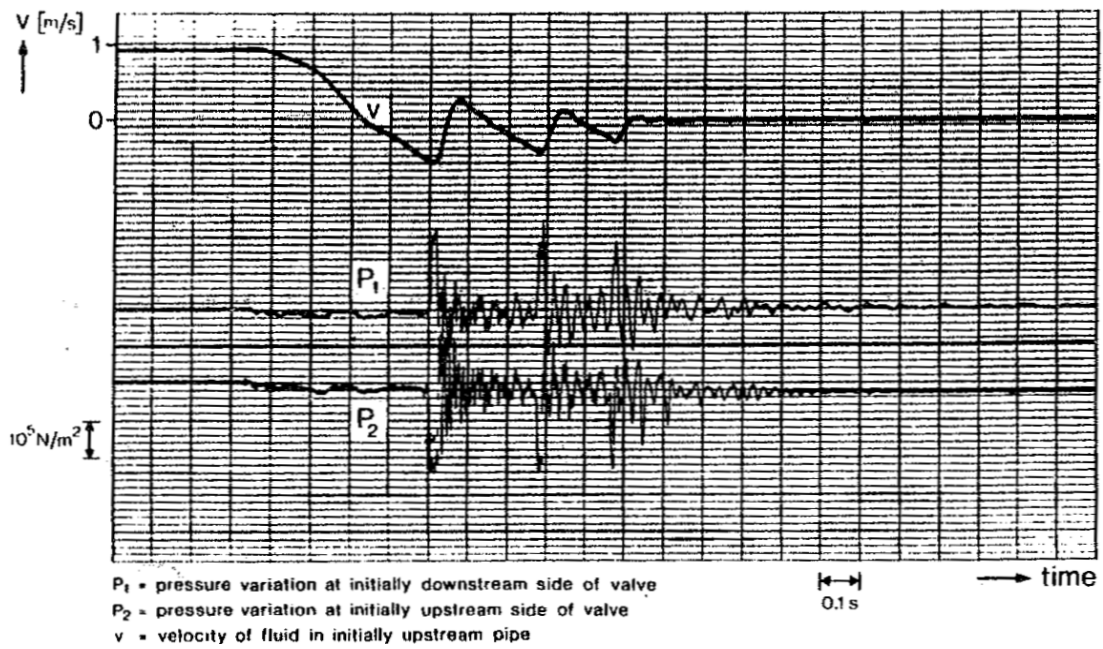


Figura 3.3: Registros experimentales del cierre de una válvula de retención de tipo bola: presión aguas abajo ( $P_1$ ) y aguas arriba ( $P_2$ ) de la válvula, y velocidad media del flujo ( $V$ ) [Provoost, 1980].

además que luego del primer cierre se produce la re-apertura de la válvula y un nuevo cierre[Provoost, 1980]. En general, estos nuevos cierres de la válvula de retención presentan mayor complejidad de análisis que el primero, dada la complejidad tanto de las características del flujo, como también de la estimación de la posición hasta la cual abre la válvula y desde la cual se produce el nuevo cierre. En algunos casos este nuevo cierre puede ocasionar mayores sobre-presiones que el primer cierre de la válvula[Perko, 1986].

Los modelos numéricos que simulan transitorios hidráulicos, en general, consideran que el comportamiento de la válvulas de retención es ideal. Sin embargo, por lo expuesto anteriormente, la existencia del flujo inverso en la válvula de retención y las ondas de presión asociados deben ser tenidos en cuenta para evitar daños en el sistema.

El comportamiento real de las válvulas de retención durante su cierre ha sido objeto de varias investigaciones para una más acertada inclusión en el estudio de los transitorios hidráulicos, así como también para el desarrollo de nuevos tipos de válvulas de retención y de modificaciones en las características de las válvulas existentes.

### **3.4 Ecuaciones que gobiernan el movimiento de la válvula de retención**

La interacción entre el comportamiento dinámico de una válvula de retención y el fluido que por ella circula durante un transitorio hidráulico está gobernado por las ecuaciones que se enumeran a continuación:

1. Ecuaciones que gobiernan el flujo transitorio.

Estas son las ecuaciones de balance de cantidad de movimiento y de balance de masa, junto con las ecuaciones constitutivas del fluido y de la tubería, presentadas en el capítulo anterior (ecuaciones 2.8 y 2.9),

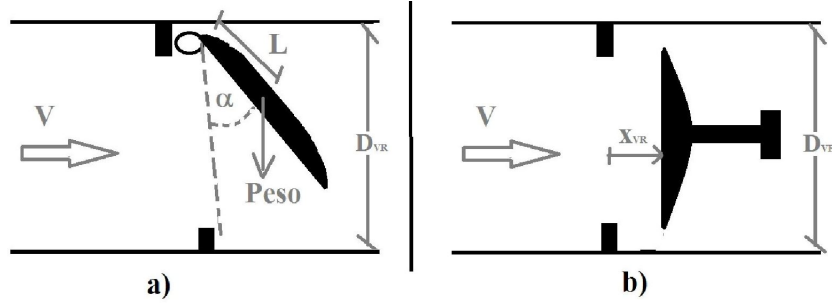


Figura 3.4: Esquema de válvula de retención según su movimiento: a) rotatorio; b) de traslación.

aplicadas en ambas tuberías adyacentes a la válvula de retención.

2. Segunda ley de Newton aplicada al elemento móvil de la válvula de retención.

De forma de aplicar esta ecuación se agrupan las válvula en dos tipos: por un lado, aquellas en las que el movimiento del elemento móvil es rotatorio (caso de válvulas tipo clapeta, disco partido, disco inclinado, Figura 3.1, **a.**, **b.** y **c.**, respectivamente), y por otro lado, las válvulas en que el movimiento de su elemento móvil es de traslación en la dirección de su eje (caso tipo pistón, axial o tobera, Figura 3.1, **d.**, **e.** y **f.**, respectivamente).

- Válvulas de retención con elemento móvil rotatorio:

El movimiento de estas válvulas está determinado por los pares actuantes sobre el elemento móvil en la dirección de su eje de rotación. Aplicando la segunda ley de Newton se tiene:

$$T = I \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \quad (3.3)$$

Siendo,  $T$  la resultante de los pares aplicados sobre el elemento móvil en la dirección de su eje de rotación,  $I$  el momento de inercia de las masas rotantes de la válvula y la masa añadida respecto al eje de rotación,  $\alpha$  el ángulo de rotación del elemento móvil (ver Figura 3.4 *a.*).

La acción de la fuerza asociada a la aceleración o des-aceleración de parte del flujo que rodea al elemento móvil durante su movimiento es representada en la segunda ley de Newton como una masa añadida al sistema. Así, el momento de inercia  $I$  se descompone en  $I = I_D + I_W$ , siendo  $I_D$  la componente de la inercia debido a la masa de los elementos móviles de la válvula y  $I_W$  la componente de la inercia debido a esta masa añadida.

La resultante de los pares aplicados sobre el elemento móvil  $T$  se compone por [Thorley, 1983]:

$$T = T_g + T_b + T_f + T_h + T_e \quad (3.4)$$

Siendo,  $T_g$  el par debido al peso de la clapeta,  $T_b$  el par debido a la fuerza de empuje sobre la clapeta,  $T_f$  el par debido a la fricción en el eje de traslación y  $T_h$  el par hidráulico causado por el fluido que rodea al elemento móvil. Algunas válvulas cuentan además con elementos como resortes o contrapesos que actúan sobre el elemento móvil en forma de pares externos  $T_e$  y deben ser tenidos en cuenta en la resultante de los pares aplicados.

- Válvulas de retención con elemento móvil de traslación:

En este caso las fuerzas sobre el elemento móvil son las que gobiernan su movimiento. Aplicando la segunda ley de Newton se tiene:

$$F = M \frac{d^2 x_{vr}}{dt^2} \quad (3.5)$$

Siendo,  $F$  la resultante de las fuerzas aplicadas sobre el elemento móvil,  $M$  la masa de las partes móviles y de una parte del agua que las rodea o masa añadida,  $x_{vr}$  es la posición del elemento móvil.

De igual forma que fue planteado para la inercia, la masa puede escribirse como la suma de dos componentes:  $M = M_D + M_W$ , siendo  $M_D$  la masa del elemento móvil y  $M_W$  la masa añadida.

La resultante de las fuerzas  $F$  aplicadas sobre el elemento móvil se compone por las siguientes fuerzas [Provoost, 1983, Perko, 1986]:

$$F = F_g + F_b + F_f + F_h + F_e \quad (3.6)$$

Siendo,  $F_g$  el peso del elemento móvil,  $F_b$  la fuerza de empuje,  $F_f$  la fuerza de fricción en el eje de rotación,  $F_h$  las fuerzas hidrodinámicas del fluido sobre el elemento móvil y  $F_e$  las fuerzas externas (contrapesos, muelles, etc.).

La magnitud de la masa añadida depende principalmente de la geometría del elemento móvil, de la densidad del fluido y del tipo de movimiento (traslación o rotación). [Thorley, 1989] propone, para el caso de válvulas de retención de tipo clapeta, estimar el efecto de la masa añadida como el de una esfera de fluido con diámetro igual al diámetro de la clapeta y con centros de gravedad coincidentes.

La acción de la fuerza de gravedad sobre la válvula, ya sea como par o fuerza según el tipo de válvula considerado, puede obtenerse a partir de la densidad media del elemento móvil, su geometría y sus dimensiones y, en el caso de válvulas con movimiento rotativo, la distancia desde el eje de rotación al centro de gravedad del elemento móvil.

El empuje presenta una representación similar a la fuerza o par ejercida por la gravedad, pero debe conocerse la densidad del fluido en lugar de la densidad media del elemento móvil.

Los pares y fuerzas de fricción e hidrodinámicos dependen principalmente del flujo en torno a la válvula, así como también de su posición y velocidad angular [Thorley, 1983]. Los primeros son, en general, de magnitud despreciable frente al resto de los pares o fuerzas aplicados sobre el elemento móvil para los tamaños de válvulas de retención que generalmente se encuentran en los sistemas hidráulicos [Boqvist, 2013].

Por otro lado, las expresiones para el par o para la fuerza hidrodinámica no son conocidas con exactitud, pues el movimiento del fluido en torno a la válvula presenta un patrón muy complejo, el cual depende de las características de la válvula así como también de su velocidad y aceleración [Provoost, 1980], [Thorley, 1989], [Li & Liou, 2003].

Estas ecuaciones, junto con las condiciones de borde de las tuberías adyacentes a la válvula de retención y las condiciones iniciales del sistema, permitirían describir el comportamiento dinámico de una válvula de retención durante un transitorio.

### **3.5 Enfoques de análisis del check-slam**

Desde los inicios de las investigaciones del fenómeno de check-slam, se ha convenido que el problema es de difícil abordaje en forma completamente analítica debido, fundamentalmente, a la complejidad del patrón del flujo en torno a la válvula durante un evento transitorio, y a la dificultad de generalizar el estudio a una gran variedad de tipos de válvulas de retención existentes [Provoost, 1980],[Thorley, 1989],[Li & Liou, 2003]. Es por esto que las investigaciones siguieron diferentes enfoques de análisis del fenómeno.

Por un lado, mediante un enfoque analítico - experimental, en que son aplicadas las ecuaciones que gobiernan el fenómeno y realizadas hipótesis respecto a las diferentes expresiones para representar la acción de las fuerzas o pares hidrodinámicos. Estos estudios son complementados con ensayos experimentales para ajustar los parámetros de dichas expresiones [Provoost, 1980], [Provoost, 1983],[Li & Liou, 2003].

Por otro lado, algunos investigadores abordaron este problema a través de la observación experimental y del análisis dimensional, asumiendo la dependencia de las variables más relevantes y recurriendo a ensayos de laboratorio para evaluar esta dependencia [Provoost, 1980], [Thorley, 1989], [Koetzier et. al., 1986].

En los últimos tiempos, los modelos CFD (Computational Fluid Dynamics) han sido aplicados para la evaluación de flujos no estacionarios, donde los elementos que interaccionan con el flujo deben ser representados explícitamente y donde es necesaria una buena representación del patrón de flujo propio del problema, existiendo antecedentes de estudio del comportamiento dinámico de algunos tipos de válvulas de retención [Sibilla & Gallati, 2008], [Turesson, 2011], [Boqvist, 2013].

A continuación se describen las características principales de estos enfoques y sus resultados más relevantes.

### 3.5.1 Estudios experimentales y análisis dimensional

En los fenómenos difícilmente abordables en forma completamente analíticamente, la observación experimental comprende una herramienta sumamente propicia para su comprensión y estudio. Así, ha sido aplicada a varios componentes de sistemas hidráulicos que interaccionan con el fluido, como son las bombas y turbinas, entre otros, obteniéndose importantes resultados respecto a su comportamiento [Thorley, 1989].

Los primeros y más relevantes estudios experimentales sobre el fenómeno de check-slam parten de la base de que la variación de presión asociada al cierre brusco de la válvula de retención cuando por ella circula cierto flujo inverso, se relaciona con la velocidad de este flujo inverso mediante la ecuación de Joukowsky (3.2) [Provoost, 1980, Thorley, 1989]. Esto permitió adoptar a la velocidad inversa del flujo en el instante de cierre de la válvula de retención,  $V_r$ , como una de las principales variables de observación de los ensayos experimentales.

Teniendo en cuenta esto, las investigaciones experimentales se basaron en la identificación y el análisis de las diferentes variables que intervienen en el comportamiento dinámico de una válvula de retención durante un transitorio hidráulico y sus relaciones de dependencia.

**Observaciones experimentales del check-slam**

En particular, [Provoost, 1980] ensaya el comportamiento de dos tipos diferentes de válvulas de retención durante su cierre, arribando a las siguientes conclusiones:

- En todos los experimentos la válvula de retención cierra con flujo en sentido inverso a través de la misma.
- La des-aceleración del flujo previo al cierre de la válvula de retención se mantiene aproximadamente constante.
- Fijada una condición estacionaria inicial, cuanto mayor es la des-aceleración del flujo,  $\frac{dV}{dt}$ , mayor es la velocidad inversa a la que cierra la válvula de retención, y en consecuencia mayor es también la variación de presión originada por el cierre.
- En los ensayos en que aguas arriba de la válvula la presión alcanza el valor de la presión de vaporización del fluido, la posterior compresión de la cavidad de vapor formada generó picos de sobre-presión que provocaron la re-apertura de la válvula y, en algunos casos, continuos clapeteos de la misma.
- Cuanto más abierta se encuentra la válvula en las condiciones estacionarias iniciales, mayor es el tiempo que esta tarda hasta llegar a su asiento, resultando mayor velocidad inversa del flujo en el momento de su cierre.
- Las válvulas de retención comienzan a moverse hacia su asiento en un instante de tiempo aproximadamente igual al instante de tiempo en que se invierte el sentido del flujo a través de las mismas. De esta forma, la velocidad media del flujo a través de la válvula de retención en las condiciones estacionarias iniciales ( $V_0$ ) es un parámetro de menor relevancia frente a la des-aceleración media del flujo en los instantes previos a su cierre. Esto se cumple siempre que la velocidad media inicial del

flujo sea mayor a la velocidad mínima del flujo para la cual la válvula se encuentra totalmente abierta, también denominada velocidad crítica ( $V_{cr}$ ). En otro caso, la velocidad inicial del flujo, o la posición inicial de la válvula, son parámetros que deben ser tenidos en cuenta en la evaluación del fenómeno.

Por otro lado, [Thorley, 1983] resume las conclusiones de resultados experimentales obtenidos de trabajos antecedentes, destacándose las siguientes observaciones:

- Las variaciones de presión observadas luego del cierre de las válvulas de disco partido son inferiores a aquellas obtenidas con válvulas de clapeta convencionales.
- Las válvulas de disco partido con muelles más rígidos generan menores variaciones de presión que las de muelles más débiles.
- Si la válvula es de baja inercia, o se encuentra asistida por muelles, la respuesta de la válvula a cambios en las condiciones de flujo es más rápida que en casos contrarios, resultando menores velocidad inversas del flujo en el momento de su cierre.

Otras observaciones relevantes que surgen de los trabajos de diferentes investigadores son:

- Si en las condiciones estacionarias iniciales la velocidad del flujo es menor a la velocidad crítica para la cual la válvula se encuentra totalmente abierta, resultan menores recorridos de la válvula hasta su asiento y por lo tanto menores velocidades inversas del flujo en el momento de su cierre que en caso contrario [Ellis & Mualla, 1986].
- La velocidad inversa del flujo en el momento del cierre de la válvula es directamente proporcional a su tamaño, ya que a mayor tamaño mayor

tiempo de cierre de la válvula, y por tanto, mayor flujo inverso en ese instante [Perko, 1986].

- El evento que da origen a un transitorio hidráulico más severo para el fenómeno de check-slam es aquel en que habiendo varias bombas funcionando en paralelo con válvula de retención en la descarga, se detiene una de ellas y continúa en operación el resto. Esto es debido a que la detención de una bomba modifica el punto de funcionamiento de las restantes, incrementando sus caudales de bombeo y generando así mayor des-aceleración del flujo [Thorley, 1983, Ellis & Mualla, 1986].
- La des-aceleración del flujo es mayor cuanto mayor es la carga inicial del sistema y menor es la inercia de los equipos de bombeo [Ellis & Mualla, 1986].
- La presencia de dispositivos de protección del tipo de cámaras de aire en las proximidades al cabezal de bombeo genera condiciones más severas sobre el comportamiento dinámico de la válvula de retención, ya que incrementa la des-aceleración del flujo [Ellis & Mualla, 1986].
- Las válvulas de retención de tipo tobera, pistón o de doble clapeta presentan en general mejor comportamiento dinámico que las válvulas de clapeta o de bola, principalmente debido a que cuentan con resortes o presentan recorridos más pequeños hasta su asiento [Thorley, 1989].
- A medida que es mayor el contenido de aire disuelto del flujo que circula, menores son las variaciones de presión observadas durante el comportamiento dinámico de las válvulas de retención [Lee et. al, 2009]

### Curva dinámica característica

Las observaciones experimentales antes mencionadas condujeron a que el comportamiento dinámico de una válvula de retención con determinadas características puede ser representado mediante un gráfico de des-aceleración del flujo vs. velocidad inversa del flujo en el momento del cierre, denominado *Curva*

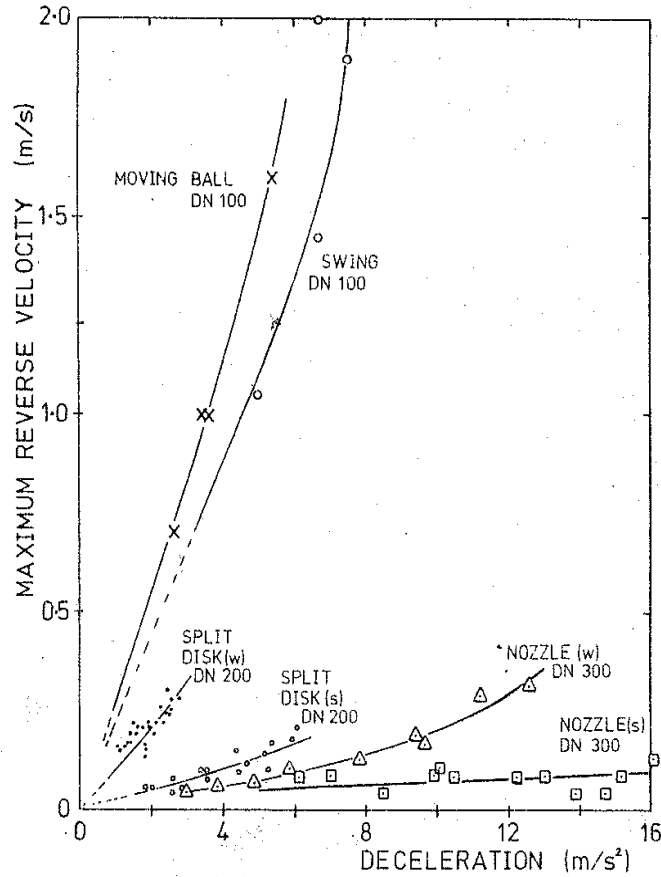


Figura 3.5: Velocidad de reversa máxima en función de la desaceleración del flujo para diferentes tipos de válvulas de retención. (s): resortes fuertes. (w): resortes débiles. [Thorley, 1983]

*Dinámica Característica de la válvula de retención* [Provoost, 1982]. Esta relación  $\frac{dV}{dt} - V_r$  es deducible mediante un simple ensayo experimental como los que se describe en [Provoost, 1980], [Koetzier et. al., 1986], [Kruisbrink, 1988].

En la Figura 3.5 se presentan las curvas dinámicas características para diferentes tipos y diámetros de válvulas de retención [Thorley, 1983]. Pueden observarse las significativas diferencias en el comportamiento dinámico de válvulas de diferentes tipos y tamaños.

La curva dinámica característica de una válvula de retención con comportamiento ideal sería una recta con velocidad de reversa  $V_r = 0$  para todo valor de  $\frac{dV}{dt}$ . Por otro lado, cuanto mayor es la pendiente, resultarán mayores variaciones de presión en el momento del cierre de la válvula para una des-aceleración del flujo dada, esto es tendrá un comportamiento dinámico peor que una válvula de retención con menor pendiente de su curva dinámica característica.

En los resultados presentados en la Figura 3.5 por [Thorley, 1989], así como también se observa en los resultados obtenidos por [Lee et. al, 2009], las válvulas de tipo clapeta y bola presentan peor comportamiento dinámico que las válvulas de doble clapeta o tobera.

[Lee et. al, 2009] también observa a través de ensayos experimentales que el comportamiento de la válvula de tipo bola mejora significativamente si la misma se instala en posición vertical, lo cual muestra la gran influencia del peso de la bola en el comportamiento dinámico de este tipo de válvulas, y recomienda instalar las mismas, siempre que sea posible, en posición vertical. Sin embargo, esta mejora en el comportamiento dinámico con la posición no se observa con las válvulas de retención de tipo clapeta.

La existencia de una relación de dependencia entre  $V_r$  y  $\frac{dV}{dt}$  es deducida también a través de la aplicación de un análisis dimensional del fenómeno. En los trabajos de [Koetzier et. al., 1986, Thorley, 1989] se presenta este análisis con el objetivo de encontrar una relación que pueda deducirse de ensayos experimentales.

En particular, [Koetzier et. al., 1986] propone las siguientes variables más relevantes deducidas por trabajos y ensayos antecedentes:

$$V_r, \quad \frac{dV}{dt}, \quad V_{cr}, \quad D_{vr}, \quad \rho_m, \quad \rho$$

Siendo,  $D_{vr}$  el diámetro interno de la válvula de retención y  $\rho_m$  la densidad del material de los elementos en movimiento.

Se asume que la válvula en las condiciones iniciales se encuentra totalmente abierta, y que en caso de estar asistida por muelles la fuerza de los mismos puede caracterizarse por la velocidad crítica a partir de la cual la válvula se encuentra totalmente abierta. Además asume que la relación entre la fuerza de los muelles estando totalmente abierta y estando cerrada es constante, que hay independencia del número de Reynolds y que la rugosidad del material es de menor importancia en el comportamiento dinámico de la válvula.

Por último, Koetzier aplica el teorema Pi de Buckingham y obtiene:

$$\frac{V_r}{V_{cr}} = f\left(\frac{dV}{dt} \frac{D_{vr}}{V_{cr}^2}, \frac{\rho_m}{\rho}\right) \quad (3.7)$$

En donde la función  $f$  puede ser obtenida mediante ensayos experimentales. Manteniendo fija la relación  $\frac{\rho_m}{\rho}$  resulta la curva dinámica característica en su forma a-dimensionada.

Por su parte, [Thorley, 1989] agrega variables a las propuestas por Koetzier arribando a una relación de dependencia análoga con más números a-dimensionados, como el número de Reynolds, la relación de fuerzas de muelles, la fricción y la distancia del recorrido de la válvula hasta su asiento. Concluye que la velocidad inversa y la des-aceleración son las variables más relevantes, mientras que el resto pueden mantenerse constantes o despreciarse, arribando a la expresión 3.7.

En la Figura 3.6 se muestra a modo de ejemplo la curva dinámica característica a-dimensionada para una válvula de retención de tipo tobera de 800mm con muelles fuertes (200 % del normal) o débiles (50 % del normal). Se observa una pequeña desviación de la curva para los muelles más fuertes [Thorley, 1989]. Estas curvas han sido desarrolladas y presentadas en varios trabajos de investigación [Koetzier et. al., 1986], [Ellis & Mualla, 1986], [Thorley, 1989], siendo también proporcionadas por varios fabricantes de válvulas de retención [Val-Matic, 2011], [Apco, 2012].

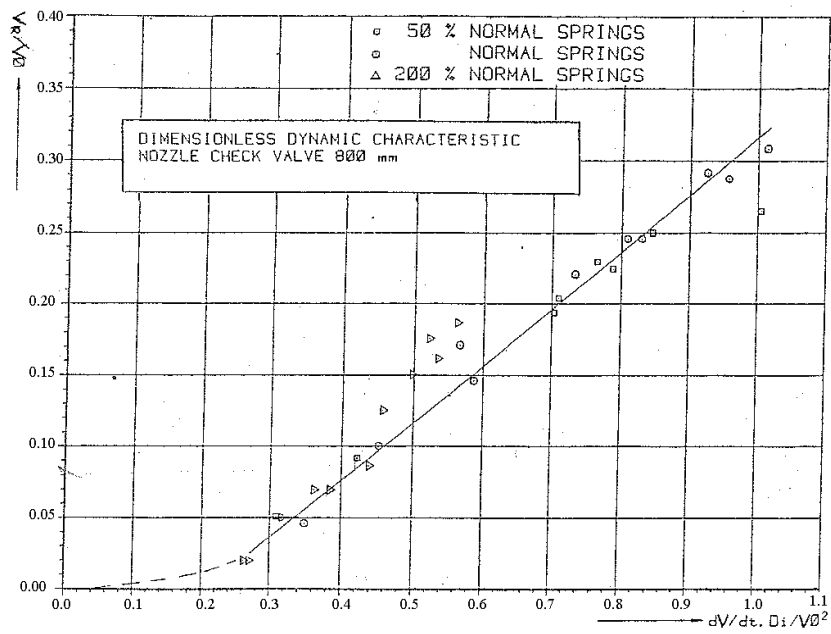


Figura 3.6: Curvas dinámicas características a-dimensionada para una válvula de tipo tobera de 800 mm de diámetro. [Thorley, 1989]

Se ha asumido que la des-aceleración del flujo está representada por un único valor  $\frac{dV}{dt}$ , y si bien la des-aceleración es en general aproximadamente constante con el tiempo, según varias observaciones experimentales [Koetzier et. al., 1986], esta puede, en algunos casos, presentar variaciones. Esto es debido a que la des-aceleración del flujo puede ser afectada por parámetros que pueden alterarse en el tiempo o generar cambios en el flujo, como por ejemplo las condiciones de borde del sistema. En estos casos, han sido propuestas diferentes estimaciones de la des-aceleración representativa del comportamiento dinámico, como por ejemplo la des-aceleración media en el intervalo de tiempo en que la velocidad del flujo pasa de la velocidad crítica a la velocidad de reversa [Kruisbrink, 1988], o la des-aceleración media en el 75 % final del intervalo del tiempo en que cierra la válvula [Ellis & Mualla, 1986]. Sin embargo, es conveniente en cada caso evaluar la evolución de la des-aceleración en el tiempo para adoptar el valor más representativo [Ellis & Mualla, 1986], [Kruisbrink, 1988].

### 3.5.2 Enfoque analítico - experimental del fenómeno de check-slam

Según fue mencionado al comienzo de esta sección, la acción de la fuerza de gravedad y del empuje sobre la válvula de retención puede determinarse a partir de la densidad del fluido y de los materiales del elemento móvil, así como su geometría y dimensiones y, en el caso de válvulas con movimiento rotatorio, la distancia desde el eje de rotación al centro de gravedad del elemento móvil.

Los pares y fuerzas de fricción son en general despreciables frente al resto de los pares y fuerzas que actúan sobre la válvula [Boqvist, 2013].

Las expresiones para el par o la fuerza hidrodinámica sobre la válvula de retención podría determinarse si se conociera en cada instante de tiempo la distribución de presiones en torno al elemento móvil de la válvula. Sin embargo, esta distribución de presiones presenta un patrón sumamente complejo, lo cual hace que su determinación ya sea en forma analítica o experimental sea

prácticamente imposible [Li & Liou, 2003].

De esta forma algunos investigadores han abordado el fenómeno de check-slam realizando hipótesis simplificadoras y proponiendo diferentes expresiones que representen la acción de las fuerzas o pares hidrodinámicos, complementadas con ensayos experimentales para ajustar los parámetros de dichas expresiones [Provoost, 1980], [Provoost, 1983], [Li & Liou, 2003].

