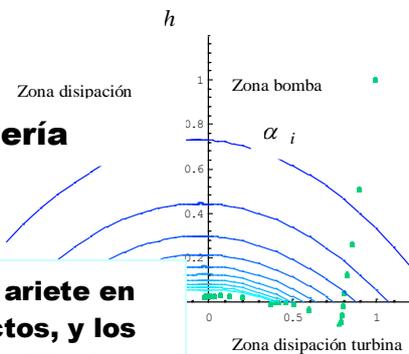


**Universidad Nacional del Sur**

**Tesis Doctor en Ingeniería**

**Estudio del efecto del golpe de ariete en  
estaciones de bombeo, oleoductos, y los  
sistemas inherentes de prevención de  
fallas, para evitar daños ecológicos**

**Norberto E. Molina  
M.Sc. Ing. Aeronáutico**



Bahía Blanca

Argentina

2000

## **Prefacio**

Esta **Tesis** es presentada como parte de los requisitos para optar al grado Académico de **Doctor en Ingeniería** de la **Universidad Nacional Sur** y no ha sido presentada previamente para la obtención de otro título en esta Universidad u otras. La misma contiene los resultados obtenidos en investigaciones llevadas a cabo en las Cátedras de Mecánica de los Fluidos e Hidráulica General, dependientes del Departamento de Ingeniería durante el período comprendido entre el mes de julio de 1997 y agosto de 2000, bajo la dirección académica realizada por el **Doctor Ingeniero Eduardo Américo Brizuela**, Profesor e Investigador del Departamento de Ingeniería Mecánica y Naval, Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires, y la codirección del **Ingeniero Civil Néstor Daniel Murga**, Profesor Titular en el Departamento de Ingeniería de la Universidad Nacional del Sur, en la cátedra de Hidráulica General.

## **Agradecimientos**

Deseo manifestar mi agradecimiento a todas aquellas personas que han hecho posible la realización de esta *Tesis*.

Parte de las ideas básicas de este trabajo se originaron en trabajos presentados en Congresos y Encuentros de Investigadores en el área de

Métodos Numéricos en Ingeniería, a partir del año 1995, en colaboración con el Ing. Néstor D. Murga, codirector del trabajo de la presente Tesis, por lo que le estoy sumamente agradecido, a más del estímulo dispensado y la dedicación de efectuar la lectura minuciosa, objetiva y crítica.

Al Dr. Gustavo Sánchez Sarmiento por sus inestimables críticas y sugerencias.

Octubre de 2000

*Norberto Eduardo Molina*

**Departamento de Ingeniería**

-----

*A mi esposa Rosa  
e hijos, Andrés y Silvina.*

“ Debemos aceptar la desilusión pasajera,  
pero nunca,  
perder la infinita esperanza” ”

M.L.K.

Las luces de la razón .....  
propagadas por la enseñanza pública  
deben tarde o temprano,  
hacer la felicidad de los que mandan y  
los que obedecen.  
Dean G.Funes.,1813

*“It is difficult  
to say what is  
impossible, for  
the dream of  
yesterday is the  
hope of today  
and the reality  
of tomorrow”.*”

Dr. R. H. Goddard, 1959 NASA.

## **Summary**

### **Transients in engineering systems: pipelines, valves and pumps.**

Waves of pressure are generated with changes in the operation regime of the system which can cause the breaking of the pipe and the consequent spilling of the fluid, causing economic and ecological damage, possibly irreversible.

The work here presented is of direct application to pumping stations for water and oil pipelines with variable physical characteristics. The effects studied include those caused by faults or incorrect operation of valves and the sudden stoppage of the pumping station, during the transport of crude oil, from a coastal storage to a ship.

The use of numerical methods allows modeling the physical installation and simulating the operation of the oil pumping stations as a whole, finding the physical constraints to apply, or the operational conditions to observe, in order to avoid damages to the system components, and also to study safety elements that could avoid damages to the system.

The calculation method proposed by Allievi is used, coupled with Saint Venat's equations and the simplified equations of Michaud and Joukowsky. The Method of Characteristics is also implemented for the solution of the system of the hyperbolic equations, with due consideration of the stability limits.

The effect of the water hammer on the pumps is simulated, determining the incidence of the polar moment inertia of the rotating masses and of surface roughness on the flow, as well as the friction between the fluid and the pipe for different physical conditions.

In addition, an eight-petal check valve is modeled, of the double-acting type, and its installation is recommended as a means of preventing spillage of fluid in case of a pipe break.

The calculation algorithms for the numerical simulations are written in FORTRAN 90 Code and Mathematica ®3.0 Code, using as databases the technical specifications for the different types of valves and pumps and the installation data mentioned above.

For the numerical simulation, the operating and boundary conditions are set as per the physical system, and system stability conditions are also included.

For the flow simulation in the system section containing the regulation valves, and in particular the petal and compensated valves, the output of the generated motions of frames is used, applying Mathematica ®3.0, Corel ®7.0 and 3D Studio ®4.0. Later on the digital information is processed with Adobe Photoshop ®4.0 and Adobe Premier®4.2.

## **Resumen**

### **El fenómeno de un transitorio en oleoductos**

Ante un cambio en el régimen de operación en la instalación se generan ondas de presión, las cuales pueden originar la rotura de las cañerías del sistema y el consecuente derrame del fluido, causando perjuicios económicos y daño ecológico, posiblemente irreversible.

El trabajo aquí desarrollado es de aplicación directa en estaciones de bombeo, oleoductos y acueductos, de características físicas variables. Se estudia en particular el efecto causado por el funcionamiento defectuoso o la operación incorrecta de válvulas, o bien la parada simultánea de una o más bombas de la estación de bombeo, durante el transporte a granel de petróleo crudo desde una estación marítima hacia el buque tanque.

La utilización de métodos numéricos permite modelar la instalación física y simular el funcionamiento de las estaciones de embarque en su conjunto, encontrando, en forma aproximada, cuales serían los medios físicos a aplicar, o las condiciones de operación a observar, para evitar la rotura en alguna sección o tramo de la tubería de embarque, como así también la protección de los elementos contra posibles daños o roturas de las bombas o sistemas de control.

En el trabajo se incluyen las ecuaciones simplificadas de Michaud y Joukowsky acopladas a las de Saint Venant, y las condiciones de estabilidad numérica, implementándose el Método de las Características para la solución del sistema de las ecuaciones hiperbólicas.

Se simula el efecto de un transitorio en las bombas, determinando la incidencia de la inercia de las masas en rotación y los efectos de la rugosidad en el flujo del fluido, así como el rozamiento entre el fluido y la tubería para diferentes condiciones físicas.

Como complemento, se modela una válvula del tipo de ruptura, cuya característica son ocho pétalos actuando en la sección de corte, y en el caso particular de doble acción, sugiriéndose su instalación como medio de prevención efectiva ante una sobre presión en la línea de transporte de fluido a granel.

Los algoritmos de cálculo están en código FORTRAN 90 para la simulación numérica, estableciéndose las condiciones de trabajo y de contorno físicas reales e implícitamente las de estabilidad del sistema.

Para la simulación del movimiento del fluido en el tramo de instalación de las válvulas de regulación y de éstas en particular, las válvulas de pétalo y compensada, se utiliza la respuesta del movimiento generado por 'frames', utilizando Mathematica ®3.0 y 3D Studio ®4.0; la información posteriormente es procesada con Adobe Photoshop ®4.0 y Adobe Premier®4.2.

# Índice temático

## Capítulo I

### *El golpe de ariete en oleoductos*

Item	Contenido	Página
I.1	Introducción	I - 1
I.2	Revisión de la literatura	I - 2
I.3	Antecedentes	I - 5
I.4	Objetivos	I - 6
I.5	Metodología	I - 7
I.6	Procedimiento	I - 8

## Capítulo II

### *Desarrollo matemático*

Item	Contenido	Página
II.1	Tipificación del movimiento	II - 1
II.1.1	Origen del transitorio	II - 1
II.1.2	Ondas de presión y su atenuación	II - 2
II.1.3	Expresión matemática del transitorio	II - 4
	Definición del volumen de control	II - 4
	Ecuaciones generales de aplicación	II - 5
	Ecuación de movimiento	II - 6
	Ecuación de continuidad	II - 8
	Ecuación matricial del sistema	II - 8
	Ecuación de la onda	II - 9
II.2	Otras consideraciones	II - 11
II.2.1	Señal de perturbación: rápida – lenta, concepto	II - 11
II.2.2	Hipótesis de cálculo	II - 12
II.2.3	Simplificación de las ecuaciones	II - 13
II.3	Casos de estudio	II - 14

II.3.1	Estaciones de embarque de petróleo	II - 14
II.3.1.a	Estaciones de embarque de petróleo sita en Caleta Córdova, Pcia. del Chubut	II - 14
II.3.1.b	Estaciones de embarque de petróleo sita en Caleta Olivia, Pcia. de Santa Cruz	II - 15
II.4	Modelos matemáticos de los componentes	II - 18
II.4.1	Tuberías	II - 18
II.4.1.a	Cañería de acero, tubo de dimensión estándar	II - 18
II.4.1.b	Caños flexibles o mangueras de material compuesto	II - 17
II.4.1.c	Análisis de los conductos	II - 19
	Determinación de la pérdida de energía	II - 20
II.4.2	Válvulas de operación y alivio en el buque	II - 21
II.4.2.1	Válvula mariposa	II - 21
II.4.2.1.1	Desplazamiento continuo	II - 21
II.4.2.1.2	Válvula mariposa con desplazamiento discreto	II - 22
II.4.2.2.	Leyes de cierre de válvulas	II - 22
II.4.2.3.1	Válvula mariposa con desplazamiento variado discreto o continuo	II - 23
II.4.2.3.1a	Servicio pesado	II - 23
II.4.2.3.1b	Servicio liviano	II - 23
II.4.2.3.1c	Servicio mediano	II - 23
II.4.2.3.2	Válvulas de tipo: esclusa, globo, aguja, retención	II - 24
II.4.2.3.2a	Válvula esclusa o compuerta	II - 24
II.4.2.3.2b	Válvula globo o esférica	II - 24
II.4.2.3.2c	Válvula aguja	II - 24
II.4.2.3.2d	Válvula retención	II - 25
II.4.3	Válvulas de operación y alivio en el oleoducto	II - 25
II.4.3.1	Válvula de ruptura o de corte	II - 26
II.4.3.2	Válvula de seguridad calibrada	II - 27
II.4.3.3	Tipos de válvulas de alivio, con derivación	II - 28
II.4.3.3.1	Válvula de alivio compensada	II - 29
II.4.3.3.2	Válvula de alivio no compensada	II - 29

II.4.4	Válvulas de regulación instaladas costa afuera	II - 31
II.4.4.1	Válvula tipo pétalos	II - 31
II.4.4.2	Válvula de ruptura (cierre simple)	II - 32
II.4.4.3	Válvula de regulación con derivación	II - 32
II.4.4.3.a	Válvula compensada	II - 33
II.4.4.3.b	Válvula no compensada	II - 33
II.5	Estación de bombeo	II - 34
II.5.1	Válvula de seguridad	II - 35
II.5.2.	Bombas funcionando en paralelo	II - 38
II.5.2.a	Curvas características de las bombas	II - 38

### Capítulo III

#### *Método Numérico*

Item	Contenido	Página
III.1	Método de las Características (MOC)	III - 1
III.1.1	Introducción	III - 1
III.1.2	Ecuaciones características	III - 2
III.1.3	Procedimiento de aplicación	III - 9
III.2	Método de análisis de D'Alembert	III - 13
III.2.1	Ecuaciones generales de Allievi	III - 14
III.3	Método de Diferencias Finitas (FDM)	III - 16
III.4	Campo de aplicación en oleoductos, válvulas y bombas	III - 18
III.4.a	Condiciones de borde en oleoductos en general	III - 18
III.4.b	Condiciones de contorno en válvulas con o sin control de maniobra	III - 19
III.4.b.1	Características hidráulicas de las válvulas en general	III - 19
III.4.b.2	Coeficientes que definen una válvula	III - 20
III.4.b.2.a	Coeficiente de flujo o caudal	III - 20
III.4.b.2.a.1	Coeficiente $K_{abert.}(\theta)$ , función del grado de apertura	III - 20
III.4.b.2.a.2	Coeficiente $K_{desc}$ de descarga	III - 20

III.4.b.2.a.3	Coeficiente de pérdida localizado $K_{perd}(\theta)$	III - 21
III.4.b.2.a.4	Coeficiente de caudal $K_{valv}(\theta)$	III - 21
III.4.b.2.b	Coeficiente de válv. , par motorizado	III - 22
III.4.b.3	Caracterización de la respuesta de válvula	III - 23
III.4.b.3.a	Respuesta no lineal	III - 25
III.4.b.3.b	Respuesta del tipo lineal	III - 25
III.4.b.3.c	Ley de cierre prefijada	III - 27
III.4.c	Condiciones de contorno de bombas	III - 28
III.4.c.1	Curvas características de la bomba a diferentes velocidades de giro	III - 29
III.4.c.2	Ecuación de inercia del grupo	III - 30
III.4.c.3	Ecuación del par motor en el eje	III - 30
III.4.c.4.	Ecuación válvula motorizada	III - 31

## Capítulo IV

### *Resultados generales*

Item	Contenido	Página
IV.1	Esquema de la instalación	IV - 1
IV.1.1	Determinación del caudal de bombeo en régimen de flujo permanente	IV - 6
IV.1.1.a	Hipótesis de funcionamiento de la estación de bombas	IV - 6
IV.1.2	Pérdidas de energía desde el depósito a las bombas	IV - 7
IV.1.2.a	Pérdidas primarias	IV - 7
IV.1.2.b	Pérdidas secundarias	IV - 8
IV.1.2.c	Pérdidas totales	IV - 8
IV.1.2.d	Carga estática total en la instalación	IV - 9
IV.1.3	Curva resistente	IV - 9
IV.2	Estación de bombas	IV - 11
IV.2.1	Punto óptimo de funcionamiento del conjunto de bombas	IV - 11

IV.2.1.a	Acoplamiento de las bombas en paralelo	IV - 12
IV.2.2	Curva características de las bombas	IV - 13
IV.2.3	Carga máxima, momento de inercia y tiempo de parada de bomba	IV - 16
IV.2.3.1	Influencia del momento de inercia en el cálculo del parámetro: $K_b t_{period}$	IV - 16
IV.2.3.2	Momento de segundo orden: inercia	IV - 18
IV.2.3.2.a	Influencia del momento de segundo orden de las masas rotatorias, en el fenómeno del golpe de ariete	IV - 18
IV.2.3.2.b	Parámetro característico adimensional: $\alpha_i$	IV - 19
IV.2.3.2.c	Parámetro característico: $\beta_i$	IV - 23
IV.2.3.2.d	Carga máxima, efecto del golpe de ariete en la instalación. Método de Allievi: $h_i$	IV - 23
IV.2.3.2.e	Repuesta de la turbo bomba cuando se presenta un interrupción brusca en la operación	IV - 26
IV.3	Válvulas: generalidades	IV - 29
IV.3.1	Dimensionado de válvulas de alivio	IV - 29
IV.3.1.1	Método de Allievi	IV - 29
IV.3.1.1.1	Curvas características de la válvula de alivio	IV - 35
IV.3.1.1.1a	Variación del caudal y carga: $2 \leq H < 200$ [mcp]	IV - 35
IV.3.1.1.1b	Variación del caudal y carga: $200 \leq H < 400$ [mcp]	IV - 35
IV.3.2	Tipo de accionamiento	IV - 37
IV.3.2.1	Cierre rápido	IV - 37
IV.3.2.2	Cierre controlado	IV - 38
IV.3.3	Volumen derivado del fluido	IV - 41
IV.3.3.1	Cálculo del volumen derramado	IV - 41
IV.3.4	Método de las características	IV - 42
IV.3.4.1	Efecto del cierre de válvulas	IV - 42
IV.3.4.1a	Ley de cierre con posiciones discretas	IV - 42
IV.3.4.1b	Ley de cierre con posiciones continuas	IV - 46
IV.3.4.1b.1	Válvula aguja	IV - 46

IV.3.4.1b.2	Válvula clapeta	IV - 47
IV.3.4.1b.3	Válvula retención de obturador	IV - 47
IV.3.4.1b.4	Válvula compuerta de cuña	IV - 47
IV.3.4.1b.5	Válvula retención, cierre tipo angular	IV - 47
IV.3.4.1b.6	Válvula globo	IV - 47
IV.3.4.1b.7	Válvula de ruptura	IV - 57
IV.3.4.1b.7.a	Válvula de ruptura, primera región	IV - 57
IV.3.4.1b.7.b	Válvula de ruptura, segunda región	IV - 57
IV.4	Comparación de resultados	IV - 62
IV.4.1	Incidencia del fenómeno de cierre instantáneo en la estación de bombas	IV - 62
IV.4.2	Válvula de alivio de presión	IV - 63
IV.5	Incidencia de la variación de carga a lo largo de las tuberías	IV - 64
IV.5.a	Válvulas de regulación abiertas, 1er. caso	IV - 65
IV.5.b	Válvulas de regulación cerradas, 2do. caso	IV - 65
IV.6	Condición de estabilidad	IV - 66
IV.7	Influencia de las condiciones físicas del fluido y la tubería	IV - 69
IV.7.1	Incidencia de la temperatura en el rango de potencia	IV - 69

## Capítulo V

### *Discusión y conclusiones*

Item	Contenido	Página
V.1	Discusión	V - 1
V.2	Conclusiones	V - 5

## Apéndice

Item	Contenido	Página
A.1	Definición volumen de control: ecuaciones básicas	A.1.- 1
A.1.1	Volumen de control	A.1.- 1
A.1.2	Ecuaciones generales	A.1.- 2
A.1.2.1	Ecuaciones de continuidad	A.1.- 6
A.1.2.2	Ecuaciones de movimiento	A.1.- 7
A.2	Solución del sistema de ecuaciones	A.2.- 1
A.2.1	Ecuación matricial del sistema	A.2.- 1
A.2.2	Breve discusión sobre técnicas para resolver el sistema de ecuaciones	A.2.- 2
A.2.2.1	Desarrollo: simplificaciones y sus soluciones	A.2.- 3
A.2.3	Sistema simplificado: aplicación en ingeniería	A.2.- 6
A.2.3.1	Región de validez	A.2.- 6
A.3	Aspectos generales de la teoría de Allievi	A.3.- 1
A.4	Cálculo de parámetros equivalentes	A.4.- 1
A.4.1	Conducto equivalente, según la teoría de la columna elástica	A.4.- 1
A.5	Válvulas de alivio	A.5.- 1
A.5.1	Modelado matemático de las válvulas de alivio compensadas	A.5.- 1
A.5.2	Modelado matemático de las válvulas de alivio no compensadas	A.5.- 2
A.6	Características de las turbo máquinas	A.6.- 1
A.6.1	Relaciones homólogas	A.6.- 1
A.7	Curvas Características Universales	A.7.- 1
A.7.1	Curvas características de la bomba	A.7.- 1
A.8	Características de las bombas	A.8.- 1
A.9	Cálculo del tiempo de parada	A.9.- 1
A.10	Elementos de la matriz de cálculo	A.10.- 1
A.11	Válvulas de Alivio	A.11.- 1

A.11.1	Dimensionado de válvulas de alivio	A.11. - 1
A.11.2.	Método de Allievi	A.11. - 1
A.12	Condición de borde en uniones, cambio de sección y bifurcación	A.12.- 1
A.12.1	Condiciones de contorno: orificio	A.12.- 1
A.12.2	Condiciones de contorno: válvula en línea	A.12.- 3
A.12.3	Condiciones de borde: brida de unión	A.12.- 5
A.13	Esquema del algoritmo de cálculo	A.13.- 1
A.14	Cálculo de la velocidad de onda	A.14.- 1
A.15	Análisis de la cantidad de movimiento del fluido	A.15.- 1
A.16	Parámetros indicativos de la condición de desplazamiento de la onda: rugosidad	A.16.- 1

### Referencia Bibliográfica

Item	Contenido	Página
	Libros de texto	Ref. - 1
	Trabajos publicados	Ref. - 6
Anexo A	Información compilada en <b>CD</b>	Anexo - 2

## Lista de Figuras

Número	Descripción	Página
II.1	Volumen de control	II - 5
II.2	Tipos de válvula de alivio: a) no compensada, b) compensada	II - 28
II.3	Esquema de válvula en línea, tipo clapeta, con resorte antagónico	II - 36
III.1	Líneas características en el plano $(x, t)$	III - 5
III.2	Esquema de depósito y cañería simple	III - 6
III.3	Región de cálculo para una cañería simple	III - 7
III.4	Efecto de la señal en el flujo	III - 8
III.5	Condiciones en los puntos interiores	III.12
III.6	Coeficiente de descarga de distintos tipos de válvulas en función del ángulo ' $\theta$ ' de apertura	III - 27
III.7	Esquema de instalación de una bomba con válvula motorizada a la salida del grupo	III - 28
IV.1	Esquema de una terminal marítima, cotas de la instalación en Caleta Córdova	IV - 1
IV.2	Curvas indicativas del funcionamiento de bombas	IV - 12
IV.3	Efecto del golpe de ariete, en la bomba	IV - 20
IV.4	Puntos de funcionamiento de la bomba	IV - 21
IV.5	Puntos de funcionamiento de la bomba sin par motor	IV - 22
IV.6	Transitorio en bomba, funcionando como turbina	IV - 22
IV.7	Curva característica con $\alpha_i = 0.6$	IV - 24
IV.8	Carga máxima en la bomba	IV - 26
IV.9	Carga mínima en la bomba	IV - 28
IV.10	Curva indicativa selección de válvula de seguridad	IV - 31
IV.11	Curvas de descarga de una válvula tipo 20WR	IV - 36
IV.12	Esquema de válvula de pétalos	IV - 39
IV.13	Ley de cierre con posiciones discretas	IV - 43

IV.14	Coeficiente de descarga ' $C_{desc}$ ' en función del porcentaje de área abierta	IV - 44
IV.15	Ley con posiciones discretas del disco en el tiempo	IV - 46
IV.16	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo aguja	IV - 50
IV.17	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo clapeta	IV - 51
IV.18	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo obturador	IV - 52
IV.19	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo compuerta	IV - 53
IV.20	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo retención	IV - 54
IV.21	Ley de cierre continua. Dinámica del cierre de válvula tipo globo	IV - 55
IV.22	Dinámica del cierre de válvula tipo aguja Ley de cierre continuo	IV - 56
IV.23	Ley de cierre para las diferentes regiones de operación	IV - 58
IV.24	Válvula compensada con bifurcación:	IV - 58
IV.25	Instalación con válvula de ruptura	IV - 59
IV.26	Distribución de carga y caudal en secciones típicas de la instalación	IV - 60
IV.27	Distribución de carga y caudal en la sección media de la válvula de ruptura	IV - 61
IV.28	Ley de cierre continua. Dinámica de la válvula	IV - 61
IV.29	Condición de estabilidad, número de Courant en secciones críticas	IV - 67
IV.30	Incidencia del número de Courant	IV - 67
IV.31	Ley de cierre de válvula mariposa, dos posiciones	IV - 68
IV.32	Incidencia en el algoritmo de cálculo del número de Courant secciones típicas de la instalación	IV - 68

IV.33	Efecto de la rugosidad del conducto	IV - 72
IV.34	Influencia de la temperatura del fluido	IV - 72
IV.35	Efecto de la rugosidad absoluta	IV - 73
IV.36	Válvulas de pétalos y compensada	IV - 73
IV.37	Efecto del accionamiento de válvulas de regulación	IV - 74
IV.38	Válvula mariposa en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_2 = 11.3259s$ '	IV - 76
IV.39	Válvula mariposa en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_1 = 2.7191s$ '	IV - 76
IV.40	Válvula mariposa en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_2 = 11.3259s$ '	IV - 77
IV.41	Válvulas distintos tipos en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_2 = 11.3259s$ '	IV - 77
IV.42	Válvula mariposa en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_1 = 2.7191s$ '	IV - 78
IV.43	Válvula mariposa en el Manifold. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión, ' $t_2 = 11.3259s$ '	IV - 78
IV.44	Válvula tipo aguja en el Manifold y compensada en línea. Regulación del flujo con válvula de alivio de presión	IV - 79
IV.45	Válvula globo o esfera en el Manifold y compensada en línea. Regulación del flujo sin válvula de alivio de presión	IV - 79
IV.46	Válvula tipo aguja en el Manifold y compensada en línea. Regulación del flujo con válvula de alivio de presión	IV - 80
IV.47	Válvula globo o esfera en el Manifold y compensada en línea. Regulación del flujo con válvula de alivio de presión	IV - 80
IV.48	Válvula de ruptura en línea. Regulación del flujo con válvula de alivio de presión, ' $t_3 = 2.5751s$ '	IV - 81

IV.49	Válvula de ruptura en línea y esclusa en la salida	IV - 81
IV.50	Piezométricas instantáneas en el oleoducto. Piezométricas en el oleoducto, cuatro tramos	IV - 82
A.1.1	Volumen de control	A.1.- 1
A.1.2	Total de fuerzas actuantes	A.1.- 5
A.2.1	Curva característica	A.2.- 4
A.2.2	Dominio de dependencia de la solución del sistema	A.2.- 8
A.2.3	Dominio de influencia de la solución del sistema	A.2.- 9
A.5.1	Relación de ' $p$ ' y ' $Q$ ' de una válvula de alivio	A.5.- 3
A.6.1	Puntos de funcionamiento de la bomba	A.6.- 5
A.6.2	Puntos de funcionamiento con disipación de energía	A.6.- 5
A.6.3	Zona de operación de bomba	A.6.- 6
A.7.1	Curvas características: carga y par motor	A.7 - 3
A.7.2	Zona y modo de trabajo de la turbo máquina	A.7 - 2
A.8.1	Ensayos de bombas, detalle de los puntos específicos de funcionamiento. Características de las bombas	A.8.- 2
A.9.1	Valores del coeficiente ' $K_{\text{exper}}$ '	A.9.- 2
A.9.2	Valores del coeficiente ' $C_{\text{Mendiluce}}$ '	A.9.- 3
A.12.1	Esquema de la grilla de cálculo y curvas características con condiciones de borde en una tubería con bifurcación	A.12.- 2
A.12.2	Unión de tuberías con diferentes secciones, esquema de curvas características con condición de borde en $i=n+1$	A.12 - 5

## Lista de Tablas

Número	Descripción	Página
II.1	Caleta Córdova, especificaciones técnicas	II - 15
II.2	Caleta Olivia, especificaciones técnicas	II - 16
IV.1	Características físicas	IV - 3
IV.2	Distribución de pérdidas de energía primarias y secundarias	IV - 4
IV.3	Pérdidas primarias y secundarias	IV - 5
IV.4	Equipos instalados en la estación de bombas. Capacidad de embarque	IV - 7
IV.5	Distribución de la carga	IV - 9
IV.6	Carga máxima calculada por diferentes métodos	IV - 62
IV.7	Volúmenes de fluido derivados de la línea principal	IV - 64
IV.8	Características físicas del fluido para distintas temperaturas	IV - 69
IV.9	Características físicas de la instalación y potencia de trabajo	IV - 70
IV.10	Características de la instalación: dimensiones	IV - 75
A.9.1	Valores de ' $K_{exp}$ '	A.9.- 3

## Lista de símbolos

$a$	Velocidad de la onda de presión, $\text{ms}^{-1}$
$A_t$	Area de las cañerías, $\text{m}^2$
$A_o$	Sección orificio de descarga de la válvula
$C_{desc.}$	Coeficiente de descarga de válvula
$C_{desc,o}$	Coeficiente de descarga en orificio, pérdida
$(C_{desc.} A)_0$	Coef. descarga, referido a la sección; flujo permanente
$D$	Diámetro de la cañería,
$e$	Espesor de la tubería,
$E$	Módulo de elasticidad del acero de la tubería,
$V$	Velocidad del fluido, $\text{ms}^{-1}$
$f$	Coeficiente de pérdida de energía, Darcy Weisbach
$h$	Carga sin dimensión
$H$	Carga hidráulica, altura de...
$H_{estát,b}$	Carga estática bomba, régimen permanente
$H_{pérd.}^{total}$	Carga total, con las pérdidas primarias y secundarias
$H_{0,nivel}$	Carga de nivel
$I$	Momento de segundo orden, de inercia, $\text{Kgcm}^{-2}$
$k_{m j}$	Constante elástica de los resortes de válvulas
$k_{vol}$	Efecto elástico del fluido, $\text{Kgcm}^{-2}$
$K^*$	Coeficiente válvula no compensada, factor experimental
$K_{apert.}$	Coeficiente de válvula grado de apertura
$K_b$	Constante de la bomba, parámetros función de la inercia
$K_{comp.}$	Coeficiente válvula compensada, factor experimental
$K_{desc.}$	Coeficiente de válvula de descarga
$K_{perd.}$	Coeficiente de válvula de pérdida
$K_{motor.}$	Coeficiente de válvula motorizada

$K(\theta)$	Ley de cierre de válvulas
$L$	Longitud de las tuberías, m
mcp	Metros de columna de petróleo
$n$	Número de revoluciones por minuto, rpm
$n_{simu.}$	Tiempo de simulación, veces el incremento de tiempo
$N_b$	Número de bombas
$N_s$	Velocidad específica de las turbo máquinas
$N_{valv}$	Número de válvulas de seguridad
$P_{dif.}$	Presión diferencial, psi
$posic.$	Posición inicial, tiempo en la
$Q$	Caudal, $m^3 s^{-1}$
$r_a$	Factor, cálculo de la válvula de seguridad
$R$	Constante de los gases, $R=287 Nw m/Kg ^\circ K$
$R_e$	Número de Reynolds
$R_H$	Radio hidráulico, m
$t$	Tiempo, s
$t_c$	Tiempo de corte, interrupción del flujo
$t_{parada}$	Tiempo de parada de la bomba
$T$	Temperatura absoluta $^\circ K$
$T_{Allievi}$	Tiempo de Allievi
$T_{mot.}$	Torque, par motor
$V$	Velocidad del fluido, $m s^{-1}$
$W$	Peso del fluido, Kg
$\delta$	Incremento diferencial
$\Delta$	Incremento
$\mathcal{E}$	Rugosidad absoluta
$\varepsilon D^{-1}$	Rugosidad relativa
$2\mathcal{E}$	Parámetro de Allievi

$v$	Velocidad sin dimensión
$\lambda$	Auto valor, coeficiente
$\theta$	Ángulo
$\rho$	Densidad del fluido,
$\rho_s$	Densidad específica del fluido, lb ft <sup>-3</sup>
$\tau(\theta)$	Ley de cierre de válvulas, relación

### Lista de abreviaturas

<i>aber.</i>	Abertura de válvula
<i>aguja</i>	Válvula tipo aguja, vástago cónico
<i>b</i>	Bomba
<i>c</i>	Corte, tiempo de
<i>calibr.</i>	Calibrado
<i>coef.</i>	Coeficiente
<i>comp.</i>	Compensada, válvula
<i>dif.</i>	Diferencial, presión
<i>equiv.</i>	Equivalente
<i>esclu.</i>	Esclusa, válvula
<i>esf.</i>	Globo o esférica, válvula
<i>marip.</i>	Mariposa, válvula
<i>mód.</i>	Módulo
<i>n</i>	Número de secciones
<i>n<sub>s</sub></i>	Número de secciones en el tramo, partición
<i>pérd.</i>	Pérdida

<i>perm.</i>	Flujo permanente
<i>prim.</i>	Primario
<i>resist.</i>	Carga resistente
<i>retenc.</i>	Válvula de retención
<i>rupt.</i>	Válvula de pétalos o de ruptura
<i>sec.</i>	Secundario
<i>sec c.</i>	Sección del tramo
<i>tr</i>	Tramos de tuberías, número de
<i>trab.</i>	Trabajo
<i>transv.</i>	Transversal, sección
<i>válv.</i>	Válvula
<i>válv.,e</i>	Válvula esclusa

### **Subíndices**

<i>0</i>	Condición nominal
<i>i</i>	Contador temporal
<i>j</i>	Contador número de tuberías

# Capítulo I

## ***El golpe de ariete en oleoductos***

### **I.1 Introducción**

Uno de los temas más importantes en el diseño de instalaciones hidráulicas para el transporte de fluidos por conductos es el relativo a un fenómeno transitorio comúnmente conocido como golpe de ariete o efecto *water hammer*.

Ante un cambio en el régimen de operación en la instalación mixta se generan ondas de presión, las cuales pueden originar la rotura de las cañerías del sistema y el consecuente derrame del fluido, causando perjuicios económicos y daño ecológico, posiblemente irreversible al medio ambiente.

El trabajo aquí desarrollado es de aplicación directa en estaciones de bombeo, oleoductos y acueductos, de características físicas variables. Se estudia en particular el efecto causado por el funcionamiento defectuoso o la operación incorrecta de válvulas, o bien la parada simultánea de una o más bombas de la estación de bombeo, durante el transporte a granel de petróleo crudo desde una estación marítima hacia el buque tanque.

La utilización de métodos numéricos permite modelar la instalación física y simular el funcionamiento de las estaciones de embarque, encontrando en

forma aproximada, cuales serían los medios físicos a aplicar o las condiciones de operación a observar, para evitar la rotura en alguna sección o tramo de la tubería de embarque, y el posterior derrame de petróleo o fluido de baja densidad. También se protege contra posibles daños o roturas de las bombas o sistemas de control.

## **I.2 Revisión de la literatura**

Se considera a Michaud [1,36], el primero en investigar el golpe de ariete en tuberías, y establecer en forma matemática el análisis del fenómeno que tiene lugar en una columna de agua contenida en una tubería rígida.

Posteriormente, N. Joukowsky [44,108], demostró que cuando en una tubería se presenta un incremento de presión a causa de una maniobra de cierre parcial o total de una válvula situada en el extremo corriente abajo en forma brusca, la velocidad de la onda de presión generada al igual que la del sonido, es función de la elasticidad de las paredes. Joukowsky investigó experimentalmente los efectos producidos por cierres de válvulas, por cámaras de oscilación y válvulas de seguridad. Las ecuaciones por él desarrolladas, son consideradas como el primer gran aporte a la teoría del golpe de ariete.

Las investigaciones efectuadas por Joukowsky las continuó L. Allievi [1,13,38, 49], desarrollando su primer trabajo en el año 1902 sobre el golpe de ariete en el cual justifica por qué es posible despreciar el término convectivo de la

aceleración, frente a la velocidad local. Introduce los parámetros sin dimensión y relaciona la velocidad de las ondas sonoras con la velocidad de propagación de una perturbación.

La incidencia de la característica de la tubería en el fenómeno del transitorio fue introducida por Braun [13].

Posteriormente surgieron los métodos gráficos, cuyo precursor fue el suizo O. Schnyder [1], quien desarrolló un método para resolver el problema del golpe de ariete para bombas. En forma independiente, L. Bergeron [1,13], desarrolló un método gráfico similar. Ambos eran fabricantes de bombas hidráulicas.

Otro colaborador fue el profesor R.W. Angus [1], que mejoró notablemente los métodos gráficos y analíticos para obtener la solución del fenómeno del golpe de ariete.

El estudio del transitorio en tuberías con reducción de diámetros fue realizado por Favre [13], en el año 1978, contribuyendo de este modo al desarrollo de la teoría.

Entre los años 1940 y 1960 han sido publicados numerosos trabajos acerca de los transitorios, destacándose entre otros, los realizados por: Parmakian [3,36], Rich y Jaeger [1].

Con el advenimiento de las computadoras, Gray [1], introdujo el método de las características para poder llevar a cabo la simulación del golpe de ariete en tuberías.

La obra de E.B. Wylie y V.L. Streeter [43,44,106,115-117], se publicó por primera vez en 1967 con el título 'Hydraulic Transients', donde se presenta el análisis de los fenómenos transitorios.

En el año 1979 M. H. Chaudhry [13], publica su libro 'Applied Hydraulic Transients', que contiene una exposición completa de los fenómenos transitorios en hidráulica.

En 1987 E. Mendiluce Rosich, [31], desarrolla en su libro 'El golpe de ariete en Impulsiones', la forma experimental de determinar el tiempo de parada de las bombas, de utilidad para el cálculo del momento de inercia de las masas con movimiento giratorio. Mateos de Vicente [29], en el año 1989, presenta su trabajo sobre 'Válvulas para el abastecimiento de Agua', en el cual describe válvulas de retención y alivio.

Son de destacar además los trabajos de A. Betâmio de Almeida y E. Koelle [6], en 'Fluid Transient in Pipe Networks' en el año 1992; y el trabajo expuesto en el Boletín Técnico editado por la Escola Politécnica de la Universidad de São Paulo, del Departamento de Engenharia Mecânica, Brasil, por los investigadores J. C. Lauria y E. Koelle [78].

Recientemente se editó la obra de E.B. Wylie, V.L. Streeter y L. Suo [50], 'Fluid Transients in Systems', donde se realiza un extenso análisis de los fenómenos transitorios.

Contemporáneamente, año 1994, se publicó la obra realizada por los equipos académicos de la Universidad Politécnica de Valencia (España), la Universidad de Coimbra (Portugal) y la Universidad de la República (Uruguay), dirigidos por J. Abreu, R.Guarga y J. Izquierdo, que trata sobre los fenómenos transitorios y oscilatorios que ocurren en los sistemas hidráulicos a presión [1].

No obstante la breve bibliografía expuesta precedentemente, es dable mencionar los numerosos Papers, Notas Técnicas y Comunicaciones efectuadas por otros tantos Autores consultadas e incorporadas en la Bibliografía adjunta [1-119].

### **I.3 Antecedentes**

El análisis en régimen transitorio ha sido desarrollado por diferentes autores, predominando la hipótesis de que la característica de la instalación es simple, configurada en general para un solo tramo y sección constante en lo que respecta a la tubería, y los distintos sistemas inherentes a la instalación se analizan en forma separada [1,8,29].

En general, los ingenieros proyectistas de conducciones a presión realizan los diseños hidráulicos en régimen de flujo permanente, restando atención a la

problemática de los flujos transitorios. Se realizan cálculos simplificados, que dan por resultado tuberías de mayor dimensión, con el consiguiente aumento del costo de la instalación, manteniendo no obstante el riesgo ante una eventual elevación de la presión de operación [22,41,42].

Para el presente trabajo se dispone de los datos de dos instalaciones de embarque existentes y en funcionamiento [9,10,20,24], planillas con datos de ensayos de funcionamiento en banco de pruebas de las bombas y cartas de aceptación [11,14,23]; y el registro de carga manométrica en diferentes puntos de la instalación, así como del caudal impulsado [99]. También se cuenta con manuales y ábacos de diferentes tipos de válvulas [16,17,19,21,30,45,48], y la planilla de registro de operación de la instalación [24], resultando ésta última de particular interés, dado que en ella se encuentran los datos de sobre presión, tiempo de duración del efecto y momento de la rotura de la tubería.

#### **I.4 Objetivos**

En el trabajo aquí desarrollado se estudia y analiza la problemática de los flujos transitorios en tuberías complejas de conducción de petróleo por impulsión [10], y estaciones de bombeo con bombas trabajando en paralelo. El análisis es de aplicación directa en la solución del problema en estaciones de embarque de petróleo existentes sometidas al efecto destructivo del golpe de ariete debido al accionamiento inadecuado de válvulas o a la parada repentina de los equipos de bombeo, en forma independientemente o simultánea.

## **I.5 Metodología**

Se recurre en el proyecto al método de cálculo propuesto por Allievi, las ecuaciones de Saint Venat [12,38,44], y la solución del sistema por el Método de las Características [4]. Se incluyen además las ecuaciones simplificadas de Michaud y Joukowsky.

Los resultados son comparados con el método gráfico de Schnyder – Bergeron, entre otros, y los datos del ábaco obtenido en el registrador automático de la instalación física real de la estación de bombeo, instalado al efecto.

El modelo matemático desarrollado para resolver las ecuaciones hiperbólicas como resultado de la formulación del algoritmo de cálculo está restringido por criterios de estabilidad: Courant, Friedrichs y Levis -CFL-, destacándose el análisis del comportamiento en su conjunto del sistema formado por la estación de bombeo y las válvulas de operación, regulación y alivio, y el oleoducto [34,50,87].

Se simula el transitorio determinando la incidencia en las bombas de la inercia de las masas en rotación y los efectos de la rugosidad en el flujo del fluido, así como el rozamiento entre el fluido y la tubería para diferentes condiciones físicas [6,26,84-97].

Se calcula el rango de funcionamiento sin inconvenientes, especificando la zona de riesgo y el tipo de válvula de alivio apropiada a instalar para contrarrestar el efecto descrito precedentemente.

Como complemento, se modela una válvula del tipo de ruptura, [19,20], cuya característica son ocho pétalos actuando en la sección de corte, y en el caso particular de doble acción sugiriéndose su instalación como medio de prevención efectiva ante una sobre presión en la línea de transporte de fluido a granel [34].

## **I.6 Procedimiento**

La metodología de cálculo se fundamenta en los aspectos analíticos indicados previamente desarrollando los algoritmos de cálculo para la simulación numérica en Código FORTRAN 90 y Mathematica®3.0, Se utiliza como base de datos iniciales los valores de la presión, velocidad, carga y caudal obtenidos en la instalación, los datos específicos para las válvulas y bombas indicados por los fabricantes y las especificaciones técnicas en general publicadas en las cartas de referencias, según corresponda.

Para la simulación de las condiciones de trabajo en el oleoducto y válvulas, en el algoritmo de cálculo, se establecen las condiciones de contorno físicas reales e implícitamente las de estabilidad del sistema.

La determinación de los puntos para el trazado de las curvas indicativas, referentes a la incidencia de la viscosidad, característica del flujo y estado de la superficie de la tubería, en correspondencia con las curvas del gráfico de Moody, se realiza utilizando una tabla digital Genius® HiSketch1212, procesando los datos convenientemente con el Software Word®97. La tabulación se realiza mediante la planilla electrónica de Excel®97 y posteriormente la edición de los gráficos se efectúa con MatLab®4.0. Los puntos ordenados, obtenidos para las distintas curvas resultantes de los ensayos de aceptación técnica de las bombas, en cada uno de los casos y según corresponda, son evaluados y procesados para su tabulación mediante polinomios de segundo y tercer orden, utilizando las facilidades de la planilla electrónica mencionada anteriormente, y mediante la manipulación de datos con algoritmos de cálculo desarrollados al efecto utilizando Mathematica®3.0.

Para la simulación del movimiento del fluido en el tramo de instalación de las válvulas de regulación y de éstas en particular, las válvulas de pétalo y compensada, se utiliza la respuesta del movimiento generado de 'frames' empleando el Software Mathematica®3.0, Corel®7.0 y 3D Studio®4.0. Posteriormente se procesan las salidas digitales con Software Adobe Photoshop®4.0 y Premier (to render), obteniendo la secuencia de texto e imágenes en formato adecuado para el grabado de éstas en un CD-R o en una cinta de Video. La reproducción de ésta refleja esquemáticamente en imágenes el comportamiento del flujo, en las válvulas compensada y de ruptura.

## Capítulo II

### ***Desarrollo matemático***

#### **II.1 Tipificación del movimiento**

##### **II.1.1 Origen del transitorio**

La operación de varios elementos de control, accesorios o falla del sistema propulsor, ocasiona condiciones de transitorios en cañerías de transporte de petróleo a granel, a saber:

- Apertura o cierre de las válvulas de control.
- Puesta en movimiento o parada de las bombas.
- Fallas en la provisión de energía en los motores eléctricos propulsores de las unidades de bombeo.
- Cambio del caudal de bombeo o de la presión de descarga de las estaciones de bombeo.
- Operación de bombas a pistón.
- Rotura o daño estructural de la cañería con pérdida de fluido.

La puesta en marcha de una bomba o la abertura de una válvula en una estación de bombeo, produce una elevación de la presión corriente abajo del flujo.

En el caso de una bomba del tipo recíproca, el flujo y la presión, respectivamente para la succión y descarga son periódicos. Si el período del flujo u oscilaciones de presión coincide con el período natural del sistema de bombeo, se producirá resonancia, resultando fluctuaciones de presión de gran amplitud, que pueden dañar las cañerías.

### **II.1.2 Ondas de presión y su atenuación**

Si el fluido se mueve por una tubería con una velocidad determinada y mediante una válvula se le corta el paso bruscamente, resulta evidente que al anularse inicialmente su velocidad en la zona próxima a dicha válvula, el resto del líquido comprimirá al que le precede hasta que se anule su velocidad. El fluido se comporta en forma similar a los ocupantes de un ómnibus que se comprimen en las paradas bruscas.

Si el fluido es algo compresible, el aumento de presión se inicia en las proximidades de la válvula accionada, y esta compresión se traslada hacia el origen a medida que el fluido se comprime al límite físico permitido. Por ello, podemos imaginarnos una onda de máxima compresión que, iniciándose en las proximidades de la válvula, se desplaza hasta el origen. Como en este momento se ha agotado la energía cinética, que ha sido la causa de la compresión de parada, se inicia la descompresión en el origen de la tubería de conducción, trasladándose hacia la válvula. La masa de fluido en movimiento, sigue una ley del tipo pendular; por lo que la descompresión no se detiene en

un punto de equilibrio, sino que lo sobrepasa para re iniciar el ciclo amortiguado.

Por consiguiente el cierre de una válvula produce una onda de presión que, desplazándose desde la válvula accionada hacia el origen, se transforma en una disminución de la presión, que retrocede hasta la válvula para volver a reflejarse y transformarse en compresión, repitiendo el ciclo y originando en el fluido dentro del conducto cambios de presión del tipo ondulatorio que constituyen el denominado golpe de ariete.