Así por ejemplo, [Provoost, 1980] propone la siguiente expresión para el par que generan las fuerzas hidrodinámicas sobre una válvula con movimiento rotatorio, bajo las hipótesis de que el movimiento de la válvula es lento, que puede despreciarse la influencia del movimiento de la válvula en el patrón del flujo y que hay independencia del número de Reynolds:

$$T_h = a(\alpha)Q|Q| \quad (3.8)$$

Siendo,  $\alpha$  es el ángulo de posición de una válvula de retención con movimiento rotatorio y  $a$  una función que depende de  $\alpha$  y que debe ser determinada experimentalmente. Sin embargo, Provoost no presenta ensayos experimentales que verifiquen o evalúen dichas hipótesis.

En un trabajo posterior del mismo autor, [Provoost, 1983], se plantea como hipótesis simplificadora que en una válvula de retención con movimiento de traslación las acciones hidrodinámicas se pueden estimar al asumir que el caudal a través de la válvula es igual al caudal en las tuberías continuas a la válvula menos el caudal inducido por el desplazamiento de la válvula. Bajo estas hipótesis plantea la siguiente expresión para la fuerza hidrodinámica:

$$F_h = \frac{\rho k_f}{D_{vr}^2} \left( Q - A \frac{dx_{vr}}{dt} \right) \left| Q - A \frac{dx_{vr}}{dt} \right| \quad (3.9)$$

Siendo,  $\frac{dx_{vr}}{dt}$  la velocidad de desplazamiento de la válvula de retención y  $k_f$  un coeficiente a-dimensional que se asume depende únicamente de la posición

de la válvula, y debe ser determinado en forma experimental.

Así, las diferentes investigaciones fueron proponiendo diferentes hipótesis y simplificaciones, obteniéndose resultados cada vez más ajustados al compararlos con las mediciones.

En el trabajo de [Li & Liou, 2003] se presenta una breve pero completa descripción de diferentes expresiones para la estimación de la acción de las fuerzas hidráulicas sobre la válvula de retención, mencionando las fortalezas y debilidades de cada uno de ellos. En este trabajo se menciona que, en general, las dificultades se han centrado en la posibilidad de captar los efectos del flujo transitorio no-estacionario en torno al elemento móvil, o en que los esquemas propuestos no logran predecir con suficiente exactitud los resultados experimentales, o que no logra representar la interacción entre el movimiento de la válvula y el fluido.

Por su parte, [Li & Liou, 2003] adopta el esquema en el que el par de las fuerzas hidráulicas sobre una válvula de retención de tipo clapeta ( $T_h$ ) puede expresarse en términos de dos componentes, el par creado por el flujo que rodea al elemento móvil estando este último estacionario ( $T_{hs}$ ) y el par debido a la rotación del elemento móvil ( $T_{hr}$ ):

$$T_h = T_{hs} + T_{hr} \quad (3.10)$$

[Li & Liou, 2003] propone las siguientes expresiones para las magnitudes de las componentes del par hidrodinámico:

$$T_{hs} = C_{HS}\rho A_{vr} \frac{V^2}{2} L \quad (3.11)$$

$$T_{hr} = C_{HR}\rho A_{vr} \frac{(L \frac{d\alpha}{dt})^2}{2} L \quad (3.12)$$

Siendo,  $C_{HS}$  el coeficiente del par hidráulico estacionario,  $C_{HR}$  el coeficiente

del par hidráulico rotacional,  $A_{vr}$  el área de la válvula de retención y  $L$  la distancia desde el eje de rotación al centro de masa de las partes móviles, según se muestra en la Figura 3.4.

Este modelo muestra un excelente ajuste con las medidas experimentales de [Li & Liou, 2003].

Si bien los diferentes investigadores fueron proponiendo hipótesis cada vez más acertadas, estos modelos requieren de ensayos específicos para la estimación de coeficientes, difícilmente accesibles por los proveedores o fabricantes de las válvulas de retención, pues suelen requerir instalaciones o instrumentación sofisticadas. Esto limita significativamente las posibilidades de su aplicación.

### 3.5.3 Modelos CFD

El análisis del comportamiento dinámico de una válvula de retención mediante modelos unidireccionales, si bien presenta la ventaja de sencillez y rapidez de cálculo, por otro lado, varios elementos del sistema así como el flujo en torno a ellos no logran ser representados con precisión, como ocurre en el caso de las válvulas de retención [Turesson, 2011].

Los modelos CFD (Computational Fluid Dynamics, [Anderson, 1995]) han sido aplicados para la evaluación de flujos estacionarios y no estacionarios, en especial en aquellos casos en que los elementos que interaccionan con el flujo deben ser representados con buen grado de detalle. Por ejemplo, en los trabajos presentados por [Sibilla & Gallati, 2008], [Leutwyler & Dalton, 2006] y [Davis & Stewart, 2002] estos modelos han sido aplicados en las investigaciones de la interacción entre el flujo y diferentes tipos de válvulas. Los antecedentes de su aplicación al estudio del comportamiento dinámico de las válvulas de retención durante su cierre son más recientes, como por ejemplo [Turesson, 2011] [Boqvist, 2013].

En particular, [Sibilla & Gallati, 2008] emplea un modelo CFD de forma de

caracterizar el flujo estacionario a través de una válvula de retención de tipo tobera, centrándose en la estimación de las pérdidas de presión a través de la misma para diferentes aperturas. A su vez, analiza el comportamiento dinámico de la válvula de retención durante su apertura y evalúa además diferentes modelos de turbulencia, comparando los resultados numéricos con los obtenidos experimentalmente. Sin embargo, este trabajo no abarca el comportamiento dinámico de la válvula de retención durante su cierre.

Por otra parte, [Turesson, 2011] analiza el comportamiento dinámico de una válvula de retención de tipo clapeta durante su cierre a través de un modelo CFD. Compara sus resultados con los obtenidos a través de tres modelos unidireccionales que utilizan expresiones aproximadas para los pares o fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre la válvula. Concluye que estos tres modelos sub-estiman el tiempo de cierre de la válvula al compararlos con los resultados obtenidos en el modelo CFD. Asimismo, la velocidad inversa del flujo en el momento del cierre y las variaciones de presión resultan menores en los modelos unidireccionales que los obtenidos a través de la aplicación del modelo CFD.

[Boqvist, 2013] realiza también un estudio del comportamiento de una válvula de retención de tipo clapeta mediante un modelo CFD. En este caso se enfoca el estudio en la determinación de correlaciones entre los pares actuantes sobre la válvula y la masa de flujo en su entorno para ser empleados, en trabajos posteriores, en mejoras a los modelos unidireccionales de las válvulas de retención.

# Capítulo 4

## Descripción del Caso de Estudio

### 4.1 Introducción

En el marco de un convenio entre la Universidad de la República y [OSE], fueron evaluados los transitorios hidráulicos originados por el corte del suministro eléctrico a los motores que accionan las bombas sobre la nueva 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, la cual forma parte del sistema de abastecimiento a la región Metropolitana (ciudad de Montevideo y zonas aledañas). Estos estudios concluyeron en el diseño de los dispositivos de protección anti-ariete más adecuados para la 6<sup>ta</sup> línea, y en la necesidad de un análisis de sobre-presiones en el cabezal de bombeo en el que son consideradas, además de las ondas generadas por el evento transitorio, las ondas generadas por el fenómeno de check-slam. Este análisis de las ondas de sobre-presión es el que motiva este trabajo.

En primer lugar, en este capítulo se describe en forma breve el sistema de abastecimiento del cual forma parte la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, profundizándose luego en la descripción de las características de esta línea, su protección antiariete y, en particular, de su cabezal de bombeo, donde se centraliza el análisis de las sobre-presiones. Finalmente, se presenta el problema de sobre-presiones que será abordado en detalle en el siguiente capítulo.

## 4.2 Sistema de abastecimiento a la región Metropolitana

El sistema de abastecimiento de agua potable a la Región Metropolitana abastece a aproximadamente 1.700.000 habitantes ([OSE]). La fuente elegida para este sistema fue el río Santa Lucía, a una distancia de aproximadamente 56 km de la ciudad de Montevideo, en la localidad de Aguas Corrientes, departamento de Canelones (ver Figura 4.1). Su sistema de impulsión está compuesto por una estación de bombeo y seis tuberías principales de impulsión.

La estación de bombeo de Aguas Corrientes está ubicada en las proximidades al punto de toma sobre el Río Santa Lucía. Cuenta con 16 equipos de bombeo para la impulsión hacia las líneas principales. En el Cuadro 4.1 se indican los valores nominales de caudal, carga, velocidad de giro y potencia consumida por estos equipos, así como también sus valores de inercia y el número de equipos instalados [OSE].

Cuadro 4.1: Características de las bombas del cabezal de Aguas Corrientes [OSE].

Tipo	$Caudal_R$ ( $m^3/s$ )	$Carga_R$ ( $m$ )	$N_R$ ( $rpm$ )	$Potencia_R$ ( $kW$ )	Inercia ( $Kg \cdot m^2$ )	$n^\circ$ -
1	0.927	145	990	1900	120	3
2	1.014	152	990	2055	120	3
3	0.500	132	1500	980	80	10

Las seis líneas de impulsión principales, de entre 30km y 40km de largo y diámetros nominales entre 600mm y 1500mm, permiten una primera distribución del abastecimiento hacia diferentes puntos estratégicos (tanques de distribución, recalques o distribución directa a la red). El sistema tiene la posibilidad de conectar o aislar estas líneas principales en el cabezal de bombeo y en otros dos sitios de sus recorridos, permitiendo la operación mediante diferentes

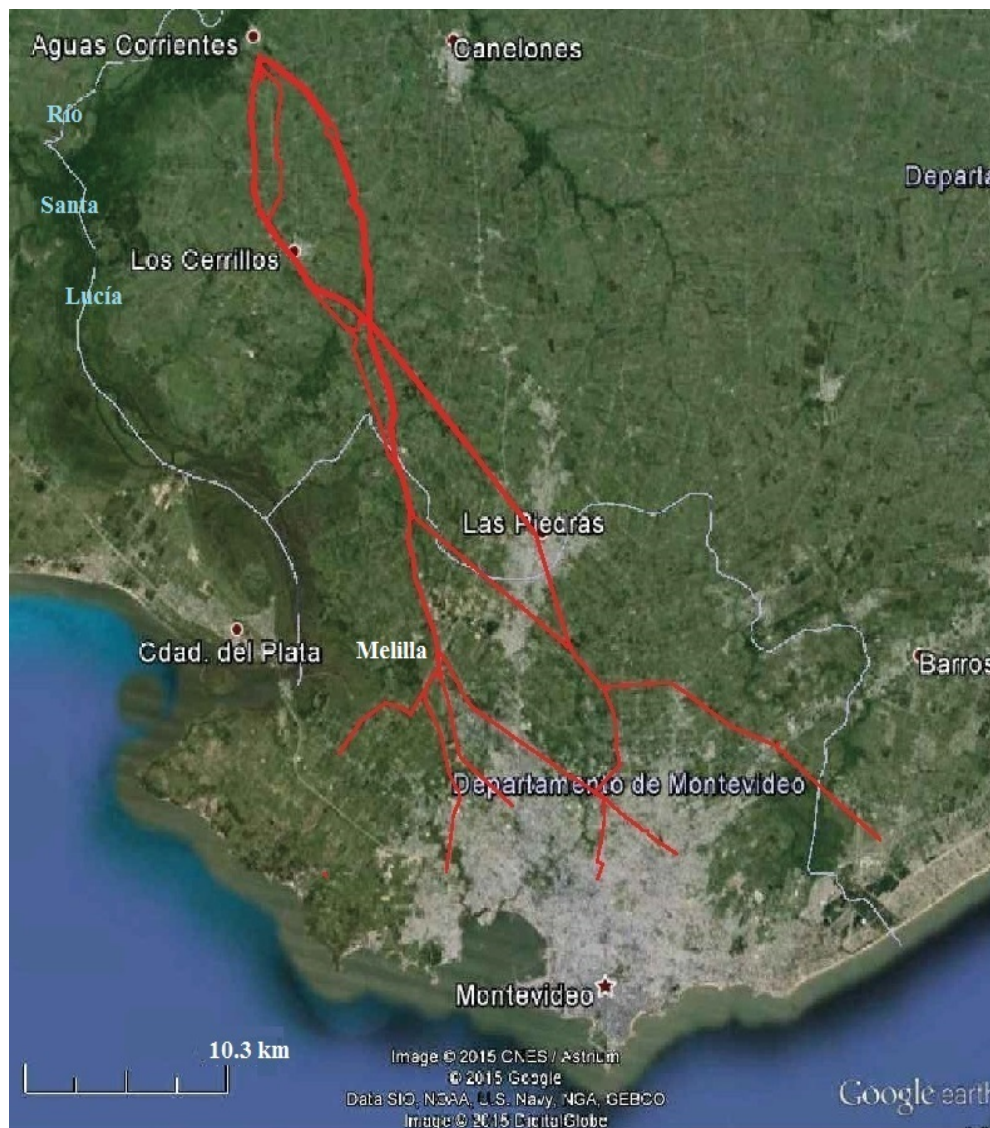


Figura 4.1: Esquema de la distribución y recorridos de las líneas de impulsión del sistema de abastecimiento de agua a la región Metropolitana, [OSE].

combinaciones de equipos de bombeo y la posibilidad de aislar o reforzar los caudales por los diferentes tramos de las líneas, asegurando el adecuado abastecimiento de toda la zona. En la Figura 4.1 se puede observar el recorrido de las líneas principales, y algunas de sus derivaciones, desde Aguas Corrientes hasta la región Metropolitana [OSE].

Las posibles interconexiones en el cabezal de bombeo permiten que algunas líneas operen con cabezal de bombeo común, esto es, un mismo conjunto de bombas opera hacia más de una línea, o con cabezal aislado, en el que las líneas no comparten equipos de bombeo.

Se trata así de un sistema de impulsión de gran complejidad, diversos componentes y gran variedad de configuraciones de operación posibles.

### 4.3 Sexta línea de bombeo

Las seis líneas principales se numeran según su antigüedad, siendo la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo la más reciente de todas ellas. Esta línea fue proyectada atendiendo a la necesidad de aumentar la capacidad del sistema ante el constante crecimiento demográfico e industrial de la ciudad y sus zonas aledañas [OSE].

Se inicia en el cabezal de bombeo del sistema, en la localidad de Aguas Corrientes, y culmina en el recalque de la localidad de Melilla (Figura 4.1). En este recalque, el flujo de agua puede ser re-bombeado o puede desviar este re-bombeo y continuar impulsado desde el cabezal de Aguas Corrientes. Luego del recalque, el flujo se distribuye hacia diferentes sitios de la ciudad de Montevideo.

Consiste en una cañería de 33,2km de largo, 1200mm de diámetro nominal y fabricada en fundición dúctil, siendo su presión nominal de 16kg/cm<sup>2</sup> (Figura 4.2). La celeridad de las ondas que se propagan por la 6<sup>ta</sup> línea es de 1023m/s (ecuación 2.5). El tramo comprendido en la proximidades al cabezal de bombeo presenta características diferentes a las descritas, las que serán



Figura 4.2: Construcción 6<sup>ta</sup> línea de bombeo de OSE [OSE].

presentadas en la sección 4.5 de este capítulo.

La 6<sup>ta</sup> línea tiene la posibilidad de conectarse con el resto de las líneas principales en las progresivas 15390m y 25420m y en su cabezal de bombeo. En particular, en el cabezal de bombeo su operación puede ser aislada o con cabezal común con la 5<sup>ta</sup> línea de bombeo.

Estas posibles inter-conexiones conducen a diversos posibles escenarios de operación estacionaria de la línea en las condiciones iniciales a un transitorio hidráulico. En los escenarios normales de operación estacionaria, el caudal bombeado hacia la 6<sup>ta</sup> línea se encuentra entre  $2m^3/s$  y  $3m^3/s$ , mientras que la carga piezométrica en el cabezal de bombeo es del orden de 150m.c.a.. Comprende así un sistema de gran porte con altas cargas y caudales de operación.

## 4.4 Protección anti-ariete de la Sexta línea

Los dispositivos de protección anti-ariete sobre la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo verifican proteger a la misma durante un transitorio hidráulico en diversos posibles escenarios de operación estacionaria inicial.



Figura 4.3: Cámaras de aire de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, Aguas Corrientes.

Como dispositivos de protección principales, fueron diseñadas seis cámaras de aire con membrana, localizadas en las proximidades al cabezal de bombeo, a una distancia de aproximadamente  $170m$  de las bombas nombradas con el Tipo 1 en el Cuadro 4.1. En la Figura 4.3 se muestra una foto de estas cámaras de aire y en la Figura 4.4 se presenta un esquema del cabezal de bombeo con la ubicación de las mismas.

Cada una de las cámaras de aire tiene forma cilíndrica con eje horizontal, volumen total de  $55m^3$  y área de la superficie libre del agua de aproximadamente  $20m^2$ . Cuando la presión en el cabezal de bombeo es de  $150m.c.a$  (presión en las condiciones de operación normales) cada una de ellas contiene  $10m^3$  de aire y  $45m^3$  de agua. Asimismo, en estas condiciones, su nivel de agua se encuentra a  $3,75m$  por sobre el nivel del tanque de succión, encontrándose este último a  $10m$  por sobre el nivel de referencia (también denominado *cero oficial de OSE*).

Como dispositivos de protección complementarios a las cámaras de aire, fueron localizados tres tanques unidireccionales convenientemente distribuidos a lo largo de la línea.

Esta protección anti-arite de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, con cámaras de aire de las dimensiones indicadas, exigió un cuidadoso estudio de sobre-presiones en el tramo de tubería confinado entre el cabezal de bombeo y dichas cámaras.

## 4.5 Cabezal de bombeo de la Sexta línea

En la Figura 4.4 se muestra un esquema del tramo del cabezal de bombeo de la 6<sup>ta</sup> línea confinado entre las bombas de Tipo 1 y las cámaras de aire. Se incluye en esta figura el perfil y los diámetros nominales de los tramos de tubería que lo conforman.

Según se puede observar en la misma, cada una de las tres bombas Tipo 1 descarga en una tubería de 700mm de diámetro nominal, 4m de largo y de acero ASTM A36. En este tramo se localizan las válvulas de retención correspondientes a cada una de las bombas. Inmediatamente aguas abajo de estas válvulas se ubican válvulas de cierre programado para el control y regulación del flujo.

El extremo de aguas abajo de estas tres tuberías se une a una tubería de 1000mm de diámetro nominal y 49m de largo, también de acero ASTM A36, y la cual culmina en una ampliación de 1000mm a 1200mm de diámetro nominal.

Luego de esta ampliación, continúa una tubería de 1200mm de diámetro nominal, 77m de largo y de acero ASTM A36. A lo largo de este tramo de tubería se conectan algunas de las bombas del Tipo 3 cuyas características se indican en el Cuadro 4.1, finalizando en una bifurcación que conecta esta tubería con la 5<sup>ta</sup> y 6<sup>ta</sup> líneas de bombeo.

Sobre el tramo que continúa hacia la 5<sup>ta</sup> línea de bombeo, luego de la bifurca-

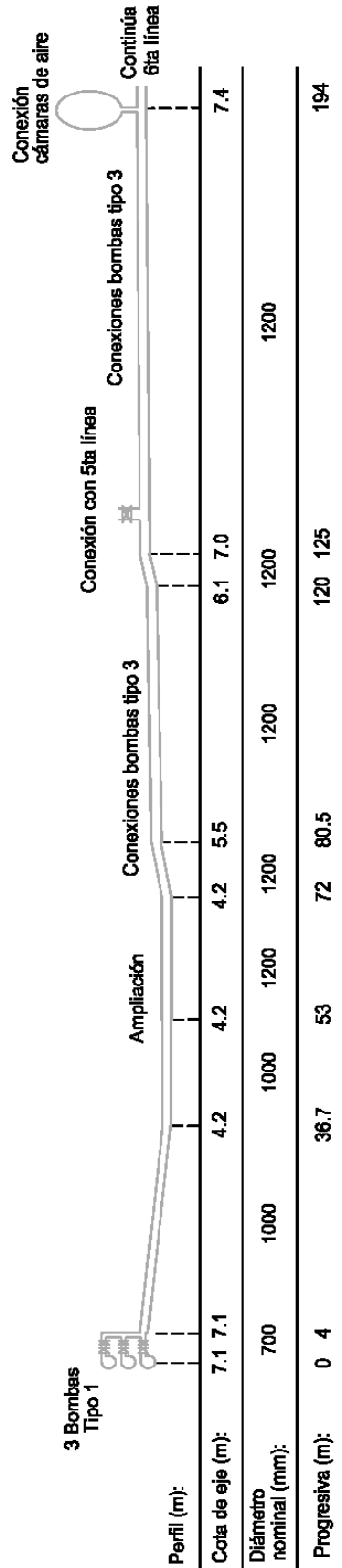


Figura 4.4: Esquema cabezal de bombeo de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, Aguas Corrientes.

ción y en las proximidades a esta, se localiza una válvula de cierre que permite aislar o comunicar los cabezales de la 5<sup>ta</sup> y 6<sup>ta</sup> líneas.

El tramo que continúa luego de la bifurcación hacia la 6<sup>ta</sup> línea es de 1200mm de diámetro nominal, 64m de largo y de acero ASTM A36. A lo largo de este tramo se conectan las restantes bombas Tipo 3 y en su extremo de aguas abajo se conectan las cámaras de aire.

La 6<sup>ta</sup> línea de bombeo continúa luego de las cámaras de aire con diámetro nominal de 1200mm y en fundición dúctil.

Las celeridades de las ondas de presión y caudal que se propagan en el tramo de tubería confinado entre las válvulas de retención de las bombas Tipo 1 y las cámaras de aire, esquematizado en la Figura 4.4, se determinan mediante la ecuación 2.5.

Siendo la densidad del agua a 5°C y presión atmosférica de 1000kg/m<sup>3</sup> y su Módulo de Compresibilidad de 2060MPa [Streeter, 1970], mientras que el Módulo de Elasticidad para tuberías de acero es de 20140MPa [Materials Data Book, 2003].

En la siguiente tabla se indican las celeridades de los tramos de tubería comprendidos entre las válvulas de retención y las cámaras de aire.

Cuadro 4.2: Dimensiones y celeridad de los tramos de tubería del cabezal de bombeo.

Diámetro nominal (mm)	Largo (m)	Espesor (mm)	Celeridad (m/s)
700	4	7.9	1045
1000	49	7.94	953
1200	141	9.5	953

El período de este tramo de tubería, tiempo de viaje de las ondas de presión y caudal en que recorren todo el tramo del cabezal ida y vuelta, resulta entonces

igual a 0,406s.

## 4.6 Sobre-presiones en el cabezal de bombeo

En el tramo de tubería descrito, entre las bombas Tipo 1 y las cámaras de aire, se propagan ondas de sobre-presión de diferentes orígenes que se superponen, pudiendo alcanzarse así grandes presiones.

### 4.6.1 Onda reflejada en las cámaras de aire

Una de las ondas de sobre-presión que se propaga por el tramo de tubería mencionado es la debida a la reflexión en las cámaras de aire de parte de la onda de de-presión que se origina por la detención de las bombas. Esta onda de de-presión se propaga hacia aguas abajo de las bombas alcanzando la conexión con las cámaras de aire luego de medio período, esto es 0,203s. Allí, una parte de esta onda se transmite hacia aguas abajo de la línea como onda de de-presión, mientras que otra parte se refleja en las cámaras de aire y se propaga hacia aguas arriba como onda de sobre-presión. Debido a la magnitud de las cámaras de aire, gran parte de la onda de de-presión incidente es reflejada en las mismas.

La onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire se propaga hacia aguas arriba y, una vez cerradas las válvulas de retención, se refleja en las mismas como una nueva onda de sobre-presión que se propaga hacia aguas abajo de la tubería, siendo a partir de este instante cuando se alcanzan las presiones máximas en la tubería, en las condiciones en que solamente es considerada esta onda.

#### **4.6.2 Onda asociada al check-slam**

Por el tramo de tubería comprendido entre las bombas Tipo 1 y las cámaras de aire se propaga, además de la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire, las ondas de sobre-presión originadas por el comportamiento dinámico de las válvulas de retención durante su cierre, descritas en el capítulo 3.

Estas ondas asociadas al fenómeno de check-slam resultan de mayor magnitud cuando la instalación cuenta con cámaras de aire de gran porte ubicadas a poca distancia de las válvulas de retención, debido a que al detenerse los equipos de bombeo las cámaras de aire sostienen la carga, incrementando, de esta forma, la des-aceleración del flujo en el tramo de tubería ubicado hacia aguas arriba de las mismas y en el entorno de las válvulas de retención.



# Capítulo 5

## Condiciones y metodologías de análisis de sobre-presiones

### 5.1 Introducción

El sistema de protección anti-ariete seleccionado para la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo con cámaras de aire de gran porte(ver Capítulo 4), exigió un estudio más preciso del tramo de tubería confinado entre las válvulas de retención y dichas cámaras de aire debido a las ondas de sobre-presión que por este tramo se propagan.

Estas ondas de sobre-presión, descritas en la Sección 4.6 del Capítulo 4, tienen dos orígenes: por un lado, la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire, asociada a la reflexión en estas cámaras de la onda de de-presión que se origina por la detención de los equipos de bombeo, y que posteriormente vuelve a reflejarse en las válvulas de retención cerradas como una nueva onda de sobre-presión y, por otro lado, la onda asociada al check-slam de las válvulas de retención, fenómeno descrito en el Capítulo 3.

En este capítulo se describen las condiciones en que serán analizadas estas

ondas de sobre-presión y las diferentes metodologías empleadas en este trabajo para estimar la presión máxima que resulta al considerar la propagación de ambas ondas de sobre-presión por sistema.

## 5.2 Condiciones del análisis de sobre-presiones

Las condiciones de análisis de las sobre-presiones comprenden al escenario estacionario inicial crítico en que se opera el sistema y el evento que da origen al transitorio hidráulico.

### 5.2.1 Condición estacionaria inicial crítica

La condición estacionaria inicial crítica del sistema corresponde al escenario de operación en el cual las presiones en el cabezal de bombeo alcanzan los mayores valores.

En los estudios de transitorios hidráulicos sobre la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo, que anteceden a este trabajo [Acosta & Rovira, 2009], fue observado que las ondas de sobre-presión que se propagan por el cabezal de bombeo resultan atenuadas en las configuraciones de operación en que los cabezales de bombeo de la 5<sup>ta</sup> y 6<sup>ta</sup> línea se encuentran conectados. Esto se debe, por un lado, a que la onda de de-presión, originada al comienzo del transitorio hidráulico, es parcialmente transmitida hacia la 5<sup>ta</sup> y 6<sup>ta</sup> línea al alcanzar la conexión entre ellas. De esta forma, la onda de de-presión que alcanza la conexión con las cámaras de aire es de menor magnitud que en el caso en que los cabezales de ambas líneas se encuentran aislados, y entonces también lo será la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire de esta onda de de-presión. Asimismo, la conexión con la 5<sup>ta</sup> línea actúa como un alivio de las altas presiones, por lo cual la des-aceleración del flujo en las proximidades a las válvulas de retención resulta de menor magnitud que la que resultaría en la configuración de operación con cabezales aislados. De esta forma, la

configuración de operación en que las líneas se encuentran con cabezal común presenta ondas de sobre-presión de menores magnitudes que las que se obtienen en la configuración con cabezal aislado.

La condición o configuración estacionaria inicial crítica, en cuanto a las sobre-presiones en el cabezal de bombeo de la 6<sup>ta</sup> línea corresponde al escenario en que, estando conectadas todas las cámaras de aire, el cabezal de bombeo se encuentra aislado del resto de las líneas. Este escenario se presenta en forma esquemática en la Figura 5.1.

En este escenario crítico operan las tres bombas cuyas características corresponden a las del Tipo 1 según el Cuadro 4.1, abasteciendo a la 6<sup>ta</sup> línea y siendo el caudal por cada una de las bombas de  $0.696 \text{ m}^3/\text{s}$ , el caudal total por la línea de  $2.088 \text{ m}^3/\text{s}$  y la carga piezométrica en la impulsión de las bombas de  $163 \text{ m.c.a.}$ .

Para el análisis de las sobre-presiones la zona de interés se confina en el cabezal de bombeo de este escenario crítico, representado en la Figura 4.4.

## 5.2.2 Origen del transitorio hidráulico

Serán considerados dos posibles eventos que dan origen a un transitorio hidráulico.

Por un lado, el *paro total de cabezal de bombeo*, en el cual las tres bombas Tipo 1 se detienen dando inicio al transitorio hidráulico y, por otro lado, el *paro parcial del cabezal de bombeo*, en el cual se detiene una sola bomba mientras que las otras dos continúan operando.