En una instalación que trabaja a presión, comúnmente denominada de impulsión, cuando por alguna razón técnica u imprevista ocurre una falla en la provisión de energía a las bombas, éstas automáticamente dejan de funcionar. La parada brusca del rodete impulsor genera una onda de presión negativa -depresión- corriente arriba. Simultáneamente desde el depósito (reservorio) se refleja la onda aumentando la carga sobre el rodete. El fenómeno, por ser de características ondulatorio se repite durante un tiempo dependiendo de las condiciones físicas del fluido y tipo de instalación.

El fluido aún está fluyendo hacia la válvula cuando el frente de onda circula por la cañería. Luego, la variación de velocidad ' $\Delta V$ ' a través del frente de onda se reduce a medida que la misma se propaga en la dirección corriente arriba.

De la ecuación de Joukowsky [27,44,107]:

$$\Delta H = -\frac{a}{g} \Delta V, \quad (\text{II.1.1})$$

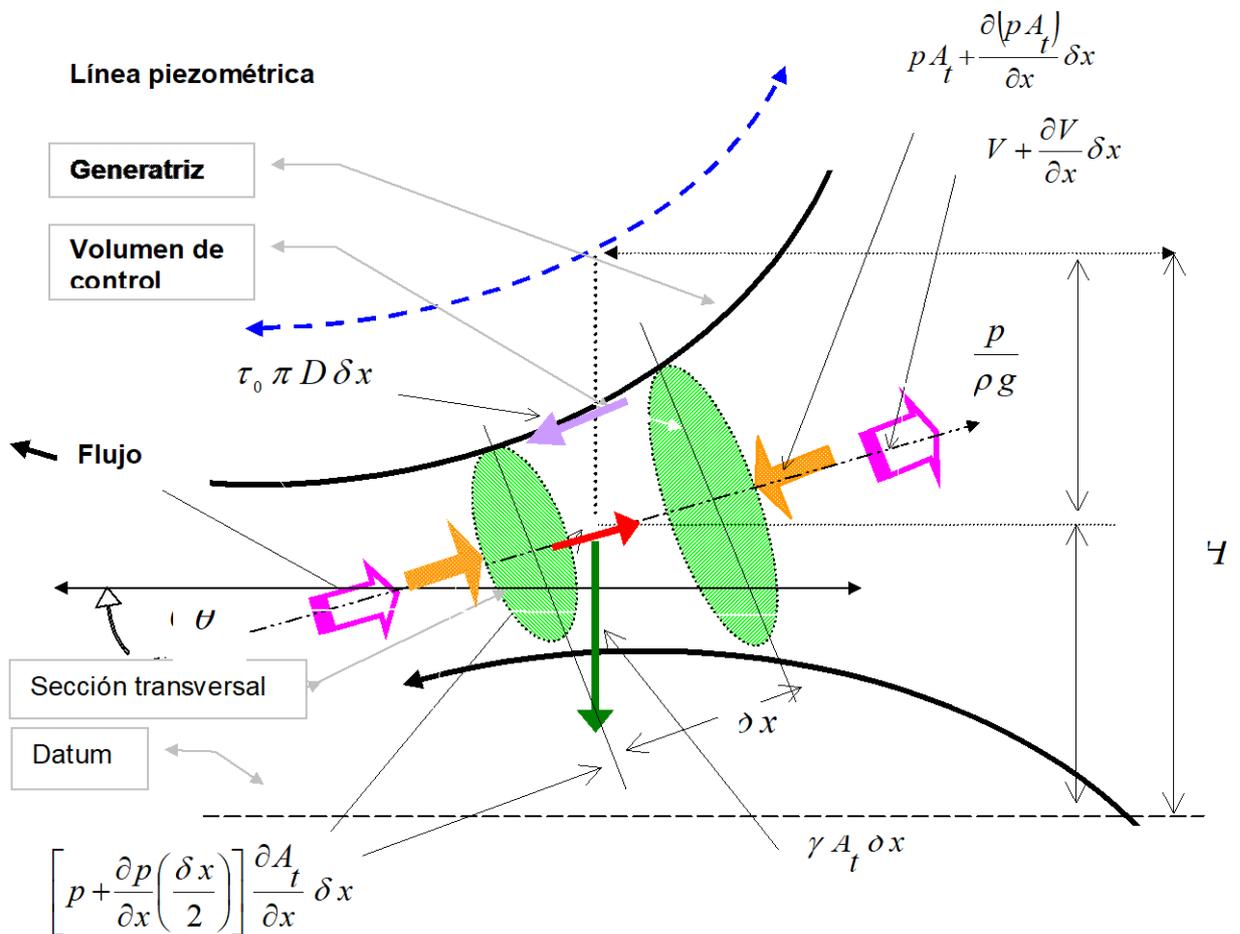
se deduce que la amplitud de la onda de presión es reducida a medida que se propaga a lo largo de la cañería, debido a la reducción de la velocidad diferencial a través del frente de la onda. Esta reducción en la amplitud de la onda se conoce como atenuación. La amplitud de la onda también se reduce debido a pérdidas por fricción, siendo ésta reducción generalmente pequeña comparada con la atenuación.

### **II.1.3 Expresión matemática del transitorio**

#### **Definición del volumen de control**

Haciendo referencia a la Figura II.1, consideramos un volumen definido por la longitud ' $\delta x$ ', cuya generatriz coincide con la cara interna del tubo, de sección ' $A_t$ '; que en el tiempo ' $t$ ' se considera fijo y se mueve en el interior del conducto deformándose de acuerdo al contorno de la misma.

La Ley de Conservación de Masa establece que en un instante de tiempo el flujo que ingresa es igual al que sale del volumen de control; si la sección se mantiene constante, el flujo no varía (Apéndice A.1).



**Figura II.1** Volumen de control

### Ecuaciones generales de aplicación

Las ecuaciones de continuidad y de la conservación de la cantidad de movimiento describen el comportamiento general unidimensional de un fluido

en un conducto cerrado en términos de dos variables, altura piezométrica: 'H', y velocidad: 'V', que, asociada a cada punto y cada instante, permiten un seguimiento puntual y temporal del sistema.

El término de altura piezométrica con frecuencia utilizado en hidráulica es equivalente a la presión; así mismo se utiliza indistintamente el volumen de descarga, o gasto, para interpretar la velocidad del flujo de salida respecto a la sección del conducto. De la observación de la figura precedente, es necesario considerar la inclinación del tubo respecto al plano de referencia o *Datum*.

### **Ecuación de movimiento**

Efectuamos un balance de fuerzas del cuerpo libre, y las fuerzas de rozamiento entre el volumen del cuerpo y la superficie que lo contiene, con las hipótesis siguientes:

- El flujo es unidimensional.
- El rozamiento es calculado para un régimen estacionario.
- Las fuerzas de carácter exterior, o de superficie son presión y rozamiento.
- La fuerza resultante de carácter volumétrico, es en general despreciable.

La componente de masa resulta

$$\delta W = g \left( \rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left( A_t + \frac{\partial A_t}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \delta x, \quad (\text{II.2.2})$$

cuya proyección horizontal es

$$\delta W_x = \rho g A_t \delta x \text{ sen } \theta. \quad (\text{II.2.3})$$

La componente de rozamiento, para un régimen estacionario si introducimos el factor '  $f$  ' de Darcy-Weisbach, la expresión toma la forma:

$$\delta F_{rozam.} = \gamma f \frac{\delta x V^2}{2 g D} A_t. \quad (\text{II.2.4})$$

Las fuerzas debidas a la presión que actúan sobre ambas caras del volumen de control proyectadas en la dirección del movimiento resulta en:

$$\delta F_{pres.} = -A_t \frac{\partial p}{\partial x} \delta x. \quad (\text{II.2.5})$$

Las tres componentes de fuerzas las aplicamos en la ecuación fundamental de la dinámica del movimiento '  $m \frac{dV}{dt}$  ', escribiendo:

$$\sum F = -A_t \frac{\partial p}{\partial x} \delta x - \rho f \frac{\delta x V |V|}{2 D} A_t + \rho g A_t \delta x \text{ sen } \theta, \quad (\text{II.2.6})$$

donde el cuadrado de la velocidad se expresa como un producto de su módulo por la velocidad, con el objeto de poner en evidencia el sentido del flujo, y la masa del volumen de control definido es:  $m = \rho A_t \delta x$ .

Eliminando los términos iguales en cada miembro, y ordenando convenientemente:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} - g \operatorname{sen}\theta + \frac{dV}{dt} = 0. \quad (\text{II.2.7})$$

Simplificando al reemplazar los términos conocidos convenientemente, la ecuación de la dinámica en función de la altura de carga y la velocidad, es la siguiente:

$$\frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} = 0. \quad (\text{II.2.8})$$

### **Ecuación de continuidad**

Hallando la derivada total de ésta última expresión, teniendo presente que la coordenada: 'z' no depende del tiempo, considerando la ecuación de continuidad junto a la expresión de la velocidad de la onda, resulta:

$$\frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{g}{a^2} V \operatorname{sen}\theta = 0. \quad (\text{II.2.9})$$

### **Ecuación matricial del sistema**

Las ecuaciones de continuidad y de movimiento constituyen un sistema de ecuaciones en derivadas parciales de primer orden que puede escribirse en forma matricial [1,6,25,46] como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix} + \mathbf{A}(V) \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix} = \mathbf{B}(V) \quad (\text{II.2.10})$$

Este es un sistema cuasi lineal, del tipo hiperbólico, las raíces son reales y distintas verificando la ecuación característica [2,83,115,117], con:

$$\lambda = V \pm a \quad (\text{II.2.11})$$

Ver Apéndice A.2.

### **Ecuación de la onda**

El modelo de cálculo para los transitorios en fluidos es elástico, y la característica fundamental es la velocidad de propagación en el medio de la onda o pulso de presión.

La perturbación se transmite en el medio en forma adiabática, e intervienen la elasticidad del medio, su densidad y la variación de ésta con la presión. Introduciendo la relación de calores específicos para el caso de una evolución a entropía constante, como por ejemplo para el aire, simplemente se resume a la expresión de Laplace enunciada en 1816, similar a la obtenida por Newton en el año 1687 experimentalmente [2,3,8,35], la cual es:

$$a = \sqrt{k R T} \quad (\text{II.2.12})$$

La ecuación de propagación de ondas propuesta por Euler en el año 1759 [44], es de carácter hiperbólico, donde la variable de velocidad mide la magnitud física que se propaga simultáneamente en el espacio de variación y en el tiempo, en derivadas parciales y presenta la forma siguiente:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (\text{II.2.13})$$

Es Helmholtz [44] quién da una explicación de que la perturbación en el seno de un fluido en un conducto es más lenta, en el año 1848; siendo posteriormente Korteweg [1,6,13,36] quién proporciona la formulación durante el año 1878 donde se incluyen los efectos elásticos de la tubería y del fluido:

$$a = a_0 \sqrt{\left[ 1 + \left( \frac{D}{e} \frac{K_{vol.}}{E_{elást.}} \right) \right]^{-1}}, \quad (\text{II.2.14})$$

donde la velocidad de propagación en el medio confinado es:

$$a_0 = \sqrt{\frac{K_{vol.}}{\rho}} \quad (\text{II.2.15})$$

Respectivamente Resal y Rayleigh [13], durante los años 1876 y 1877, analizan la propagación en un medio incompresible y tubería elástica, conocida como 'teoría del sonido', no obstante, es Allievi quién justifica que el término de

la aceleración convectiva es despreciable respecto a la local, como asimismo introduce los términos adimensionales: tiempo de Allievi ' $t_{Allievi}$ ' y ' $2\varepsilon$ ' [1,27], (ver Apéndice A.3).

## **II.2 Otras consideraciones**

### **II.2.1 Señal de perturbación: rápida – lenta, concepto**

La variación de las condiciones en un flujo turbulento con el tiempo dificulta aún más la interpretación del movimiento durante el desarrollo del transitorio [6,8,118,119]. Las condiciones cambian de un punto a otro, y el transitorio puede ser caracterizado por la rapidez de variación de las variables significativas; así, pueden haber transitorios muy rápidos debido a un cambio violento del flujo (por ejemplo por cierre de una válvula de aguja o de compuerta), o bien transitorios lentos, (debido a la operación controlada de una válvula mariposa en forma lenta), haciendo imperceptible la variación del nivel del reservorio o del caudal en el conducto.

Distinguimos entonces los siguientes casos:

- a) Los caudales y presiones presentan variaciones cuasi - estáticas.
  
- b) Si los cambios en los valores de las variables significativas son rápidos pero se desprecian o no se tienen en cuenta los efectos elásticos en el fluido y de la tubería decimos que el modelo es rígido.

c) Si la variación es significativa, de forma tal que se modifican las condiciones de energía almacenada o el comportamiento de las tuberías, el modelo es elástico. Resulta entonces un movimiento transitorio con características rápidas o con efecto de golpe de ariete.

### **II.2.2 Hipótesis de cálculo**

El coeficiente de rozamiento es constante en cada tramo.

No se tienen en cuenta el movimiento del buque ni el de la monoboya, originado por la marea o el viento, como tampoco las cargas resultantes sobre los tramos de material compuesto debido a la presión hidrostática o de desplazamiento. El nivel del depósito de alimentación se mantiene constante y el flujo es permanente.

La deformación elástica de las tuberías está implícita en la ecuación de velocidad de la onda calculada inicialmente para cada tramo. Para el cálculo, la longitud de los tramos se subdivide en forma tal que resulte la longitud de estos proporcional a la velocidad de la onda para un incremento de tiempo mínimo, verificándose la condición de estabilidad.

### II.2.3 Simplificación de las ecuaciones

En general, en los casos reales:  $V \ll a$  [44,53,59,100,107], por lo que los términos convectivos de la aceleración y de la variación de la carga son pequeños comparados con el resto, y pueden despreciarse (Apéndice A.2).

En tal caso, el sistema del modelo elástico simplificado, se escribe:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad (\text{II.3.16})$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} = 0. \quad (\text{II.3.17})$$

Si adicionalmente se asume que las pérdidas son despreciables, en el sistema anterior, luego de derivar las ecuaciones (II.2.8) y (II.2.9) respecto a 't' y 'x' y multiplicarla por el factor 'a<sup>2</sup>' y posteriormente restarlas, se transforma en la conocida y clásica ecuación de ondas unidimensionales:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = 0. \quad (\text{II.3.18})$$

## **II.3 Casos de estudio**

### **II.3.1 Estaciones de embarque de petróleo**

#### **II.3.2.a Estación de embarque sita en Caleta Córdova, Pcia. del Chubut**

El estudio se desarrolla para una estación de embarque de petróleo liviano, por bombeo. En estas instalaciones, el riesgo de presentarse un flujo transitorio es frecuente, debido al cierre rápido de válvulas mariposas instaladas en la estación de entrada y direccionamiento a los distintos tanques del buque o Manifold del buque; o la parada repentina de los equipos de bombeo [96,97].

La instalación consta de un tanque de almacenamiento o depósito de petróleo, ubicado a **58.00m** sobre el nivel del mar costa adentro, del cual, por medio de una cañería de acero cuya longitud es de **1660.00m** y **0.762m** de diámetro, que alimenta a cuatro bombas centrífugas de tres etapas tipo  $VMT - 20KFT + 2H$ , de las que se dispone las curvas características [11,18].

A partir de la estación de bombeo la cañería de acero mantiene el diámetro constante de **0.762m**, con una longitud de **4,858.00m** en gran parte sumergida.

La cañería de acero empalma con una cañería de material compuesto, flexible, de diámetro de **0.5080m** y **216.40m** de longitud, conectada a una monoboya,

y desde ésta hacia el buque se halla un tramo de cañería flexible montada sobre flotadores, por lo cual se considera a nivel del mar.

**Tabla II.1 Caleta Córdova, especificaciones técnicas**

Tramo n <sup>o</sup> n <sup>o</sup> sección	Material	Longitud [m]	Diámetro [m]	Espesor [m]	Velocidad [m s <sup>-1</sup> ]	N <sup>o</sup> de Reynolds
1-50	Acero	4,858.00	0.7620	0.0127	1.846	929,577.0
2-10	Compuesto	233.40	0.508	0.1000	4.192	1.394,138.0
3-4	Compuesto	21.33	0.4060	0.1000	6.553	1.734,048.0
4-2	Compuesto	10.60	0.3040	0.1000	11.643	2.322,671.0

Los dos últimos tramos, cañería flexible de material compuesto de goma tienen diámetros y longitudes de **0.4064m** , **21.33m** y **0.3048m**, **10.60m** respectivamente.

La instalación se completa con válvulas, bridas de empalme, bridas con cambios de sección, codos y curvas.

### **II.3.1.b Estación de embarque sita en Caleta Olivia, Pcia. de Santa Cruz**

El análisis se efectúa con datos de la instalación de una estación de embarque de petróleo del tipo denominado 'liviano', por bombeo. Los flujos transitorios se generan comúnmente en instalaciones de impulsión debido al cierre rápido de válvulas mariposas en el Manifold del buque, o la parada brusca de los equipos

propulsores de las bombas de la estación de bombeo.

La instalación consta de un tanque de almacenamiento de petróleo, a 55.00 m sobre el nivel del mar, una cañería de 820.00 m de longitud y 0.762 m de diámetro, de acero, que alimenta a cuatro bombas centrífugas de tres etapas, tipo *VMT – 20KFT + 2H* [11,18,87,90,99].

De estas bombas se dispone de las curvas características del ensayo de aceptación técnica realizado en banco de pruebas: caudal, potencia y rendimiento para diferentes números de revoluciones por minuto

A partir de la estación de bombeo la cañería de acero mantiene un diámetro de 0.762 m, con una longitud de: 4,858.00 m en gran parte sumergida.

**Tabla II.2 Caleta Olivia, especificaciones técnicas**

Tramo N <sup>o</sup> n <sup>o</sup> sección	Material	Longitud [m]	Diámetro [m]	Espesor [m]	Velocidad [m s <sup>-1</sup> ]	N <sup>o</sup> de Reynolds
1-50	Acero	3,740.00	0.7620	0.0127	1476.8	743,661.6
2-10	Compuesto	216.40	0.508	0.1000	3355.2	852,884.0
3-4	Compuesto	21.33	0.4060	0.1000	5242.4	1.387,238.0
4-2	Compuesto	10.60	0.3040	0.1000	9314.4	1.858,136.8

La cañería de acero empalma con una cañería de material compuesto de tela y goma 0.5080 m de diámetro y 216.40 m de longitud, sujeta con una

monoboya, a los efectos de que la cañería se mantenga ha nivel del mar, hacia el buque.

Los dos últimos tramos de cañería de goma son tienen un diámetro y longitudes de 0.4064 **m** , 21.33 **m** y 0.3048 **m**, 10.60 **m**, respectivamente.

La instalación se completa con válvulas, cambios de sección, bridas, codos de diferentes tipos y curvas.

## **II.4 Modelos matemáticos de los componentes**

En este apartado se detallan los modelos matemáticos que fueron creados para resolver numéricamente los casos planteados.

### **II.4.1 Tuberías**

Estas cañerías son utilizadas en la estación de embarque de petróleo desde la estación de control de entrada del fluido al oleoducto, denominada comúnmente Plem, hasta la estación de control y direccionamiento a los tanques de almacenamiento en el buque o Manifold del buque [9,10,20,30,99].

#### **II.4.1.a Cañería de acero, tubos de dimensión estándar**

Los tramos de tubos que componen el conducto principal son de acero rígido utilizado normalmente en este tipo de instalaciones, según especificaciones técnicas. Basados en el tiempo de instalación y el estado de conservación de la superficie interna se han estimado los coeficiente de rozamiento para los distintos tramos que lo conforman, utilizando el diagrama de Moody.

#### **II.4.1.b Caños flexibles o mangueras de material compuesto**

Estas cañerías son utilizadas en la industria petrolera costa afuera, en aplicaciones de transporte a granel y elevación en general, siendo de un

desarrollo muy reciente en comparación con las cañerías rígidas.

La manguera o tubo flexible es una estructura compuesta: varias capas de diferentes materiales pegados entre sí, conformando una estructura relativamente compleja, y un alma de acero helicoidal. Las características mecánicas son menores que la de los caños de acero rígido [9,10].

El estudio de confiabilidad de estos conductos fue realizado por una empresa privada (Coflexip [10]) como un ente independiente, en forma numérica previa a su manufactura. El algoritmo de cálculo desarrollado y sus resultados fueron verificados y comparados con mediciones recopiladas durante un programa de ensayos [10].

#### **II.4.1.c Análisis de los conductos**

El análisis de la instalación física principal se reduce a cuatro cañerías en serie, de características geométricas variables y especificaciones elásticas diferentes a lo largo de su desarrollo, siendo ambas instalaciones reales semejantes entre sí. En estas condiciones se aplican las consideraciones expuestas para determinar la magnitud de la carga piezométrica en cualquier sección del conducto, y partiendo de hipótesis simplificadoras se substituye el conducto real por un modelo equivalente, para cuantificar los efectos del golpe de ariete [1,5,12,20,27,36-38].

## Determinación de la pérdida de energía

Desde el depósito a la estación de bombas y desde ésta al Manifold del buque considerando las cotas de nivel de la instalación, las pérdidas primarias y secundarias:

$$H_{pérd.} = \sum_{j=1}^{n_{tr}} f_j \left( \frac{L_j}{D_j} \right) \left( \frac{Q^2}{2g A_{transv}^2} \right) + \sum_{j=1}^{n_{tr}} H_{resist.} \quad (\text{II.4.19})$$

La energía resistente de las tuberías se calcula con la línea piezométrica, determinando el punto óptimo de funcionamiento de las bombas en su conjunto. Por ejemplo la ecuación de carga resistente, en el caso de Caleta Córdova, (ver Cap. IV) es:

$$H_{0, resist.} = 43.8042 + 100.3478 Q^2, \quad (\text{II.4.20})$$

además de la hipótesis referentes a la energía cinética antes considerada y según la teoría de la columna elástica, se supone que el tiempo de traslación de la onda de presión para el flujo transitorio es el mismo para los conductos físicos existentes y equivalente. Resultan entonces la velocidad del flujo equivalente y la velocidad de la onda en el conducto equivalente.

Una vez obtenidos los valores de ' $V_{equiv.}$ ' y ' $a_{equiv.}$ ' se puede definir el parámetro ' $2\varepsilon^*$ ', ecuación (A.4.3), como:

$$2 \varepsilon^* = \frac{a_{equiv.} V_{equiv.}}{g H_0} \quad (II.4.21)$$

y un valor del período de tiempo equivalente:

$$t_{equiv.} = 2 a_{equiv.}^{-1} \sum_{tr=1}^{n_{tr}} L_{tr} \quad (II.4.22)$$

Estas ecuaciones permiten el análisis del conducto equivalente, utilizando las ecuaciones de Allievi [ ]. (Ver Apéndice A.4).