Según fue expuesto en el Capítulo 3, si el transitorio hidráulico es originado por el paro parcial de los equipos de bombeo, las sobre-presiones asociadas al fenómeno de check-slam pueden alcanzar magnitudes aún mayores a las que resultan durante un evento transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo. En efecto, al ocurrir un paro parcial, la des-aceleración del flujo en una

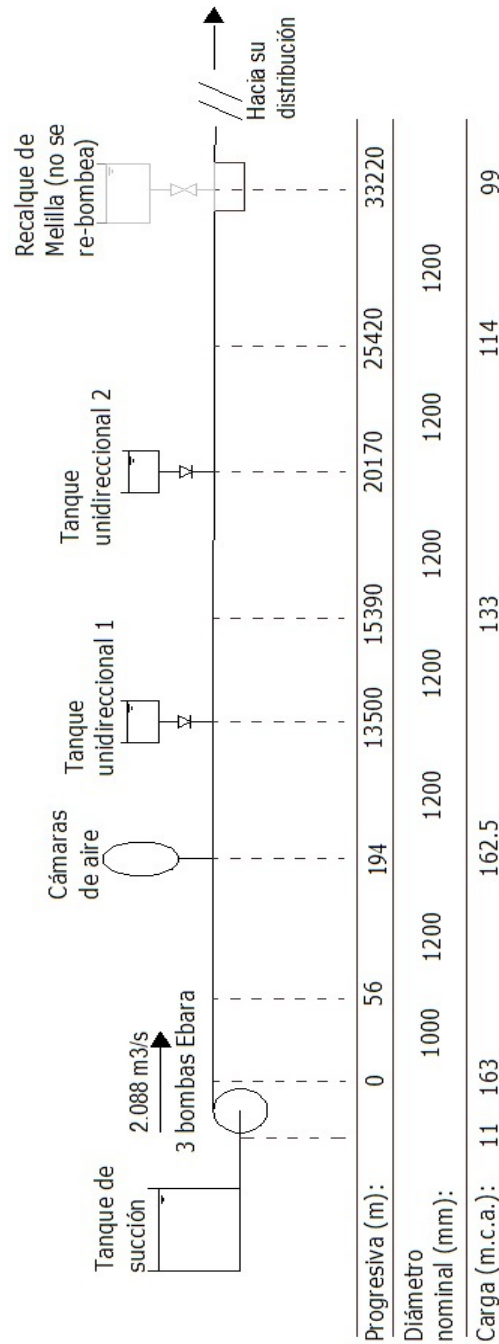


Figura 5.1: Esquema de escenario de operación estacionaria inicial con cabezal aislado, en el tramo hasta el recalque de Melilla.

sección aguas abajo de la válvula de retención del equipo que se detiene, resulta mayor a la que ocurriría durante un paro total, pues los equipos que continúan en operación sostienen la carga en el cabezal. Siendo mayor esta des-aceleración del flujo, la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam resultará también de mayor magnitud durante un evento transitorio originado por un paro parcial respecto a la que resultaría durante un paro total [Thorley, 1983], [Ellis & Mualla, 1986].

Por otro lado, la onda de de-presión originada por un paro parcial del cabezal de bombeo resulta de menor magnitud que la onda de de-presión originada durante un paro total del mismo. De esta forma, la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire de esta onda de de-presión será de mayor magnitud cuando ocurre el paro total del cabezal.

Por lo tanto, al considerar ambas ondas de sobre-presión, la presión máxima en el cabezal de bombeo puede ocurrir cuando el evento que da origen a un transitorio hidráulico es el paro total o cuando este evento es el paro parcial de los equipos, si la onda de sobre-presión que predomina en magnitud es la asociada a la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire o la asociada al fenómeno de check-slam de las válvulas de retención, respectivamente.

En este trabajo son considerados y analizados ambos eventos que dan origen a un fenómeno transitorio.

### **5.3 Metodologías de análisis de las sobre-presiones**

El modelo numérico Trans, descrito en la Sección 2.7 del Capítulo 2, resuelve las ecuaciones que gobiernan el fenómeno transitorio mediante el Método de las Características, permitiendo describir la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión. Sin embargo, este modelo numérico asume comportamiento ideal de la válvula de retención, no pudiendo representar las ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de

check-slam.

De acuerdo a lo expuesto en la Sección 3.5 del Capítulo 3, si bien los diferentes abordajes analíticos-experimentales del comportamiento dinámico de las válvulas de retención requieren de ensayos específicos y de difícil acceso, mediante la curva dinámica característica de las válvulas de retención es posible representar y caracterizar este comportamiento dinámico. Esta curva, deducible mediante un simple ensayo experimental y frecuentemente proporcionada por los fabricantes de las válvulas de retención, en especial para instalaciones de gran porte, resulta así una herramienta con grandes ventajas de aplicación.

La presión máxima en el cabezal de bombeo resulta entonces de la eventual superposición de ambas ondas de presión antes mencionadas, las cuales se originan en diferentes sitios de la tubería e instantes de tiempo. Para estimar esta presión máxima serán consideradas dos metodologías alternativas, ambas basadas en las curvas dinámicas características como representantes del comportamiento dinámico de las válvulas de retención.

### 5.3.1 Metodología convencional

Una primera metodología de análisis de sobre-presiones es el método que se denominará convencional, pues es el más frecuentemente empleado.

El modelo numérico Trans si bien asume que las válvulas de retención tienen un comportamiento ideal, por lo que no representa las ondas asociadas al fenómeno de check-slam, permite representar el comportamiento del flujo en torno a la válvula de retención en los instantes de tiempo previos al instante en que se produce su cierre y el caudal se anula. De esta forma, es posible analizar la evolución en el tiempo del caudal en las proximidades a la válvula de retención mediante el modelo numérico Trans, y así estimar la des-aceleración media del flujo previa al cierre de la válvula.

Si bien la des-aceleración del flujo es, en general, aproximadamente constante

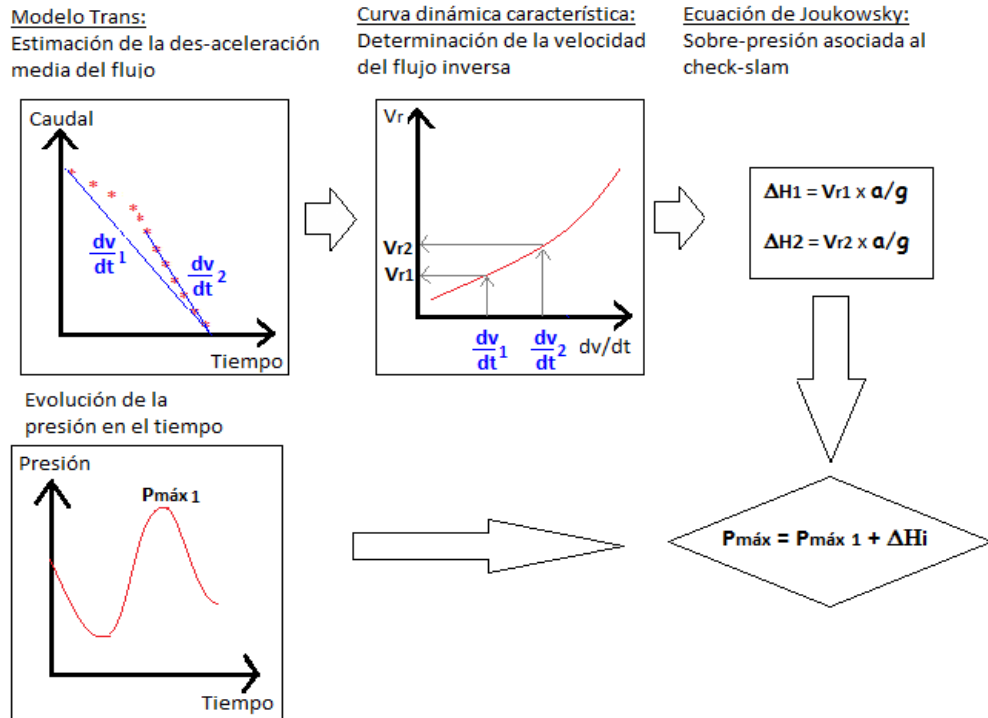


Figura 5.2: Esquema de procedimientos en la Metodología Convencional.

en el tiempo, esta puede en algunos casos presentar variaciones debido, por ejemplo, a las condiciones de borde del sistema, es por esto que es conveniente en cada caso evaluar la evolución de la des-aceleración en el tiempo para adoptar el valor más representativo (ver Sección 3.5 del Capítulo 3).

En la metodología de análisis convencional, es considerada, en primer lugar, la des-aceleración media del flujo entre el instante de tiempo en que se origina el transitorio y el instante en el que el flujo a través de la válvula de retención se anula. Posteriormente, y en aquellos casos en que se observen variaciones significativas de la des-aceleración del flujo en el tiempo, es considerada una nueva des-aceleración representativa de la des-aceleración del flujo en los instantes de tiempo próximos al cierre de la válvula de retención. En la Figura 5.2 se muestra un esquema del proceso de análisis mediante esta metodología, donde en el primer gráfico se representa la evolución en el tiempo del caudal en una

sección próxima a la válvula de retención que resulta del modelo Trans. En esta gráfica la des-aceleración del flujo no es constante por lo cual se determina, además de la des-aceleración media del flujo desde el inicio del transitorio hasta que el caudal se anula ( $\frac{dV_1}{dt}$ ), una segunda des-aceleración representativa de la des-aceleración del flujo en los últimos instantes de este intervalo ( $\frac{dV_2}{dt}$ ).

Como segundo paso, mediante la curva dinámica característica de la válvula de retención y las des-aceleraciones del flujo estimadas del modelo numérico Trans anteriormente, se deduce la velocidad inversa del flujo a través de la válvula de retención en el instante de su cierre.

Posteriormente, la amplitud de la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam es estimada empleando la ecuación de Joukowsky 2.1, considerando que el cierre de la válvula se produce en forma instantánea cuando la velocidad del flujo alcanza la velocidad inversa estimada.

Mediante el modelo numérico Trans es posible obtener además las presiones máximas que resultan en el sistema de estudio considerando que las sobre-presiones son solamente debidas a la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire. La presión máxima, considerando la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire y la asociada al fenómeno de check-slam mediante esta metodología, se determina sumando a la presión máxima que resulta del modelo Trans la amplitud de la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam [Provoost, 1983].

En el caso en que la evolución del caudal en el tiempo no sea de pendiente constante y, por tanto, se estimen las dos des-aceleraciones mencionadas, se realiza este proceso para ambas des-aceleraciones del flujo y las presiones máximas obtenidas en cada caso son comparadas y comentadas.

Cuando ocurre el paro de más de un equipo de bombeo, y por lo tanto se produce el cierre de varias válvulas de retención generándose una onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam por cada válvula de retención que cierra, la superposición de estas ondas de sobre-presión debe considerar que la

transmisión de estas ondas al alcanzar uniones o bifurcaciones no es total sino parcial [Abreu et. al., 1994]. Para determinar la amplitud de la onda transmitida hacia otra tubería se emplean el *coeficiente de transmisión*  $s$  asociado a cada unión del sistema. Este coeficiente representa la relación entre el incremento de presión transmitido a la tubería hacia la que se propaga la onda y la amplitud de la onda de presión inicial [Abreu et. al., 1994]. Para una unión genérica, en que confluyen  $n$  tuberías, se determina como:

$$s = \frac{2 \frac{A_1}{a_1}}{\frac{A_1}{a_1} + \frac{A_2}{a_2} + \dots + \frac{A_n}{a_n}} \quad (5.1)$$

Siendo,  $A_1$  la tubería por la cual viaja inicialmente la onda de presión y  $A_i$  con  $i = 2 \dots n$  las tuberías hacia las cuales se transmite parte de la onda de presión.

Esta metodología resulta, en general, conservadora pues asume la superposición de los picos de presiones de ambas ondas de sobre-presión, que no necesariamente son simultáneas. Sin embargo, constituye una herramienta de grandes ventajas de aplicación dada su simplicidad tanto de cálculo como de los datos que requiere.

### 5.3.2 Metodología con rutina numérica del comportamiento dinámico real

La segunda metodología propuesta para el análisis de las presiones máximas consiste en la incorporación al modelo numérico Trans de una rutina numérica desarrollada para la representación del comportamiento dinámico real de las válvulas de retención.

Esta rutina numérica incorpora, a los datos de entrada del modelo numérico Trans, los datos de las curvas dinámicas características de las válvulas de retención del sistema de estudio.

En el instante de tiempo en que el flujo a través de la válvula de retención se anula, la rutina determina la des-aceleración media del flujo en el intervalo de tiempo desde el inicio del transitorio hidráulico hasta ese instante. Mediante la des-aceleración media del flujo predeterminada y la curva dinámica característica ingresada al modelo, la rutina determina la velocidad del flujo inverso que debe existir a través de la válvula de retención en el instante de su cierre.

Luego de este instante, el modelo numérico Trans que incorpora la rutina continúa resolviendo el sistema de ecuaciones que gobierna el transitorio hidráulico, si bien, a diferencia del modelo en que se asume comportamiento ideal, la válvula de retención permanece abierta y con flujo inverso a través de la misma.

El proceso de cálculo continúa, de esta forma, hasta el instante de tiempo en que la velocidad del flujo inverso a través de la válvula alcanza la velocidad de flujo inversa estimada mediante la curva dinámica característica, momento en el cual la rutina impone el cierre de la válvula de retención.

El cierre de la válvula de retención cuando a través de la misma la velocidad del flujo es en sentido inverso y distinta de cero, tiene asociada una onda de sobre-presión, que se incorpora al modelo numérico Trans al incorporar la rutina numérica del comportamiento real de la válvula de retención. Durante los siguientes instantes de cómputo del modelo Trans con rutina, esta onda, asociada al fenómeno de check-slam, se propaga por la tubería y se superpone con la onda de sobre-presión debida a la reflexión de la onda de de-presión inicial en las cámaras de aire.

Esta rutina desarrollada es mencionada como posible metodología de análisis del fenómeno de check-slam en los trabajos de [Provoost, 1983] y [Kruisbrink, 1988]. Se obtienen así resultados que serán más próximos a la realidad en relación a la superposición y propagación de las ondas de sobre-presión en el sistema de estudio durante un transitorio hidráulico.

### Hipótesis de la rutina numérica

La rutina numérica incorpora las siguientes hipótesis:

- El coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención, estando totalmente abierta, es función del sentido del flujo a través de la misma, y no es tomada en cuenta su variación con el grado de apertura de la válvula.

El coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención con flujo en sentido normal, es comúnmente proporcionado por los fabricantes de las mismas, mientras que cuando el flujo es en sentido inverso al normal este coeficiente es difícilmente proporcionado por los fabricantes de válvulas de retención y por lo tanto debe ser estimado.

Estos coeficientes de pérdida de carga se agregan a los datos de entrada al modelo numérico Trans, junto con la curva dinámica característica de la válvula.

- Se asume que una vez que la válvula de retención se cierra permanece cerrada.

Como fue presentado en el Capítulo 3, de acuerdo a algunas observaciones experimentales, luego del cierre de la válvula de retención, la misma puede volver a abrir y eventualmente volver a cerrar, generando nuevas ondas de sobre-presión hacia aguas abajo. La des-aceleración del flujo en torno a la válvula para la cual se produce el nuevo cierre así como también la posición de la válvula desde la cual vuelve a cerrar, deberían conocerse o poderse determinar si se desea volver a aplicar esta metodología para el nuevo cierre de la válvula. Ambas variables dependen de la interacción del flujo con la válvula de retención y por tanto no son deducibles mediante el modelo Trans que incorpora la rutina. De esta forma, no es considerada una re-apertura de la válvula de retención.

- La des-aceleración media del flujo se estima como la des-aceleración media entre el instante de tiempo inicial y el instante de tiempo en que el

caudal es nulo, esto es:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{t(Q=0) - t_0} \quad (5.2)$$

De acuerdo a lo mencionado en el Capítulo 3, si bien la des-aceleración media del flujo es en general constante en el tiempo, esta puede en algunos casos presentar variaciones, siendo conveniente evaluar la evolución del caudal en el tiempo en cada caso para adoptar el valor de des-aceleración más representativo de la misma próximo al cierre de la válvula.

La rutina que considera el comportamiento dinámico real de la válvula de retención asume que la evolución del caudal en el tiempo es aproximadamente constante. Esta hipótesis debe considerarse al analizar los resultados del modelo numérico Trans que incorpora la rutina.

### **Estructura de la rutina numérica**

La estructura de esta rutina se conforma por los siguientes procesos de cómputo:

1. Lectura de datos de entrada.

Como fue mencionado, los datos de entrada que agrega esta rutina numérica son los coeficientes de pérdida de carga de la válvula de retención, con flujo en sentido normal e inverso, y los datos de la curva dinámica característica de la misma.

2. Condiciones iniciales de operación de la válvula de retención.

Las presiones iniciales aguas arriba y aguas abajo de la válvula de retención, siendo el caudal inicial a través de la misma un dato de entrada al modelo numérico Trans, se determina asumiendo que se encuentra totalmente abierta y con flujo en sentido normal.

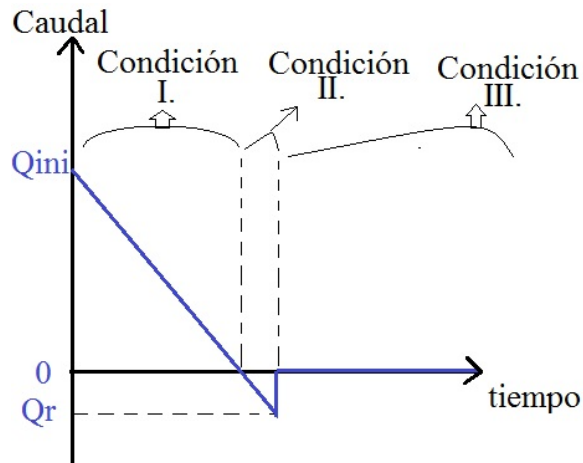


Figura 5.3: Condiciones de operación transitorias consideradas en la rutina numérica.

### 3. Comportamiento dinámico de la válvula de retención.

Para cada instante de tiempo considerado durante el cómputo del modelo Trans se determinan las condiciones de operación transitorias en que opera la válvula. Estas condiciones de operación pueden ser:

- I. Válvula de retención totalmente abierta con flujo en sentido normal. Siempre que el caudal a través de esta válvula sea mayor a cero.
- II. Válvula de retención totalmente abierta con flujo en sentido inverso. Siempre que el caudal a través de esta válvula sea menor a cero pero mayor al caudal asociado a la velocidad de flujo inverso para el cual cierra la válvula.
- III. Válvula de retención cerrada. Durante todo instante de tiempo igual o posterior al instante en que el flujo alcanza la velocidad inversa para la cual cierra la válvula.

En la Figura 5.3 se presenta un esquema de las diferentes condiciones transitorias del flujo en que se agrupan las condiciones de operación de la válvula de retención.

### Ecuaciones de la rutina numérica

A continuación se presenta el sistema de ecuaciones que resuelve la rutina que incorpora el comportamiento dinámico real de la válvula de retención al modelo Trans. Este sistema se diferencia en cada una de las condiciones transitorias presentadas anteriormente, en el coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención que debe ser considerado según sea el sentido del flujo a través de la válvula.

En particular, la condición con válvula de retención cerrada del modelo Trans no es modificada en esta rutina numérica desarrollada respecto a la considerada en el modelo Trans que asume comportamiento ideal, excepto por el instante en el cual se produce el cierre de la válvula. En esta condición de operación el modelo Trans emplea las mismas ecuaciones que en el resto de las condiciones de operación, pero imponiendo un coeficiente de pérdida de carga suficientemente grande para asegurar que el caudal a través de la válvula de retención resulte insignificante.

Siendo las incógnitas del sistema de ecuaciones el caudal ( $Q$ ) a través de la válvula de retención en el instante de tiempo presente, o de cálculo, y la carga ( $H$ ) también en un instante de tiempo presente, evaluada en secciones ubicadas aguas abajo (subíndice  $aa$ ) y aguas arriba (subíndice  $AA$ ) de la válvula de retención, el sistema de ecuaciones se compone por:

- Ecuaciones características positiva y negativa, respectivamente:

$$Q = C_P - C_{a,AA} \times H_{AA} \quad (5.3)$$

$$Q = C_N + C_{a,aa} \times H_{aa} \quad (5.4)$$

Siendo,  $C_N$  y  $C_P$  coeficientes que dependen de las características de las tuberías y las condiciones de carga y caudal en un instante de tiempo

anterior al presente y en secciones ubicadas aguas abajo y aguas arriba de la válvula de retención, respectivamente.  $C_a$  se determina como  $C_a = gA/a$  [Abreu et. al., 1994].

Estas ecuaciones resultan de la aplicación del Método de las Características para la resolución del sistema de ecuaciones que gobierna un transitorio hidráulico (ver Capítulo 2) a través de una tubería a presión.

- Ecuación dinámica de la válvula de retención:

$$H_{aa} - H_{AA} = K_{vr} \times Q|Q| \quad (5.5)$$

Siendo  $K_{vr}$  el coeficiente de pérdida de carga, el cual depende del sentido del flujo a través de la válvula de retención.

### Logística de la rutina numérica

La rutina numérica se desarrolla de forma que la válvula de retención se encuentre inicialmente abierta y con flujo en sentido normal, continuando en estas condiciones hasta que el caudal sea nulo (condición de operación transitoria I.).

En este instante es estimada la des-aceleración media del flujo en las proximidades a la válvula de retención, y junto con los datos de la curva dinámica característica de la misma se determina la velocidad inversa del flujo asociada a esta des-aceleración.

Luego, la válvula de retención permanece abierta pero con flujo en sentido inverso a través de la misma hasta que la velocidad del flujo inverso alcanza el valor determinado según la curva dinámica característica correspondiente a la misma. Durante estos instantes de tiempo ocurre la condición de operación transitoria II.

Una vez alcanzada la velocidad de flujo inversa en el modelo numérico de

simulación, se impone el cierre de la válvula de retención. A partir de este instante la condición de operación transitoria es la condición III.

En todas las condiciones de operación se resuelve la condición de borde que impone la rutina de la válvula de retención en el modelo, modificándose en cada uno de éstos el coeficiente de pérdida de carga, según lo expuesto en la primer hipótesis de la rutina.

# Capítulo 6

## Resultados

### 6.1 Introducción

Este capítulo presenta el análisis, y los resultados obtenidos durante el mismo, de las ondas de sobre-presión que se propagan en el cabezal de bombeo del sistema de estudio (ver Capítulo 4), asociadas a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión y al fenómeno de check-slam, durante un transitorio hidráulico.

### 6.2 Descripción del análisis

El análisis de sobre-presiones en el cabezal de bombeo del sistema de estudio se basa en la comparación de los resultados obtenidos durante un evento transitorio en el cabezal de bombeo del sistema de estudio luego de aplicar ambas metodologías descritas en el Capítulo 5.

En la Figura 6.1 se muestra un esquema del cabezal de bombeo que es representado en el modelo numérico Trans.

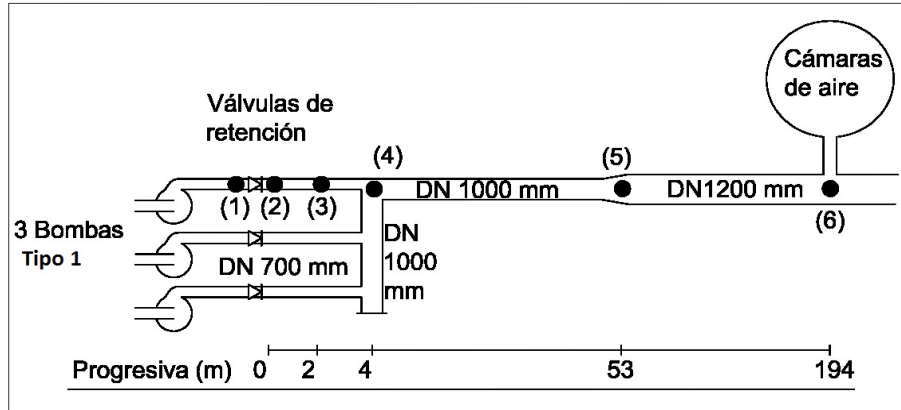


Figura 6.1: Esquema de cabezal de bombeo, se indican los puntos de registros de presión en modelación con los números (1), (2), (3) y(4).

En primer lugar, es considerado un evento transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo, y siendo las válvulas de retención de las bombas de tipo doble clapeta.

Posteriormente, se analizan los resultados obtenidos durante un evento transitorio similar pero en el sistema en que las válvulas de retención fueron sustituidas por válvulas de retención de tipo tobera.

Es considerado además, como evento que da origen a un transitorio hidráulico, el paro parcial del cabezal de bombeo, en las situaciones en que las válvulas de retención son de tipo doble clapeta y en que estas válvulas son de tipo tobera. Son comparados y discutidos los resultados obtenidos durante los diferentes orígenes de un transitorio hidráulico considerados.

Junto a estos resultados, se presentan además los resultados obtenidos del modelo numérico Trans que asume comportamiento ideal de la válvula de retención. De esta forma, es posible analizar las modificaciones que introduce en los resultados del modelo la incorporación de la rutina del comportamiento dinámico de la válvula de retención.

Cuando el origen del transitorio hidráulico es debido al paro total del cabezal

de bombeo, se originan tres ondas de presión asociadas al fenómeno de check-slam, correspondientes a las tres válvulas de retención ubicadas en las tuberías de conexión del cabezal de bombeo a las tres bombas que se detienen (ver Figura 6.1). Como fue mencionado en la descripción de la metodología convencional, de forma de considerar la superposición de estas ondas de presión en la estimación de la presión máxima mediante esta metodología se consideran los coeficientes de transmisión de las ondas en las diferentes uniones. A continuación se determinan los mismos:

- Coeficiente de transmisión de la onda de la tubería de  $700mm$  de diámetro nominal hacia la unión con la tubería de  $1000mm$  de diámetro nominal:

$$s_{700a1000} = \frac{2 \frac{0,385m^2}{1045m/s}}{\frac{0,385m^2}{1045m/s} + \frac{0,785m^2}{953m/s} + \frac{0,785m^2}{953m/s}} = 0,366 \quad (6.1)$$

- Coeficiente de transmisión de la onda de la tubería de  $1000mm$  de diámetro nominal hacia la tubería de  $700mm$  de diámetro nominal:

$$s_{1000a700} = \frac{2 \frac{0,785m^2}{953m/s}}{\frac{0,785m^2}{953m/s} + \frac{0,385m^2}{1045m/s} + \frac{0,785m^2}{953m/s}} = 0,817 \quad (6.2)$$

De esta forma, la amplitud de la onda de sobre-presión que resulta de superponer las tres ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam en la tubería de  $1000mm$  de diámetro nominal ( $\Delta H_{chs1000}$ ) se determina como:

$$\Delta H_{chs1000} = 3 \times s_{700a1000} \times \Delta H_{chs} = 1,098 \times \Delta H_{chs} \quad (6.3)$$

Siendo  $\Delta H_{chs}$  la amplitud de la onda de presión inicial asociada al fenómeno de check-slam.

Por otro lado, la amplitud de la onda de sobre-presión que resulta de superponer las tres ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam en la tubería de  $700mm$  de diámetro nominal ( $\Delta H_{chs700}$ ) se determina como:

$$\Delta H_{chs700} = \Delta H_{chs} + 2 \times s_{700a1000} \times s_{1000a700} \times \Delta H_{chs} = 1,598 \times \Delta H_{chs} \quad (6.4)$$

Por lo cual, la sobre-presión máxima asociada al fenómeno de check-slam de las tres válvulas de retención se producirá, para el caso de estudio, en la tubería de  $700mm$  de diámetro nominal. La presión máxima asociada a la onda reflejada en las cámaras de aire se produce también en la tubería de  $700mm$  de diámetro nominal, lo cual se verifica al simular el paro total del cabezal de bombeo en el modelo Trans sin rutina. De esta forma, la presión máxima que será determinada mediante la metodología convencional corresponde a la presión máxima en el tramo de  $700mm$  de diámetro nominal.

La tubería de  $700mm$  de diámetro nominal en la descarga de las tres bombas, si bien son similares, no son exactamente simétricas (ver Figura 6.1). Esto genera pequeñas diferencias en los resultados de evolución de presión o caudal que se obtienen del modelo Trans con rutina cuando ocurre un paro total, por ejemplo, en los instante de tiempo en que el flujo se anula en las proximidades a cada válvula de retención o en que se produce su cierre. Siendo estas diferencias muy poco significativas, los resultados que se presentan corresponden solamente a los de una de las conexiones de las bombas.

Posteriormente, es realizado un análisis de sensibilidad al modelo numérico Trans que incorpora la rutina desarrollada, en relación al coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención con flujo en sentido inverso, ya que su valor no es conocido con certeza y por lo tanto debe ser estimado (ver Capítulo 5).

Finalmente, se presentan y analizan los resultados obtenidos de un ensayo de campo a una de las válvulas de retención de tipo tobera. Para esto fue generado un evento transitorio por un paro parcial de los equipos de bombeo, registrándose la evolución de la presión en el tiempo en dos secciones de la

tubería ubicadas aguas abajo de la válvula de retención, así como también la evolución en el tiempo de la velocidad de giro de la bomba que se detiene.

En la Figura 6.1 se indican cuatro secciones de las tuberías que son consideradas para la presentación de los resultados de la simulación en las secciones de este capítulo, estas son:

- (1). Sección inmediatamente aguas arriba de la válvula de retención.
- (2). Sección inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención.
- (3). Sección ubicada  $2m$  hacia aguas abajo de la válvula de retención, sobre el tramo de  $700mm$  de diámetro nominal.
- (4). Sección en la conexión del tramo de  $1000mm$  de diámetro nominal con las tuberías de  $700mm$  de diámetro nominal a las que descargan las bombas Ebara. Ubicada  $4m$  hacia aguas abajo de la válvula de retención.
- (5). Sección donde se produce el cambio de diámetro de la tubería de diámetro nominal  $1000mm$  a diámetro nominal  $1200mm$ . Ubicada  $57m$  hacia aguas abajo de la válvula de retención.
- (6). Sección en la conexión con las cámaras de aire. Ubicada  $175m$  hacia aguas abajo de la válvula de retención.

Las válvulas de retención de tipo doble clapeta consideradas no disponen de una curva dinámica característica específica para las mismas. De esta forma, serán empleadas las curvas dinámicas características para válvulas de retención del mismo tipo que presentan fabricantes de este tipo de válvulas ([Gormley et. al., 2002]). En la Figura 6.2 se muestra la curva dinámica característica considerada. Si bien la válvula de tipo doble clapeta que se analiza es de  $700mm$  de diámetro nominal, se empleará la curva característica de la válvula de 30 pulgadas que se muestra en esta figura, pues no se dispone de las curvas para el mismo diámetro.

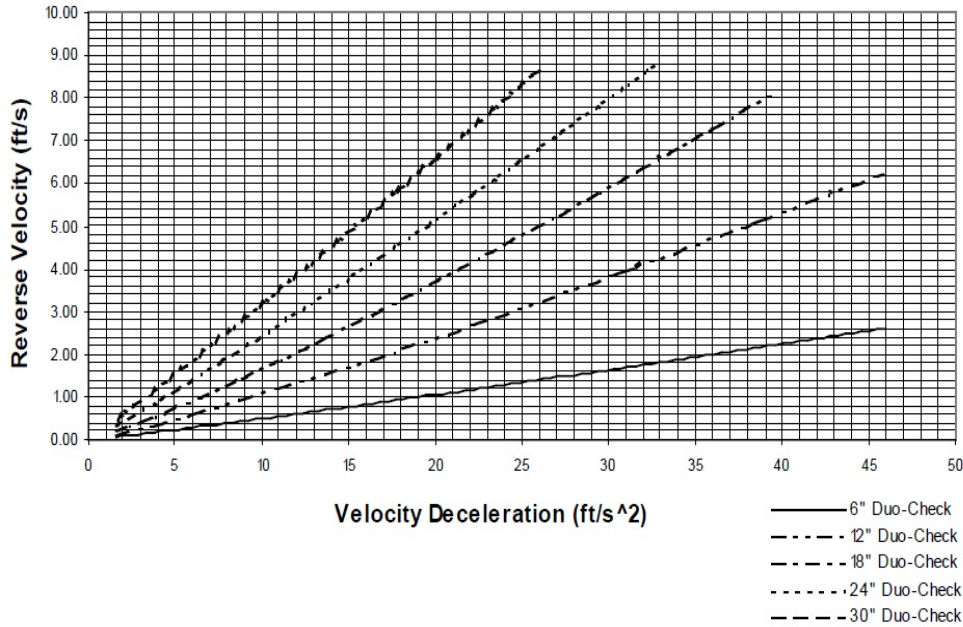


Figura 6.2: Curvas dinámicas características para válvulas de retención de tipo doble clapeta [Gormley et. al., 2002].

La elección de la curva dinámica característica de la válvula de retención para un diámetro mayor al real permite que los resultados no sub-estimen las presiones máximas generadas por el fenómeno de check-slam, ya que las válvulas de retención de mayor tamaño generarán mayores amplitudes de la onda asociada al mismo [Perko, 1986].

Por otro lado, las válvulas de retención de tipo tobera de 600mm de diámetro nominal, seleccionadas para reemplazar a las válvulas de retención de doble clapeta por su mejor comportamiento dinámico, se presentan en forma esquemática en la Figura 6.3. La curva dinámica característica de estas válvulas de retención se presentan en la Figura 6.4, la misma resulta de un ensayo para su estimación realizado por el fabricante ([Noreva]).

El paso de tiempo en que se realiza la simulación numérica en el modelo Trans es fijo durante el tiempo de simulación e igual a  $\Delta t = 0,0005s$ , mientras que el paso de distancia varía en cada tramo de la tubería de forma que se verifique

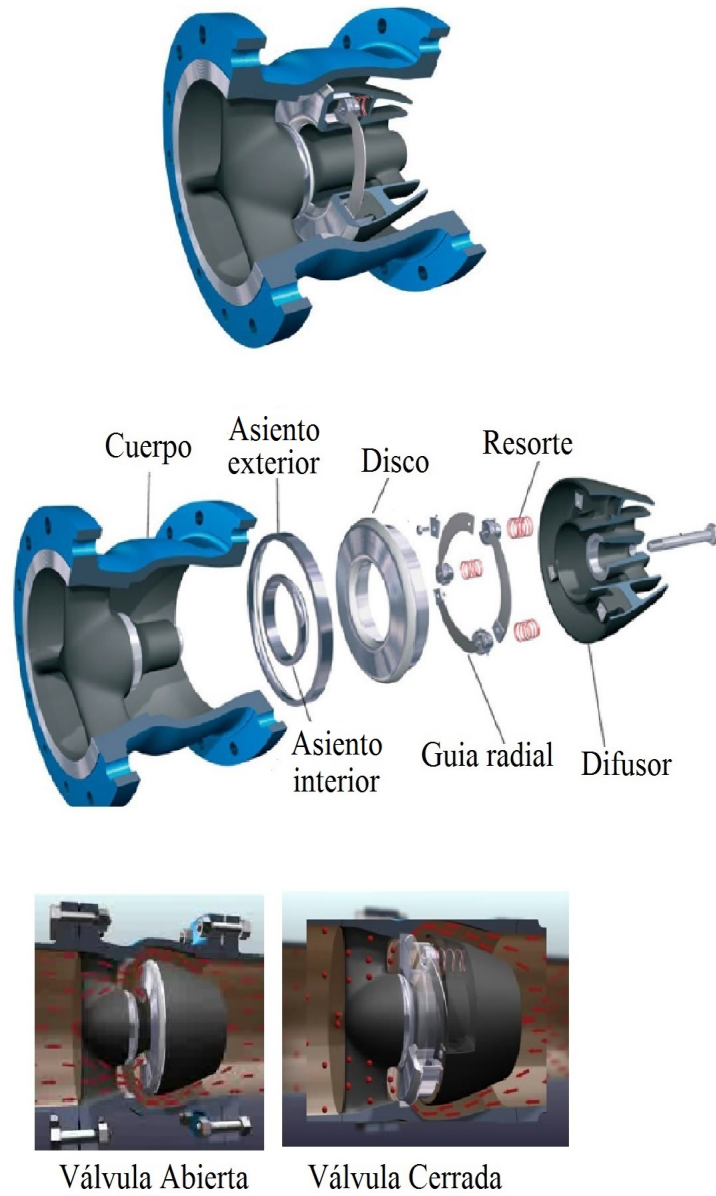


Figura 6.3: Válvula de retención de tipo tobera [Noreva].

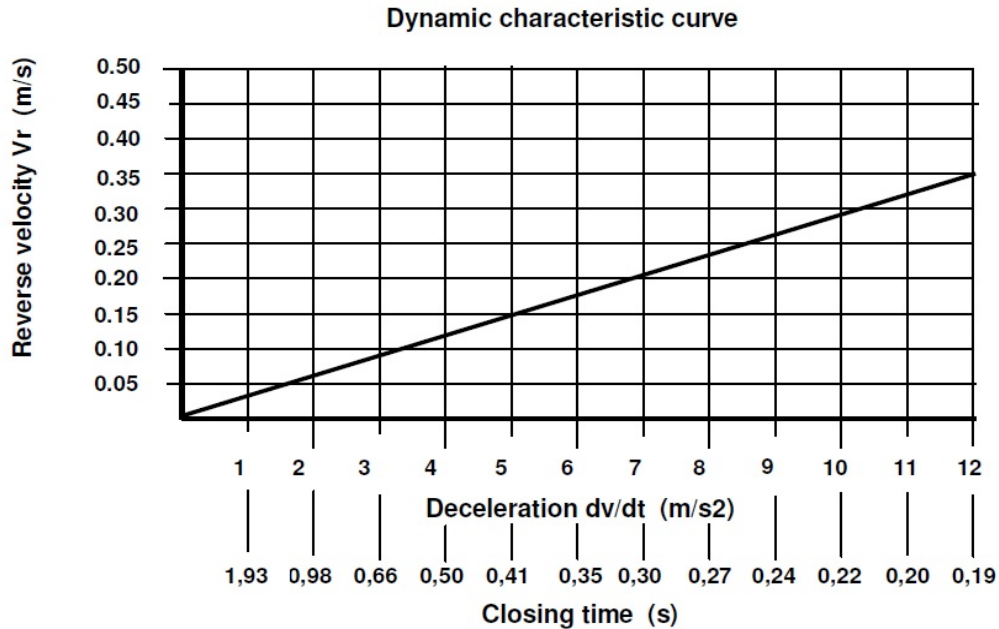


Figura 6.4: Curva dinámica característica, válvula de retención de tipo tobera [Noreva].

siempre la condición de estabilidad de Courant [Abreu et. al., 1994]. En particular, para el tramo de  $700\text{mm}$  de diámetro y  $4\text{m}$  de largo, donde se ubican las válvulas de retención, el paso de distancia es de  $\Delta x = 0,5\text{m}$ .

En particular, en las figuras en que se representa la evolución en el tiempo de alguna de las variables de análisis, el eje de las abscisas se subdivide en intervalos de tiempo iguales al período de la tubería, esto es  $0,406\text{s}$ , de forma de facilitar el análisis de las mismas.

### 6.3 Paro total del cabezal de bombeo, válvula de retención tipo doble clapeta

Se presentan a continuación los resultados del análisis de las presiones máximas durante un paro total del cabezal de bombeo, siendo las válvulas de retención

consideradas de tipo doble clapeta.

En primer lugar, es empleando el modelo numérico Trans con la rutina numérica de simulación del comportamiento dinámico real de válvulas de retención, y posteriormente son comparados los resultados obtenidos con los que resultan mediante la metodología de análisis de convencional.

### **6.3.1 Resultados de la metodología del modelo Trans con rutina**

La curva dinámica característica seleccionada para las válvulas de retención de tipo doble clapeta (Figura 6.2) es ingresada al modelo numérico Trans que incorpora la rutina del fenómeno de check-slam.

En la Figura 6.5 se muestra la evolución del caudal a través de la válvula de retención en el tiempo, que resulta del modelo numérico Trans que considera el comportamiento dinámico de la válvula de retención (con rutina) y del modelo Trans que asume comportamiento ideal de la misma (sin rutina).

Según puede observarse, de la simulación con el modelo Trans con rutina se obtiene que el cierre de la válvula de retención ocurre en el instante de tiempo igual a  $0,963s$ , cuando el caudal que circula a través de la válvula de retención es en sentido inverso e igual a  $-0,319m^3/s$  y desciende a cero en forma instantánea. Este brusco descenso del flujo inverso, es consecuencia de la hipótesis de la rutina desarrollada que no considera diferentes grados de apertura de la válvula en su comportamiento dinámico, encontrándose en el instante anterior a su cierre totalmente abierta con flujo en sentido inverso y en el instante siguiente cerrada. Las observaciones experimentales del fenómeno de check-slam muestran que, en general, los cierres de las válvulas de retención son cierres bruscos, con flujos inversos que descienden a cero en forma prácticamente instantánea y que tienen asociados ondas con frentes significativamente empinados [Thorley, 1989], [Provoost, 1983], [Koetzier et. al., 1986], como se

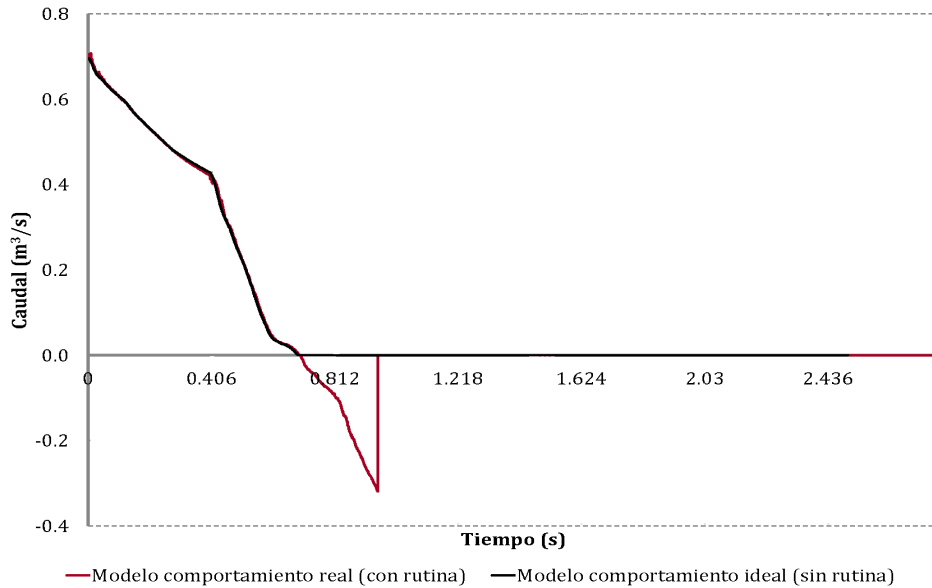


Figura 6.5: Evolución del caudal en el tiempo a través de la válvula de retención tipo doble clapeta. Modelo Trans sin y con la rutina desarrollada.

muestra por ejemplo en los resultados experimentales de la Figura 3.3.

Por otro lado, los resultados del modelo Trans que asume comportamiento ideal de la válvula muestran que, en este caso, el cierre de la misma se produce en el instante de tiempo en que el caudal se anula, esto es en el instante de tiempo igual a 0,696s. De esta forma, los resultados de ambos modelos siguen el mismo comportamiento hasta este instante de tiempo, y a partir del mismo, el modelo con rutina considera a la válvula abierta pero con flujo en sentido inverso mientras que el modelo sin rutina considera a la válvula cerrada.

En la Figura 6.6 se muestra la evolución de la presión en el tiempo en las secciones (1), (2), (4) y (5), representadas en el esquema del cabezal de bombeo de la Figura 6.1, que se obtiene del modelo Trans con rutina. En esta figura se representa además la evolución de la presión en el tiempo que resulta en la sección inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención (sección (2)) del modelo Trans sin rutina.

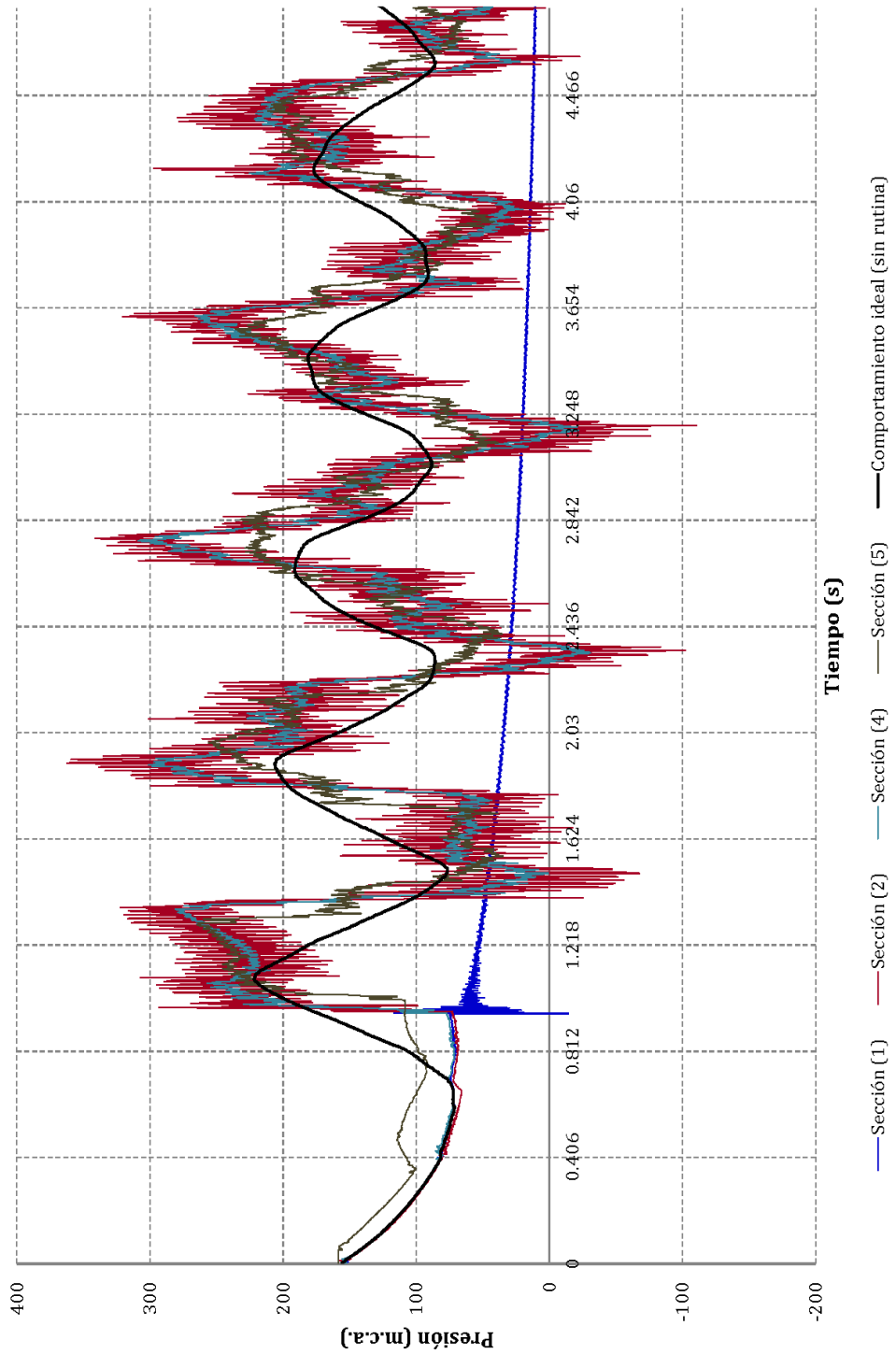


Figura 6.6: Evolución de la presión en el cabezal de bombeo, resultados en secciones (1), (2), (4) y (5) del modelo Trans con rutina y en sección (2) del modelo Trans sin rutina.

Como fue observado también en la Figura 6.5, los resultados obtenidos mediante los modelos numéricos con y sin rutina siguen el mismo comportamiento hasta el instante de tiempo en que el flujo se anula ( $0,696s$ ). A partir de este instante, la onda de sobre-presión que alcanza las válvulas de retención se encuentra, en el modelo sin rutina, con un extremo cerrado, donde se refleja como una nueva onda de sobre-presión que se propaga hacia aguas arriba, incrementándose así la presión en la sección (2) de la tubería. Este incremento de presión ocurre en forma gradual, pues es debido a la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire, estando el frente de esta onda asociado a la inercia del conjunto bomba - motor.

Por otro lado, en el modelo con rutina no ocurre el cierre de la válvula de retención en el instante en que el flujo a través de la misma se anula, sino que permanece abierta habilitando el pasaje de flujo en sentido inverso a través de la misma. De esta forma no se observan incrementos de presión en la sección (2) a partir de este instante. El cierre de la válvula de retención en este modelo ocurre en el instante de tiempo igual a  $0,963s$ . A partir de este instante la onda de sobre-presión que se propaga hacia las válvulas de retención desde las cámaras de aire se encuentra con un extremo cerrado y se refleja como una nueva onda de sobre-presión que se propaga hacia aguas arriba incrementando la presión en la sección (2) en forma gradual. En este instante de tiempo se genera además la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam en los resultados del modelo con rutina.

La onda asociada al fenómeno de check-slam, que se produce en el modelo con rutina en el instante de tiempo igual a  $0,963s$ , es originada por un cierre instantáneo de válvula de retención y tiene asociado un frente de onda plano, también denominado frecuentemente de tipo escalón.

En la Figura 6.7 se muestra la evolución de la presión en las secciones (1), (2) y (3), que resultan del modelo numérico con rutina, en un intervalo de tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención ( $0,963s$ ). Se puede observar la forma de tipo escalón de la onda asociada al fenómeno de

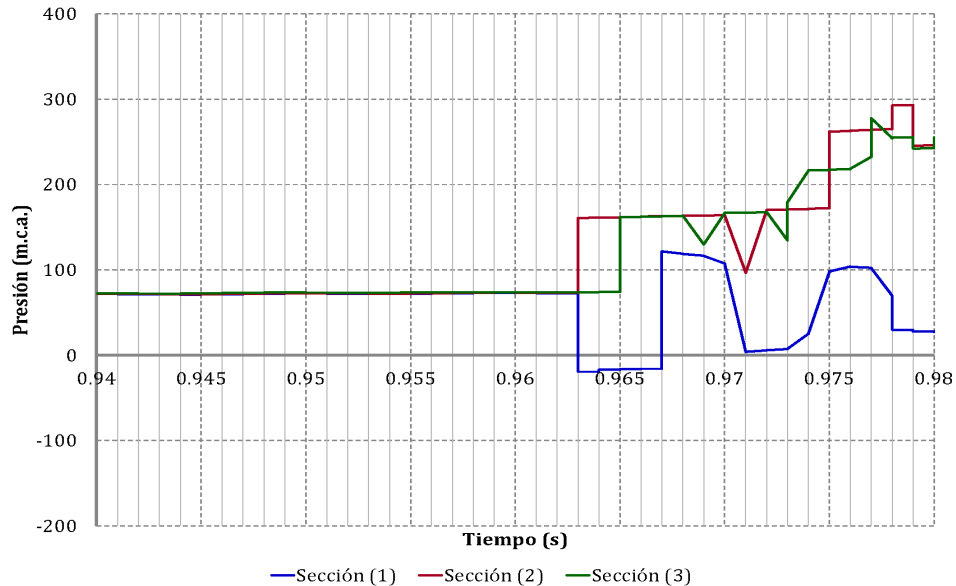


Figura 6.7: Evolución de la presión en función del tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención, modelo con rutina.

check-slam y su propagación hacia aguas abajo de la válvula como una onda de sobre-presión (sección (2)) y hacia aguas arriba como una onda de de-presión (sección (1)). Puede verificarse el tiempo de viaje de la onda entre la sección (2) y (3), tramo de  $2m$  de largo en el que la celeridad de las ondas es igual a  $1045m/s$  (Cuadro 4.2), aproximadamente igual a  $0,002s$  ( $L/a = 2m/1045s$ ). La amplitud de estas ondas de sobre-presión y de-presión, asociadas al fenómeno de check-slam, resulta igual a  $88,4m.c.a.$ .

Puede observarse en esta figura que luego de aproximadamente  $0,004s$  desde que la onda de sobre-presión llegó a la sección (3) vuelve, desde aguas arriba, una onda de de-presión que se propaga hacia la válvula de retención, llegando a la sección (2) luego de  $0,002s$  desde que esta onda de de-presión alcanzó la sección (3).

Esta onda de de-presión se origina al llegar la onda de sobre-presión, asociada al fenómeno de check-slam, a la sección (4), ubicada  $2m$  hacia aguas abajo de la sección (3) y donde existe una unión con la tubería de  $1000mm$  de

diámetro nominal (ver Figura 6.1). Al llegar a esta unión, parte de esta onda de sobre-presión es transmitida hacia ambos tramos de la tubería de diámetro nominal  $1000mm$  que continúan luego de la unión, y otra parte es reflejada como onda de de-presión hacia aguas arriba de la unión, regresando hacia la sección (3), luego hacia la sección (2) y posteriormente reflejándose en la válvula de retención como una nueva onda de de-presión.

Asimismo, cuando las dos ondas de sobre-presión, asociadas al fenómeno de check-slam de las válvulas de retención de las otras dos bombas que se detienen, se propagan hasta la unión con la tubería de  $1000mm$  de diámetro nominal, se produce la transmisión, reflexión y superposición de estas ondas de grandes amplitudes, haciendo más complejo este análisis de la propagación y superposición de ondas luego de estos primeros instantes de tiempo desde que se originan.

En la Figura 6.6 puede observarse que después del cierre de las válvulas de retención en el modelo con rutina (instante de tiempo igual a  $0,963s$ ), se produce un rápido incremento de la presión en la sección (2) de  $210m.c.a.$  aproximadamente. Este incremento de presión es debido a la superposición de las ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam de todas las válvulas de retención asociadas a las tres bombas que se detienen, según fue mencionado anteriormente.

A partir de este primer incremento brusco de la presión, la misma continúa con una tendencia creciente por un intervalo de tiempo igual al período de la tubería. Esta tendencia creciente está asociada a la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire y que se propaga hasta las válvulas de retención, donde es reflejada nuevamente como onda de sobre-presión. Se observan además oscilaciones de presión junto con esta tendencia creciente de las presiones, especialmente en los resultados de la sección (2) donde las ondas duplican su amplitud al reflejarse en la válvula de retención cerrada ubicada próxima a esta sección.

En un instante de tiempo igual a un período después del instante de cierre de

la válvula de retención, esto es  $0,963s + 0,406s = 1,369s$ , las ondas asociadas al fenómeno de check-slam regresan a la sección (2) como onda de de-presión luego de reflejarse, en parte, en las cámaras de aire. Esta onda de de-presión vuelve a reflejarse en las válvulas de retención cerradas como ondas de de-presión que se propagan hacia aguas abajo. Esto genera el descenso de presión observado en este instante de tiempo en la Figura 6.6.

Un período de tiempo después de que comienza a llegar a las válvulas de retención esta onda de de-presión, esto es en el instante de tiempo igual a  $1,369s + 0,406s = 1,775s$ , el ciclo se repite.

Durante el primer ciclo, la presión máxima del modelo con rutina ( $p_{mcr}$ ) ocurre inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención (sección (2)), y en el instante de tiempo igual a  $1,361s$ , siendo:

$$p_{mcr} = 322m.c.a. \quad (6.5)$$

Se puede observar en la Figura 6.6 que si bien la tendencia general de las presiones máximas en el tiempo, que resultan del modelo numérico con rutina, es a disminuir su amplitud en los diferentes ciclos, en la sección (2) y durante el segundo ciclo de las ondas ocurre un pico de presión incluso mayor al del primer ciclo, alcanzando una presión máxima de  $362m.c.a.$  Por otro lado, en la sección (5), ubicada a  $53m$  de la sección (2) y sobre un tramo largo de tubería, la máxima presión ocurre en el primer ciclo de las ondas de presión y se reduce en los sucesivos ciclos. Este último comportamiento es el esperado, por un lado, debido a que parte de la onda no es reflejada en las cámaras de aire sino que se transmite hacia aguas abajo de la 6<sup>ta</sup> línea y, por otro lado, debido a la disipación por fricción en su propagación por la tubería. En la sección (2), ubicada en un tramo de tubería entre uniones y la válvula de retención, la complejidad en las transmisiones, reflexiones y superposiciones de ondas de grandes amplitudes generaría que en el segundo ciclo la presión máxima resulte mayor a la presión máxima en el primer ciclo de presiones.

### 6.3.2 Resultados metodología convencional

De forma de aplicar la metodología de análisis convencional (ver Capítulo 5) para estimar las máximas presiones durante un evento transitorio originado por el paro total de los equipos de bombeo, se determina la des-aceleración media del flujo en torno a las válvulas de retención, entre el instante de tiempo en que inicia el transitorio hidráulico y en que el flujo se anula, de igual forma que es determinada por el modelo numérico Trans que incorpora la rutina del comportamiento dinámico real de la válvula.

Recordando que el caudal que es entregado por cada bomba en las condiciones iniciales es igual a  $0,696m^3/s$  y que el flujo se anula en el instante de tiempo igual a  $0,696s$ , la des-aceleración media del flujo resulta:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta Q}{\Delta t \times A} = \frac{0,696m^3/s}{0,696s \times 0,385m^2} = 2,60m/s^2 \quad (6.6)$$

Se interpola en forma lineal entre los puntos de la curva dinámica característica de la válvula de retención de doble clapeta (Figura 6.2) para obtener la velocidad inversa del flujo en el momento del cierre de la válvula de retención, asociada a esta des-aceleración media, y resulta:

$$V_r = 0,832m/s \quad (6.7)$$

Esta velocidad inversa tiene asociado un caudal inverso igual a  $0,320m^3/s$ .

La variación de presión asociada al fenómeno de check-slam se obtiene al aplicar la ecuación de Joukowsky 3.2 para una variación de la velocidad del flujo igual a  $V_r$ , esto es:

$$\Delta H_{chs} = \pm \frac{a \times V_r}{g} = \pm \frac{1045m/s \times 0,832m/s}{9,8m/s^2} = \pm 88,7m.c.a. \quad (6.8)$$

El signo positivo corresponde a la onda de sobre-presión que se propaga hacia

aguas abajo de la válvula de retención y el signo negativo a la onda de de-presión que se propaga hacia aguas arriba de la misma.

Los resultados del modelo numérico sin rutina que se presentan en la Figura 6.6 muestran que la presión máxima en la sección (2) ocurre en el instante en que el flujo se anula más un período ( $0,696s + 0,406s = 1,102s$ ), alcanzando  $215m.c.a.$ . Las dimensiones de las cámaras de aire repercuten sobre esta gran amplitud de la onda originada por la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial.