## II.4.2 Válvulas de operación y alivio en el buque

### II.4.2.1 Válvulas Mariposas

#### II.4.2.1.1 Desplazamiento continuo

Las válvulas de mariposa son uno de los tipos más antiguos todavía en uso. Actualmente se ha ampliado su aplicación a servicios donde la caída de presión es significativa y existen requerimientos de cierre hermético. Tienen la ventaja de gran capacidad de flujo y auto limpieza. En esencia consiste en un disco, un eje, cuerpo con empaquetadura y cojinete para el sellado, y el soporte [21,48]. El diseño del disco es de fundamental importancia ya que la posición del eje respecto al disco, (central o desplazada) define la característica del servicio (pesado, medio o liviano), determinando la caída de presión [84,88]. También define la característica de la válvula, la dimensión o espesor y forma del disco; elíptico o circular, en el caso de un valor importante de caída de

presión, la necesidad de manejar una mayor torsión define un mayor diámetro del eje y consecuentemente un incremento del espesor del disco, con lo cual disminuye la sección de paso [16,21,29,78].

#### II.4.2.1.2 Válvula mariposa con desplazamiento discreto

En este caso particular la ley de cierre es función de la posición que toma sucesivamente el disco, con lo cual varía el coeficiente de descarga. El coeficiente se determina en forma inversa a la variación porcentual del área, de manera tal que para un 90 % abierto el disco el coeficiente es el correspondiente a la sección libre. El extremo opuesto correspondería a un coeficiente prácticamente nulo para un tiempo de operación próximo al de corte calculado o de flujo nulo.

$$C_{desc.} = C_{orif.} (i) + [t - (i-1)t_c] \left[ C_{orif.} (i-1) - C_{orif.} (i) \right] t_c^{-1}, \quad (II.4.23)$$

definiéndose para el contador 'i' la siguiente expresión:

$$i = 1 + \text{int} \left( \frac{t}{t_c} \right). \quad (II.4.24)$$

#### II.4.2.2 Leyes de cierre de válvulas

La expresión matemática del tiempo de cierre en función del tiempo de

operación  $\tau(t)$  para los distintos tipos de válvulas se obtuvo a partir de ábacos y tablas con datos experimentales obtenidos por los fabricantes de las válvulas, en función de la pérdida de energía, ajustando los datos con funciones exponenciales y polinomios cúbicos, según corresponda. La Ley general en el primer caso, es del tipo  $\tau(t) = A e^{-bt}$ , resultando en el segundo caso  $\tau(t) = A + Bt + Ct^2 + Dt^3$  para los diferentes rangos de aplicación [1,13,16,27].

### II.4.2.3 Válvula mariposa con desplazamiento variado: discreto o continuo

II.4.2.3.1a Servicio pesado:

$$\tau_{marip_1}(t) = 1.112471 e^{-0.5825218 t}, \quad (\text{II.4.25})$$

para  $0 \leq t \leq 6$  s .

II.4.2.3.1b Servicio liviano:

$$\tau_{marip_3}(t) = 0.9966093 e^{-0.2860013 t}, \quad (\text{II.4.26})$$

para  $0 \leq t \leq 13$  s .

II.4.2.3.1c Servicio medio:

$$\tau_{marip_2}(t) = 0.5894128 e^{-0.283611 t}, \quad (\text{II.4.29})$$

para  $0 \leq t \leq 9$  s .

#### II.4.2.3.2 Válvulas del tipo: esclusa, globo, aguja y retención.

##### II.4.2.3.2a Válvula esclusa o de compuerta

$$\tau_{escl_1}(t) = 0.8039146 e^{-0.6283788 t}, \quad (\text{II.4.30})$$

para  $0 \leq t \leq 5$  s; también,

$$\tau_{escl_2}(t) = 0.9828589 e^{-0.5715366 t}, \quad (\text{II.4.31})$$

para  $0 \leq t \leq 6$  s; y

$$\tau_{escl_3}(t) = 0.8123033 e^{-0.1955572 t}, \quad (\text{II.3.32})$$

para  $0 \leq t \leq 10$  s.

##### II.4.2.3.2b Válvulas esféricas o globo

$$\tau_{esf_1}(t) = 0.8410592 e^{-0.207167 t},$$

para  $0 \leq t \leq 9$  s; también, (II.3.33)

$$\tau_{esf_2}(t) = 0.4646169 e^{-0.3099392 t}, \quad (\text{II.3.34})$$

para  $0 \leq t \leq 12$  s; y

$$\tau_{esf_3}(t) = 0.8563086 e^{-0.6127036 t}, \quad (\text{II.4.35})$$

para  $0 \leq t \leq 6$  s ; y

$$\tau_{esf_4}(t) = 0.4174875 e^{-0.7194395 t}, \quad (\text{II.4.36})$$

para  $0 \leq t \leq 12$  s .

#### II.4.2.3.2c Válvula de aguja

$$\tau_{aguja}(t) = 0.9640211 + 0.03613218 t - 0.0131396 t^2 + 0.0004732432 t^3,$$

para  $0 \leq t \leq 16$  s . (II.4.37)

#### II.4.2.3.2d Válvula de retención

$$\tau_{retenc.}(t) = 1.132668 - 0.1096439 t + 0.002644 t^2 - 0.000003772 t^3,$$

para  $0 \leq t \leq 16$  s . (II.4.38)

### II.4.3 Válvulas de operación y alivio en el oleoducto

El factor económico es determinante en el costo de la instalación; debido a ello se recurre a las válvulas de alivio de presión que evitan la sobre-presión no deseada en el equipo y tuberías de procesos, para evitar la rotura de las mismas por golpe de ariete.

Estas válvulas funcionan automáticamente a una presión predeterminada para

descargar el fluido por medio de una tubería de bifurcación y reducir la sobre-presión en la línea principal o tubería maestra.

Las válvulas de descarga empiezan a abrir cuando la presión interna llega al valor de la presión graduada, y están calibradas para cerrar cuando la presión excede desde el 10 hasta un 33 por ciento la presión de servicio. En el caso de la válvula de pétalos varía la presión de calibración de acuerdo al tipo de construcción: simple o doble cierre; en este último caso, almacena parte del fluido entre ambas secciones de cierre, evitando el derrame en el medio ambiente. En este trabajo se analiza la incidencia o efecto de la instalación de dos válvulas de alivio de presión, ubicadas convenientemente y en serie con la tubería maestra o principal. Las válvulas se denominan de seguridad compensada y válvula de ruptura o de corte [16,29,48,68,69,78].

#### **II.4.3.1 Válvula de ruptura o de corte**

El flujo a régimen permanente a través de una válvula es considerado como el flujo pasante por un orificio donde las características de la válvula están evaluadas en el coeficiente de descarga y el área de cierre de la misma en función del tiempo, cuando es superada la carga de seguridad. En este trabajo se ha adoptado la siguiente ley de cierre, de acuerdo al fabricante [16,19,28,45]:

$$A_i(t) = 0.1297 + 0.00649 t \quad , \quad (\text{II.4.39})$$

para  $0 \leq t \leq 1 \text{ s}$ ; y

$$A_t(t) = 0.06933 + 0.004333 t , \quad (\text{II.4.40})$$

para  $1 < t \leq 16$  s .

#### II.4.3.2 Válvula de seguridad calibrada

La ecuación que vincula la carga en función del caudal permitido por la sección útil de la válvula según el rango de operación, se obtuvo a partir de datos disponibles en ábacos y tablas con las características de las válvulas dadas por el fabricante, y en función de la pérdida de energía se ajustaron los coeficientes de la función lineal adoptada [29,31].

La ley de descarga de la válvula es la siguiente:

$$H = -7.209297 + 2.302326 Q , \quad (\text{II.4.41})$$

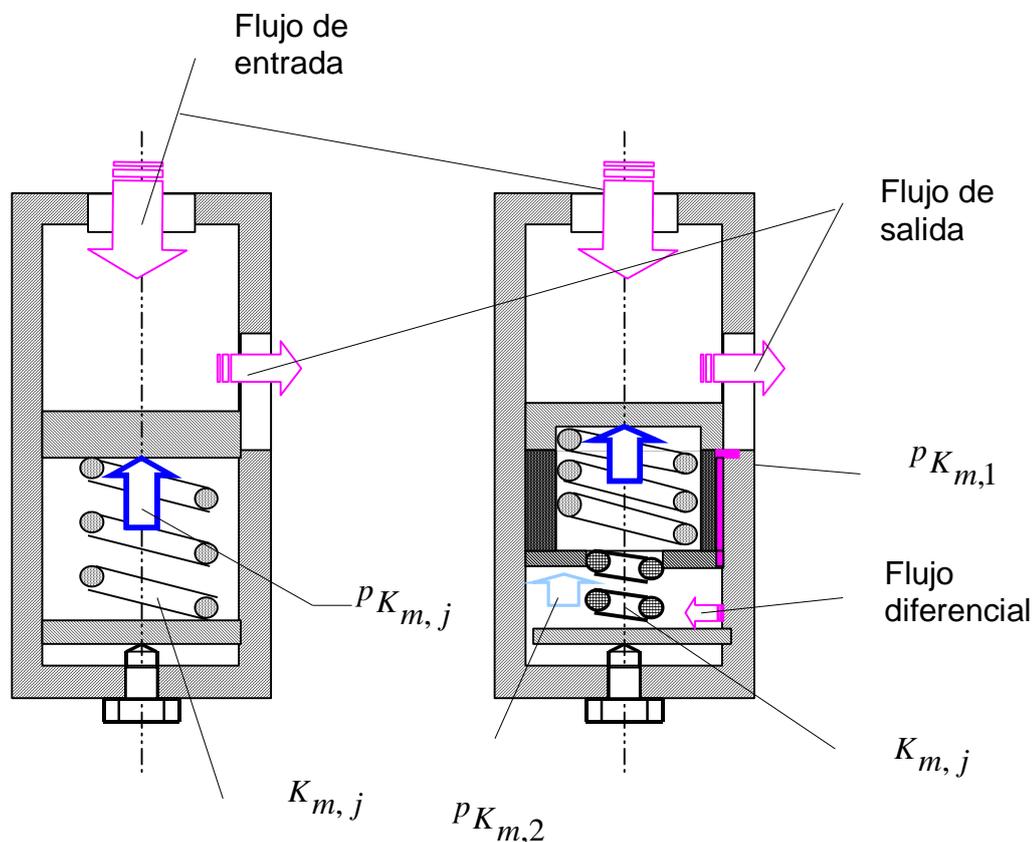
para un rango de caudal de:  $4 \leq Q \leq 90 \text{ l s}^{-1}$ , la carga en metros de columna de petróleo resultante, varía de:  $2 \leq H \leq 200 \text{ mcp}$  .

$$H = -12.6720 + 0.78166 Q , \quad (\text{II.4.42})$$

para un rango del caudal:  $20 \leq Q \leq 400 \text{ l s}^{-1}$ , la carga resultante varía de:  $3 \leq H \leq 300 \text{ mcp}$  .

#### II.4.3.3 Tipos de válvulas de alivio, con derivación

Los tipos de válvulas de alivio con derivación de flujo que generalmente se encuentran son dos: las compensadas y las no compensadas. Se instalan en aquellos puntos intermedios de la línea principal en los que se considere necesario, y a la salida del grupo bomba – motor. En el caso de que existan puntos del perfil de la instalación con cotas inferiores a la de la estación de bombeo, podrá considerarse la posibilidad de instalar válvulas de alivio con dispositivos de regulación especiales.



**Figura II.2** Tipos de válvulas de alivio:

a) no compensada, b) compensada.

El principio de funcionamiento de la válvula de alivio compensada, aunque

similar al de la no compensada, presenta una serie de particularidades que las hacen totalmente distintas [16,28]; ver Apéndice A.5 .

#### II.4.3.3.1 Válvula de alivio compensada

La válvula de alivio compensada presenta un comando adicional, con el objeto de que en cuanto se alcance la presión de calibrado ' $p_{calibr}$ ' que vence el resorte o muelle ' $k_{m_1}$ ', la apertura de la sección de paso de la misma sea total, por lo tanto la constante elástica del muelle ' $k_{m_2}$ ', que da lugar a la apertura definitiva, es pequeña en comparación con la del muelle ' $k_{m_1}$ ', ver la Figura II.2.b). La fuerza que actúa sobre el resorte de constante ' $k_{m_2}$ ' tiene su origen en la pérdida de carga a la que da lugar el caudal remanente, al alcanzarse la presión de calibrado (o tarado) ' $p_{calibr}$ ' y comprimirse el muelle de constante elástica ' $k_{m_1}$ '.

$$Q = 0 , \text{ para } p \geq p_{calibr} ; \quad (II.4.43)$$

$$Q = K^* \sqrt{p} , \text{ para } p \geq p_{k_{m_j}} . \quad (II.4.44)$$

#### II.4.3.3.2 Válvulas de alivio no compensada

En el caso de válvulas de alivio no compensada, el principio de funcionamiento es sencillo. Tal y como puede observarse en la Figura II.2.a), hasta que no se

alcance la presión de calibrado ' $p_{calibr}$ ' el muelle no cederá, permaneciendo cerrada. A medida que la presión aumente la sección de paso irá aumentando hasta llegar a la plena apertura de la válvula.

En las válvulas de alivio no compensadas cabe distinguir dos señales de presión, a saber: ' $p_{calibr}$ ' y ' $p_{aper.}$ ', presión de calibrado y de máxima apertura, respectivamente. El caudal a través de la válvula, ' $Q$ ', estará dado por:

$$Q = 0 \text{ para } p < p_{calibr} . \quad (\text{II.4.48})$$

Para presiones inferiores a la de calibrado, en la práctica de 'tarado de la válvula', la respuesta de la instalación respecto a la válvula de alivio, es como si no existiera; solo la pérdida de energía implícita. No obstante, la respuesta de la válvula es inmediata para valores de la presión superiores ' $p_{k_m}$ ' a la de tarado [1,16,21,29,37,48].

$$Q = K(p - p_{calibr})\sqrt{p} , \text{ para } p_{calibr} \leq p < p_{k_m} . \quad (\text{II.4.49})$$

El límite superior o rango de funcionamiento corresponde a la carga alcanzada por la fuerza actuando sobre el resorte o muelle de constante elástica ' $p_{k_m}$ '.

El sistema de ecuaciones que intervienen en el cálculo de la presión y del caudal, en resumen, esta dado por:

- La ecuación de continuidad en la unión de la válvula de alivio con la conducción.
- Las ecuaciones de repuesta de la válvula de alivio no compensada o ley de

cierre.

- Las ecuaciones con las condiciones de contorno.

#### **II.4.4 Válvulas de regulación instaladas costa afuera**

Se define comúnmente a la zona de costa afuera en el litoral marítimo, a las partes del oleoducto, generalmente constituido por mangueras de material compuesto y las monoboyas de amarre, que se encuentren sobre el talud marino, semi sumergidos o flotando sobre el mar respectivamente permitiendo el acoplamiento con la válvula ubicada en el PLEM del buque tanque. Debido a las características físicas de la cañería flexible, resulta una zona crítica de la instalación durante la operación de bombeo en condiciones límites.

La instalación de válvulas de regulación con derivación y recientemente las del tipo de ruptura (cierre simple) o de pétalos (doble cierre) instaladas en línea costa afuera, ofrecen no solo protección a la instalación en su conjunto sino también del ecosistema [10,19,31,84,88,92,93].

##### **II.4.4.1 Válvula tipo pétalos**

En el caso particular de la válvula de pétalos [19] de doble corte sin bifurcación, la sección transversal varía en función del tiempo (ambas caras o discos, conformada por pétalos), cuando es accionada por efecto del flujo una vez superada la presión de calibración (ver Figura IV.12). El caudal se modela como:

$$Q_{orif.} = (C_{desc.} A_{valv.})_{orif.} \sqrt{2g H_{orif.}} \quad (II.4.50)$$

La disminución de la sección ' $A_{valv.}$ ' incide en el coeficiente de descarga ' $C_{desc.}$ ', a su vez, ambos conforman el coeficiente de descarga del orificio resultante o Ley de descarga que regula el flujo.

#### II.4.4.2 Válvula de ruptura (cierre simple)

Comúnmente se definen las válvulas, para el cierre simple o una sola sección de corte del flujo, por medio de la Ley de descarga; cuya característica es la variación lineal de la sección transversal con el tiempo, ' $A_{transv}^{rupt.}(t)$ '. El modelado de la sección se realiza mediante la siguiente expresión

$$A_{transv.}^{rupt.}(t) = cte1^* + cte2^* t, \quad (II.4.51)$$

donde las constantes ' $cte1^*$ ' y ' $cte2^*$ ' se obtienen de ábacos, gráficos o tablas, para el rango de funcionamiento sugerido, siendo suministradas por los fabricantes de las válvulas [1,28].

#### II.4.4.3 Válvula de regulación con derivación

En las válvulas de regulación con derivación, una vez superada la presión de calibración, comienza a derivarse el flujo hacia la bifurcación. La sección

transversal (orificio) de paso es función del tiempo, y el progresivo aumento de la sección de paso incide en el coeficiente de descarga, definiendo la Ley de descarga que regula el pasaje del flujo.

Deben además agregarse en el análisis las condiciones o características físicas de la tubería a la salida de ésta, es decir la carga y sección transversal de la bifurcación.

#### **II.4.4.3a Válvula compensada**

Este tipo de válvula está comandada por un solo resorte o muelle que define la presión de calibración en la línea.

#### **II.4.4.3b Válvula no compensada**

Este tipo de válvula está comandada por una relación de cargas resultantes de resortes o muelles, y el pasaje de parte del fluido por un orificio calibrado, que define la presión de calibración final en la línea.

La ecuación del caudal es función de la carga diferencial actuando en el orificio de descarga, por lo que la ecuación para el modelado del caudal, del tipo no lineal, resulta:

$$Q_{desc.}^{comp.} = cte1 + cte2 H_{trab.}^{comp.}, \quad (II.4.52)$$

donde las constantes ' $cte1$ ' y ' $cte2$ ' se obtienen de ábacos o gráficos, para el rango de funcionamiento sugerido, siendo suministradas por los fabricantes de las válvulas.

## **II.5 Estación de bombeo**

La impulsión de un fluido desde una cota inferior a una superior, o desde una cota elevada respecto al Datum, en el cual el fluido debe vencer la resistencia al avance debido a las pérdidas primarias y secundarias de la instalación (rozamiento, longitud de la tubería, estado de su superficie, condiciones del fluido, etc.); es una exigencia que en la práctica se requiere con asiduidad en instalaciones de oleoductos en general.

La necesidad de disponer de caudales y potencias suficientes para obtener la impulsión hace de que estos dispositivos motor - bomba se instalen en paralelo conformando grupos, denominándolas estaciones de bombeo [1,6,9,23].

En consecuencia, en el análisis de los sistemas de impulsión y su correcto diseño resulta ser de vital importancia determinar la incidencia de los transitorios generados tanto en el arranque como en la parada, en especial ésta última, si no es programada. La provisión de dispositivos de control para prever los transitorios generados debido a éstas circunstancias tiene por objeto la protección del motor de arrastre, dado que al fallar la bomba se tendría la

inversión del flujo del fluido ocasionando nuevas condiciones de funcionamiento para el grupo [18,36,50,71,84,85,93].

Otras causas de estos imprevistos en la operación normal serían maniobras y cambio de posición en la manivela de las válvulas y/o variación del punto de funcionamiento de las bombas, falla del suministro de energía al motor de accionamiento, (asociando a esta causa la oscilación del cierre de válvula de seguridad instalada al efecto en el grupo o estación de bombeo), con lo cual el transitorio podría incrementarse.

Del análisis, surge que estas instancias pueden clasificarse en externas controlables o incontroladas.

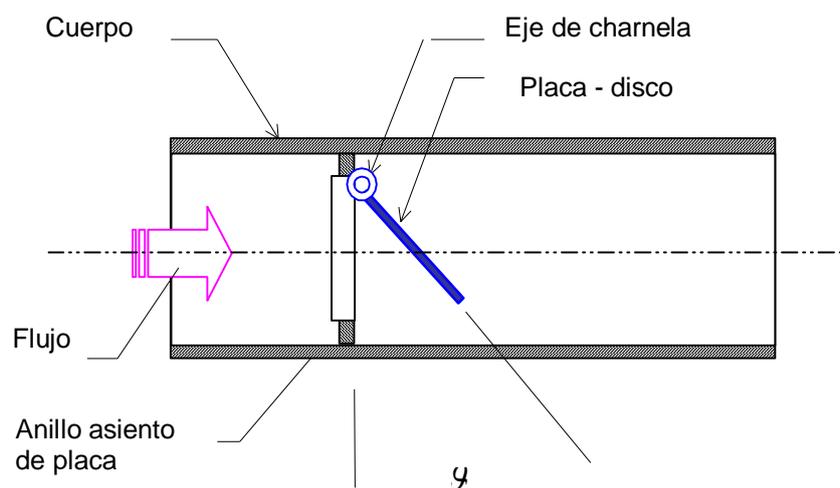
Las bombas son del tipo centrífugo, con diferentes características de los rodets y cantidad de estos montadas en serie en el eje, conformando la masa giratoria de la bomba en su conjunto. La conexión entre los grupos es mediante una red, con una tubería principal de succión y otra para la salida, instalándose, de acuerdo al diseño, dispositivos de corte en cada rama de la red o en los tramos colectores.

### **II.5.1 Válvula de seguridad**

Son válvulas de alivio de presión en el sistema o red de la estación de bombeo, las que también se las conoce como válvulas de seguridad; son un tipo de

dispositivos sin derivación del flujo, que permiten neutralizar con gran eficacia la sobrepresión. Estas no ejercen control en el flujo para limitar o reducir las depresiones, a diferencia de los dispositivos llamados ventosas, o válvulas bidireccionales, que limitan la caída de presión que puede llegar a producirse inmediatamente después del fallo del grupo bomba-motor. Las válvulas de alivio permiten controlar la presión máxima que puede llegar a alcanzarse en fases siguientes del transitorio [29,31,37].

Existe gran variedad de diseños de válvulas de alivio, desde las más sencillas de resorte o muelle (concéntrico al eje de charnela), o también denominadas de alivio contrapesadas hasta válvulas con complejos comandos y posibilidades de regulación (sistemas de palancas con contrapesos, externas, montadas en el eje) . La válvula de alivio de resorte, Figura II.3, es relativamente económica y segura [1,28,36,71].



**Figura II.3** Esquema de válvula en línea, tipo clapeta, con resorte antagónico  
Normalmente es accionado el disco de cierre cuando la presión en la impulsión

alcanza entre un 10 y 20 por ciento por sobre la presión de régimen. Los problemas que presentan este tipo de válvulas de alivio son, por un lado el ruido de la válvula y por otro la posibilidad de generar un nuevo transitorio en la tubería cuando la válvula se cierra.

El ruido, golpes intermitentes o 'clapeteo' de la válvula de alivio, es debido al comportamiento dinámico, consistente en que el disco abre y cierra permanentemente, produciéndose pulsos de descarga del flujo a través de la misma. Este ruido se puede evitar o disminuir utilizando dispositivos que permiten el cierre del disco a una presión inferior a la que abre, regulando el flujo a través del orificio resultante.