De forma de estimar la presión máxima que resultaría de aplicar la metodología convencional ( $p_{mc1}$ ), se superpone a la máxima presión que resulta del modelo numérico que asume comportamiento ideal de las válvulas de retención ( $215m.c.a.$ ) la superposición de las tres ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam en el tramo de  $700mm$  de diámetro, a partir de la ecuación 6.4:

$$\Delta H_{chs700} = 1,598 \times 88,7m.c.a. = 141,7m.c.a. \quad (6.9)$$

Por lo tanto resulta:

$$p_{mc1} = 215m.c.a. + 141,7m.c.a. = 356,7m.c.a. \quad (6.10)$$

Al analizar la des-aceleración del flujo en las proximidades a la válvula de retención, representada mediante la pendiente de la curva de caudal - tiempo de la Figura 6.5, se observa que adopta un valor aproximadamente constante desde el inicio del transitorio hasta un instante de tiempo igual al período de la tubería ( $0,406s$ ). Esto se debe a que, en este instante, la onda de sobre-presión debida a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión, comienza a llegar a las válvulas de retención, haciendo más lenta la caída de presión en esta sección e incrementando la des-aceleración del flujo. De esta forma, desde este instante hasta el instante en que la válvula de retención se cierra, la

des-aceleración del flujo adopta un valor mayor que el valor medio considerado en la rutina desarrollada y estimado en la ecuación 6.6. Así, la des-aceleración del flujo en el momento del cierre de la válvula de retención, para el evento transitorio y el sistema de estudio considerados, es mejor representada por la des-aceleración media entre los instantes de tiempo iguales a 0,406s y 0,696s que la considerada por la rutina numérica. Esta puede determinarse como:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta Q}{\Delta t \times A} = \frac{-0,4223m^3/s}{(0,696s - 0,406s) \times 0,385m^2} = 3,78m/s^2 \quad (6.11)$$

Mediante la curva dinámica característica de las válvulas de tipo doble clapeta (Figura 6.2) se obtiene la velocidad de flujo inversa asociada al cierre de la válvula con esta des-aceleración del flujo:

$$V_r = 1,22m/s \quad (6.12)$$

Esta velocidad inversa tiene asociado un caudal inverso igual a  $0,470m^3/s$ .

El cierre de la válvula de retención tipo doble tobera cuando a través de la misma el flujo es en sentido inverso al normal y con la velocidad antes indicada, tiene asociado una onda de sobre-presión y una onda de de-presión, cuyas amplitudes son:

$$\Delta H_{chs} = \pm \frac{a \times V_r}{g} = \pm \frac{1045m/s \times 1,22m/s}{9,8m/s^2} = \pm 130,1m.c.a. \quad (6.13)$$

Por lo tanto, la presión máxima que se obtiene en estas consideraciones mediante la metodología convencional resulta:

$$p_{mc2} = 215m.c.a. + 1,598 \times 130,1m.c.a. = 422,9m.c.a. \quad (6.14)$$

De esta forma la presión máxima, que resulta de la metodología convencional, es la que resulta al considerar la des-aceleración máxima, correspondiente a los

instantes previos al cierre de la válvula de retención.

### 6.3.3 Comentarios sobre los resultados

En el Cuadro 6.2 se presentan los resultados de caudal inverso a través de la válvula de retención en el momento de su cierre, sobre-presión asociada al cierre de una válvula de retención y presión máxima que resultan de la aplicación de la metodología con rutina y de la metodología convencional en los casos en que la des-aceleración del flujo considerada es la des-aceleración media desde el inicio del transitorio (Convencional 1) o la des-aceleración media en los instantes de tiempo previos al cierre de la válvula de retención (Convencional 2).

Cuadro 6.1: Resultados onda check-slam caso: paro total y válvula tipo doble clapeta.

Metodología	Caudal inverso $m^3/s$	$\Delta H_{chs}$ $m.c.a.$	Presión máxima $m.c.a.$
Con rutina	-0.319	88.4	362.0
Convencional 1	-0.320	88.7	356.7
Convencional 2	-0.470	130.1	422.9

Se puede verificar en este cuadro la gran similitud entre los resultados obtenidos mediante la metodología con rutina y la metodología convencional 1, en especial en cuanto al caudal inverso y a la sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam, debido a que ambas determinan la des-aceleración del flujo través de la válvula de retención como la des-aceleración media de este flujo desde el inicio del transitorio hidráulico hasta el instante previo a que el flujo se anula.

Como se puede observar en la Figura 6.7, los resultados del modelo con rutina consideran reflexiones y transmisiones de ondas que no son considerados en la

metodología convencional, como por ejemplo la onda de de-presión que regresa hacia el tramo de  $700mm$  al ser reflejada en la unión con la tubería de  $1000mm$  la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam. Esto genera las mayores diferencias observadas en los resultados de presiones máximas entre la metodología con rutina y la metodología convencional 1 en relación a las diferencias observadas en cuanto a la amplitud de la onda de sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam o al caudal inverso a través de la válvula de retención en el momento de su cierre.

Por otro lado, la metodología de análisis convencional permite analizar la evolución del caudal con el tiempo a través de la válvula de retención para estimar la des-aceleración del flujo que resulte más representativa a la des-aceleración en el instante de su cierre, obteniéndose los resultados que se indican en el Cuadro 6.2 correspondientes a la metodología convencional 2. En el caso de estudio y para el transitorio originado por el paro total de los equipos de bombeo, siendo las válvulas de retención de tipo doble clapeta, se puede observar que tanto la metodología convencional 1 como el modelo con rutina sub-estiman en forma significativa la des-aceleración del flujo a través de la válvula de retención en el momento de su cierre y, como consecuencia de ello también las presiones máximas que resultan al considerar esta des-aceleración del flujo más representativa.

Si bien el modelo con rutina considera la superposición, transmisión, reflexión y propagación de todas las ondas de presión, el modelo convencional adopta una des-aceleración del flujo mayor y más acertada que la estimada por el modelo numérico con rutina.

## **6.4 Paro total del cabezal de bombeo, válvula de retención tipo tobera**

A continuación se presentan los resultados del análisis de las presiones máximas durante un paro total del cabezal de bombeo, siendo las válvulas de retención consideradas de tipo tobera (ver Figura 6.3).

En primer lugar, es aplicada la metodología del modelo numérico Trans que incorpora la rutina para el comportamiento dinámico de las válvulas de retención, y posteriormente es aplicada la metodología de análisis convencional, comparándose ambos resultados y estos con los obtenidos cuando las válvulas de retención consideradas son de tipo doble clapeta.

### **6.4.1 Resultados de la metodología del modelo Trans con rutina**

La curva dinámica característica correspondiente a las válvulas de retención de tipo tobera (Figura 6.4) es ingresada al modelo Trans que incorpora la rutina desarrollada para el comportamiento dinámico de estas válvulas.

En la Figura 6.8 se presenta la evolución en el tiempo de la presión en las diferentes secciones de la tubería presentadas en la Figura 6.1, obtenidos mediante el modelo numérico Trans con rutina, y la evolución en el tiempo de la presión inmediatamente aguas abajo de las válvulas de retención (sección (2)) obtenida mediante el modelo numérico Trans sin rutina.

Por otro lado, en la Figura 6.9 se muestra la evolución del caudal a través de la válvula de retención que resultan de los modelos numéricos con y sin rutina.

Puede observarse que, de la simulación del modelo Trans con rutina se obtiene que el cierre de la válvula de retención de tipo tobera ocurre en el instante de tiempo igual a 0,713s y siendo el caudal inverso a través de la misma igual a

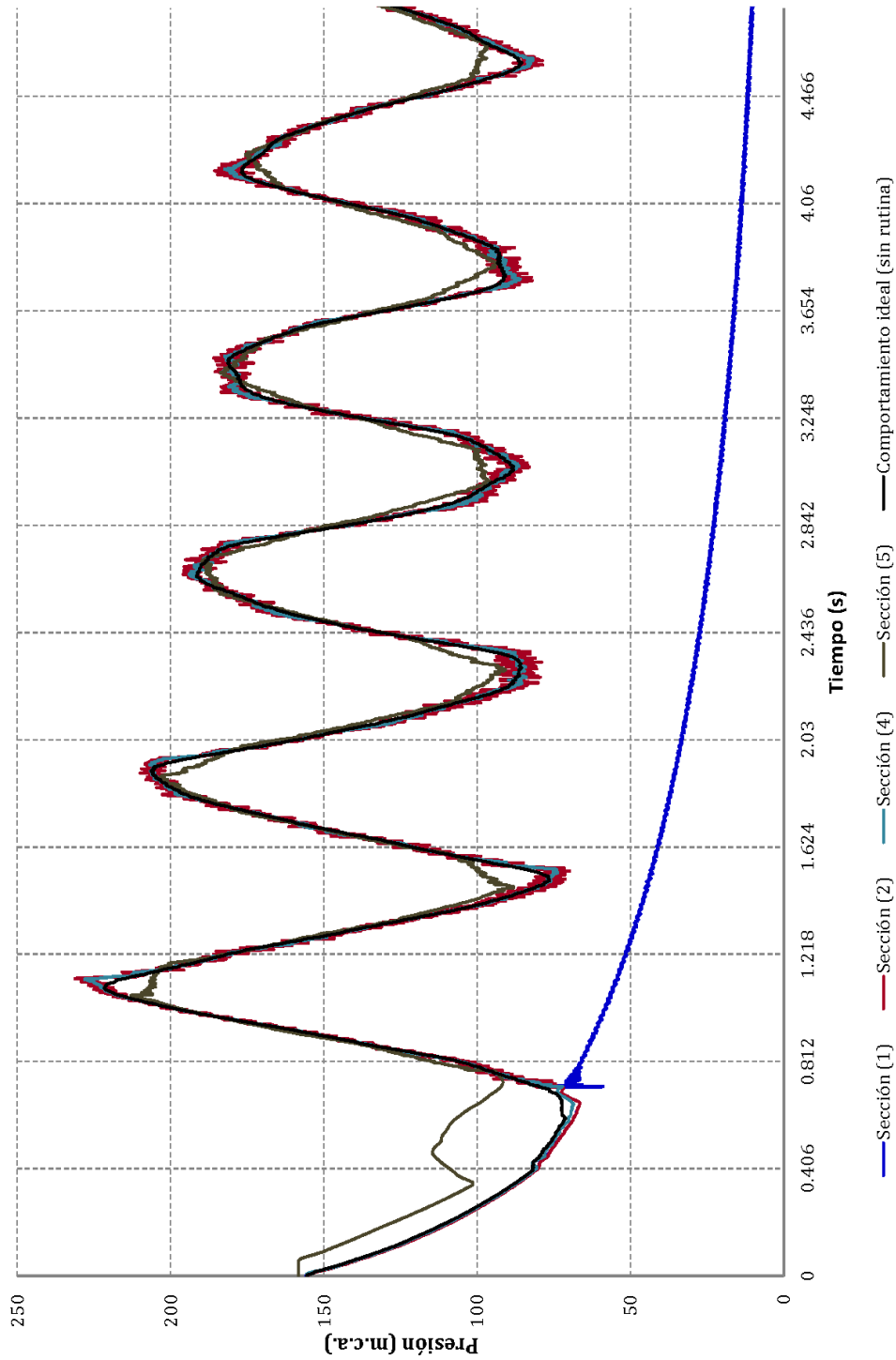


Figura 6.8: Evolución de la presión en las secciones de la tubería (1), (2), (4) y (5) del cabezal de bombeo, con válvulas de retención de tipo tobera.

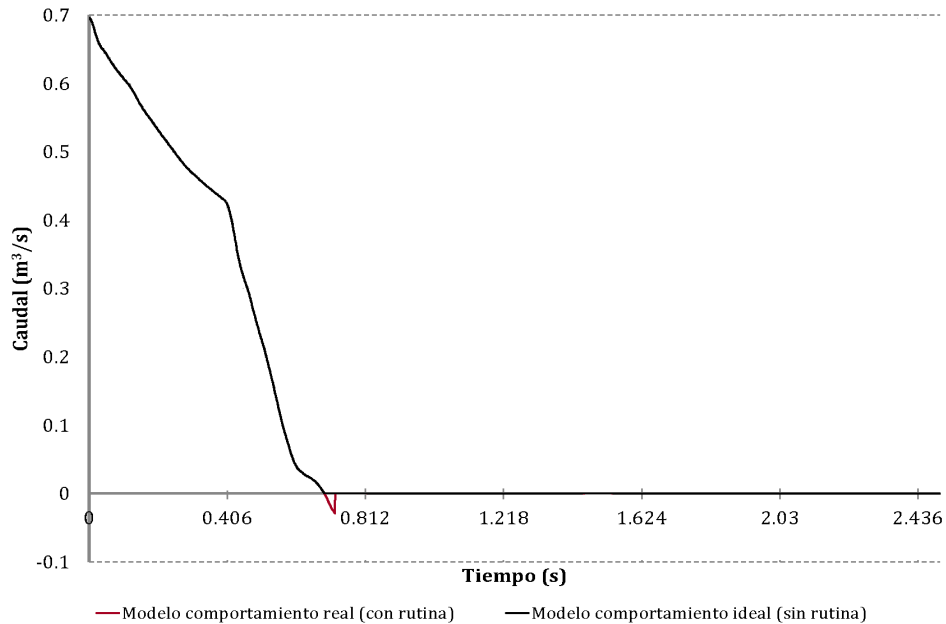


Figura 6.9: Evolución del caudal con el tiempo, caso con válvula de retención de tipo tobera.

$-0,030m^3/s$ . El instante de tiempo en que el flujo se anula y ocurre el cierre de la válvula de retención en el modelo Trans que asume comportamiento ideal es igual a  $0,690s$ , por lo cual las características de estas válvulas de retención en su interacción con el flujo transitorio permiten su cierre luego de solamente  $0,023s$  desde que el flujo a través de la válvula es nulo. Esta pequeña diferencia de tiempo entre que se produce el cierre de la válvula en el modelo Trans con y sin rutina es la causa del muy buen ajuste observado entre las curvas de evolución de presión en el tiempo que resultan de ambos modelos, comparadas en la misma sección (sección (2), Figura 6.8), así como también del valor muy próximo al nulo del caudal inverso en el instante de cierre de la válvula de tipo tobera.

En la Figura 6.10 se presenta una ampliación de la Figura 6.8 en torno al instante de tiempo en que se produce el cierre de la válvula de retención de tipo tobera ( $0,713s$ ), donde se puede observar la onda de sobre-presión en

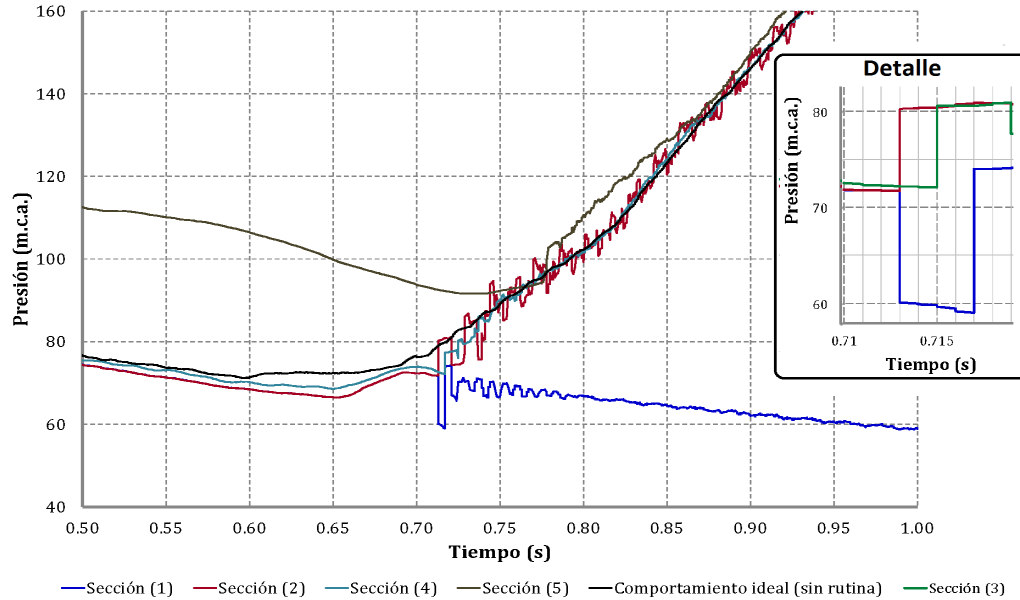


Figura 6.10: Evolución de la presión con el tiempo en torno al instante de cierre de la válvula de retención).

la sección (2) y de de-presión en la sección (1), que se generan asociadas al fenómeno de check-slam en el modelo con rutina en ese instante de tiempo.

Si bien la válvula de retención de tipo tobera presenta un diámetro igual a  $600\text{mm}$ , el diámetro de la tubería de la sección (2) es de  $700\text{mm}$ , mientras que el diámetro de la tubería de la sección (1) es al igual que la válvula de retención de  $600\text{mm}$ . De esta forma, la ecuación de la característica negativa para resolver, junto con las ecuaciones del comportamiento dinámico de la válvula de retención, las ecuaciones que gobiernan el flujo transitorio en la sección de aguas abajo de la válvula de retención, según el Método de las Características [Abreu et. al., 1994], se define a partir de las características de la tubería de  $700\text{mm}$  de diámetro, mientras que la curva característica positiva empleada para resolver la sección de aguas arriba de la válvula de retención, se define a partir de las características de la tubería de  $600\text{mm}$ . Esto causa las diferencias observadas en el detalle presentado en la Figura 6.10 entre la

amplitud de la onda de sobre-presión en la sección (2) y la onda de de-presión de la sección (1), siendo estos valores de  $8,5m.c.a$  y  $11,6m.c.a$  respectivamente.

En la Figura 6.8 se puede observar que la presión máxima que resulta del modelo con rutina ( $p_{mcr}$ ) ocurre en el instante de tiempo igual al instante en que cierra la válvula de retención más un período, esto es  $t_{pico} = 0,713s + 0,406s = 1,119s$ , siendo:

$$p_{mcr} = 231,3m.c.a. \quad (6.15)$$

En este instante de tiempo la onda de sobre-presión, asociada a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial, termina de llegar a las válvulas de retención y comienza a llegar la onda de de-presión asociada a la reflexión de las ondas de sobre-presión en las cámaras de aire. El ciclo se repite después de un período de tiempo desde que comienza a llegar a la válvula de retención la onda de de-presión, esto es desde el instante de tiempo igual a  $1,119s + 0,406s = 1,525s$ .

#### 6.4.2 Resultados metodología convencional

Aplicando la metodología convencional para el análisis de las presiones máximas, se estima la des-aceleración media del flujo considerada por el modelo numérico Trans con rutina en el momento de cierre de la válvula de retención como:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta Q}{\Delta t \times A} = \frac{0,696m^3/s}{0,690s \times 0,283m^2} = 3,56m/s^2 \quad (6.16)$$

La velocidad inversa del flujo a través de la válvula de retención de tipo tobera en el momento de su cierre, asociada a esta des-aceleración media del flujo, se obtiene de la curva dinámica característica de la misma (ver Figura 6.4), y resulta:

$$V_r = 0,105m/s \quad (6.17)$$

Esta velocidad inversa se asocia a un caudal inverso de  $0,030m^3/s$ .

La variación de presión asociada al cierre de la válvula de retención con esta velocidad del flujo inverso se estima como:

$$\Delta H_{chs} = \pm \frac{a \times V_r}{g} = \pm \frac{1045m/s \times 0,105m/s}{9,8m/s^2} = \pm 11,2m.c.a. \quad (6.18)$$

Esta variación de presión corresponde a la onda de sobre-presión y a la onda de de-presión que se propagan hacia aguas abajo y hacia aguas arriba de la válvula de retención respectivamente, si el diámetro de ambas tuberías fuera de  $600mm$ , lo cual es válido solamente para la sección (1), esto es, para la onda de de-presión asociada al fenómeno de check-slam.

Sí para la sección (2), de  $700mm$  de diámetro, se considera que ocurre la misma variación de flujo de magnitud  $\Delta Q = -Q_r = 0,030m^3/s$ , la amplitud de la onda asociada a esta variación del flujo resultaría:

$$\Delta H_{chs} = \frac{a \times Q_r}{A \times g} = \frac{1045m/s \times 0,030m^3/s}{0,385m^2 \times 9,8m/s^2} = 8,3m.c.a. \quad (6.19)$$

Ambas magnitudes de la onda de de sobre-presión en la sección (2) y de de-presión en la sección (1) se asemejan a las magnitudes de estas ondas obtenidas mediante el modelo numérico con rutina, y que se observan en la Figura 6.10.

La presión máxima estimada mediante la metodología convencional ( $p_{mc1}$ ) se obtiene de superponer a la presión máxima del modelo numérico sin rutina ( $215m.c.a.$ ) las tres ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam en el tramo de  $700mm$  de diámetro, esto es:

$$p_{mc1} = 215m.c.a. + 1,598 \times 8,3m.c.a. = 228,3m.c.a \quad (6.20)$$

Por otro lado, al observar la evolución del caudal a través de la válvula de retención en el tiempo (Figura 6.9), se observa que la des-aceleración media del flujo estimada no es el valor más representativo de la des-aceleración del flujo en torno a la válvula de retención durante su cierre. A continuación se determina la des-aceleración media del flujo entre los instantes de tiempo iguales a un período y el instante en el que el flujo se anula 0,406s y 0,690s:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Delta Q}{\Delta t \times A} = \frac{0,435m^3/s}{(0,690s - 0,406s) \times 0,283m^2} = 5,41m/s^2 \quad (6.21)$$

Esta mayor des-aceleración del flujo entre estos instantes de tiempo es debida a que luego de un período de tiempo comienza a llegar a la válvula de retención parte de la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire.

La velocidad de flujo inverso a través de la válvula de retención en el momento de su cierre, asociada a esta des-aceleración del flujo, se obtiene mediante su curva dinámica característica, y resulta:

$$V_r = 0,16m/s \quad (6.22)$$

Esta velocidad del flujo inverso tiene asociado un caudal inverso igual a  $0,045m^3/s$ , por lo cual, procediendo de igual modo que como se hizo anteriormente, la onda de sobre-presión asociada a una variación del flujo de magnitud igual a  $0,045m^3/s$  en la sección (2) resulta:

$$\Delta H_{chs} = \frac{a \times Q_r}{A \times g} = \frac{1045m/s \times 0,045m^3/s}{0,385m^2 \times 9,8m/s^2} = 12,5m.c.a. \quad (6.23)$$

La presión máxima estimada mediante la metodología convencional y considerar esta nueva des-aceleración del flujo ( $p_{mc2}$ ) se obtiene de superponer a la presión máxima del modelo numérico sin rutina las tres ondas de sobre-presión asociadas al fenómeno de check-slam en el tramo de 700mm de diámetro, esto es:

$$p_{mc1} = 215m.c.a. + 1,598 \times 12,5m.c.a. = 235m.c.a \quad (6.24)$$

### 6.4.3 Comentarios sobre los resultados

En el Cuadro 6.2 se muestran los resultados de caudal inverso a través de la válvula de retención en el momento de su cierre, la sobre-presión asociada al cierre de una válvula de retención y la presión máxima, que resultan de la aplicación de la metodología con rutina y de la metodología convencional en los casos en que se considera la des-aceleración media del flujo (Convencional 1) o la des-aceleración del flujo en los instantes próximos al cierre de la válvula (Convencional 2).

Cuadro 6.2: Resultados onda check-slam caso: paro total y válvula tipo tobera.

Metodología	Caudal inverso $m^3/s$	$\Delta H_{chs}$ $m.c.a.$	Presión máxima $m.c.a.$
Con rutina	-0.030	8.5	231.3
Convencional 1	-0.030	8.3	228.3
Convencional 2	-0.045	12.5	235

Puede verificarse la gran similitud entre los resultados de los diferentes modelos, en particular entre el modelo con rutina y el modelo Convencional 1 que asumen la misma des-aceleración del flujo para estimar el flujo inverso en el momento del cierre de la válvula. De igual forma que fuera comentado en los resultados cuando las válvulas de retención consideradas son de tipo doble clapeta, la metodología de análisis convencional presenta la ventaja de permitir el análisis de la evolución del caudal en el tiempo y estimar la des-aceleración del flujo más representativa a la des-aceleración que ocurre en el momento del cierre de la válvula de retención, mientras que la metodología que incorpora

la rutina desarrollada presenta la ventaja de poder considerar la propagación, reflexión y superposición de diferentes ondas de sobre-presión y de de-presión durante el transitorio.

En el caso de estudio y para el transitorio hidráulico originado por el paro total de los equipos de bombeo, siendo las válvulas de retención de tipo tobera, las diferencias observadas entre los resultados obtenidos mediante las diferentes metodologías son muy poco significativas.

Al comparar estos resultados con los obtenidos cuando las válvulas de retención consideradas son de tipo doble clapeta, se puede observar que las válvulas de tipo tobera presentan un comportamiento más próximo al ideal, evidenciado por el mejor ajuste observado entre las curvas de evolución de la presión en el tiempo en los casos con y sin rutina comparadas en la misma sección (sección (2), Figura 6.8), mientras que la evolución en el tiempo de la presión obtenida con válvulas de retención de doble clapeta muestra significativas diferencias con los resultados obtenidos asumiendo comportamiento ideal de las válvulas de retención (ver Figura 6.6). Asimismo, el caudal inverso en el instante de cierre de la válvula de tipo tobera es muy próximo al valor nulo (ver Figura 6.9), lo cual no se verifica cuando las válvulas de retención consideradas son de tipo doble clapeta.

En el Cuadro 6.3 se comparan los resultados obtenidos mediante la metodología con rutina en los casos en que se consideran válvulas de retención de tipo doble clapeta y válvulas de retención de tipo tobera. Los resultados indicados en este cuadro corresponden al caudal inverso, a través de la válvula de retención en el momento de su cierre, la diferencia entre el tiempo de cierre de la válvula y el instante de tiempo en que el flujo se anula ( $t_{cierre} - t(Q = 0)$ ) y, por último, la amplitud de la onda asociada al fenómeno de check-slam ( $\Delta H_{chs}$ ).

Se puede observar que los resultados que se obtienen al considerar que las válvulas de retención son de tipo doble clapeta resultan de un orden de magnitud superiores a los correspondientes a cuando las válvulas de retención son de tipo tobera, lo cual evidencia la significativa influencia de las características de las

Cuadro 6.3: Comparación metodología con rutina, válvulas de retención tipo doble clapeta y tipo tobera.

Válvula	Caudal inverso $m^3/s$	$t_{cierre} - t(Q = 0)$ $s$	$\Delta H_{chs}$ $m.c.a.$
Doble Clapeta	0.319	0.267	88.4
Tobera	0.030	0.023	8.5

válvulas de retención en los resultados del fenómeno de check-slam.

El tiempo de cierre de las válvulas de retención de tipo doble clapeta desde que comienza la inversión del flujo a través de la misma, igual a  $0,267s$ , permite que el flujo inverso en el momento del cierre de la válvula se aleje significativamente del caudal nulo, y así también del comportamiento ideal de la válvula de retención.

Por otro lado, al observar la Figura 6.6 y la Figura 6.8, respecto a la evolución de la presión en el tiempo para el caso con válvula de tipo doble clapeta y de tipo tobera respectivamente, se puede apreciar que las oscilaciones de presión a partir del instante de cierre de la válvula de retención de tipo doble clapeta, que se observan principalmente en la sección (2), resultan significativamente inferiores cuando las válvulas son de tipo tobera. Esto es debido a que las ondas de presión asociadas al fenómeno de check-slam de las válvulas de tipo doble clapeta, que se reflejan y transmiten en el tramo de tubería donde se ubica la sección (2), presentan amplitudes de un orden de magnitud mayor a las que resultan en el caso que las válvulas de retención son de tipo tobera.

Esta gran amplitud de las ondas asociadas al fenómeno de check-slam de las tres válvulas de tipo doble clapeta, genera que la transmisión de estas ondas en uniones, bifurcaciones y sus superposiciones al propagarse a lo largo del cabezal de bombeo incrementen las diferencias entre los resultados de ambas metodologías de análisis.

Se observa además que cuando las válvulas de retención son de tipo tobera, predomina la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire frente a la onda de check-slam como responsable de las presiones máximas en la tubería.

## **6.5 Paro parcial del cabezal de bombeo, válvula tipo tobera y tipo doble clapeta**

A continuación se analizan los resultados obtenidos mediante ambas metodologías propuestas, en un transitorio hidráulico originado por el paro parcial de uno de los equipos de bombeo mientras que el resto continúan operando. Asimismo, se considerarán los casos en que las válvulas de retención son las de tipo tobera o las de tipo doble clapeta.

### **6.5.1 Resultados metodología modelo Trans con rutina**

En las Figuras 6.11 y 6.12 se muestra la evolución de la presión en el tiempo en las secciones (1), (2) y (4) de la tubería de descarga de la bomba que se detiene, así como también en la sección (5), para el sistema con válvulas de retención de tipo doble clapeta y de tipo tobera, respectivamente. Se compara, en ambas figuras, los resultados del modelo numérico con rutina y sin esta.

De la misma forma, en las Figuras 6.13 y 6.14 se muestra la evolución en el tiempo del caudal a través de la válvula de retención correspondiente a la bomba que se detiene, para la situación con válvula de tipo doble clapeta y de tipo tobera respectivamente. Los resultados que se presentan corresponden a el modelo numérico con rutina y sin rutina.

Puede observarse que en ambas situaciones, con válvulas de retención de tipo doble clapeta como con válvulas de tipo tobera, la onda de sobre-presión que

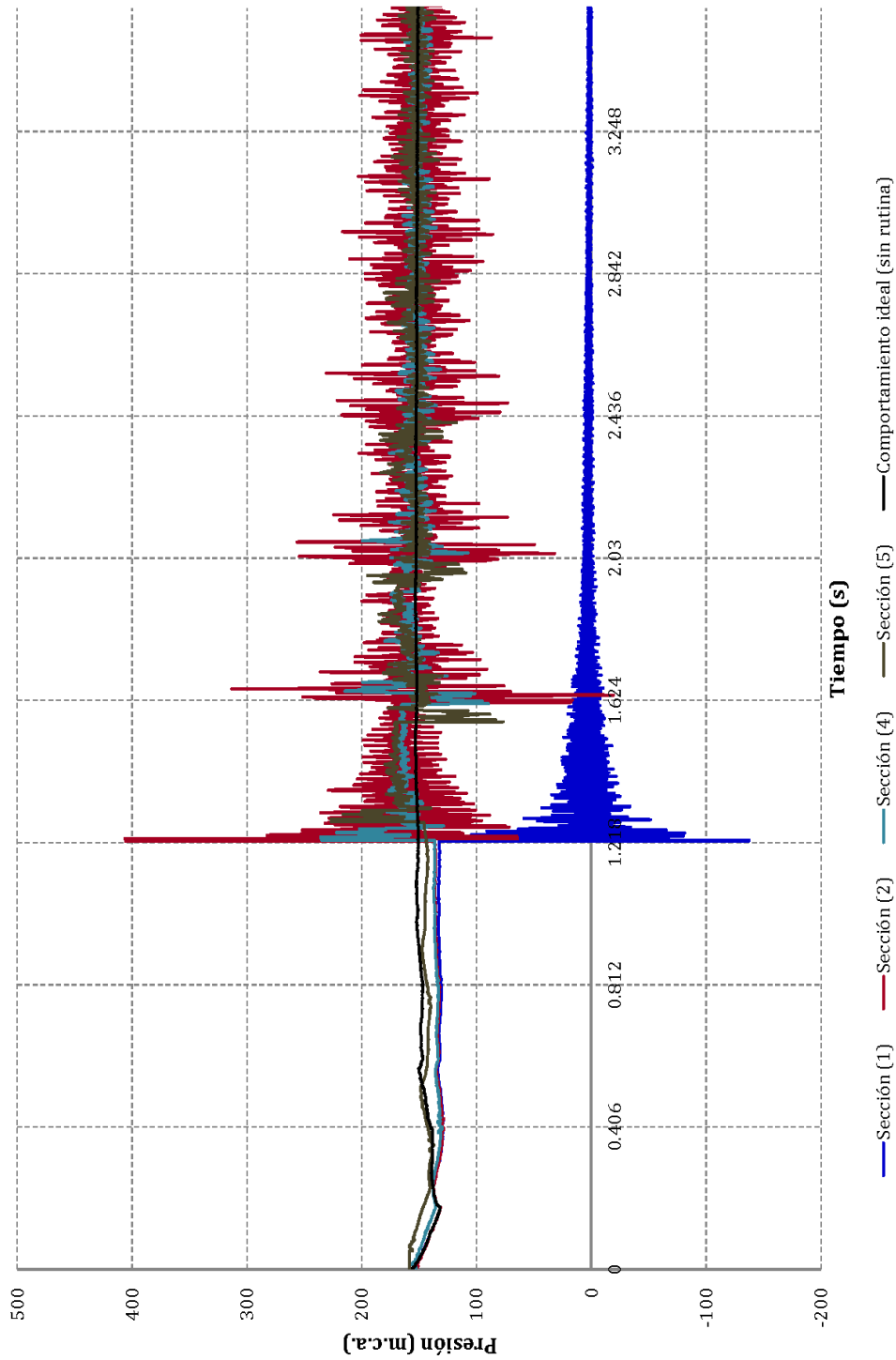


Figura 6.11: Evolución de la presión ante un paro parcial del cabezal de bombeo, válvulas de retención tipo doble clapeta.

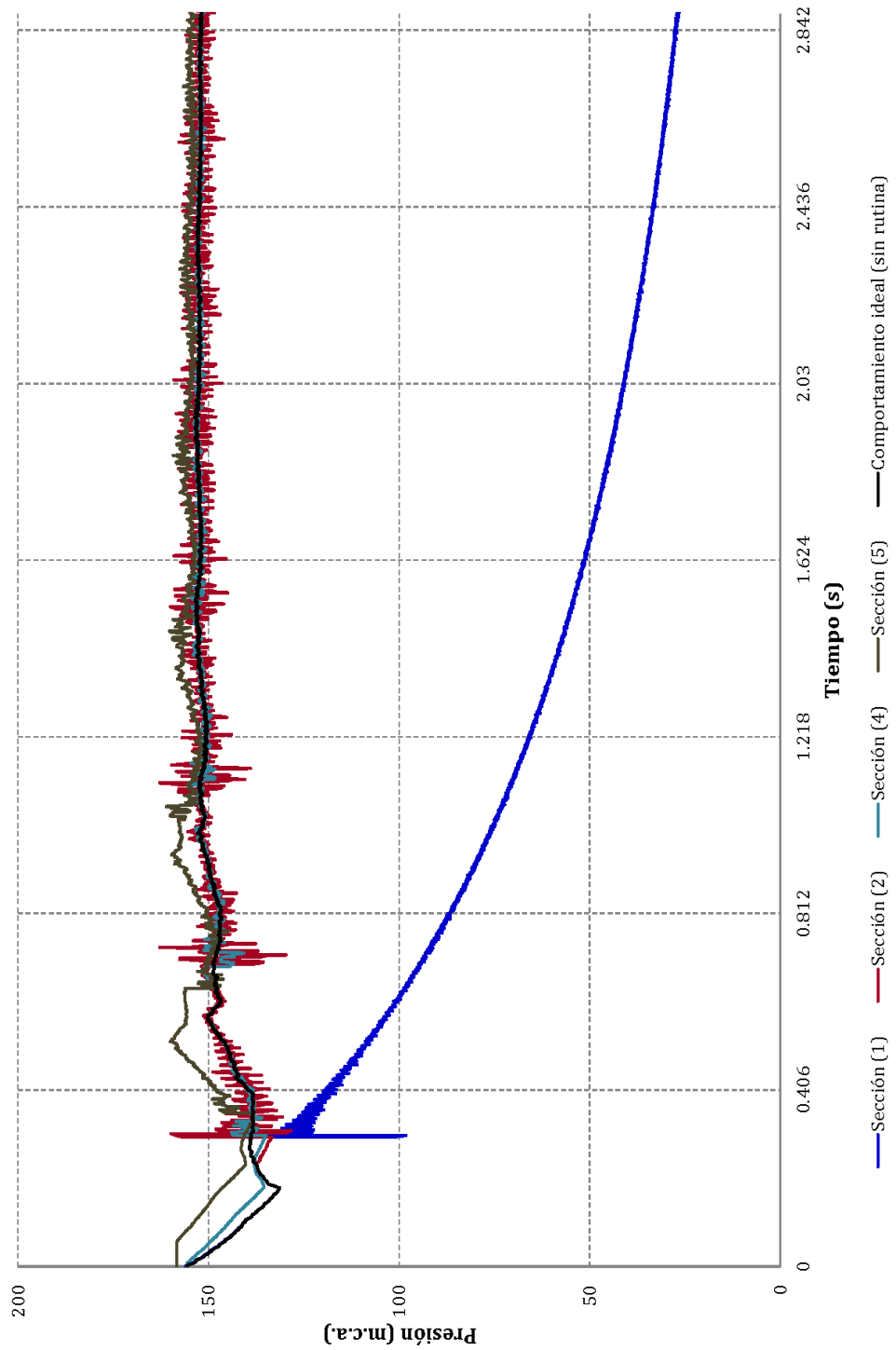


Figura 6.12: Evolución de la presión ante un paro parcial del cabezal de bombeo, válvulas de retención tipo tobera.

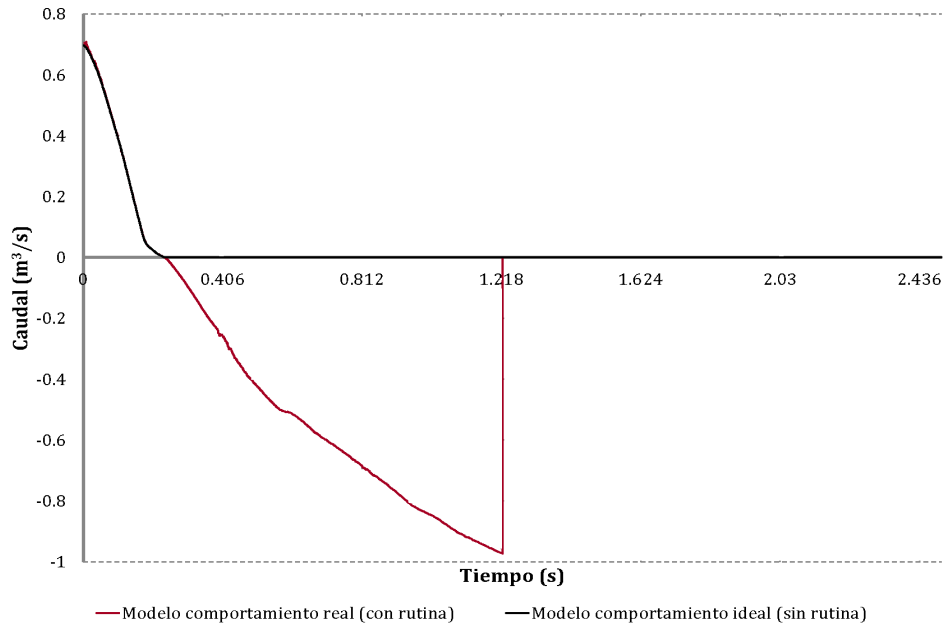


Figura 6.13: Evolución del caudal a través de la válvula de retención de tipo doble clapeta en el tiempo, paro parcial.

predomina en la generación de las máximas presión en la tubería es la originada por el fenómeno de check-slam de la válvula de retención, mientras que cuando el transitorio hidráulico es originado por el paro total del cabezal de bombeo la onda de sobre-presión que predomina es la debida a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial, especialmente cuando las válvulas de retención son de tipo tobera.

Esto es debido a que durante el evento transitorio originado por un paro total de los equipos de bombeo, la variación de caudal resulta mayor a la que se produce cuando ocurre el paro parcial de estos equipos, por lo cual la onda de de-presión inicial, asociada a esta variación de caudal, resultará también mayor durante el evento correspondiente al paro total que durante el paro parcial. Así, la onda de sobre-presión que se origina por la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial resulta mayor durante el evento transitorio debido al paro total que durante el paro parcial.

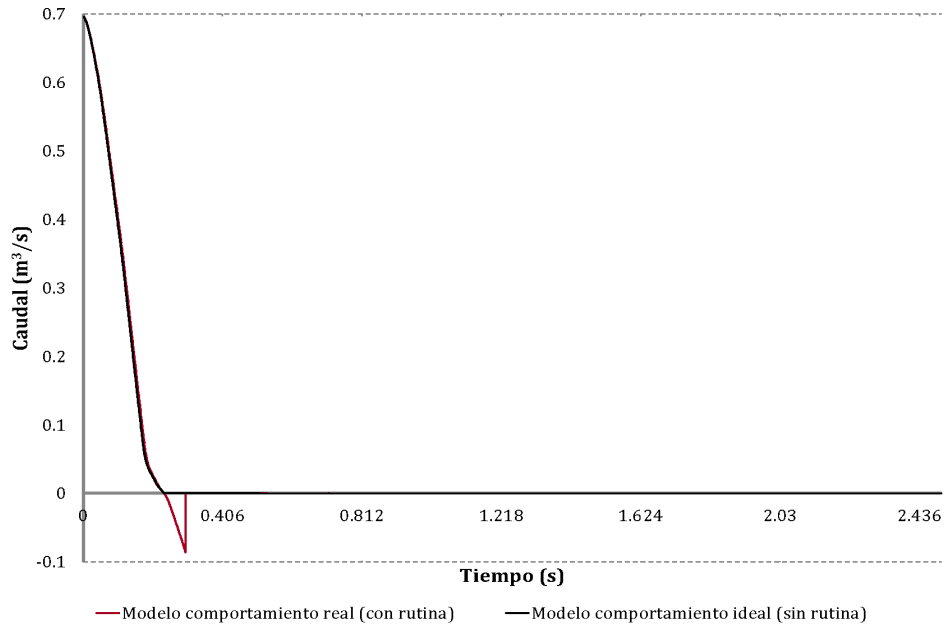


Figura 6.14: Evolución del caudal a través de la válvula de retención de tipo tobera en el tiempo, paro parcial.

La amplitud de esta onda de sobre-presión luego de un paro parcial puede apreciarse en las gráficas de evolución de la presión en el tiempo que resultan del modelo sin rutina, en los casos con válvula de retención de tipo doble clapeta o de tipo tobera, Figuras 6.11 y 6.12 respectivamente. Se observa una importante reducción en la magnitud de esta onda de sobre-presión reflejada por las cámaras de aire respecto a la que se origina cuando ocurre el paro total del cabezal de bombeo (Figura 6.6 y Figura 6.8), siendo la presión máxima en el modelo que asume comportamiento ideal (sin rutina) y cuando el evento transitorio es el paro parcial igual a  $155,8m.c.a.$ , mientras que esta presión máxima cuando el evento transitorio es el paro total resulta de  $215m.c.a.$ .

Las presiones máximas que resultan del modelo con rutina para las situaciones con válvula de tipo doble clapeta y válvula de tipo tobera son  $406,4m.c.a.$  y  $162,9m.c.a.$ , respectivamente (ver Figuras 6.11 y 6.12).

### 6.5.2 Resultados metodología convencional

Estimando la superposición de las sobre-presiones a través de la metodología convencional, en las situaciones con válvula de retención de tipo doble clapeta y con válvula de retención de tipo tobera, se obtienen los resultados que se muestran en el Cuadro 6.4 de des-aceleración media del flujo ( $\frac{dV}{dt}$ ) en torno a la válvula de retención entre el instante inicial del transitorio y el instante en el que el flujo se anula ( $0,235s$ ), velocidad inversa a través de la válvula en el instante de su cierre ( $V_r$ ), caudales inversos correspondientes a estas velocidades inversas ( $Q_{inv}$ ) y sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam ( $\Delta H_{chs}$ ).

Cuadro 6.4: Resultados metodología convencional, paro parcial.

Válvula	$\frac{dV}{dt}$ <i>m/s<sup>2</sup></i>	$V_r$ <i>m/s</i>	$Q_{inv}$ <i>m<sup>3</sup>/s</i>	$\Delta H_{chs}$ <i>m.c.a.</i>
Doble clapeta	7.63	2.53	0.974	270
Tobera	10.48	0.307	0.087	24.1

Las presiones máximas que resultan para ambas situaciones, con válvula de tipo doble clapeta ( $p_{mc_vdc}$ ) y de tipo tobera ( $p_{mc_vt}$ ), se obtienen, de acuerdo a esta metodología propuesta, sumando a la presión máxima obtenida del modelo sin rutina la sobre-presión asociada al check-slam de la válvula de retención correspondientes a cada una de estas situaciones.

- Situación con válvulas de tipo doble clapeta:

$$p_{mc_vdc} = 155,8m.c.a. + 270m.c.a. = 425,8m.c.a. \quad (6.25)$$

- Situación con válvulas de tipo tobera

$$p_{mc_vt} = 155,8m.c.a. + 24,1m.c.a. = 179,9m.c.a. \quad (6.26)$$

Observando la Figura 6.13 y la Figura 6.14, durante un paro parcial la des-aceleración del flujo es aproximadamente constante desde el inicio del transitorio hasta que el flujo se anula, y es bien representada por la des-aceleración media en el intervalo de tiempo hasta el cual el caudal se anula, considerada en los resultados presentados.

### 6.5.3 Comentarios sobre los resultados

En el Cuadro 6.5 se comparan los resultados obtenidos mediante ambas metodologías propuestas cuando el transitorio hidráulico es debido a un paro parcial del cabezal de bombeo. Se consideran en este cuadro los casos en que las válvulas de retención son de tipo doble clapeta y de tipo tobera.

Cuadro 6.5: Comparación resultados, paro parcial.

Válvula	Metodología	Caudal inverso $m^3/s$	$\Delta H_{chs}$ $m.c.a.$	Presión máxima $m.c.a.$
Doble clapeta	Con rutina	0.974	269.6	406.5
Doble clapeta	Convencional	0.974	270	425.8
Tobera	Con rutina	0.086	23.8	162.9
Tobera	Convencional	0.087	24.1	179.9

Puede observarse la gran similitud entre los resultados obtenidos mediante las diferentes metodologías de empleadas tanto en la situación en que la válvula de retención considerada es de tipo doble clapeta como cuando esta es de tipo tobera, en especial respecto al caudal inverso y a la sobre-presión asociada al fenómeno de check-slam.

Al considerar válvulas de retención de tipo doble clapeta como de tipo tobera, la presión máxima que resulta del modelo con rutina, siendo el origen del transitorio un paro parcial, es, en ambos casos, menor a la presión máxima que

se obtiene al aplicar la metodología de análisis convencional. Esta diferencia se debe a que la metodología con rutina considera que las ondas se inician en diferentes instantes de tiempo y se propagan por la tubería desde diferentes puntos de la misma, mientras que la metodología convencional superpone las máximas sobre-presiones sin tener en cuenta lo anteriormente mencionado. Es así que, la metodología de análisis convencional resulta en presiones máximas superiores a las que se obtienen del modelo con rutina, sin embargo estas últimas emplean hipótesis más acertadas con la realidad del fenómeno que ocurre en el cabezal de bombeo.

El instante de tiempo entre que se inicia el transitorio y el flujo a través de las válvulas de retención se detiene, igual a  $0,235s$  (ver Figura 6.13 y Figura 6.14), resulta inferior al período de la tubería ( $0,406s$ ). Este instante en que el flujo se anula es significativamente menor al que se obtiene cuando el transitorio hidráulico es originado por el paro total del cabezal de bombeo (aproximadamente  $0,690s$ ), debido a que las bombas que continúan operando mantienen la carga en el cabezal, repercutiendo en la mayor des-aceleración del flujo entorno a la válvulas de retención de la bomba que se detiene. Esto indica, además, que la onda de sobre-presión asociada a la reflexión en las cámaras de aire de la onda de de-presión inicial aún no alcanzó la sección próxima a las válvulas de retención, y por lo tanto no interfiere incrementando la des-aceleración del flujo, como ocurre cuando el evento transitorio es originado por un paro total. De esta forma, en el caso del paro parcial, la des-aceleración del flujo es aproximadamente constante y es bien representada en el modelo numérico con rutina por la des-aceleración media en el intervalo de tiempo hasta el cual el caudal se anula.

## 6.6 Análisis de la sensibilidad de coeficiente de pérdida de carga para la válvula con flujo inverso

En esta sección se presenta un análisis de sensibilidad de los resultados del modelo numérico Trans con rutina a las variaciones que pudieran ocurrir en las estimaciones del coeficiente de pérdida de carga de la válvula de retención con flujo en sentido inverso. Este análisis se realiza considerando que el transitorio hidráulico es originado por el paro parcial del cabezal de bombeo en el sistema con válvula de retención de tipo doble clapeta, en el cual los efectos del fenómeno de check-slam resultan más significativos.

En la Figura 6.15 se muestra la evolución de la presión en el tiempo, que resulta en las secciones (1) y (2) de la Figura 6.1 para tres diferentes coeficientes de pérdida de carga de flujo inverso ( $k_{inv}$ ), cuyos valores adimensionados son elegidos iguales a 3, 12 y 29, entendiéndose tales valores entre los límites máximos y mínimos que podrían ser razonables para este tipo de válvula de retención. Asimismo, en la Figura 6.16 se muestra la evolución en el tiempo del caudal a través de la válvula de retención para los tres coeficientes de  $k_{inv}$  considerados.

Como era esperable, este coeficiente  $k_{inv}$  no influye sobre los resultados del modelo con rutina entre el instante en que se inicia el transitorio y se invierte el flujo, ya que en este intervalo de tiempo el coeficiente de pérdida de carga considerado para la válvula de retención es el coeficiente con flujo directo. Es también en este intervalo de tiempo en el cual el modelo numérico con rutina determina la des-aceleración media del flujo con la cual estima la velocidad de reversa asociada al cierre de la válvula de retención mediante su curva dinámica característica. De esta forma, en la estimación de la des-aceleración media del flujo como de la velocidad de reversa por el modelo Trans no influye el coeficiente de pérdida de carga para flujo inverso elegido. Por tal motivo, el flujo inverso asociado a la velocidad de reversa y para el cual el modelo con rutina impone el cierre de la válvula de retención es independiente del coeficiente de

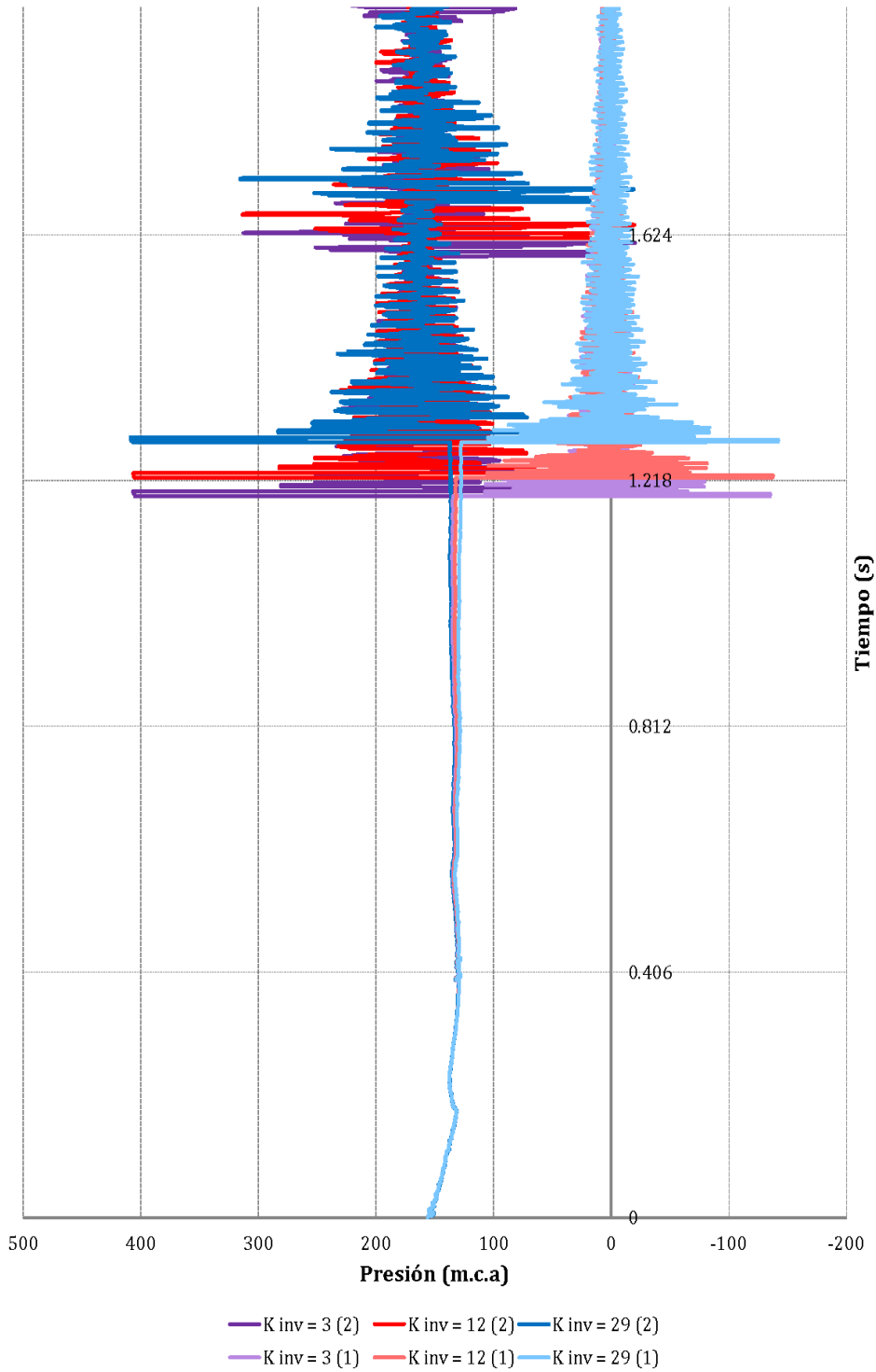


Figura 6.15: Evolución de la presión en las secciones de la tubería (1), (2) ante un paro parcial del cabezal de bombeo, con válvulas de retención de tipo doble clapeta, y tres posibles coeficientes de pérdida de carga con flujo inverso.

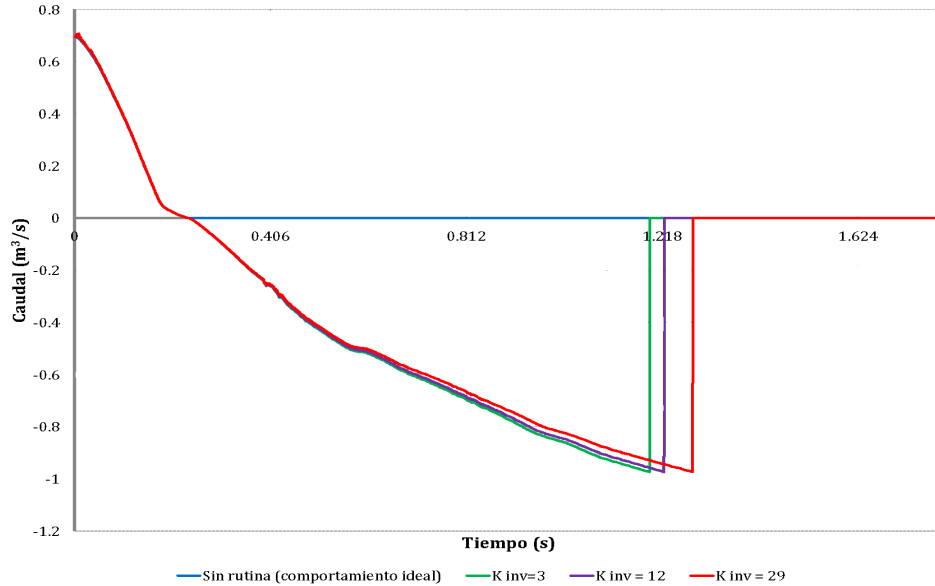


Figura 6.16: Evolución del caudal en el tiempo a través de la válvula de retención de tipo doble clapeta - paro parcial del cabezal de bombeo - para tres coeficientes de pérdida de carga con flujo inverso.

pérdida de carga inverso. Esto se verifica en la Figura 6.16, donde se observa el mismo valor del caudal inverso ( $-0,973m^3/s$ ) al cual cierra la válvula de retención al considerarse en el modelo con rutina los tres diferentes coeficientes  $k_{inv}$ .

A partir del instante en que el flujo se invierte se observan diferencias entre los resultados obtenidos de para los diferentes  $k_{inv}$  considerados que se incrementan con el tiempo, según se observa en la Figura 6.16, siendo para el mismo instante de tiempo mayor el caudal a través de las válvulas de retención con menores  $k_{inv}$ , debido a las menores restricciones al pasaje del flujo que los menores valores imponen. De esta forma, la válvula de retención con menor  $k_{inv}$  alcanza el caudal de reversa asociado a la velocidad inversa en un instante de tiempo menor que las válvulas con mayores  $k_{inv}$ . Los instantes de tiempo en que se alcanza la velocidad de reversa y ocurre el cierre de la válvula de retención para los diferentes valores de  $k_{inv}$  considerados se indican en el

Cuadro 6.6

Cuadro 6.6: Tiempos de cierre de la válvula de retención para diferentes  $k_{inv}$ .

$k_{inv}$	3	11.6	29
Tiempo de cierre (s)	1.191	1.222	1.281

Puede observarse que la máxima diferencia entre los tiempos de cierre es de solamente 0,09s, para una diferencia entre los coeficientes de pérdida de carga de 26. En la Figura 6.15 puede observarse el mismo desfasaje de tiempo entre los instantes en que ocurren los picos de presión asociados al cierre de la válvula. Ya que en los tres casos el cierre ocurre para el mismo flujo inverso, la amplitud de la onda asociada al fenómeno de check-slam también se mantiene para los diferentes coeficientes de pérdida de carga considerados.