Por otra parte, la generación de nuevos transitorios debido al cierre de la válvula de alivio se controlan utilizando válvulas que dispongan de algún tipo de mecanismo de control para el cierre.

En las válvulas de alivio, el agregado de dispositivos de accionamiento, control y regulación aumenta la inercia de sus partes móviles, convirtiéndose en válvulas cuya respuesta a la onda de presión es más lenta.

En el supuesto de que la importancia de la instalación o el requerimiento de la estación de bombeo aconseje el montaje de más de una válvula, (con el objeto de evacuar con eficacia la totalidad del caudal necesario), éstas deben entrar en funcionamiento de manera escalonada, y ello se conseguirá calibrando los

resortes-muelles de una manera progresiva, con el fin de minimizar la depresión a que diera lugar la apertura de estas y la consiguiente introducción de nuevas perturbaciones, (ver Apéndice A.13).

### **II.5.2 Bombas funcionando en paralelo**

El servicio puede garantizarse mediante la progresiva entrada de distintos grupos motor-bomba, consiguiendo mantener el rendimiento del conjunto dentro de márgenes aceptables. La utilización de una sola bomba para satisfacer una amplia gama de consumos sería factible, pero a costa de trabajar con rendimientos bajos, (ver Apéndice A.8).

La obtención de la curva motriz global de un sistema de bombas acopladas en paralelo, se logra al sumar los caudales para una misma altura, lo que da lugar a curvas en el plano:  $(Q, H)$ .

#### **II.5.2.a Curvas características de las bombas**

Para modelar bombas centrífugas se proponen polinomios de segundo grado, en general, el orden de los polinomios de ajuste en función del caudal, puede ser mayor, consiguiendo con ello una mejora en la bondad del ajuste, siempre y cuando se disponga de una amplia base de datos experimentales con un coeficiente de regresión, dispersión y desviación dentro de valores tolerados [1,12,13,27]. Este procedimiento se justifica en el caso de bombas de tipo

mixto, axial y con rodetes especiales. No obstante, la elevación del grado del polinomio presenta serios inconvenientes, como una mayor incertidumbre en el valor de los coeficientes y un error mayor en la extrapolación. Estas desventajas se acrecientan cuando se dispone de pocos puntos de ensayo y pertenecientes a un rango relativamente estrecho entorno al punto óptimo, situación bastante frecuente [33,34,71].

Así pues, para resolver este problema, se opta generalmente por una solución de compromiso intermedia, consistente en ajustar los valores correspondientes a los puntos del ensayo de la bomba, proporcionados por el fabricante, a un polinomio de segundo orden, ecuación (II.5.53), tanto en la curva altura de carga ' $H$ '- caudal, como en la de rendimiento ' $\eta$ ' - caudal, resultando:

$$H = a + b Q + c Q^2, \quad (\text{II.5.53})$$

para el flujo suministrado  $Q > 0$  y condición de giro del eje:  $n = n_0$  ; siendo ' $a, b$  y  $c$ ' constantes de la bomba, las que se determinan mediante una regresión de tipo parabólico de los datos de ensayo en régimen de carga nominal.

Las curvas en el plano ' $(Q, H)$ ' de rendimiento, velocidad de giro y potencia son proporcionadas por el fabricante de las bombas.

Esta propuesta resulta ser suficiente para los fines perseguidos en el análisis

de los transitorios hidráulicos producidos en un sistema que incluye bombas.

Así mismo, para la operación de ' $N_b$ ' equipos en paralelo iguales, de la ecuación anterior se deduce fácilmente

$$H = a + \frac{b}{N_b} Q + \frac{c}{N_b^2} Q^2 \quad (\text{II.5.54})$$

La determinación de los coeficientes de la ecuación (II.5.53) se lleva a cabo mediante el ajuste numérico, por ejemplo, por el método de los mínimos cuadrados.

Por otra parte, teniendo presente la Ley de semejanza de turbo máquinas, (ver Apéndice A.6), resultan las siguientes ecuaciones:

$$\alpha_i^2 = \frac{H_i}{H}, \quad \text{y} \quad \alpha_i = \frac{Q_i}{Q}. \quad (\text{II.5.55})$$

Reemplazando en la ecuación (II.3.57) y ordenando, obtenemos:

$$H_i = a \alpha_i^2 + \frac{b}{N_b} \alpha_i Q_i + \frac{c}{N_b^2} Q_i^2. \quad (\text{II.5.56})$$

Introduciendo los parámetros adimensionales:

$$h_i = \frac{H_i}{H_{0, trab.}} \quad y \quad v_i = \frac{Q_i}{N_b Q_0}, \quad (\text{II.5.57})$$

donde ' $Q_0$ ' es el caudal suministrado por las tres bombas y ' $H_{0, trab.}$ ' la carga normal de operación, la ecuación (II.5.56) adquiere la forma polinomial característica [12,27,31,36]:

$$h_i = A_b \alpha_i^2 + B_b \alpha_i v_i + C_b v_i^2, \quad (\text{II.5.58})$$

para  $\alpha_i > 0, v_i \geq 0$ .

## **Capítulo III**

### ***Método Numérico***

#### **III.1 Método de las Características (MOC)**

##### **III.1.1 Introducción:**

Las ecuaciones que describen el flujo en estado transitorio en conductos cerrados son ecuaciones diferenciales en derivadas parciales e hiperbólicas, resultantes de la aplicación de las ecuaciones de continuidad y de movimiento con las correspondientes condiciones de borde. El método de las características utilizado para resolver las ecuaciones es estable por tramos; dadas las condiciones del problema se extiende la convergencia del método aplicando el criterio de estabilidad. El esquema se aplica no sólo durante el desarrollo del transitorio en las cañerías sino también en el análisis de plantas de bombeo y válvulas instaladas, partiendo de las condiciones de flujo permanente que se tiene en la instalación, cuando las bombas impulsan el fluido en condiciones normales de operación.

También se modelan utilizando el método de las características las válvulas de regulación y control del tipo compensada y no compensada, de seguridad del tipo de pétalos o 'marine breakaway coupling' y otras de uso más general, como ser de ruptura, las que se instalan en una posición intermedia del sistema de impulsión; o en el extremo de la conducción hidráulica, como lo son las del

tipo mariposa o de esclusa.

Para hallar las ecuaciones que representen el movimiento y condiciones físicas seguiremos el método general propuesto inicialmente por Lister según se indica en la literatura especializada y luego adoptado por Streeter y Wylie et al. [43].

### III.1.2 Ecuaciones características

Para facilitar la discusión, reproducimos las ecuaciones de dinámica y continuidad, en la forma de operadores diferenciales lineales de primer orden, ecuaciones (II.2.8) y (II.2.9), expresadas en función del caudal y la carga, respectivamente:

$$L_1 \equiv \frac{\partial Q}{\partial t} + g A \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0, \quad (\text{III.1.1})$$

$$L_2 \equiv a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + g A \frac{\partial H}{\partial t} = 0. \quad (\text{III.1.2})$$

Las ecuaciones definidas por  $L_1$  y  $L_2$  tienen dos incógnitas, que combinamos con un multiplicador desconocido, resultando:

$$L = L_1 + \lambda L_2. \quad (\text{III.1.3})$$

Para los valores reales de ' $\lambda$ ' se obtienen dos ecuaciones en función del caudal y la carga: ' $Q$ ' y ' $H$ ', que conllevan toda la información de las ecuaciones originales ' $L_1$ ' y ' $L_2$ '.

Es posible simplificar aún más las ecuaciones si se calcula el o los valores

particulares de '  $\lambda$  ', que satisfagan al sistema (III.1.1) y (III.1.2); en la ecuación de '  $L$  ', tendremos:

$$\left( \frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda g A \left( \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0. \quad (\text{III.1.4})$$

Si  $H = H(x,t)$  y  $Q = Q(x,t)$  son soluciones de las ecuaciones indicadas precedentemente, entonces las derivadas totales se pueden escribir:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt}, \quad (\text{III.1.5})$$

y

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (\text{III.1.6})$$

El multiplicador '  $\lambda$  ', (ver Apéndice A.2.1.), es definido como:

$$\frac{dx}{dt} = \lambda a^2, \quad (\text{III.1.7})$$

o también, en una forma más conveniente, como:

$$\lambda = \pm \frac{1}{a}, \quad (\text{III.1.8})$$

y utilizando las ecuaciones (III.1.5) y (III.1.6), en la ecuación (III.1.4) resultan dos ecuaciones de acuerdo al valor positivo o negativo del multiplicador, a saber:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0, \quad (\text{III.1.9})$$

si la pendiente es positiva

$$\frac{dx}{dt} = a, \quad (\text{III.1.10})$$

y

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0, \quad (\text{III.1.11})$$

si la pendiente es negativa

$$\frac{dx}{dt} = -a. \quad (\text{III.1.12})$$

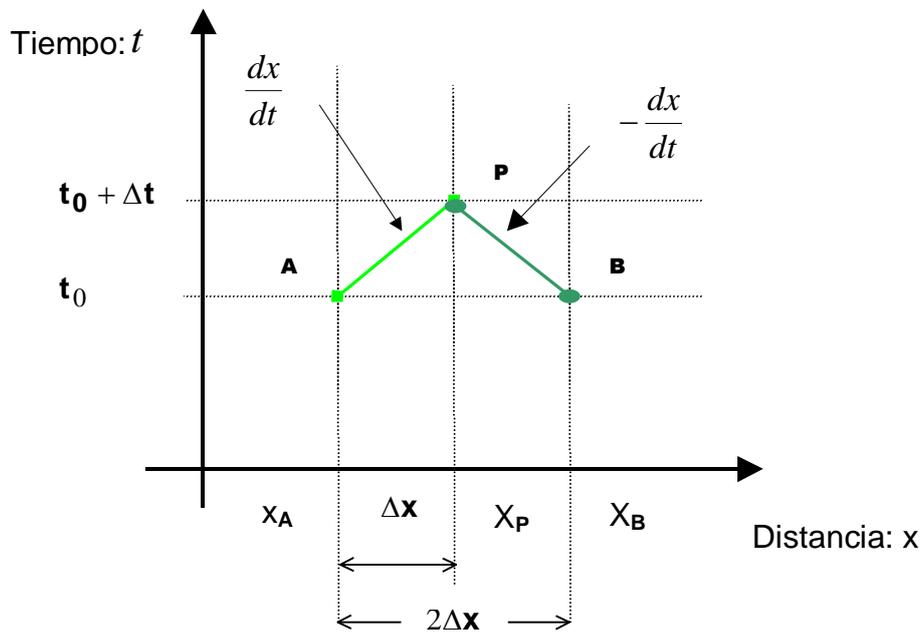
Ambas ecuaciones son válidas al satisfacerse la condición del autovalor  $\lambda$ .

Como resultante de las relaciones halladas por la ecuación (III.1.8), las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, se convierten en ecuaciones diferenciales ordinarias en la variable independiente 't'.

Como resultante de la transformación en el plano  $(x, t)$ , las ecuaciones (III.1.10) y (III.1.12) representan dos líneas rectas con pendiente:  $\pm \frac{1}{a}$ , denominadas líneas características.

Matemáticamente estas líneas dividen el plano  $(x, t)$  en dos regiones que son dominadas por diferentes tipos de soluciones y de influencia, además de la

indeterminación o discontinuidad de la solución a lo largo de estas curvas.



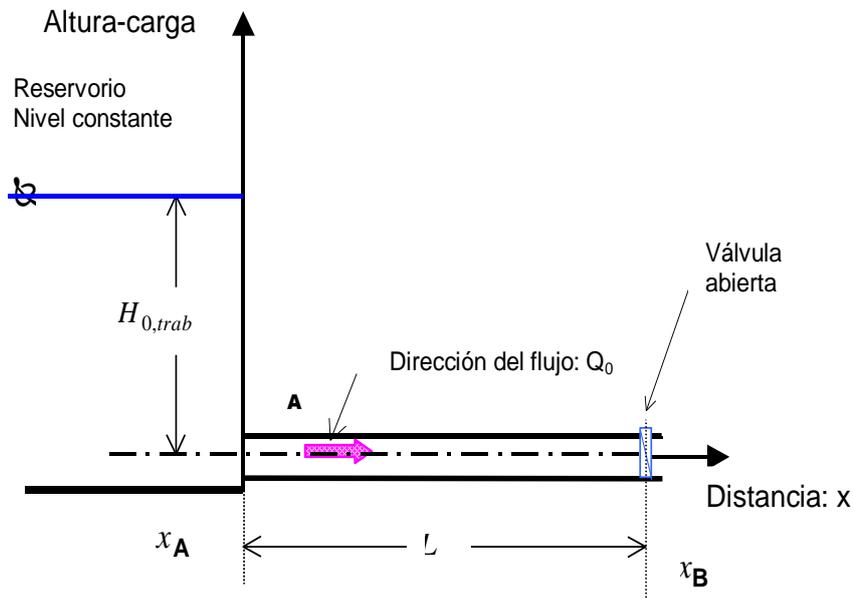
**Figura III.1** Líneas características en el plano ' $(x, t)$ '

La perturbación en el punto '**A**', perteneciente a la sección ubicada en la posición:  $x_A$  en el tiempo ' $t_0$ ' llegaría al punto '**P**', posición:  $x_P$  después de transcurrido el tiempo ' $\Delta t$ ', (Figura III.1).

El significado físico de las curvas características en el plano  $(x, t)$  se evidencia al analizar el movimiento en una cañería simple, como se representa en la Figura III.2, donde la perturbación físicamente esta representada por la onda que se desplaza a la velocidad ' $a$ ' desde el punto de inicio de la señal de cierre de la válvula, partiendo en dirección corriente arriba, y rebotando en la masa del mismo fluido contenido por el recipiente, en dirección corriente abajo.

Simultáneamente parte otra onda en dirección contraria, continuando el

fenómeno sucesivamente. (Ver Apéndice A.3.c.).



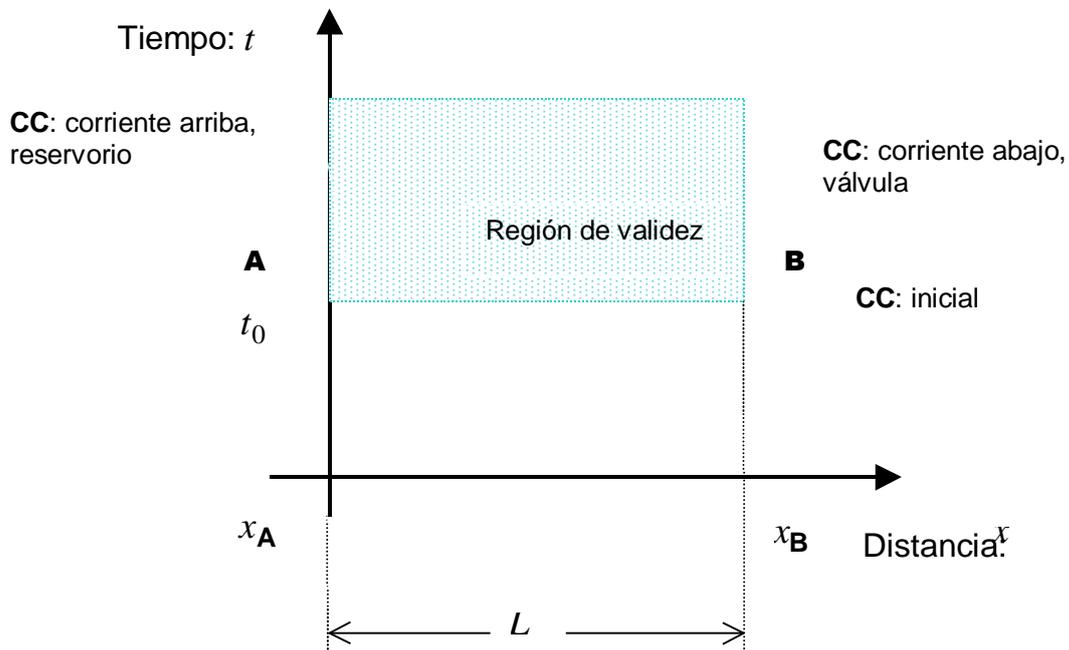
**Figura III.2** Esquema de depósito y cañería simple

En el extremo izquierdo de la tubería, posición  $x_A$ , en coincidencia con la instalación sugerida consideramos que hay un depósito de carga constante, y una válvula en el extremo inferior derecho de la cañería (en el gráfico), o corriente abajo, en correspondencia con la posición  $x_B$ .

Las condición de flujo transitorio ocurre con la señal generada al cerrar la válvula instantáneamente, reduciendo el flujo a través de la válvula en un corto tiempo a cero. Inicialmente para  $t_0 = 0$ , el flujo es permanente en la cañería.

Las posiciones:  $x_A$  y  $x_B$ , coinciden con la sección de salida desde el depósito y la del válvula, respectivamente. Los puntos 'A' y 'B' se denominan condiciones de borde, y en este caso particular, coinciden con los extremos de

la tubería física:  $x_A = 0$  y  $x_B = L$ , como se representa en la Figura III.3.

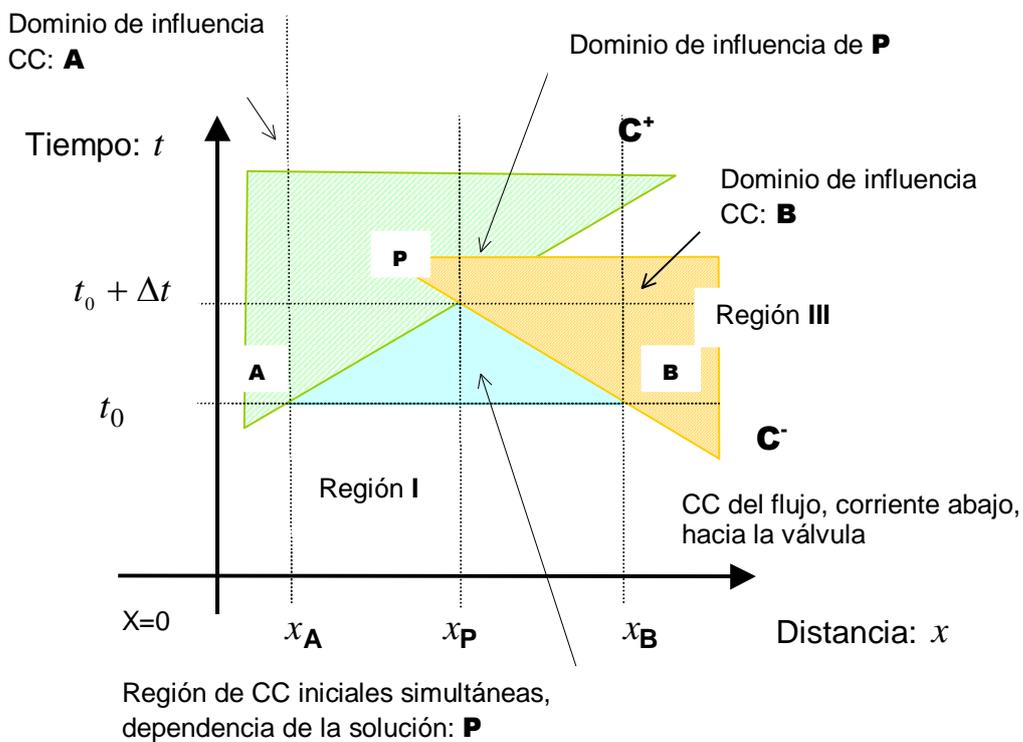


**Figura III.3** Región de cálculo para una cañería simple

Las ecuaciones de compatibilidad (III.1.9) y (III.1.11) son válidas entre los límites acotados según se especificó, a lo largo de la longitud de la cañería.

El fenómeno, físicamente resulta en un aumento de la carga en la válvula, generándose una onda de presión que se desplaza en la dirección corriente arriba en el seno del fluido; representado por el trazo de la línea '**BP**', en el plano  $(x, t)$  (ver Figura III.4), también denominada curva característica negativa. Esta discontinuidad en el plano define claramente la Región I con las condiciones iniciales y la Región II, donde ocurre la señal establecida corriente abajo; es decir la curva característica '**BP**' trazada separa el plano con dos tipos de soluciones, debido a la señal introducida por la válvula.

Transcurrido un breve tiempo, la excitación se refleja en el punto extremo izquierdo donde se halla el depósito 'A'. La línea característica 'AP' que representa los puntos en el plano de la discontinuidad con la información de la condición de borde en 'A', separa las regiones con influencia de las condiciones de borde de corriente arriba (Región III) e iniciales (Región I). En la Figura III.4. se esquematizan las regiones en el plano  $(x, t)$ , quedando en evidencia las líneas rectas o curvas características que representan a las perturbaciones iniciadas en distintos puntos a lo largo del sistema.



**Figura III.4** Efecto de la señal en el flujo

Para resolver las ecuaciones (III.1.9) a (III.1.11), en general, se propone el esquema en diferencias finitas 'FDM' o técnica de primer orden, desarrollada

por V. L. Streeter y E. B. Wylie et al.[42,106]. Es Evangelisti [15] quien sugiere un método predictor-corrector para resolver el problema en una tubería simple; y Mary Lister [39] quien utiliza ambos esquemas: de primer y segundo orden en diferencias finitas con el objeto de encontrar la solución. Esta última técnica, condicionalmente estable para pequeños intervalos de tiempo, resulta ideal a causa de que los intervalos de tiempo en problemas de aplicación específica también son usualmente pequeños, por lo que el método es lo suficientemente exacto, si las pérdidas de fricción son pequeñas.