Para los eventos originados por un paro total, o cuando la válvula de retención es de tipo tobera, la diferencia entre los tiempos de cierre para las diferentes coeficientes de pérdida de carga inversa resultaría menor, ya que en estos casos el cierre de la válvula se produce para menores caudales inversos.

## 6.7 Ensayo experimental de campo

Se realizó un ensayo experimental con la finalidad de registrar el fenómeno de check-slam que se produce durante un transitorio hidráulico originado por el paro de una de las bombas del cabezal de Aguas Corrientes.

Las válvulas de retención instaladas en el cabezal de bombeo de la bomba que se detiene durante el ensayo es la válvula de retención de tipo tobera de 600mm de diámetro nominal, presentadas en la Figura 6.3. Esta válvula además cuenta con dos derivaciones que conectan sus secciones de aguas arriba y aguas abajo, con el fin de permitir el alivio a las sobre-presiones luego de que ocurre el cierre de la válvula de retención. Un esquema de este cabezal de bombeo se muestra

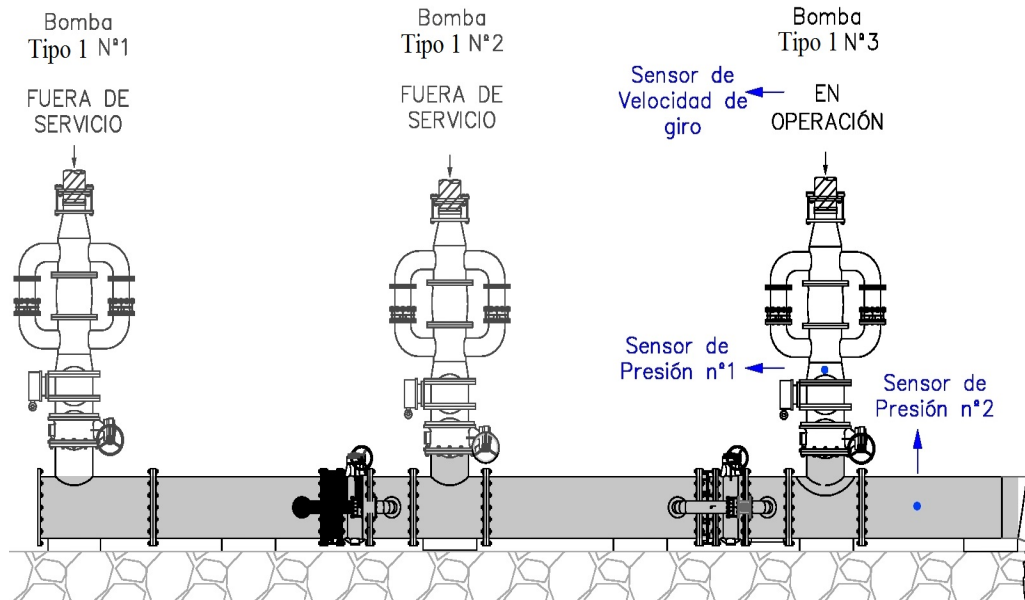


Figura 6.17: Esquema del cabezal de bombeo en el momento de la realización del ensayo.

en la Figura 6.17, mientras que en la Figura 6.18 se muestran dos fotos de la válvula ensayada, tomadas desde un lado de la tubería y desde arriba.

Las derivaciones de las válvulas de retención cuentan, además, con orificios que imponen a estas derivaciones una pérdida de carga, logrando de esta forma controlar que el flujo inverso que alcanza los equipos de bombeo provoque velocidades de giro inversas del rotor de la bomba superior a los límites admitidos, establecidos en  $1000rpm$ .

Como puede observarse en las Figuras 6.17 y 6.18, inmediatamente aguas abajo de las válvulas de retención se ubican válvulas de cierre controlado de forma de detener el flujo inverso hacia los equipos de bombeo en forma controlada. Para esto los tiempos de cierre de estas válvulas son suficientemente grandes para que no se generen variaciones de caudal que tengan asociadas variaciones de presión elevadas (este es de  $240s$ ).

El sistema cuenta además con tres válvulas de alivio de presión como protección

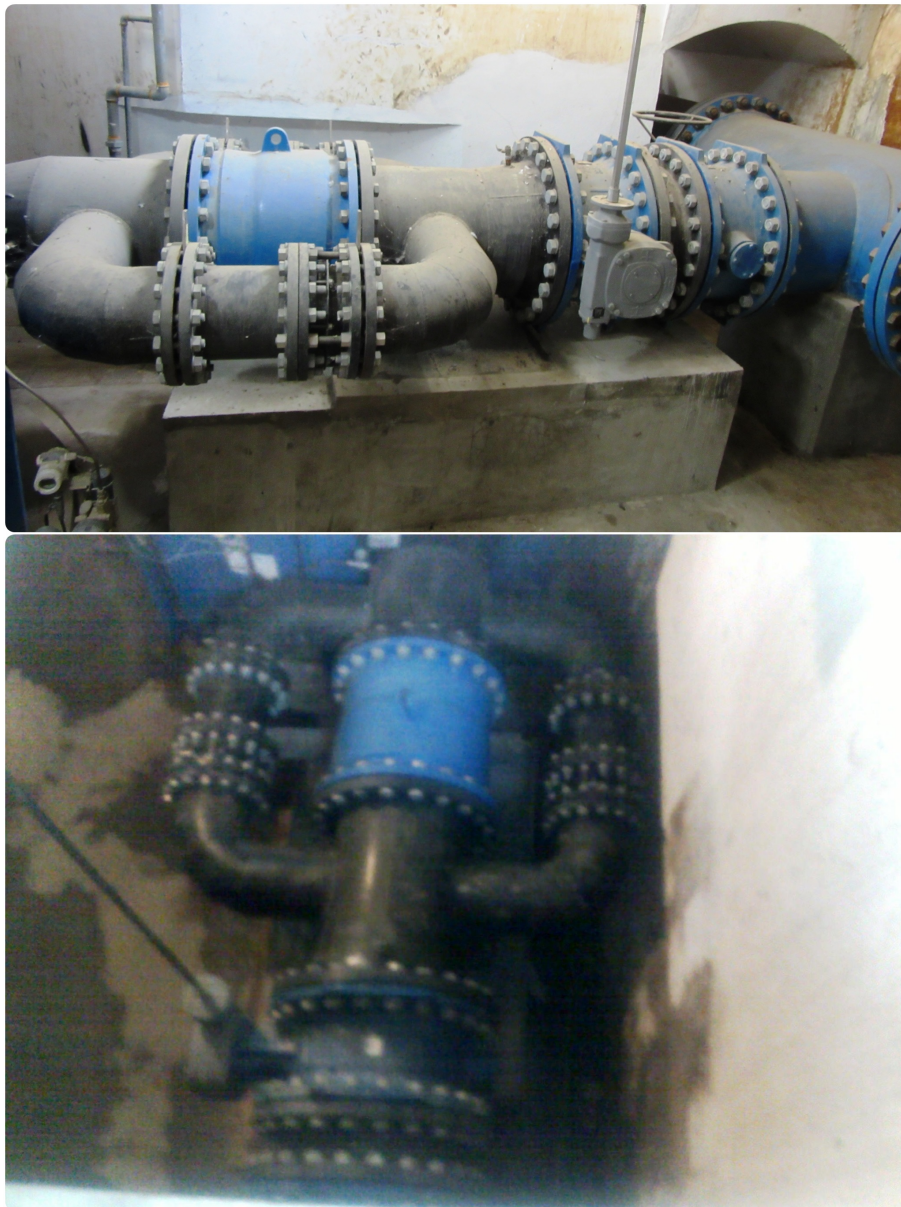


Figura 6.18: Fotos del cabezal de bombeo.

adicional frente a las sobre-presiones. Estas se ubican en la tubería de DN 1000 de la descarga de las bombas Tipo 1. Se trata de válvulas accionadas con resorte de 10" x 14z siendo la presión a la cual comienzan su apertura (presión de seteo) de 170 m.c.a.. Estas válvulas no fueron consideradas en el modelo numérico del sistema ya que, según fue observado durante el ensayo, durante los instantes de tiempo de simulación la presión se mantuvo por debajo de la presión de seteo (ver Figura 6.21).

### 6.7.1 Condición inicial del ensayo

En las condiciones iniciales o precedentes a la generación del transitorio hidráulico, se encuentra en operación dos bombas, una bomba cuyas características corresponden a las de Tipo 1 según el Cuadro 4.1 y otra cuyas características corresponden a las de Tipo 3 en el mismo cuadro. El cabezal de bombeo se encuentra conectado solamente hacia la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo y habilitada la conexión con las seis cámaras de aire.

Las características de los componentes del sistema en las condiciones iniciales del ensayo son:

- Caudal entregado por la bomba Tipo 1 igual a  $4410m^3/h$  ( $1,225m^3/s$ ), medido mediante un caudalímetro existente.
- Caudal entregado por la bomba Tipo 3 igual a  $1265m^3/h$  ( $0,351m^3/s$ ), medido mediante caudalímetro existente. Esta bomba se encuentra estrangulada inmediatamente aguas abajo de la misma.
- Presión aguas abajo de la bomba Tipo 1 igual a  $122,4m.c.a.$ , valor medio registrados por el sensor de presión instalado inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención.
- Presión media registrada sobre la tubería de diámetro nominal igual a  $1000mm$ , en una sección ubicada  $2m$  hacia aguas abajo de la conexión de esta tubería con la descarga de la bomba Tipo 1, igual a  $121,2m.c.a.$ .

- Velocidad de giro de la bomba Tipo 1 igual a  $986rpm$ , valor medio registrado por el sensor de velocidad de giro.

### 6.7.2 Descripción del ensayo

El transitorio hidráulico es originado por el corte en el suministro eléctrico al motor de la bomba Tipo 1, pero continuando en operación la bomba Tipo 3.

Durante el ensayo son registrados las siguientes magnitudes (ver Figura 6.17):

- Evolución de la velocidad de giro de la bomba Tipo 1 en el tiempo, mediante dos sensores inductivos.
- Evolución en el tiempo de la presión inmediatamente aguas abajo de la válvula de retención (sensor de presión n°1).
- Evolución de la presión en el tramo de diámetro nominal igual a  $1000mm$  (sensor de presión n°2).

En la Figura 6.19 se muestran fotografías de los sensores de presión instalados.

Para los sensores de presión la frecuencia de muestreo es de 2000 Hz, y se adquirieron 480000 muestras en cada uno de ellos, esto es, un tiempo de muestreo de 240 s y siendo el paso de tiempo entre cada registro de 0.0005 s.

### 6.7.3 Instrumentos de medición

Los instrumentos empleados durante el ensayo consisten en:

- Dos transductores de presión con rangos de presión absoluta de 25 Bar y de 40 Bar, el primero marca Wika, modelo S-10 y el segundo marca NuovaFima modelo ST18, calibrados en el laboratorio del IMFIA mediante una balanza de pesos muertos.



Figura 6.19: Ubicación de los sensores de presión en el cabezal de bombeo.

- Dos sensores inductivos, marcas Datalogic, modelos M1238, para el registro del pasaje de la chaveta del eje de la bomba y la determinación de su velocidad y sentido de giro.
- Un equipo de adquisición marca National Instrument, compuesto por:
  - Chasis para cuatro módulos de adquisición, NI SCXI 1000.
  - Adquisidor SCXI Data Acquisition System -16-Bit, 200 kS/s USB Data ACquisition Module.
  - Acondicionador con ocho canales simultáneos NI SCXI 1520.

Este sistema de adquisición es controlado mediante el software LabWindows CVI.

#### 6.7.4 Resultados del ensayo

En la Figura 6.20 se presentan los registros de velocidad de giro de la bomba Tipo 1 obtenidos durante el ensayo en función del tiempo, mientras que en la Figura 6.21 se presenta la evolución en el tiempo de las presiones registradas en los sensores 1 y 2, ubicados según se indica en la Figura 6.17. En la Figura 6.22 se superponen los registros de velocidad de giro de la bomba y presiones medidas durante los dos primeros segundos del ensayo, ya presentados en la Figura 6.20 y la Figura 6.21.

Durante los primeros 10,55s de registros las condiciones del sistema se mantienen estacionarias, es así que el origen de tiempo en las figuras antes mencionadas se elige igual al instante de tiempo de los registros de 10.55 segundos. De esta forma, el evento transitorio se origina en el instante de tiempo igual a 0s de estas figuras.

A partir del instante en que se origina el transitorio hidráulico, la velocidad de giro de la bomba que se detiene se reduce velozmente, alcanzando a invertirse en aproximadamente 2,5s (ver Figura 6.22).

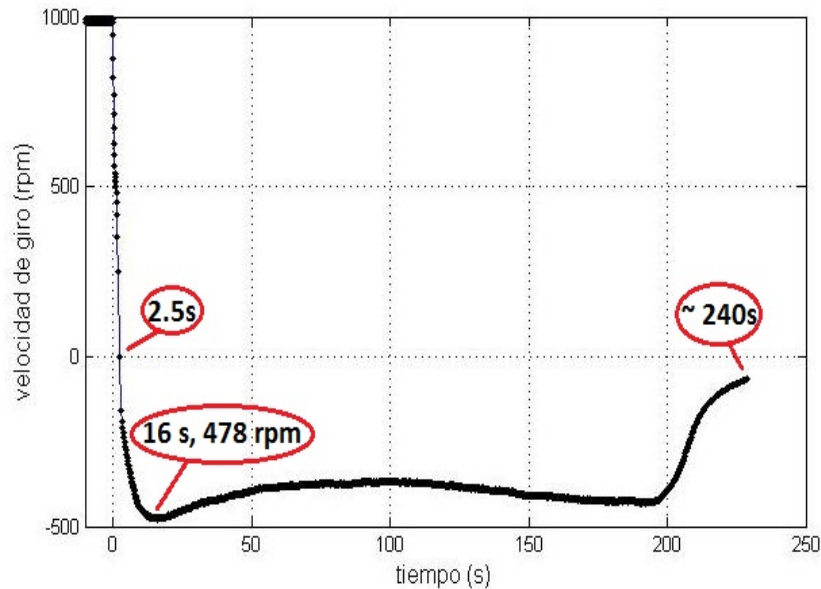


Figura 6.20: Resultados del ensayo: velocidad de giro de la bomba Tipo 1.

La máxima velocidad de giro inversa ocurre en el instante de tiempo igual a 16s y resulta igual a 478rpm. Luego de alcanzar la máxima velocidad de giro inversa la bomba Tipo 1 se mantiene girando con velocidades inversas del orden de 400rpm hasta instantes de tiempo próximos al del correspondiente al cierre total de la válvula de cierre controlado (240s), en los cuales la velocidad de giro inversa se aproxima a la velocidad de giro nula (ver Figura 6.20).

Los registros de presiones de los sensores 1 y 2 (Figura 6.17) muestran comportamientos similares, siendo las amplitudes de las oscilaciones de presión registradas en el sensor 2 más amortiguadas que las registradas por el sensor 1. Durante los primeros instantes desde que se origina el transitorio, las presiones caen rápidamente con el tiempo con una tasa de aproximadamente  $-40m.c.a.$  en tan solo 0,5s. A partir del instante de tiempo igual a 0,49s las presiones en el sensor 1 registran un leve incremento para luego mantenerse aproximadamente constantes en torno a los 85m.c.a. y luego registrar un leve descenso. Algo similar ocurre con los registros de presión del sensor 2. En torno al instante de tiempo igual a 1,05s se comienzan a registrar oscilaciones

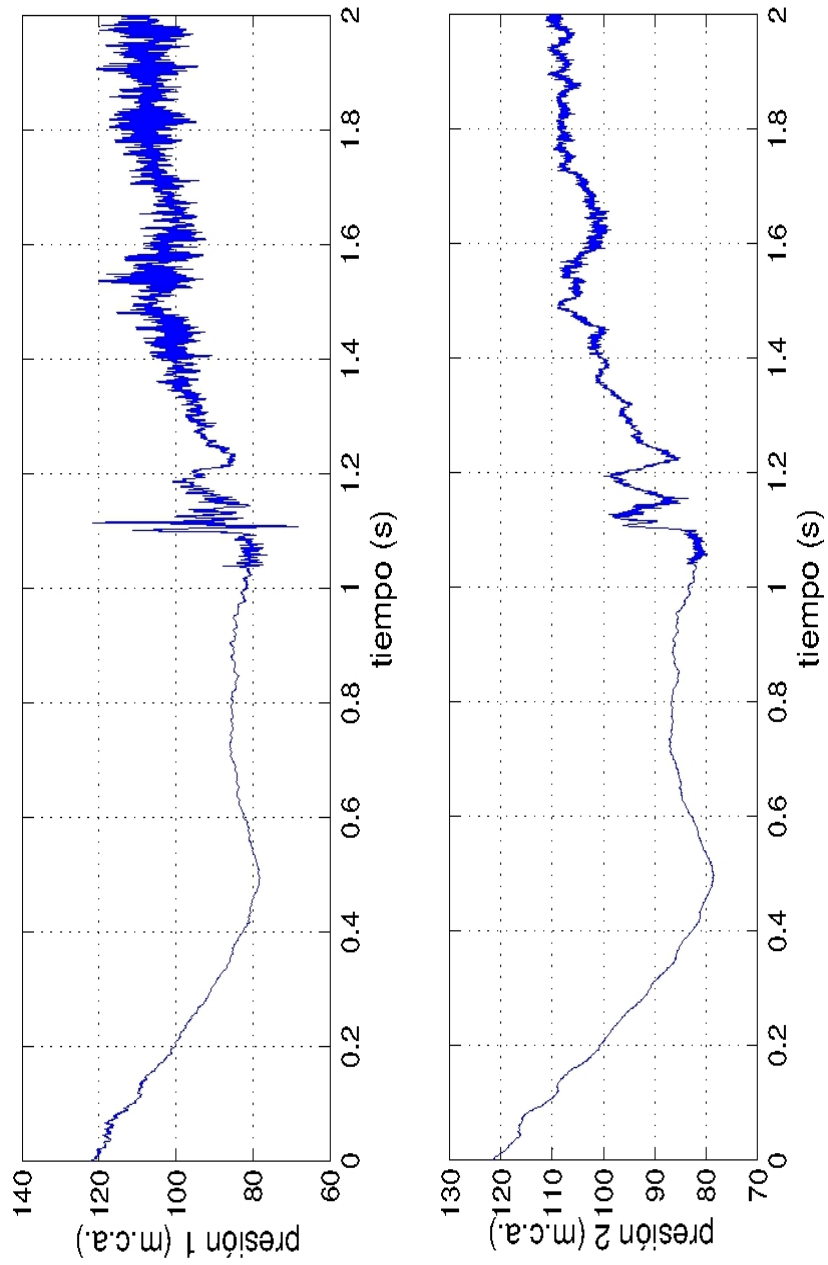


Figura 6.21: Resultados del ensayo: registros de presión.

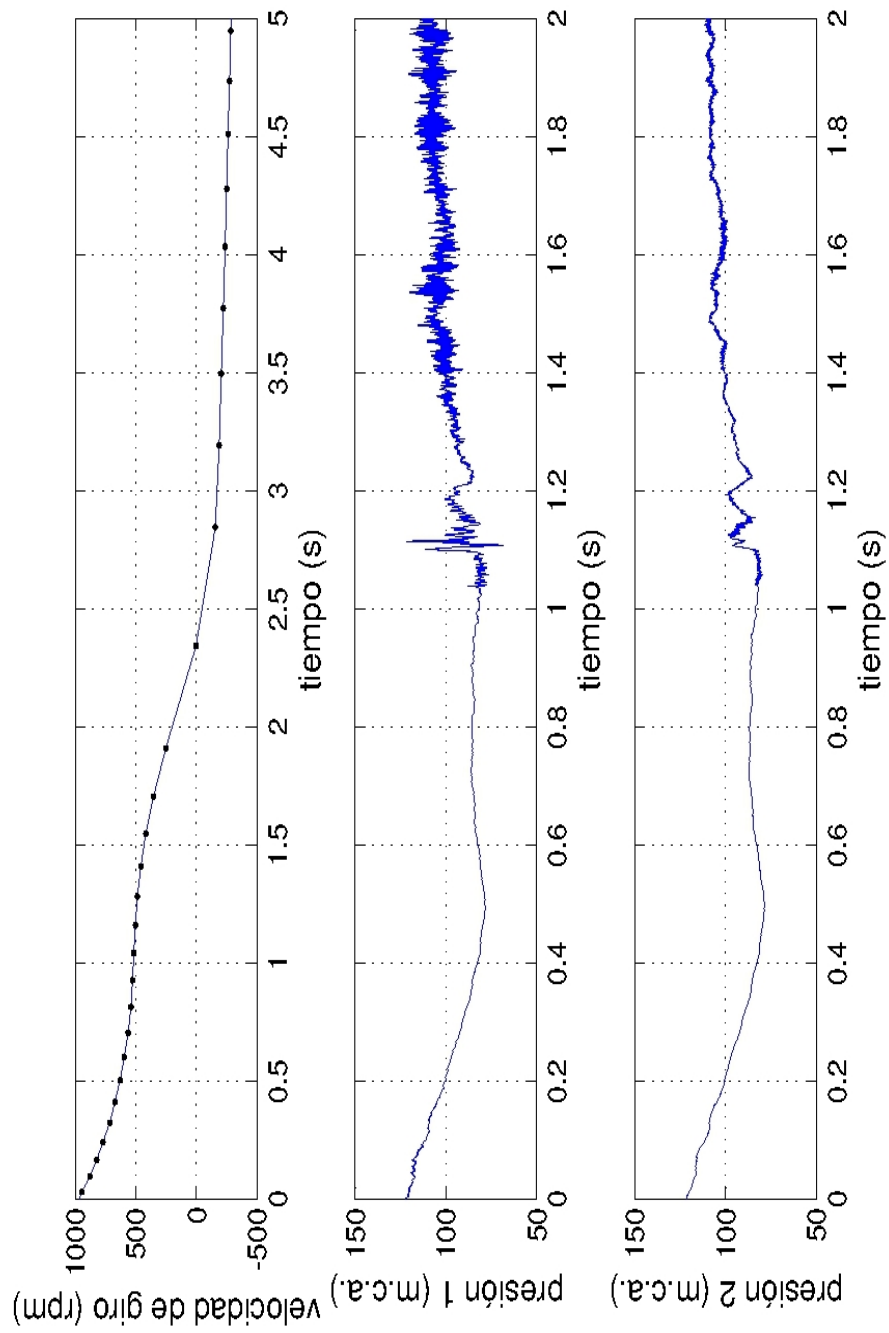


Figura 6.22: Resultados del ensayo (velocidad de giro de la bomba y presión en los sensores 1 y 2) en los primeros dos segundos del transitorio.

de presión de alta frecuencia y cuyas magnitudes se incrementan con el tiempo, siendo mayor su amplitud en los registros del sensor 1 que en los del sensor 2. La presión media a partir de este instante de tiempo se incrementa con una tasa de aproximadamente  $20m.c.a.$  en  $0,8s$ .

Puede observarse que el descenso inicial de presiones ocurre hasta un instante de tiempo igual a  $0,49s$ , aproximadamente igual al período de la tubería ( $0,406s$ ).

Los registros de presión para instantes de tiempo mayores a 2 segundos no serán presentados en este trabajo ya que registran oscilaciones de presión que parecen ser originadas por un efecto de resonancia, cuyo estudio excede los objetivos de este trabajo de tesis.

### 6.7.5 Simulación del ensayo en modelo Trans con rutina

A continuación se presentan los resultados obtenidos al representar y simular, en el modelo numérico Trans que incorpora la rutina del comportamiento real de las válvulas de retención, las condiciones del sistema durante el ensayo y el evento que da origen al transitorio hidráulico analizado experimentalmente. Así, esta simulación incluye además de la bomba Tipo 1 que se detiene, a la bomba Tipo 3 que se mantiene en operación durante el ensayo y a las derivaciones a la válvula de retención de la bomba Tipo 1.

En la Figura 6.23 se superponen los registros de presión medidos durante el ensayo con los sensores 1 y 2 con las presiones que resultan del modelo en la sección donde se ubica el sensor de presión 1.

Puede observarse que el modelo representa adecuadamente la tendencia decreciente de la presión en el tiempo, durante aproximadamente los primeros  $0,406s$  desde que se origina el transitorio hidráulico. Este instante de tiempo, en que finaliza la tendencia decreciente de la presión en el tiempo, coincide con el período propio de la tubería, esto es, con el instante en que comienza a llegar

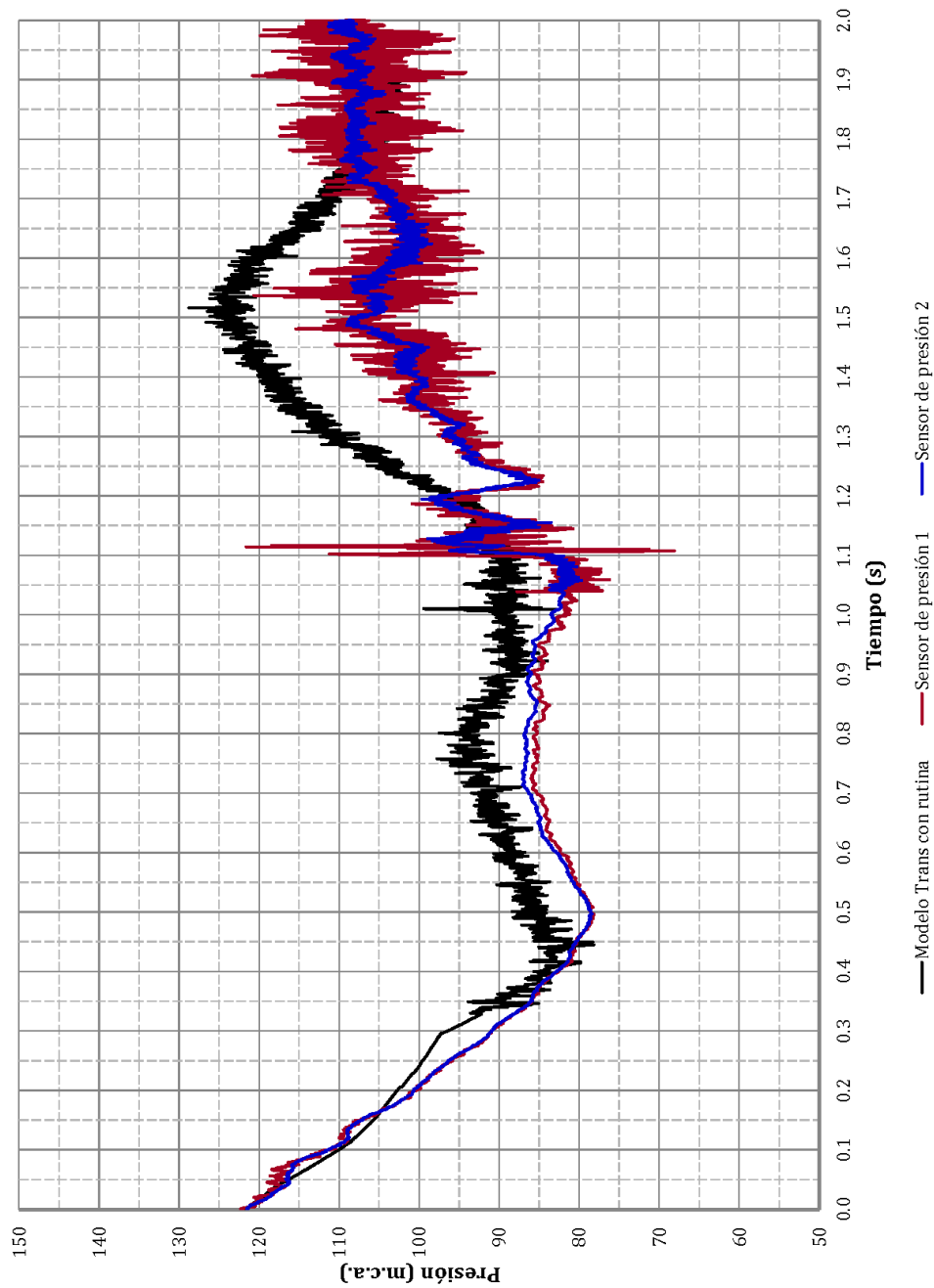


Figura 6.23: Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo Trans con rutina vs. registros de presiones medidos.

al extremo de aguas arriba de la tubería la onda de sobre-presión originada por la reflexión en la cámara de aire de la onda de de-presión, finalizando la tendencia decreciente de las presiones. Por otro lado, los registros de presión medidos durante el ensayo muestran el mismo comportamiento pero a partir de un instante de tiempo igual a  $0,49s$ . La diferencia entre estos instantes de tiempo puede deberse a una menor celeridad de las ondas durante el ensayo que las consideradas en el modelo numérico, mayor longitud de la tubería entre las válvulas de retención y las cámaras de aire en las condiciones del ensayo que las consideradas en el modelo numérico o una combinación de ambas.

Se debe considerar además que el modelo numérico Trans modela la tubería de conexión de las cámaras de aire con la 6<sup>ta</sup> línea como una tubería rígida, esto es sin considerar la compresibilidad del fluido o la elasticidad de la tubería, no siendo tenido en cuenta la propagación de las ondas y su tiempo de viaje por este tramo de tubería. Considerando para esta tubería de conexión, cuyo diámetro nominal es de  $1000mm$ , su largo promedio de  $12m$  y celeridad de  $953m/s$ , el período de la tubería entre las válvulas de retención y las cámaras de aire se incrementa a  $0,432s$ .

Entonces, se modifica la modelación del sistema de estudio, incorporando a este un tramo de tubería en la conexión entre las cámaras de aire y la línea en el cual la propagación de las ondas sea tenío en cuenta. Asimismo, para que el período de la tubería en el modelo numérico resulte igual al período observado en los registros de  $0,490s$  alguna de las siguientes características del sistema de estudio deben ser modificadas en el modelo numérico:

- La celeridad de los tramos de diámetro nominal igual a  $1000mm$  y  $1200mm$  debería disminuir de  $953m/s$  a  $838m/s$ .
- El largo de estas tuberías de  $1000$  y  $1200mm$  debería incrementarse en  $28m$ .
- Una combinación entre ambas alternativas anteriores, con valores intermedios a los mencionados.

Se realizó una nueva simulación ajustando el valor de la celeridad. Los resultados de evolución de la presión en el tiempo que se obtienen del modelo numérico Trans con rutina en la sección de la tubería donde se ubica el sensor 1, junto con los registros de presión medidos en el ensayo, se presentan en la Figura 6.24. Puede observarse que en estas condiciones se logra un muy buen ajuste de los resultados del modelo con los registros del ensayo hasta aproximadamente el primer segundo desde el comienzo del transitorio hidráulico. Estos resultados serán comentados más adelante.

En la Figura 6.25 se comparan los registros de velocidad de giro de la bomba Tipo 1 obtenidos mediante el ensayo con la velocidad de giro obtenida mediante el modelo numérico Trans con rutina. Puede observarse en esta figura que ambos resultados parecen mostrar comportamientos muy similares. Por otro lado, al ampliar esta figura en los primeros 2s del transitorio (Figura 6.26), los registros de velocidad de giro del ensayo muestran un punto de quiebre en la des-aceleración de la bomba en el instante de tiempo igual a 1,5s que no se observa en los resultados del modelo numérico.

La evolución del caudal con el tiempo a través de la válvula de retención y sus derivaciones, obtenidas del modelo Trans con rutina, se presenta en la Figura 6.27. Esta variable no fue registrada durante el ensayo por lo cual solamente se cuenta con los resultados del modelo numérico.

Puede observarse que de acuerdo a estos resultados, el flujo a través de la válvula de retención se invierte a partir del instante de tiempo igual a 1,02s. Por lo cual la reducción en la des-aceleración de la velocidad de giro de la bomba observada en los resultados del modelo numérico en el instante de tiempo igual a aproximadamente 1s es debida a que en este instante ocurre el cierre de la válvula de retención.

En el primer segundo de tiempo, desde que se origina el transitorio hidráulico los registros de presión y velocidad de giro medidos en el ensayo muestran un muy buen ajuste con los resultados obtenidos de la simulación numérica. Como consecuencia, resulta sensato asumir que la des-aceleración media del flujo en el

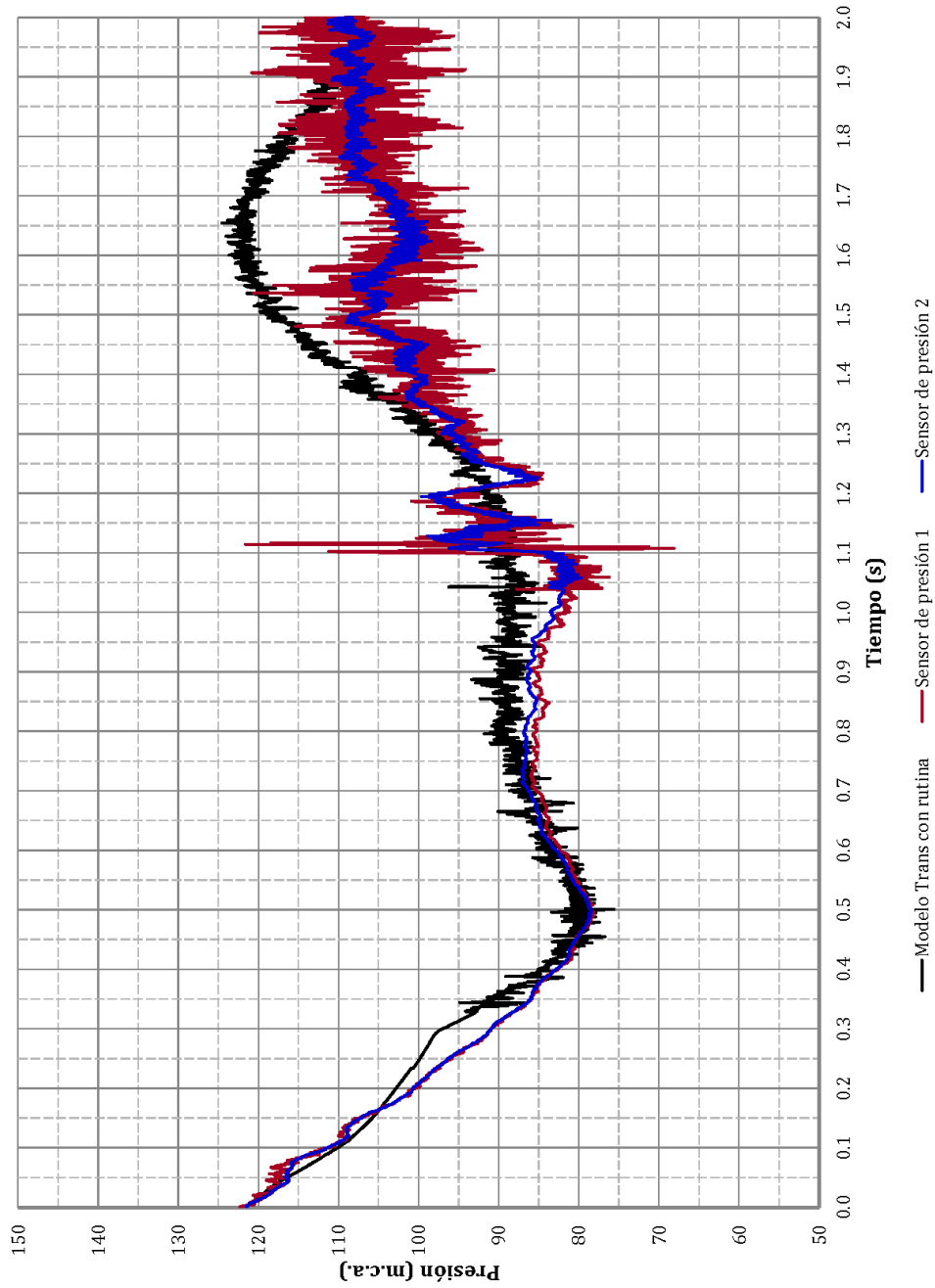


Figura 6.24: Evolución de la presión en el tiempo, resultados del modelo Trans con rutina ajustando.

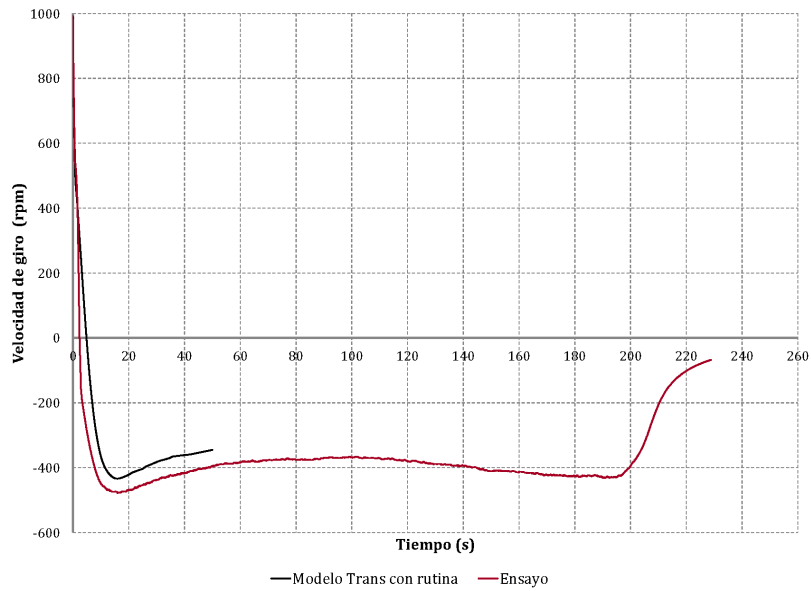


Figura 6.25: Velocidad de giro de la bomba Tipo 1. Resultados modelo Trans con rutina y registros medidos.

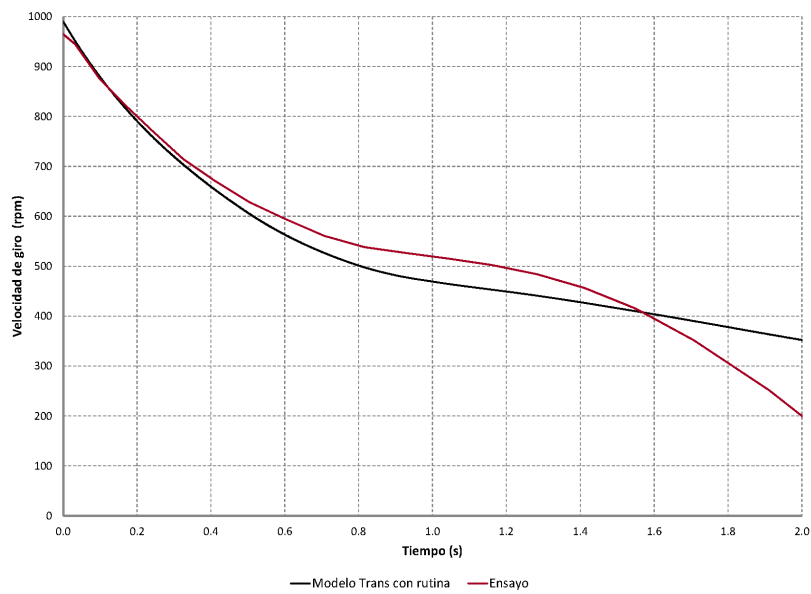


Figura 6.26: Velocidad de giro de la bomba Tipo 1. Resultados intervalo de tiempo 0 a 10s.

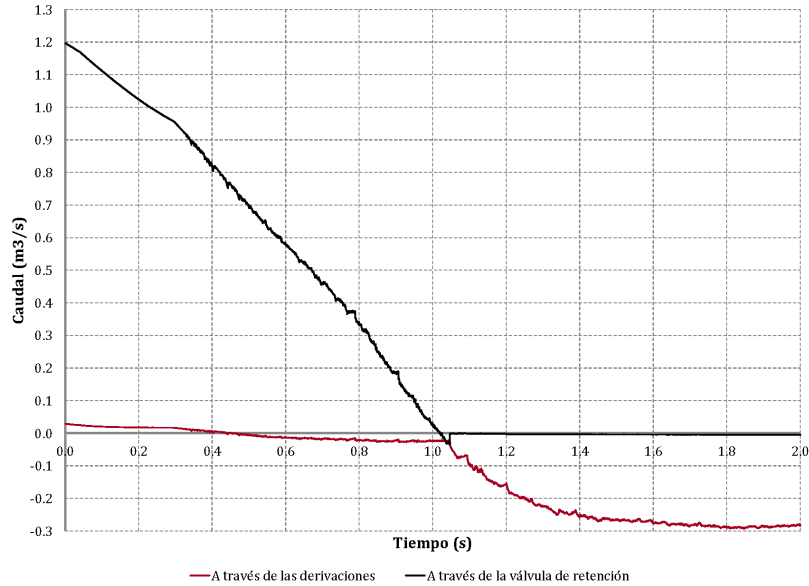


Figura 6.27: Evolución del caudal a través de la válvula de retención y sus derivaciones. Resultados modelo Trans con rutina.

ensayo durante el primer segundo del transitorio puede ser estimada mediante la evolución del caudal con el tiempo que resulta del modelo numérico en este intervalo. Esta des-aceleración media del flujo resulta igual a:

$$\frac{dV}{dt} = 4,075m/s^2 \quad (6.27)$$

Mediante esta des-aceleración del flujo en las proximidades a la válvula de retención y en los instantes previos a su cierre, estimada con los resultados del modelo Trans con rutina y junto con la curva dinámica característica correspondiente a la válvula de retención de tipo tobera presentada en la Figura 6.4 se obtiene la velocidad del flujo inverso a través de la válvula de tipo tobera en el momento de su cierre:

$$V_r = 0,12m/s \quad (6.28)$$

Esta velocidad del flujo inversa se asocia a un caudal inverso a través de la válvula tipo tobera en el momento de su cierre igual a  $Q_{inv} = 0,034m^3/s$ , el cual verifica los resultados del modelo numérico Trans con rutina de la Figura 6.27 en la cual se observa que el cierre de la válvula de retención se produce con un flujo inverso de  $-0,034m^3/s$  en el instante de tiempo igual a  $1,046s$ . La amplitud de la onda de sobre-presión asociada al check-slam de la válvula de retención cuando a través de la misma circula este caudal inverso resulta:

$$\Delta H_{chs} = 9,4m.c.a. \quad (6.29)$$

Sin embargo, el sensor de presión 1 se ubica inmediatamente aguas abajo de la unión con las derivaciones de la válvula de retención, por lo tanto solamente parte de la onda de check-slam que se origina en la válvula de retención es transmitida hacia aguas abajo de la unión con las derivaciones y registrada por el sensor 1.

Según se observa en los resultados del modelo numérico Trans, la magnitud de la onda de check-slam que registra el sensor 1 es de aproximadamente  $7m.c.a.$ .

Un pico de presión de aproximadamente  $8m.c.a.$  se observa también en este instante de tiempo en los resultados obtenidos mediante el modelo numérico con rutina, en la sección donde se ubica el sensor de presión 1. De esta forma, el comportamiento dinámico de la válvula de retención durante su cierre, obtenido del modelo numérico Trans con rutina, muestra un muy buen ajuste con los registrado medidos durante el ensayo.

En los instantes de tiempo previos al cierre de la válvula de retención, la presión registrada durante el ensayo muestra una tendencia levemente decreciente, mientras que en los resultados obtenidos del modelo numérico la presión media en estos instantes de tiempo se mantiene aproximadamente constante. Esta diferencia podría deberse o bien a que el flujo a través de las derivaciones resulta levemente mayor durante el ensayo que el que resulta del modelo numérico o bien a que la onda de sobre-presión reflejada en las cámaras de aire resulte de

menor magnitud durante el ensayo que la que resulta del modelo numérico.

En la Figura 6.24 se observa además que si bien luego de estos instantes de tiempo en que ocurre el cierre de la válvula de retención los resultados del modelo Trans muestran presiones que crecen con el tiempo, en los registros del ensayo este crecimiento es significativamente inferior y se observan además oscilaciones de presión significativamente mayores a las que resultan del modelo Trans. Como fue mencionado en el Capítulo 3, otros investigadores observaron re-aperturas y nuevos cierres de las válvulas de retención durante un transitorio hidráulico, en algunos casos causando sobre-presiones mayores a las causadas por el primer cierre de la válvula de retención [Perko, 1986]. En general, estos nuevos cierres presentan mayor complejidad de análisis dada la complejidad tanto de las características del flujo, como también de la estimación de la posición hasta la cual abre la válvula y desde la cual se produce el nuevo cierre. Los motivos de las diferencias observadas en los siguientes instantes de tiempo exceden los objetivos de este trabajo de tesis.

## Capítulo 7

# Conclusiones y líneas de trabajo a futuro

En este trabajo fueron aplicadas dos metodologías diferentes para el análisis de las sobre-presiones en el cabezal de bombeo de la 6<sup>ta</sup> línea de bombeo a la región Metropolitana.

En relación a la metodología en que se emplea el modelo numérico Trans con la rutina que incorpora el comportamiento dinámico de la válvula de retención, se concluye que presenta las siguientes ventajas al compararla con la metodología de análisis convencional:

- Agrega al modelo numérico el comportamiento de la válvula de retención con flujo inverso.
- Incorpora la sobre-presión originada por el check-slam de la válvula de retención a la simulación, en el instante de tiempo en que se alcanza la velocidad de reversa para la que cierra la válvula, de acuerdo a los resultados experimentales asociados a la curva dinámica característica.
- Permite analizar la propagación de todas las ondas de sobre-presión generada por el check-slam de las diferentes válvulas de retención y sus

superposiciones entre sí y con otras ondas originadas en el transitorio.

Por otro lado, esta metodología presenta la desventaja frente a la metodología convencional que estima la des-aceleración media del flujo entre el instante de tiempo en que inicia el transitorio y en que el flujo alcanza el valor nulo, mientras que la metodología convencional permite analizar la evolución del flujo en el tiempo y obtener así un valor de des-aceleración del flujo más representativo del que ocurre en el instante previo al cierre de la válvula de retención.

La incorporación de la posibilidad de análisis del intervalo de tiempo para el cálculo de la des-aceleración del flujo a la rutina desarrollada es una de las posibles líneas de trabajo que a futuro.

El evento que origina un transitorio hidráulico más severo para el fenómeno de check-slam corresponde al paro parcial del cabezal de bombeo. Esto es debido a que las bombas que permanecen en operación mantienen la carga en el cabezal de bombeo y generan así mayor des-aceleración del flujo.

Sin embargo, en un sistema de bombeo con cámaras de aire, el evento transitorio que da origen a la condición crítica respecto a las presiones máximas puede ser el originado por el paro total o por el paro parcial del cabezal de bombeo, dependiendo de las dimensiones de las cámaras de aire y del comportamiento dinámico de las válvulas de retención. Cuanto mayores son las dimensiones de las cámaras de aire mayor será la onda de sobre-presión reflejada en las mismas. Por lo cual, en un sistema con cámaras de aire de grandes dimensiones y válvulas de retención con comportamientos dinámicos próximos al ideal, es esperable que predominen las sobre-presiones originadas por la onda reflejada en las cámaras de aire frente a las originadas por el fenómeno de check-slam, y por lo tanto el evento transitorio originado por el paro total del cabezal de bombeo resulta más severo frente a las sobre-presiones que el originado por el paro parcial.

Los resultados obtenidos mediante ambas metodologías aplicadas resultan muy similares en las situaciones en que ocurre el paro parcial de los equipos de

bombeo con válvula de retención de tipo doble clapeta o válvula de retención de tipo tobera, como también en la situación en que las válvulas de retención son de tipo tobera y se produce el paro total de los equipos de bombeo.

Por otro lado, en la situación en que ocurre un paro total del cabezal de bombeo cuando las válvulas de retención son de tipo doble clapeta, se generan tres ondas asociadas al fenómeno de check-slam de grandes amplitudes, siendo de gran relevancia en este caso la ventaja que se observa en la metodología convencional al permitir analizar la des-aceleración del flujo en los instantes próximos al cierre de la válvula de retención.

En relación a los registros medidos durante el ensayo, se observa que el comportamiento dinámico de la válvula de retención durante su cierre es bien representado en el modelo numérico Trans con rutina. Sin embargo, luego del cierre de esta válvula se observan diferencias significativas entre los registros medidos y los resultados obtenidos del modelo con rutina, presentado los primeros oscilaciones de presión mayores a las que resultan en el modelo . El origen de estas oscilaciones, así como de sus características comprende otra posible línea de trabajo a futuro.



# Bibliografía

- [Abreu et. al., 1994] Abreu, J.; Guarga, R.; Izquierdo, J. “Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión”, Universidad de Coimbra, Portugal. Universidad de la República, Uruguay. Universidad Politécnica de Valencia, España (1994).
- [Acosta & Rovira, 2009] Acosta, A.; Rovira, L. “Protección antiarriete sexta línea de bombeo de OSE, tramo Aguas Corrientes - Recalque de Melilla - Informe Final”, Convenio Seinco - IMFIA, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Montevideo (2009).
- [Allievi, 1903] Allievi, L. “Teoria generale del moto perturbato dell’acqua nei tubi in pressione (Colpo D’Ariete)”, Associazione Elettrotecnica Italiana. Unione Cooperativa, pp. 1 - 59, Roma (1903).
- [Anderson, 1995] Anderson, J. D. “Computational fluid dynamics: The basics with applications”, McGraw-Hill Science, (1995).
- [Boqvist, 2013] Boqvist, E. “Investigation of a swing check valve using CFD”, Report of a master’s thesis, Linköpings Universitet - FS Dynamics Solna, ISRN: LIU-IEI-TEK-A, (2013).
- [Brunone et. al., 1991] Brunone, B.; Golia, U. M.; Greco, M. “Some remarks on the momentum equation for fast transients”, Proceedings of International Conference on Hydraulic Transients with Water Column Separation, IAHR, Valencia, España, pp. 273 - 280, (1991).

- [Chaudhry, 1979] Chaudhry, M. H. “Applied hydraulic transients”, Van Nostrand Reinhold Company, ISBN 0-442-21517-7, Canada (1979).
- [Chaudhry, 2014] Chaudhry, M. H. “Applied hydraulic transients”, Third Edition, Springer, ISBN 978-1-4614-8537-7, Estados Unidos (2014).
- [Daily et. al., 1956] Daily, J. W.; Hankey, W. L.; Olive, R. W.; Jordaan, J. M. “Resistance coefficients for accelerated and decelerated flows through smooth tubes and orifices”, ASME, pp. 1071–1077, (1956).
- [Davis & Stewart, 2002] Davis, J. A.; Stewart, M. “Predicting globe control valve performance - Part I: CFD Modeling”, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp. 772 - 783 (2002).
- [Ellis & Mualla, 1986] Ellis, J.; Mualla, W. “Selection of check valves”, Fifth International Conference on Pressure Surges, Paper n° H1, BHRA, Inglaterra, pp. 213 - 222, (1986).
- [Ghidaoui et. al., 2005] Ghidaoui, M. S.; Zhao, M.; McInnis, D. A.; Axworthy, D. H. “A review of water hammer theory and practice”, Applied Mechanics Reviews, ASME, Vol. 58, pp. 49 - 76 (2005).
- [Gormley et. al., 2002] Gormley, R.; Michel, I. “Axial flow check valve dynamic response testing - using test results to select the optimum valve design”, Valve and Pump Testing Symposium, NRC/ASME, (2002).
- [Guarga et. al., 1985] Guarga, R.; Sánchez, J. L.; Carmona, R.; Aguilar, L. “Diseño y operación hidráulicos de conducciones de agua a presión”, Fascículo VII: Programas numéricos, Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de México (1985).
- [Guarga et. al., 1994] Guarga, R.; Acosta, A.; Lorenzo, E.; García, G. “Estudio de las protecciones contra fenómenos transitorios en el sistema de aducción de agua potable a Montevideo - Informe Final”, Convenio OSE - IMFIA, Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, Montevideo (1994).

- [Joukowsky, 1898] Joukowsky, N. E. “Über den hydraulischen Stross in Wasserleitungsröhren.” (“On the hydraulic hammer in water supply pipes”, Translated by O. Simin, 1904) *Memoris of the Imperial Academy Society of St. Petersburg. Process of the American Water Works Associetion*, Vol. 24, pp. 341 – 424 (1898).
- [Koetzier et. al., 1986] Koetzier, H.; Kruisbrink, A. C. H.; Lavooij, C. S. W. “Dynamic behaviour of large non-return valves”, *Fifth International Conference on Pressure Surges*, Paper n° H4, BHRA, Inglaterra, pp. 237 - 243, (1986).
- [Korteweg, 1878] Korteweg, D. J. “Ueber die fortpflanzungsgeschwindigkeit des schalles in elastischen röhren”, *Ann. der Physik und Chemie*, t. V, p. 525, (1878).
- [Kruisbrink, 1988] Kruisbrink, A. C. H. “Check valve closure behaviour; experimental investigation and simulation in waterhammer computer programs”, *2nd International Conference on Developments in Valves and Actuators for Fluid Control*, Paper n° H2, BHRA, Inglaterra, pp. 281 - 301, (1988).
- [Lee et. al, 2009] Lee, T. S.; Low, H. T.; Nguyen, D. T.; Neo, W. R. A. “Experimental study of check valves performances in fluid transient”, *Journal Process of Mecahnical Engineering*, Vol. 223, Part E, pp. 61 - 69, (2009).
- [Leutwyler & Dalton, 2006] Leutwyler, Z; Dalton, C. “A computational study of torque and forces due to compressible flow on a butterfly valve disk in mid-stroke position”, *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 128, pp. 1074 - 1082 (2006).
- [Li & Liou, 2003] Li, G.; Liou, J. C. P. “Swing check valve characterization and modeling during transients”, *Journal of Fluids Engineering, ASME*, Vol. 125, pp. 1043 - 1050, (2003).

- [Marey, 1875] Marey, M. “Mouvements des ondes liquides dans les tubes élastiques”, *Journal of Physics and Theory Applied*, 4 (1), pp. 257 - 264, (1875).
- [McElhaney, 2000] McElhaney, K. L. “An analysis of check valve performance characteristics based on valve design”, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 197, Issues 1 - 2, pp. 169 - 182, (2000).
- [Menabrea, 1858] Menabrea, L.F. “Note sur l’effet du choc de l’eau dans les conduits”, *Memorie della R. Accademia Delle Scienze, Seconda Serie*, Vol. 21, pp 221 - 224, (1858).
- [Newton, 1687] Newton, I. “*Philosophiae naturalis principia mathematica*”, *Societatus Regiae, Josephi Streater, Londres* (1687).
- [Perko, 1986] Perko, H. D. “Check valve dynamics in pressure transient analysis”, *Fifth International Conference on Pressure Surges*, Paper n° H3, BHRA, Inghilterra, pp. 229 - 235, (1986).
- [Provoost, 1980] Provoost, G.A. “The dynamic behaviour of non-return valves”, *Third International Conference on Pressure Surges*, Paper n° J1, BHRA, Inghilterra, pp. 415 - 427, (1980).
- [Provoost, 1982] Provoost, G. A. “The dynamic characteristic of non-return valves”, *Procs. 11th IAHR Symposium of the section of Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation; Amsterdam; (1982)*.
- [Provoost, 1983] Provoost, G.A. “A critical analysis to determine dynamic characteristics of non-return valves”, *Forth International Conference on Pressure Surges*, Paper n° F4, BHRA, Inghilterra, pp. 275 - 285, (1983).
- [Resal, 1876] Resal, M. H. “Note sur les petits mouvements d’un fluide incompressible dans un tuyau élastique”, *Journal de mathématiques pures et appliqués*, 3 (2), pp. 342 - 344, (1876).

- [Sibilla & Gallati, 2008] Sibilla, S.; Gallati, M. “Hydrodynamic characterization of a nozzle check valve by numerical simulation”, *Journal of Fluids Engineering*, ASME, Vol. 103, nº 121101 pp. 1 - 12, (2008).
- [Streeter, 1970] Streeter, V. L. “Mecánica de los Fluidos”, McGraw-Hill, México (1970).
- [Streeter & Wylie, 1978] Streeter, V. L.; Wylie, E. B. “Fluid Transients”, McGraw-Hill Book Co., Estados Unidos (1978).
- [Thorley, 1983] Thorley, A.R.D. “Dynamic response of check valves”, Forth International Conference on Pressure Surges, Paper nº F1, BHRA, Inglaterra, pp. 231 - 242, (1983).
- [Thorley, 1989] Thorley, A. R. D. “Check valve behaviour under transient flow conditions: A state-of-the-art Review”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 111, pp. 178 - 183, (1989).
- [Turesson, 2011] Turesson, M. “Dynamic simulation of check valve using CFD and evaluation of check valve model in RELAP5”; Master of Science Thesis (Nuclear Engineering), Department of Chemistry and Bioscience, Chalmers University of Technology, Swecia, (2011).
- [Zidouh, 2009] Zidouh, H. “Velocity profiles and wall shear stress in turbulent transient pipe flow”, *International Journal of Dynamics of Fluids*, ISSN 0973-1784, Vol. 5, nº 1, pp. 61 - 83, (2009).

## **Referencias a páginas web, documentos online u otras fuentes:**

- [Apco, 2012] Apco Check Valve Guide, DeZURIK, APCO HILTON, [www.dezurik.com/files/8613/5273/7851/apco-check-valve-guide-769.pdf](http://www.dezurik.com/files/8613/5273/7851/apco-check-valve-guide-769.pdf), Bulletin 769 (2012).
- [Materials Data Book, 2003] “Materials Data Book”, Cambridge University, Engineering Department, 2003 Edition.

[Noreva] <http://www.noreva.de/english/content/01duesenrueckschlagventile/>

[OSE] “Obras Sanitarias del Estado”, organismo estatal responsable del abastecimiento de agua en Uruguay, [www.ose.com.uy](http://www.ose.com.uy).

[VAG] VAG-Armaturen, <http://www.vag-armaturen.com/es.html>.

[Val-Matic, 2011] Val-Matic Valve and Manufacturing Corp., [www.valmatic.com/pdfs/DynamicCharacteristicsCheckValves11-2-11.pdf](http://www.valmatic.com/pdfs/DynamicCharacteristicsCheckValves11-2-11.pdf) , (2011).