### III.1.3. Procedimiento de aplicación

Las condiciones desde el inicio del tiempo en:  $t = t_0$  son conocidas y constantes, ya que se calcularon para un paso previo del tiempo. Es necesario en el proceso de cálculo computar las condiciones desconocidas en el paso posterior:  $t_0 + \Delta t$ . Se observa en la Figura III.1 (y también Figura II.4), la línea característica positiva '**AP**', para las soluciones de las ecuaciones del caudal y la carga, luego:

$$dQ = Q_P - Q_A, \quad (\text{III.1.10})$$

$$dH = H_P - H_A. \quad (\text{III.1.11})$$

En forma similar podemos trazar la línea característica negativa '**BP**',

$$dQ = Q_P - Q_B, \quad (\text{III.1.12})$$

$$dH = H_P - H_B. \quad (\text{III.1.13})$$

Las expresiones (III.1.11) a (III.1.13) se refieren a distintos pares de puntos en el plano definido '(x,t)'. Sustituyendo estas en las ecuaciones (III.1.1) y (III.1.2), calculando el término de fricción media entre los puntos extremos '**A**' y '**B**', y multiplicando por el incremento de tiempo o paso, factor ' $\Delta t$ ', obtenemos:

$$(Q_P - Q_A) + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + \frac{f \Delta t}{2DA} Q_A |Q_A| = 0, \quad (\text{III.1.14})$$

y análogamente

$$(Q_P - Q_B) - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + \frac{f \Delta t}{2DA} Q_B |Q_B| = 0. \quad (\text{III.1.15})$$

La ecuación (III.1.14) en forma simplificada para la línea característica positiva, es:

$$Q_P = C_{posit.}^* + C_a H_P, \quad (\text{III.1.16})$$

y la ecuación (III.1.15) para la línea característica negativa, resulta:

$$Q_P = C_{negat.}^* + C_a H_P, \quad (\text{III.1.17})$$

en la cual las constantes definidas son:

$$C_{posit.}^* = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_A |Q_A|, \quad (\text{III.1.18})$$

$$C_{negat.}^* = Q_B - \frac{gA}{a} H_B - \frac{f \Delta t}{2DA} Q_B |Q_B|, \quad (\text{III.1.19})$$

y la constante

$$C_a = \frac{gA}{a}, \quad (\text{III.1.20})$$

$$H_p = - \left( C_p^* - Q_p \right) C_a^{-1}. \quad (\text{III.1.21})$$

Es conveniente expresar en particular las características físicas del conducto y del flujo, con los términos de característica resistiva 'R' y los de impedancia 'B', respectivamente, de la siguiente forma:

$$R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}, \quad (\text{III.1.22})$$

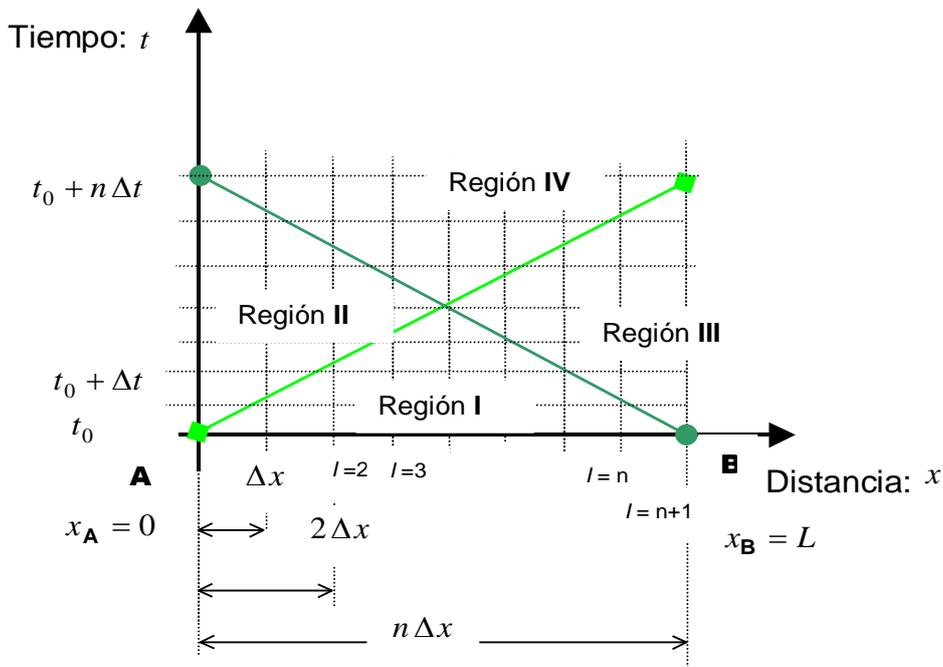
$$B = \frac{a}{gA}. \quad (\text{III.1.23})$$

La ecuación (III.1.16) es válida a lo largo de la línea característica positiva '**AP**' y la ecuación (III.1.17) para la línea características negativa '**BP**', los valores de las constantes ' $C_{posit.}^*$ ' y ' $C_{negat.}^*$ ' conocidos en cada paso de tiempo, dependen de las características físicas del conducto, y las constantes: ' $C_a$ ' y ' $B^{-1}$ '.

En las ecuaciones (III.1.16) y (III.1.17) las incógnitas son: ' $H_p$ ' y ' $Q_p$ ', función del flujo, determinándose las incógnitas al resolver simultáneamente las ecuaciones de compatibilidad para los distintos puntos a lo largo de la cañería en los diferentes pasos de tiempo:  $t = \Delta t$ ,  $t = 2\Delta t$ , hasta completar el tiempo

de simulación:  $t = n_{simul.} \Delta t$ . En la Figura III.5, se muestran las condiciones en los puntos interiores y de contorno, para el incremento del tiempo especificado: ' $\Delta t$ '.

Para ilustrar la aplicación del método sugerido en forma esquemática, superpuesta a la instalación física de la tubería consideraremos una grilla, dividida en coincidencia con los ' $n$ ' tramos, iguales entre sí. Las condiciones iniciales, constantes en los puntos de la grilla para:  $t = t_0$ , se calculan en primer término.



**Figura III.5** Condiciones en los puntos interiores

Para determinar las condiciones en los puntos interiores, se utilizan las ecuaciones (III.1.16) y (III.1.17), con las condiciones particulares de frontera. En la Figura III.5, en forma esquemática, se indican las condiciones en las

fronteras en:  $t = t_0 + \Delta t$  donde deben ser conocidos, para calcular las condiciones para:  $t = t_0 + 2\Delta t$ , en los puntos interiores adyacentes a las fronteras.

Las condiciones en:  $t = t_0 + \Delta t$  son conocidas en todos los puntos de la grilla, de ésta manera, los cálculos continúan paso a paso hasta determinar la condición del transitorio dentro del período de tiempo especificado.

### III.2 Método de análisis de D'Alembert

Utilizaremos la solución aproximada de acuerdo a las ecuaciones (II.3.16) y (II.3.17) método de Allievi, y la solución exacta de las ecuaciones (III.1.15) y (III.1.16), método de las características.

Las ecuaciones de carga y velocidad o caudal del flujo respectivamente pueden llevarse a la forma de la ecuación denominada Ecuación de onda de D'Alembert. La ecuación de la onda (ver Apéndice A.2), resulta:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = 0. \quad (\text{III.2.24})$$

La solución simultánea general fue obtenida por Riemann [15,25,39,44], definidas las funciones: ' $F$ ' y ' $F^*$ ', resulta la siguiente expresión como solución:

$$H = H_0 + F\left(t + \frac{L}{a}\right) + F^*\left(t - \frac{L}{a}\right), \quad (\text{III.2.25})$$

$$V = V_0 - \frac{g}{a} \left[ F\left(t + \frac{L}{a}\right) - F^*\left(t - \frac{L}{a}\right) \right], \quad (\text{III.2.26})$$

para:  $t \geq \frac{x}{a}$ ; donde las funciones, ' $F$ ' y ' $F^*$ ', están relacionadas de la siguiente

manera:

$$F^*(t) = -F\left(t - \frac{2L}{a}\right). \quad (\text{III.2.27})$$

La solución de la ecuación de ondas es una combinación de ondas estacionarias, una que se desplaza hacia la derecha y la otra hacia la izquierda, del nodo de referencia, con la velocidad ' $a$ '.

Es decir, la magnitud de la onda ' $F^*$ ', en el dispositivo de control para el instante ' $t$ ' es igual a la onda ' $F$ ', con signo opuesto que partió del mismo punto de referencia, con dirección al depósito: ' $2La^{-1}$ ' instantes antes, (ver Apéndices A.2.2.1 y A.3). Se define el tiempo de Allievi [1,5,12,13,38], como:

$$t_{\text{Allievi}} = \frac{2L}{a}. \quad (\text{III.2.28})$$

### III.2.1 Ecuaciones generales de Allievi

La determinación de las funciones ' $F$ ' y ' $F^*$ ' no es sencilla de resolver para un problema general, sin embargo, Lorenzo Allievi propuso un sistema de ecuaciones muy simple cuya solución permite calcular la variación de la carga piezométrica y la velocidad en la sección inmediatamente corriente arriba del dispositivo de control. Para:  $x = L$ , en (III.1.15) y (III.1.16) se obtienen las

ecuaciones en correspondencia a un problema físico simple: depósito y válvula en el extremo del conducto conectado al primero con una longitud total '  $L$  '.

Por otra parte, si se define la relación discreta entre el tiempo total y el tiempo de Allievi como:

$$i = \frac{t}{t_{Allievi}}, \quad (\text{III.2.29})$$

la ecuación (III.2.30) en forma discreta resulta:

$$F_i^* = - F_{i-1}. \quad (\text{III.2.30})$$

Manejando algebraicamente las ecuaciones, teniendo presente ésta última igualdad, resulta:

$$H_i + H_{i-1} - 2 H_0 = \frac{a}{g} (V_{i-1} - V_i). \quad (\text{III.2.31})$$

La expresión matemática anterior discreta es la ecuación clásica de Allievi [1,12,27,38] y permite calcular paso a paso, la carga piezométrica, llevando a la sección adyacente al dispositivo de control para la posición: '  $i$  ', si se conoce su valor para la posición: '  $i-1$  ', y el incremento de velocidad entre dichos instantes, y el mismo estará determinado por la ley de cierre o apertura del dispositivo que se analiza.

En la ecuación original, el valor de la carga piezométrica '  $H$  ', corresponde al de la presión '  $H_{pres.}$  ' en el conducto de eje horizontal; no obstante, esta última

ecuación es válida para cualquier perfil trazado por las curvas de nivel del eje; si la línea de referencia se elige de manera tal que contenga al menos un punto de la sección en estudio, en el dispositivo de control resulta:

$$H = H_{pres.} \quad (III.2.32)$$

### III.3 Método de diferencias finitas (FDM)

Si se divide la longitud del tramo ' $L$ ' en una cantidad de subtramos ' $n$ ' de longitud ' $\Delta x$ ' tal que se satisfaga la relación entre incrementos de espacios al de tiempo a la constante de velocidad de la onda, tanto positiva como negativa, la curva que une sendos puntos resulta la diagonal de la grilla formada en ambas direcciones. Al integrar en el tiempo la relación ' $2La^{-1}$ ' quedan definidos la totalidad de los subtramos, para cada tramo de la instalación principal.

Si se conocen las condiciones en el punto genérico ' $\mathbf{A}$ ' en el tiempo inicial ' $t_0$ ', caudal y carga en la sección, al integrar a lo largo de la curva quedan definidos los valores de las variables definidas para el extremo ' $\mathbf{P}$ ' en correspondencia con el intervalo del subtramo definido, estando previamente establecidas las condiciones extremas o la función que transmite las condiciones de frontera a la salida del conducto. El punto ' $\mathbf{P}$ ' es solución del sistema formado por ambas ecuaciones en el plano computacional definido.

De la ecuación de continuidad:

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + f \frac{V|V|}{2D} = 0, \quad (\text{III.3.33})$$

en la cual se cumple:  $Q = A_t V$ . Diferenciando y reemplazando en la anterior, luego de ordenar los términos y sustituir la igualdad correspondiente a la pendiente de la curva sobre la que se realizará la integración, resulta:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a}{g} \frac{1}{A} \frac{dQ}{dt} + f \frac{1}{g} \frac{dx}{dt} \frac{Q|Q|}{2D} = 0. \quad (\text{III.3.34})$$

Efectuando la operación de integración en sendas ecuaciones, siendo los límites los parámetros correspondientes a los puntos extremos '**A**' y '**B**', de caudal y carga, y el punto del plano '**P**' solución simultánea del sistema:

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{1}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + f \frac{1}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q| dx = 0, \quad (\text{III.3.35})$$

reemplazando los términos de resistencia e impedancia:

$$H_P = H_P - B(Q_P - Q_A) - R Q_P |Q_A|. \quad (\text{III.3.36})$$

Asociando la posición del punto considerado en correspondencia con la grilla de cálculo, en ambas ecuaciones y reordenando, obtenemos las ecuaciones en forma discreta. La primera de las ecuaciones, resulta:

$$H_i = H_{i-1} + B Q_{i-1} - B Q_i - R Q_i |Q_{i-1}|. \quad (\text{III.3.37})$$

Agrupando según los coeficientes definidos para las ecuaciones de recurrencia en el método de las características [39,40] aplicado y desarrollado por V. L. Streeter et. al. [1,43,44,50,100,106,107]:

$$H_i = C_P - B_P Q_i, \quad (\text{III.3.38})$$

$$H_i = C_M - B_M Q_i. \quad (\text{III.3.39})$$

De estas dos últimas ecuaciones, encontramos la carga resultante mediante la relación entre los coeficientes definidos:

$$H_i = (B_M C_P + B_P C_M) (B_M + B_P)^{-1}. \quad (\text{III.3.40})$$

### III.4 Campo de aplicación en oleoductos, válvulas y bombas

#### III.4.a Condiciones de borde en oleoductos en general

Para el cálculo del transitorio se requieren determinar las condiciones de frontera por tramos. Estas se desarrollan resolviendo las ecuaciones (III.1.19) o (III.1.20) en forma independiente o ambas, según corresponda, y la condición de contorno impuesta por cambios de sección, continuos o no, variables con el tiempo; las distintas características físicas de la cañería rígida o flexible; metálico o materiales diversos, del tipo mixto, ecuaciones (III.1.25) y (III.1.26).

La superficie interna del conducto varía de acuerdo a la calidad de terminación, antigüedad o mantenimiento, siendo incorporada sus características en el término de resistencia o impedancia del sistema. La ecuación (III.1.19) se

utiliza para las condiciones de borde corriente abajo y la (III.1.20) para las condiciones de frontera corriente arriba.

### **III.4.b Condiciones de contorno de válvulas, con o sin control de maniobra**

#### **III.4.b.1 Características hidráulicas de las válvulas en general**

Con independencia de la finalidad de cada tipo de válvula, de sus dimensiones físicas o forma, toda válvula debe ser ensayada de acuerdo al diseño y para verificar la respuesta a las características del requerimiento especificado. La exigencia anterior está justificada en la respuesta del sistema en su conjunto cuando se ha instalado una válvula en el mismo.

El modelado matemático del comportamiento del dispositivo tiene relevancia especial, dado que de su respuesta prevista depende la validez del cálculo del transitorio generado por su maniobra en el sistema.

Para analizar la respuesta de una válvula, debe utilizarse la información técnica suministrada por el fabricante, documentación ésta que debe ser requerida por el usuario y el proyectista del sistema.

Las especificaciones técnicas deben ser obtenidas conforme a la fabricación de la válvula, y verificadas según Normas en laboratorios o gabinetes de ensayo al efecto [10,18,2148]. Generalmente, con el objeto de determinar el riesgo que supone utilizar un determinado tipo de válvula, es corriente emplear hipótesis adicionales e información general específica de válvulas con características de operación similares [78,103,114].

### III.4.b.2 Coeficientes que definen una válvula

Entre los coeficientes que permiten la caracterización hidráulica de una válvula se destacan dos:

#### III.4.b.2.a Coeficientes de flujo o caudal

Los coeficientes de caudal permiten cuantificar la pérdida de carga o presión:  $\Delta p \equiv \Delta H$ , en función del caudal para un determinado grado de apertura de la válvula: ' $\theta$ ', función de la rotación del eje o posición del obturador. Entre las definiciones más usuales de coeficientes de flujo, se debe distinguir entre válvulas en línea o en serie con la conducción y válvulas que descargan libremente a la atmósfera, estas últimas denominadas válvulas de alivio. Se especifican los siguientes coeficientes, a saber:

**III.4.b.2.a.1** Coeficiente: ' $K_{abert.}(\theta)$ ', función del grado de apertura, depende de la velocidad media del flujo: ' $V$ ', y la variación de la carga, basado en la expresión:

$$K_{abert.}(\theta) = 2g \Delta H V^{-2}. \quad (\text{III.4.41})$$

**III.4.b.2.a.2** Coeficiente ' $C_{desc.}$ ', de descarga:

$$C_{desc.} = \frac{V}{\sqrt{2g \Delta H + V^2}}, \quad (\text{III.4.42})$$

coeficientes ' $K_{abert.}(\theta)$ ' y ' $C_{desc.}$ ' definidos en forma adimensional, cuya variabilidad está definida en el intervalo:  $[0, 1]$ .

En particular ' $K_{abert.}(\theta)$ ', es análoga a los coeficientes de pérdidas localizadas de un accesorio genérico y se encuentra en tablas específicas. La relación entre ambos coeficientes es:

$$K_{abert.}(\theta) = C_{desc.}^{-2} - 1. \quad (\text{III.4.43})$$

#### **III.4.b.2.a.3** Coeficientes de pérdida localizada ' $K_{pérd.}(\theta)$ '.

Coeficiente similar al ' $K_{abert.}(\theta)$ ', definido en primer lugar, pero referido al caudal: ' $Q$ ', se expresa según:

$$K_{pérd.}(\theta) = \frac{\Delta H}{Q^2}. \quad (\text{III.4.44})$$

#### **III.4.b.2.a.4** Coeficiente de caudal ' $K_{válv.}(\theta)$ '.

Se define como aquel coeficiente, donde el caudal en  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$  que fluye a través de la válvula ocasiona una pérdida de carga de:  $1 \text{kg cm}^{-2} \equiv 10 \text{ mca}$  (metros de columna de agua).

La expresión que lo define es:

$$K_{v\acute{a}lv.}(\theta) = \frac{Q}{\Delta H}. \quad (\text{III.4.45})$$

El coeficiente ' $K_{v\acute{a}lv.}(\theta)$ ' presenta el inconveniente de no ser adimensional como los anteriores, pero es el más difundido entre la mayoría de los fabricantes de válvulas [21,27,45], varía con el grado de abertura del disco o vástago de la válvula, y su valor máximo para la válvula completamente abierta, el ángulo indicativo de la posición del disco es:  $\theta = 0$  o nulo, y se indica por:  $K_{v\acute{a}lv.,0}$ . (Ver Figura III.6).

En el análisis de transitorios la condición de contorno de la válvula se incorpora mediante la expresión que relaciona la variación del flujo saliente y el tiempo transcurrido, es decir, la evolución del cociente entre el flujo o caudal a través de la válvula en el tiempo: ' $t$ ' y el flujo de caudal que atraviesa el dispositivo en la posición inicial:  $t_{posic.,0} \equiv t_0$ , no necesariamente el correspondiente a la válvula totalmente abierta [1,36,37,50].

#### **III.4.b.2.b** Coeficiente de par motorizado

La ley de cierre es predeterminada y copia el movimiento de la leva impulsada por el motor a través del mecanismo intermedio, amplificador o reductor: ' $K_{mot}(\theta)$ ' dado por el fabricante del dispositivo [16,21,28].

### III.4.b.3 Caracterización de la respuesta de la válvula

La condición de contorno o frontera en la válvula está dada por la expresión:

$$Q = K_{v\acute{a}lv.}(\theta) \sqrt{\Delta H}. \quad (\text{III.4.46})$$

en la cual, el coeficiente de caudal es: ' $K_{v\acute{a}lv.}(\theta)$ ', la caída de presión o altura piezométrica es: ' $\Delta H$ ', expresada en 'mcp', y ' $Q$ ' es el caudal en  $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ . En el caso de emplear coeficientes de pérdida ' $K_{p\acute{e}rd.}(\theta)$ ' en lugar de coeficientes de caudal, la condición de contorno se expresa como:

$$\Delta H = K_{p\acute{e}rd.}(\theta) Q^2. \quad (\text{III.4.47})$$

La relación entre  $K_{v\acute{a}lv.}(\theta)$  y  $K_{p\acute{e}rd.}(\theta)$  es inmediata:

$$K_{p\acute{e}rd.}(\theta) = \frac{1}{K_{v\acute{a}lv.}(\theta)^2}. \quad (\text{III.4.48})$$

El valor inicial de ' $\theta$ ' es uno, si la válvula está completamente abierta, en un régimen del flujo permanente; y el valor final es cero, cuando al finalizar el tiempo de maniobra o de cierre ' $t_c$ ' la válvula impide el paso del flujo, o caudal nulo:  $Q = 0$ , esto es:

$$\theta(t_c) = 0. \quad (\text{III.4.49})$$

La ley de cierre o apertura de la válvula ' $\varphi[\theta(t)]$ ' es un dato del problema, a

partir de este, es factible determinar el valor de ' $K_{v\acute{a}lv.}(\theta)$ ' o de ' $K_{p\acute{e}rd.}(\theta)$ ' en cualquier instante de tiempo ' $t$ ', conocidos sus valores para cualquier grado de apertura ' $\theta(t)$ ', y en el tiempo especificado [1,13,37,43,49,50].

Generalmente los fabricantes proporcionan para cada grado de apertura ' $\theta$ ' la relación entre el coeficiente de caudal para el grado de apertura y el correspondiente a válvula abierta. Se define a la citada relación como:

$$\varphi(\theta) = \frac{K_{v\acute{a}lv.}(\theta)}{K_{v\acute{a}lv.,0}}, \quad (\text{III.4.50})$$

la ecuación (III.4.50) en términos de coeficiente de pérdidas, resulta:

$$\frac{K_{p\acute{e}rd.}(\theta)}{K_{p\acute{e}rd.,0}} = \frac{1}{\varphi(\theta)^2}. \quad (\text{III.4.51})$$

Así pues, para cualquier instante de tiempo: ' $t$ ', conocida la ley de movimiento de la válvula:  $\theta(t)$ , es posible determinar el valor de la función:  $\varphi[\theta(t)]$ . A partir de las ecuaciones (III.4.46) y (III.4.47), y conocidos los valores ' $K_{v\acute{a}lv.,0}$ ' y ' $K_{p\acute{e}rd.,0}$ ' se calculan los valores de: ' $K_{v\acute{a}lv.}(t)$ ' o ' $K_{p\acute{e}rd.}(t)$ ', respectivamente.

Se define la función ' $\tau$ ' como la relación entre el coeficiente de caudal para un grado de apertura: ' $\theta$ ' y el coeficiente de caudal correspondiente al grado de apertura inicial, dependiendo a su vez del tiempo:

$$\tau(t) = \frac{K_{válv.}(t)}{K_{válv.}(0)} \equiv \frac{\varphi(t)}{\varphi(0)} = \sqrt{\frac{K(0)}{K(t)}}. \quad (\text{III.4.52})$$

En el caso de una maniobra de cierre total, en régimen permanente del flujo: ' $\tau = 1$ ', y un tiempo ' $t$ ', tal que cumpla:  $t \leq t_c$ , donde el instante de tiempo en que se ha cerrado totalmente la válvula es: ' $t_c$ ', el valor es  $\tau = 0$ .

#### III.4.b.3.a Respuesta no lineal

En general las curvas pueden ajustarse a expresiones de la forma:

$$\varphi(\theta) = \theta^{valv.}. \quad (\text{III.4.53})$$

Las válvulas esféricas o globo, en general el exponente es inferior a la unidad:  $valv. \cong 0.5$ . Para las válvulas del tipo mariposa, el exponente es superior a la unidad:  $valv. \cong 2.0$ ; estos datos son indicativos y se obtuvieron en la bibliografía especializada consultada [1,13,43,50].; ver Figura III.6..

#### III.4.3.b Respuesta del tipo lineal

En el caso de que la apertura es función lineal del tiempo, desde el instante:  $t = 0$ , válvula totalmente abierta, hasta el instante ' $t_c$ ', válvula cerrada, el grado de apertura responderá a la ecuación:

$$\theta(t) = \left(1 - \frac{t}{t_c}\right), \quad (\text{III.4.54})$$

por lo que la función ‘ $\varphi$ ’ adopta la forma [[27]:

$$\varphi[\theta(t)] = \left(1 - \frac{t}{t_c}\right)^{valv}. \quad (\text{III.4.55})$$

En el análisis de transitorios hidráulicos, interesa la caracterización de la condición de contorno de válvula, lo que se traduce en la determinación de la expresión que relaciona los coeficientes anteriores en función del grado de apertura, con el tiempo: ‘ $\theta(t)$ ’.

La condición de contorno indicada, totalmente general y válida para cualquier tipo de válvula de regulación, resulta:

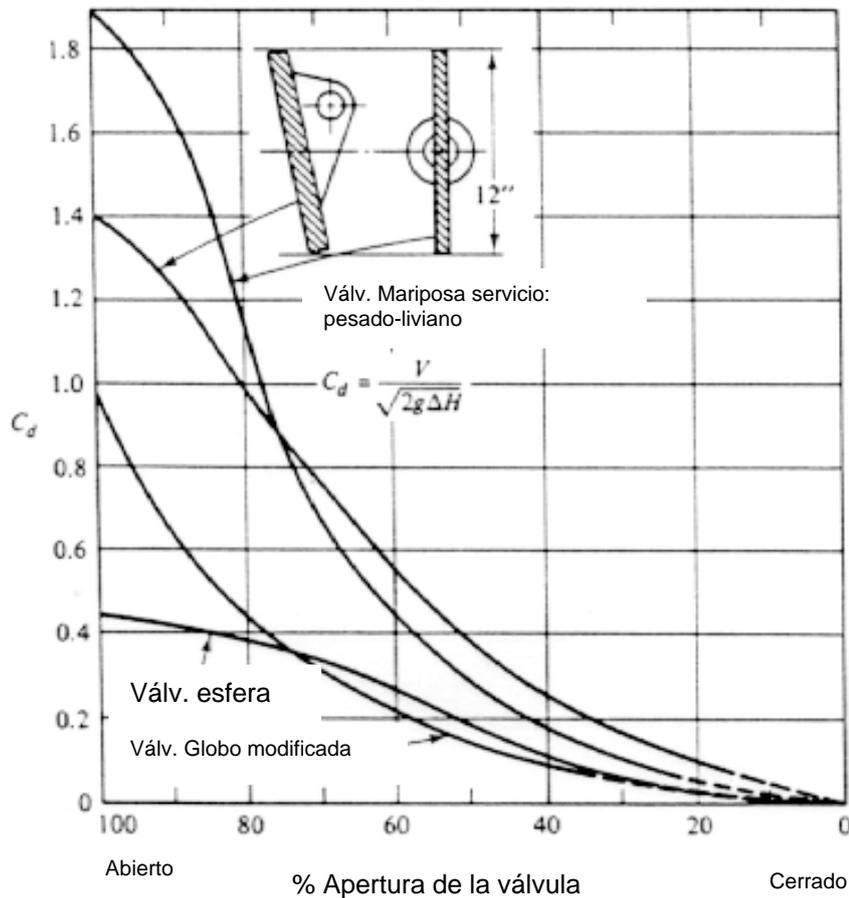
$$\tau(t) = \frac{\varphi[\theta(t)]}{\varphi[\theta(t=0)]} = \frac{K_{válv.}(t)}{K_{válv.,0}}. \quad (\text{III.4.56})$$

Es conveniente puntualizar que la ley de cierre de una válvula, no es suficiente para establecer con precisión la condición de contorno de la válvula en el proceso de su maniobra. No obstante, si se admite constancia del coeficiente de descarga, puede aproximarse dicha relación si se relaciona el cociente de área de paso en función de dicho grado de apertura, por lo que resulta:

$$\tau(t) \approx \frac{A_{válv.}(t)}{A_{válv.}(0)}. \quad (\text{III.4.57})$$

De las definiciones precedentes, un pequeño valor de ‘ $C_{desc}$ ’, supone una

elevada pérdida de carga, lo que se observa en la gráfica (Figura III.6.), donde se comparan entre sí diferentes válvulas, siendo el más desfavorable la válvula de asiento plano.



**Figura III.6** Coeficientes de descarga de distintos tipos de válvulas en función del ángulo ' $\theta$ ' de apertura [50]

#### III.4.b.3.c Ley de cierre prefijada

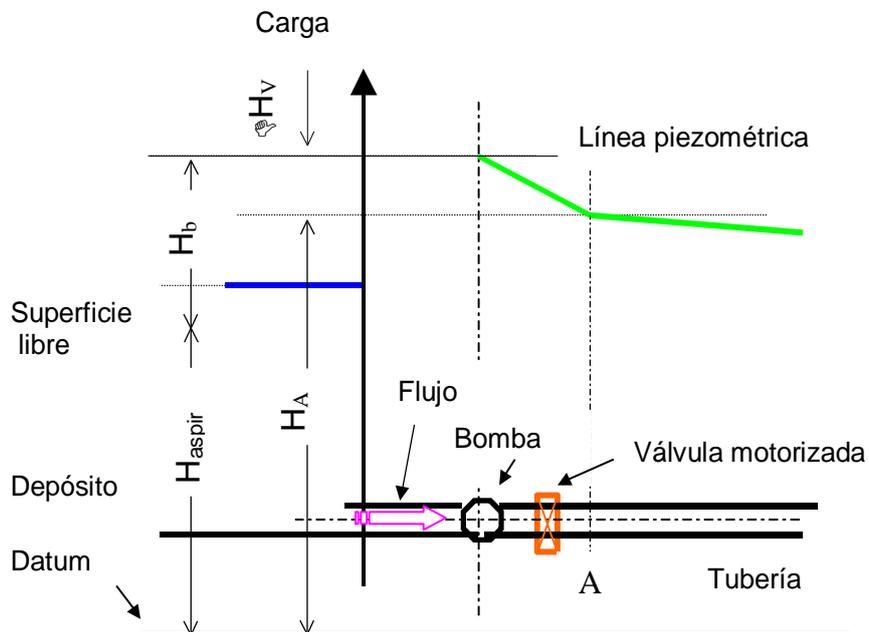
Si la válvula es motorizada, tiene una ley de cierre prefijada y ocasiona una pérdida de carga definida para los diferentes grados de apertura, función de la

señal transmitida por el motor conductor:

$$\Delta H_{v\acute{a}lv.} = C_{v\acute{a}lv.mot} Q_{v\acute{a}lv.mot}^2, \quad (III.4.58)$$

o expresado en funci3n de la variaci3n de la carga en la v3lvula:

$$Q_{v\acute{a}lv.mot.} = K_{mot}(\theta) \sqrt{\Delta H_{v\acute{a}lv.}}. \quad (III.4.59)$$



**Figura III.7** Esquema de instalaci3n de una bomba con v3lvula motorizada a la salida del grupo.

### III.4.c Condiciones de contorno de bombas

En la hip3tesis de que la bomba antes de la parada se encuentre funcionando

en el punto de régimen, donde los parámetros característicos (relaciones homólogas) son función del número de revoluciones por minuto, el par debido al momento de inercia de la masa del rodete y el fluido contenido, así como también de la carga y el caudal impulsado a través del área  $A_0$ , definidos como:  $\alpha_0 = \beta_0 = h(A_0) = v(A_0) = 1$ , respectivamente (ver Apéndices A.6. y A.7.), las funciones que reflejan el comportamiento de la bomba en forma universal están dadas por las ecuaciones A.7.1 y A.7.2; ambas estudiadas y tabuladas por: Marchal, Flesch y Suter [37,50], así como Thomas y Donsky [1,6,13,60], validas para las diferentes zonas de trabajo de las turbo máquinas, (ver Figura A.7.2).

El sistema de ecuaciones a resolver para definir la evolución del golpe de ariete en la estación de bombeo es el mismo que hemos presentado para el caso del golpe de ariete en la tubería de impulsión con válvula de retención u otras, expresiones (III.3.56) y (III.3.57) en el caso más general. Lo que cambia en el sistema de ecuaciones son las condiciones de frontera a la salida de la bomba [1,2,12,13,33,34].

Las condiciones de contorno a la salida del grupo de bombeo son expresadas en variables adimensionales, para el tiempo: '  $j$  '.

#### **III.4.c.1** Curva característica de la bomba a diferentes velocidades de giro:

De las relaciones homólogas de la carga y la velocidad de giro e introduciendo

la relación para el caudal impulsado [1,12,13,50], se obtiene la función:

$$\frac{h_b(t)}{\alpha_j^2 + v_j^2} = WH(x_j). \quad (\text{III.4.60})$$

#### III.4.c.2 Ecuación de inercia del grupo

En general, los fabricantes de bombas suministran las curvas de potencia y rendimiento para diferentes velocidades de giro del rodete; también al realizar un ensayo de bomba se obtienen los puntos de funcionamiento que corresponden para diferentes velocidades de giro, de la potencia y el rendimiento; con los cuales a partir de la relación de la potencia con el par generado  $P = \omega M$  y al relacionar estos valores con los correspondientes a las condiciones de régimen permanente, sustituyendo los valores constantes de inercia, poniendo en evidencia las relaciones homólogas para dos instantes consecutivos, resulta:

$$\beta_{j-1} + \beta_j = \frac{2I\omega_0}{M_0 \Delta t} (\alpha_{j-1} - \alpha_j). \quad (\text{III.4.61})$$

#### III.4.c.3 Ecuación del par motor en el eje

De las relaciones homólogas del par motor y la velocidad de giro e introduciendo la relación para el caudal impulsado [12], se obtiene la siguiente función:

$$\frac{\beta(t)}{\alpha_j^2 + v_j^2} = WB(x_j). \quad (\text{III.4.62})$$

#### III.4.c.4 Ecuación válvula motorizada

Si el conducto de succión tiene una longitud despreciable, el nivel del depósito se mantiene constante y la cota es nula, la altura piezométrica que tendremos en el punto '**A**' en correspondencia con la sección de la tubería junto a la salida de la válvula motorizada, (ver Figura III.3) para el cual el momento de inercia ' $I = 0$ ', será:

$$H_{\mathbf{A}}(j) = H_b(j) - \Delta H_{v\acute{a}lv.}(j). \quad (\text{III.4.63})$$

En la ecuación precedente, la altura de carga de la bomba en el instante ' $j$ ', está dada por ' $H_b(j)$ ' y utilizando las relaciones homólogas, resulta:

$$h_{\mathbf{A}}(j) = h_b(j) - c_{v\acute{a}lv.mot.}^{**}(j) v_{\mathbf{A}}(j) |v_{\mathbf{A}}(j)|, \quad (\text{III.4.64})$$

de la expresión (III.3.59), el coeficiente ' $c_{v\acute{a}lv.mot.}^{**}(j)$ ' será:

$$c_{v\acute{a}lv.mot.}^{**}(j) = \frac{C_{v\acute{a}lv.mot.}(j) Q_0^2}{H_0} \equiv \frac{Q_0^2}{H_0 K_{mot.}(j)^2}. \quad (\text{III.4.65})$$

En la instalación y coincidente con el punto '**A**', es válida la ecuación de continuidad, luego el caudal que pasa a través del rodete - carcasa de la bomba es el mismo que atraviesa la válvula.

La ecuación característica de la onda adimensionalizada: ' $C^-$ ', aplicada al punto '**A**' en el instante ' $j$ ', es:

$$v_{\mathbf{A}}(j) - C_{\mathbf{a}} h_{\mathbf{A}}(j) = C_m. \quad (\text{III.4.66})$$

De la evaluación de las ecuaciones (III.3.19) a (III.3.24) quedan en evidencia cinco incógnitas, a saber:  $v_{\mathbf{A}}(j)$ ,  $h_b(j)$ ,  $h_{\mathbf{A}}(j)$ ,  $\alpha_j$  y  $\beta_j$ .

En el sistema resultante se incorporan los valores correspondientes a las funciones analíticas:  $WH(x_j)$  y  $WB(x_j)$ , que se encuentran en tablas [13,37,50], o gráficos (ver Figura A.7.1); mediante desarrollos en serie de Fourier o bien por técnicas de interpolación directa, y el sistema se reduce a expresiones con tres incógnitas:  $v_{\mathbf{A}}(j)$ ,  $\alpha_j$  y  $\beta_j$ . En un paso intermedio, se define el parámetro ' $\beta_j$ ', función del par motor y la inercia del sistema conocido, por lo que el sistema se reduce a dos ecuaciones con dos incógnitas:  $v_{\mathbf{A}}(j)$  y  $\alpha_j$ , cuya solución se podrá abordar por algún método numérico. Para resolver el sistema resultante en este caso particular se utilizó el de Newton-Raphson generalizado [40,50].

$$\frac{v_{\mathbf{A}}(j)}{C_{\mathbf{a}}} + C_{\text{válv.mot.}}^* (j) v_{\mathbf{A}}(j) |v_{\mathbf{A}}(j)| - \left[ \alpha_j^2 + v_{\mathbf{A}}(j)^2 \right] WH(x_j) - \frac{C_m}{C_{\mathbf{a}}} = 0 \quad (\text{III.4.67})$$

$$\frac{2I\omega_0}{M_0 \Delta t} \alpha_j + \left[ \alpha_j^2 + v_{\mathbf{A}}(j)^2 \right] WB(x_j) + \beta_{j-1} - \frac{2I\omega_0}{M_0 \Delta t} \alpha_{j-1} = 0 \quad (\text{III.4.68})$$

Una vez definidos los valores de carga y caudal en la frontera correspondiente

al punto '**A**', de la sección de la tubería, a la salida de la válvula motorizada en el instante: ' $j$ ', se realiza el cálculo de las variables hidráulicas. Luego se continúa el desarrollo del cálculo a lo largo de la instalación, en los puntos interiores y en el extremo de la tubería, para las nuevas condiciones de frontera.

Conocidas las variables:  $v_p(j)$  y  $h_p(j)$  en todos los puntos de cálculo en el instante ' $j$ ', se repite el proceso para el instante ' $j+1$ ', hasta el momento en que la válvula motorizada termine de cerrar. Finalizado el procedimiento anterior, la condición de contorno a la salida de la válvula, es la velocidad nula:

$$v_A(j) = 0. \quad (\text{III.4.69})$$

En caso de que en la tubería este instalada una válvula de retención, a la salida de la estación de bombas, y no una válvula motorizada de control del cierre al movimiento del flujo libre, en el momento en que se obtenga una velocidad  $v_A(j) \leq 0$ , sentido inverso al del flujo principal, la válvula de retención se cerrará, por lo que habrá que considerar para este y los sucesivos instantes de tiempo la condición de velocidad nula como lo indicado por la ecuación (III.4.69); [[27,29,33,34].

## Capítulo IV

### Resultados generales

#### IV.1 Esquema de la instalación

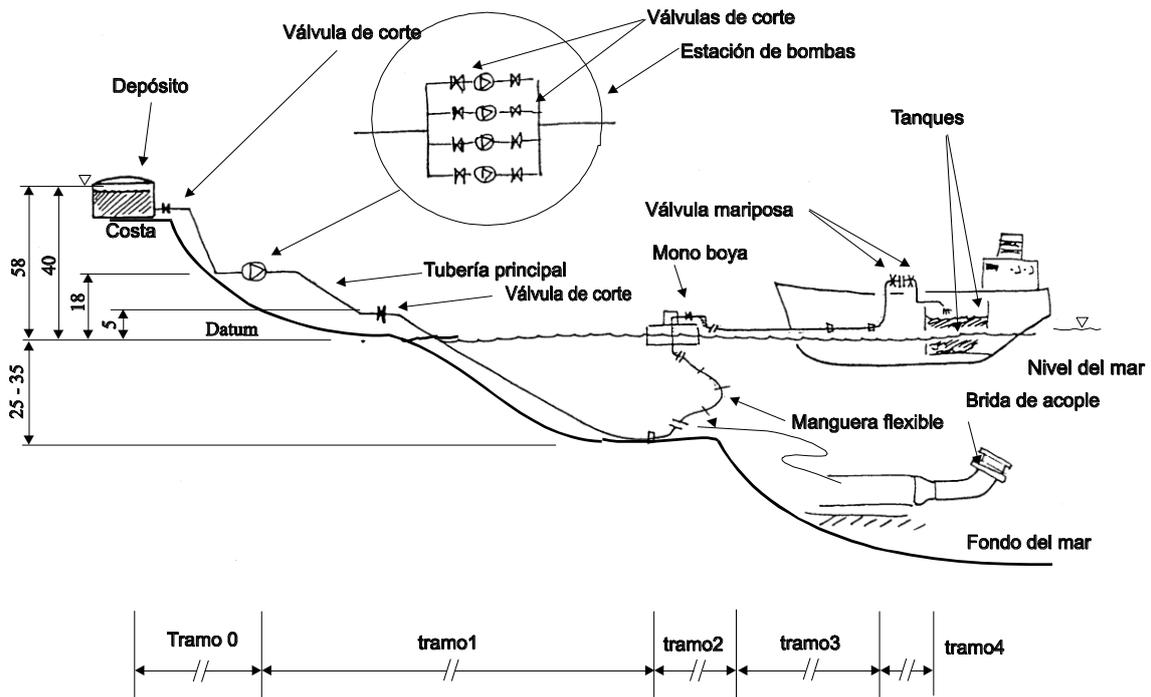


Figura IV.1 Esquema de una terminal marítima.

Cotas de la instalación en Caleta Córdova

Para el desarrollo del cálculo se verifica la carga a lo largo de la instalación para la operación con un flujo permanente, esto es, desde el depósito hasta el Manifold del buque a partir de datos obtenidos en correspondencia con las conexiones entre los tramos indicados en la Figura IV.1, de caudal y carga.

Con el objeto de determinar la presión de bombeo necesaria para el correcto funcionamiento de la estación de bombeo, en condiciones nominales, se hace necesario el cálculo de todas las pérdidas: primarias y secundarias, a lo largo de la tubería de embarque, constituida en este caso por cinco tramos: cuatro desde la sala de bombas hacia el buque ( $j=1, 4$ ); y uno entre el depósito y la estación de bombeo ( $j=0$ ).

La presión para un régimen de flujo permanente es calculada por la ecuación de Darcy – Weisbach generalizada de cañerías en serie, teniendo en cuenta las pérdidas secundarias.

$$H_{pérd.}^{tot.} = \sum_{j=1}^{n_{tr.}} f_j \left( L_j D_j^{-1} \right) \left( Q^2 (2gA_j^2)^{-1} \right) + \sum_{j=1}^{n_{tr.}} H_{pérd.}^{sec.}, \quad (IV.1.1)$$

donde la cantidad de tramos es  $n_{tr.} = 4$  como se indica esquemáticamente en la Figura IV.1.

El cálculo de la línea piezométrica se efectúa en detalle desde el Manifold del buque hacia la estación de bombeo en tierra. Las pérdidas primarias y secundarias se calculan por medio de la ecuación (IV.1.1) debiéndose tener presente las características físicas de la tubería por tramo: material, rugosidad, estado de conservación, etc.. Se efectúan los cálculos inicialmente para una rugosidad de:  $k = 25 \times 10^{-4}$ . Para un mayor detalle ver: Tablas IV.1., IV.2. y IV.3.

**Tabla IV.1** Características físicas

Tramo	Veloc.	Número de Reynolds	Coeficientes de:		Radio hidráulico	Pérdidas		
			fricción	resistente		primarias	secundarias	totales
$j$	$V_j = \frac{Q_0}{A_j}$	$Re_j = \frac{V_j D_j}{\nu}$	$f_j =$	$k_j^{tipo} =$	$R_j = 2D_j$	$H_{pérd.}^{prim.}$	$H_{pérd.}^{sec.}$	$H_{pérd.}^{tot.}$
4	11.667	1.422,440.00	0.02148	codo unión 90° 0.148	0.6096	5.18251	1.0267	
				válv. mariposa 0.24			1.665	
				unión de reduc. 0.008333			0.1318	5.96
3	6.5658	1.067,481.00	0.01819	codo unión 90° 0.148	0.8128	2.1093	0.3252	
				unión de reduc. 0.06			0.0399	2.1082
2	4.20219	853,885.00	0.01563	válv. Esclusa 0.26		6.3805	0.2340	
				codo unión 45° $L_e = 0.71$ unión de reduc. 0.06			0.01066	6.6279
1	1.8674	569,061.00	0.07152	Codo unión 90° $L_e = 15.29$		82.3129		
				válv. esclusa 0.26			0.04604	97.009
0	1.867	569,183.00	0.08			30.9384	1.2574	32.1958

**Tabla IV.2** Distribución de la pérdida de energía primaria y secundaria

Tramo	Diámetro	Pérdidas:		
		primaria	secundaria	por tramo
$j=$	$D_j$			
4	0.3048	5.18870	2.69450	8.15916
3	0.4064	2.10968	0.37918	2.76482
2	0.5080	5.99514	0.24462	6.51566
1	0.7620	82.90816	0.04622	82.90816
Totales	-----	-----	-----	100.3478

**Tabla IV.3 Pérdidas primarias y secundarias**

Tramo	Longitud	Diámetro	Coef. resist.	Pérdidas primarias	Pérdidas secundarias	
$j$	$L_j$	$D_j$	$f_j$	$H_{pérd.}^{prim.}$	$H_{pérd.}^{sec.}$	
1	4,858.40	0.7620	0.07152	1,591.8629 $f_1 Q^2$	0.637190 $Q^2$	Unión codo: 1.4168 $Q^2$
2	216.40	0.5080	0.01563	528.51643 $f_2 Q^2$	0.014704 $Q^2$	Válv. esclusa: 0.32253 $Q^2$
3	21.33	0.4064	0.01829	158.97966 $f_3 Q^2$	0.448290 $Q^2$	Reduc. secc.: 0.07444 $Q^2$
4	10.60	0.3048	0.02148	332.93029 $f_4 Q^2$	1.416800 $Q^2$	Válv. mariposa 2.29775 $Q^2$

#### **IV.1.1 Determinación del caudal de bombeo en régimen de flujo permanente**

La estación de bombeo consta de cuatro bombas similares conectadas entre sí en paralelo. Con el objeto de determinar el caudal total de bombeo se consideran los valores registrados en operación de varios buques, variando el número de bombas en funcionamiento en forma simultánea como se indica en la Tabla IV.4.

La densidad del petróleo tanto en Caleta Córdova como en Caleta Olivia a 15 °C es de  $\rho = 900.00 \text{ Kg m}^{-3}$ .

De acuerdo con los caudales de embarque de petróleo se considera como caudal de bombeo permanente:  $Q_0 = 0.8517 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

##### **IV.1.1.a Hipótesis de funcionamiento de la estación de bombas**

**IV.1.1.a.1** Funcionando tres bombas en paralelo, con una bomba como reserva.

**IV.1.1.a.2** El régimen de flujo es plenamente turbulento, como lo indica el número de Reynolds en los distintos tramos de las tuberías del oleoducto: Tabla IV.4. y II.2.

**Tabla IV.4** Equipos instalados en la estación de bombas. Capacidad de embarque

Condición de bombeo	Caudal [m <sup>3</sup> /h]			
	Estación	Playa de Tanques	Monoboya	Buque Manifold
<b>4-Equipos</b>				
	No reg.	No reg.	No reg.	No reg.
<b>3-Equipos:</b>				
Mínimo	2.500	6.00	3.00	0.50
Máximo	3.400	7.50	4.80	0.70
Promedio	3.033	6.78	4.80	0.60
<b>2-Equipos:</b>				
Mínimo	2.000	4.50	----	----
Máximo	2.800	6.00	----	0.50
Promedio	2.350	5.10	2.40	----
<b>1-Equipo:</b>				
Mínimo	1.600	1.500	----	----
Máximo	1.800	3.000	----	----
Promedio	1.700	----	----	----

#### IV.1.2 Pérdida de energía desde el depósito de petróleo a las bombas

El nivel del petróleo en el depósito es 58.00 m, el cual se considera constante, la cota en la sala de bombas es 18.00 m, el desnivel resultante de 40.00 m, permite el flujo por gravedad hasta las bombas. Se debe determinar por lo tanto la cota de presión disponible en la sala de bombas.

##### IV.1.2.a Pérdidas primarias

Las pérdidas primarias para el tramo indicado, donde los datos físicos de la tubería son:  $L=1,660.00$  m ,  $f=0.080$  y diámetro  $D=0.762$  m.

$$H_{pérd.}^{prim.} = f \frac{L V^2}{D 2g}, \quad (IV.1.2)$$

resultando de la aplicación en la expresión conocida:  $H_{pérd.}^{prim.} = 30.9384 \text{ m}$ .

#### IV.1.2.b Pérdidas secundarias

En la línea desde el depósito hasta la sala de bombas se encuentran instaladas seis uniones con codos de  $90^\circ$  y longitud normaliza: ' $N_{uniones} = 6$ ', el coeficiente es ' $k_{codo} = 1.41$ '. Una válvula esclusa de diámetro: ' $D = 0.762 \text{ m}$ ', con un coeficiente ' $k_{válv.e} = 0.26$ '. Para una velocidad del flujo de:  $V = 1.867 \text{ m s}^{-1}$ , las pérdidas secundarias resultan:

$$H_{pérd.}^{sec.} = (N_{uniones} H_{codo} + H_{válv.e}) \frac{V^2}{2g}, \quad (IV.1.3)$$

reemplazando los valores, se tiene:  $H_{pérd.}^{sec.} = (6 \times 1.4 + 0.26) \frac{V^2}{2g}$ ,

las pérdidas secundarias totales son:  $H_{pérd.}^{sec.} = 1.2574 \text{ m}$ .

#### IV.1.2.c Pérdidas totales

Cota de ubicación de la bomba:

$$H_{estát.b} = H_{0,nivel} - H_{pérd.}^{total}, \quad (IV.1.4)$$

reemplazando valores:  $H_{estát.b} = 58.00 - (1.2574 + 30.9384) = 25.8042 \text{ m}$ .

#### IV.1.2.d Carga estática total en la instalación:

$$H_{0,estát.} = H_{nivel} + H_{estát.b} \quad (IV.1.5)$$

sustituyendo valores, resulta:  $H_{0,estát.} = 18.00 + 25.8042 = 43.804 \text{ m}$ .

Calculada la pérdida de energía total de la instalación correspondiente al movimiento permanente, y teniendo en cuenta las cotas de las cañerías de distribución como se indica en la Tabla IV.1., se determina la línea piezométrica de referencia (ver la Tabla IV.5).

**Tabla IV.5** Distribución de la carga

Línea piezométrica	
Referencia, en [m]:	Carga, en mcp:
Sala de bombas	116.5958
$L_1 = 4,858.00$	58.5336
$L_2 = 216.40$	27.7239
$L_3 = 21.33$	25.2350
$L_4 = 10.60$ (Manifold buque)	17.3518

#### IV.1.3 Curva resistente

Se calcula la curva resistente de la tubería en régimen permanente, con los valores definidos por la línea piezométrica de trabajo, indicados en la Tabla

IV.3. En primer lugar las pérdidas primarias y secundarias en función de caudal, la ecuación es del tipo:

$$H = F(Q^2). \quad (\text{IV.1.6})$$

Para los coeficientes de rozamiento ' $f_j$ ' adoptados en el cálculo la ecuación de resistencia es la siguiente:

$$H_{0, \text{perd.}} = 100.3478 Q^2. \quad (\text{IV.1.7})$$

La carga en régimen de trabajo:  $H_{0, \text{trab.}}$ , debe corregirse con el valor correspondiente a la pérdida, por lo que resulta:

$$H_{0, \text{trab.}} = H_{0, \text{estát}} + H_{\text{pérd.}}, \quad (\text{IV.1.8})$$

reemplazando los valores encontrados al realizar el cálculo de la instalación, se tiene el siguiente polinomio:

$$H_{0, \text{trab.}} = 43.8042 + 100.3478 Q^2. \quad (\text{IV.1.9})$$

Esta ecuación, o curva característica de la estación de bombeo equipada con bombas centrífugas, es función de la fuente resistente a vencer y de la carga estática inicial; resulta fundamental para determinar el punto de funcionamiento de las bombas conectadas de la estación de bombeo que dependen a la vez de la fuente motriz. El problema admite tanto el tratamiento con datos numéricos, como el aproximado utilizando ábacos o gráficos. En este caso se da preponderancia al primero; dado que los fabricantes proporcionan gráficos con

las características motrices de las distintas bombas, es necesario previamente realizar un ajuste analítico de las curvas.

Consecuentemente en general resulta más simple de modelar para el proyectista el sistema de respuesta de las distintas bombas en función del caudal vs. la carga resistente. Para mayor detalle consultar en el Apéndice A.8.

En el caso particular de un caudal nulo:  $Q_0 = 0$ , la ecuación (IV.1.9) nos determina la carga estática inicial:  $H_{0, trab} = 43.8042 \text{ m}$ ; para el caudal de trabajo la altura máxima resulta:  $H_{0, trab}^{máx.} = 165.314 \text{ m}$ , ver Tablas IV.2 y IV.3. (en páginas 4 y 5). El fenómeno del movimiento transitorio genera presiones superiores a la indicada.

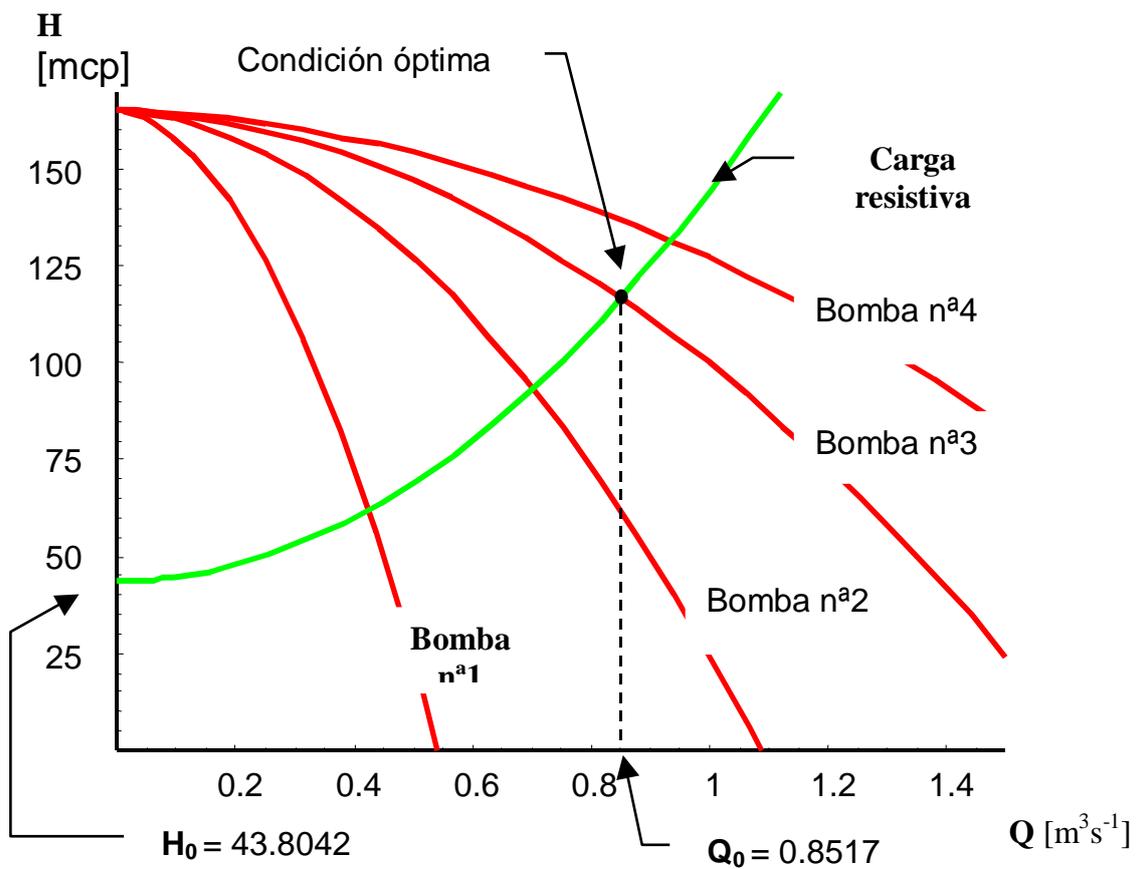
## **IV.2 Estación de bombas**

### **IV.2.1 Punto óptimo de funcionamiento del conjunto de bombas**

El acoplamiento en paralelo está justificado en multitud de ocasiones. El servicio puede garantizarse mediante la progresiva entrada de distintos grupos motor - bomba, consiguiendo mantener el rendimiento del conjunto dentro de márgenes aceptables. La utilización de una sola bomba que satisfaga una amplia gama de puntos de funcionamiento sería factible (caudal entregado el la línea vs. carga de trabajo), pero a costa de trabajar con rendimientos bajos.

#### IV.2.1.a Acoplamiento de las bombas en paralelo

La curva motriz global de un sistema de bombas iguales acopladas en paralelo, se obtienen al sumar los caudales para una misma altura; ello da lugar a curvas en el plano  $(Q, H)$ .



**Figura IV.2** Curvas indicativas del funcionamiento de las bombas

En la figura IV.2 se encuentran representadas las curvas de funcionamiento de las cuatro bombas en paralelo, encontrándose superpuesta la curva resistente al flujo del fluido en el oleoducto; de acuerdo a los caudales de

embarque de petróleo registrados en la estación de Caleta Córdova

$Q_0^{estac.} = 0.8517 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  y carga de trabajo  $H_{0, trab} = 116.596 \text{ m}$ , para tres

bombas, son los de máximo riesgo para el golpe de ariete. El caudal de

funcionamiento para cada una de las tres bombas es de

$Q_0^{bomba} = 0.2839 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ,

#### IV.2.2 Curvas características de las bombas

Generalmente se proponen en la bibliografía consultada [1,12,13,27] para

bombas centrífugas polinomios de segundo grado en función del caudal tanto

para el rendimiento global de la bomba  $\eta$ , número de revoluciones por minuto

nominal  $n = n_0$  y para su altura de carga,  $H$ , resultando:

$$H = a + b Q + c Q^2, \quad (\text{IV.2.10})$$

donde 'a', 'b' y 'c' son constantes que pueden ser obtenidas mediante una

regresión de tipo parabólico de las curvas  $(Q, H)$ , proporcionadas por el

fabricante de las bombas o realizando un ensayo de funcionamiento en

régimen normal en banco de pruebas.

Para la operación de ' $N_b$ ' equipos iguales en paralelo, de la ecuación anterior

se deduce:

$$H = a + \frac{b}{N_b} Q + \frac{c}{N_b^2} Q^2. \quad (\text{IV.2.11})$$

La determinación de los coeficientes de las ecuaciones (IV.1.11) se lleva a cabo mediante ajuste numérico de los valores correspondientes a los puntos del ensayo de la bomba proporcionados por el fabricante, a un polinomio de segundo orden, ya sea en la curva altura - caudal como en la de rendimiento - caudal utilizando, por ejemplo, el método de los mínimos cuadrados.

Resulta así, la ecuación parabólica para la instalación con tres bombas en estudio

$$H = 165.314 - 8.71863 Q - 56.82111 Q^2. \quad (IV.2.12)$$

Verificándose para un caudal de bombeo de  $Q_0^{estac} = 0.8517 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ , la carga resultante es de  $H_{0, trab} = 116.596 \text{ m}$ .

Por otra parte, podemos adimensionalizar caudales y cargas con el caudal y la carga normal de trabajo, respectivamente para cada tiempo discreto, utilizando las ecuaciones homólogas para las turbo bombas [27,37,38,49], (ver Apéndice A.6.), como sigue:

$$\alpha_i^2 = \frac{H_i}{H}, \quad y \quad \alpha_i = \frac{Q_i}{Q}, \quad (IV.2.13)$$

que sustituidos en la ecuación IV.2.11, resulta:

$$H_i = a \alpha_i^2 + \frac{b}{N_b} \alpha_i Q_i + \frac{c}{N_b^2} Q_i^2, \quad (IV.2.14)$$

Introduciendo los parámetros adimensionales:

$$h_i = \frac{H_i}{H_{0, trab.}}, \quad y \quad v_i = \frac{Q_i}{N_b Q_0}, \quad (IV.2.15)$$

donde  $Q_0^{estac}$  es el gasto suministrado por las tres bombas y  $H_{0, trab.}$  la carga normal de operación, la ecuación (IV.2.11) adquiere la forma adimensional:

$$h_i = A_b \alpha_i^2 + B_b \alpha_i v_i + C_b v_i^2, \text{ con } \alpha_i > 0, \text{ y } v_i \geq 0, \quad (\text{IV.2.16})$$

donde los coeficientes del polinomio están definidos por:

$$A_b = \frac{a}{H_{0, trab}}, \quad B_b = \frac{b Q_0}{H_{0, trab}}, \quad \text{y} \quad C_b = \frac{c Q_0^2}{H_{0, trab}}. \quad (\text{IV.2.17})$$

Calculando los coeficientes para los valores indicados de funcionamiento de la estación de bombeo:

$$A_b = \frac{165.314}{116.596} = 1.41783$$

$$B_b = \frac{-8.71863 \times 0.8517}{116.596} = -0.063687$$

$$C_b = \frac{-56.82111 \times 0.8517^2}{116.596} = -0.35350$$

Quedando la ecuación (IV.2.16) :

$$h_i = 1.41783 \alpha_i^2 - 0.063687 \alpha_i v_i - 0.35350 v_i^2, \quad (\text{IV.2.18})$$

que representa a una familia de curvas con parámetro ' $\alpha_i$ ', en el plano adimensional definido  $(v_i, h_i)$ .

## IV.2.3 Carga máxima, momento de inercia y tiempo de parada de bomba

### IV.2.3.1 Influencia del momento de inercia. Cálculo del valor de: $K_b t_{period}$

De las relaciones homólogas (II.5.55) y (A.6.3), y teniendo presente las condiciones de flujo permanente inicial, es el parámetro adimensional ' $\alpha$ ' el factor que relaciona las velocidades de giro angulares; además el que interpreta la incidencia del momento de inercia de las masas rotantes. Teniendo en cuenta además la relación entre el torque y la potencia entregada por el motor (A.6.8), que a su vez es una función cúbica del parámetro adimensional ' $\alpha$ ' respecto al valor correspondiente a las condiciones de régimen; el cambio de velocidad de giro para los instantes de tiempo establecidos (A.6.7), se obtiene

$$\alpha^3 = - \frac{\lambda_0 (\pi n_0)^2 I}{900 \gamma Q_0 H_0} \alpha \frac{d\alpha}{dt}, \quad (IV.2.19)$$

donde ' $\gamma$ ' es el peso específico del fluido [28] y ' $\lambda_0$ ' el rendimiento de la máquina en condiciones normales de funcionamiento. Finalmente, la ecuación (IV.2.19) al integrarse entre los límites iniciales (en correspondencia con la zona de operación de la turbo máquina como bomba) y final ' $t$ ', resulta

$$\alpha_i = \frac{1}{K_b T i + 1}, \quad (IV.2.20)$$

donde la constante es función del momento de inercia y las condiciones de régimen iniciales, es decir:

$$K_b = \frac{900 \gamma Q_0 H_{0, trab.}}{\lambda_0 I (\pi n_0^*)^2} . \quad (IV.2.21)$$

La zona de operación en cualquier instante 't' de tiempo esta dado en forma discreta por ' $i = \frac{t}{T_{Allievi}}$ ' durante el período de tiempo ' $T_{Allievi}$ ' en el cual ocurre

la interrupción del suministro de energía al motor de una bomba [27]; reemplazando valores se obtiene el parámetro ' $K_b$ ' para las condiciones iniciales, función del momento de inercia, con  $t_{period} = 10.493$  s resulta de la

relación (IV.2.20) actualizada para el período dado ' $\alpha_i = \frac{1}{K_b t_{period} + 1}$ ', con el

siguiente valor:

$$K_b t_{period} = \frac{900 \times 973.236 \times 0.8517 \times 116.5958}{0.82 I (\pi 1485)^2} (10.493) = 51.14 I^{-1},$$

relación que nos permite estudiar la incidencia del momento de inercia en distintos instantes en el período en que ocurre el transitorio al relacionar el parámetro adimensional con la ecuación de Allievi (II.2.31).

De la Figura A.9.1, Apéndice A.9, para el valor de ' $\mathbf{K}$ ' es igual a uno en nuestro caso [1,31]; sustituyendo valores en la ecuación (A.9.1), previo determinar el factor ' $\mathbf{C}$ ' de la Figura A.9.2, el tiempo de parada de la turbo bomba, resulta:

$$t_{parada} = 1 + \frac{1,5106.336}{9.81 \times 116.5958} = 27.81 \text{ s}$$

#### **IV.2.3.2 Momento de segundo orden: inercia**

En la documentación técnica disponible de las bombas de la instalación no se especifica el valor del momento de inercia del conjunto: rodete, eje y volumen del fluido en los vanos, razón por la cual se determina en forma indirecta. El procedimiento es el siguiente:

Mediante las ecuaciones homólogas se calculan los valores de ' $h_i$ ' y ' $v_i$ ', para diferentes momentos de inercia, adoptando el momento de inercia que corresponde al tiempo de parada aproximado a 28.00 s (ecuación A.9.1), instante en el que cambia el sentido del flujo ' $v_i$ ', resultando entonces, para tres bombas:  $I = 20 \text{ Kg m}^2$  .

En la representación gráfica de los valores calculados para los coeficientes de los polinomios característicos y el parámetro adimensional ' $\alpha$ ', así como también la solución de Thomas y Donsky [1,13,37], para la zona de funcionamiento como bomba, se observa una buena aproximación. Se realizó el cálculo de la diferencia porcentual en ordenadas, variable de la carga adimensional, para diferentes posiciones resultando del orden de 0.678, lo cual nos indica que el procedimiento adoptado es correcto [31,71].

##### **IV.2.3.2.a Influencia del momento de segundo orden de las masas rotatorias en el fenómeno del golpe de ariete**

Stephenson [21,33] proporciona una expresión experimental sencilla para determinar si el momento de inercia de las masas rotatorias tiene o no algún efecto en el control del golpe de ariete durante una parada de bomba en una

instalación determinada. La expresión se dedujo en la hipótesis de que la relación entre la velocidad de la onda y la aceleración de la gravedad este en el orden de 100 segundos, la ecuación es:

$$\frac{I n^2}{\rho A L H_{0, trab}^2} > 0.01 , \quad (IV.2.22)$$

reemplazando valores y resolviendo:

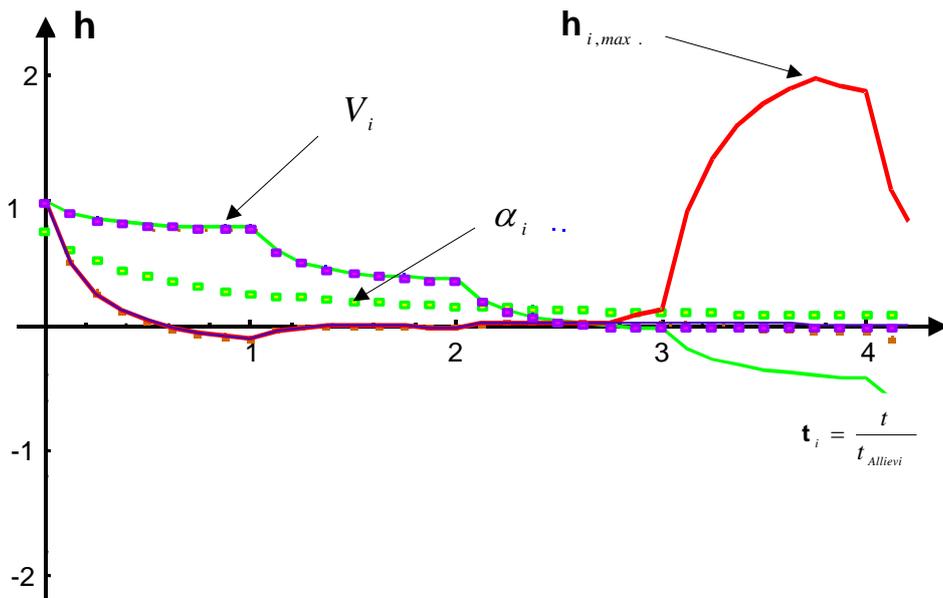
$$\frac{20 \times 1485^2}{92.9663 \times 0.37585 \times 5,106.00 \times 116.592} = 0.018 \cdot$$

Como al reemplazar valores en la (IV.2.22) se obtiene  $0.018 > 0.010$ , el momento de inercia de las masas giratorias tiene influencia en el efecto del golpe de ariete, en un valor al menos del orden del 10%. En el Apéndice A.10., se indica la evolución de la carga en función del tiempo, velocidad y los parámetros: ‘ $\alpha$ ’ y ‘ $\beta$ ’, para un momento de inercia de:  $I = 20 \text{ Kg m}^2$

#### **IV.2.3.2.b** Parámetro característico ‘ $\alpha_i$ ’.

El gráfico de la Figura IV.3 representa la variación de los parámetros adimensionales de la carga ‘ $h$ ’, el caudal ‘ $v$ ’ y el parámetro ‘ $\alpha$ ’ seleccionado en este caso, utilizando la ecuación de Allievi (IV.2.18) en función del tiempo discreto como se indica en [1,12,27,34,85,87,92], quedando en evidencia el efecto del golpe de ariete en la instalación, debido al efecto del par motor sobre la inercia del sistema, ecuaciones (IV.2.20) y (IV.2.21).

En la simulación numérica se utilizó el parámetro ' $\alpha_i = 0.6$ ', y tres bombas funcionando en paralelo, por lo cual ' $N_b = 3$ '; quedando definidos los coeficientes del polinomio característico de funcionamiento de la estación de bombas [34,84,90,92].



**Figura IV.3** Efecto del golpe de ariete en la bomba

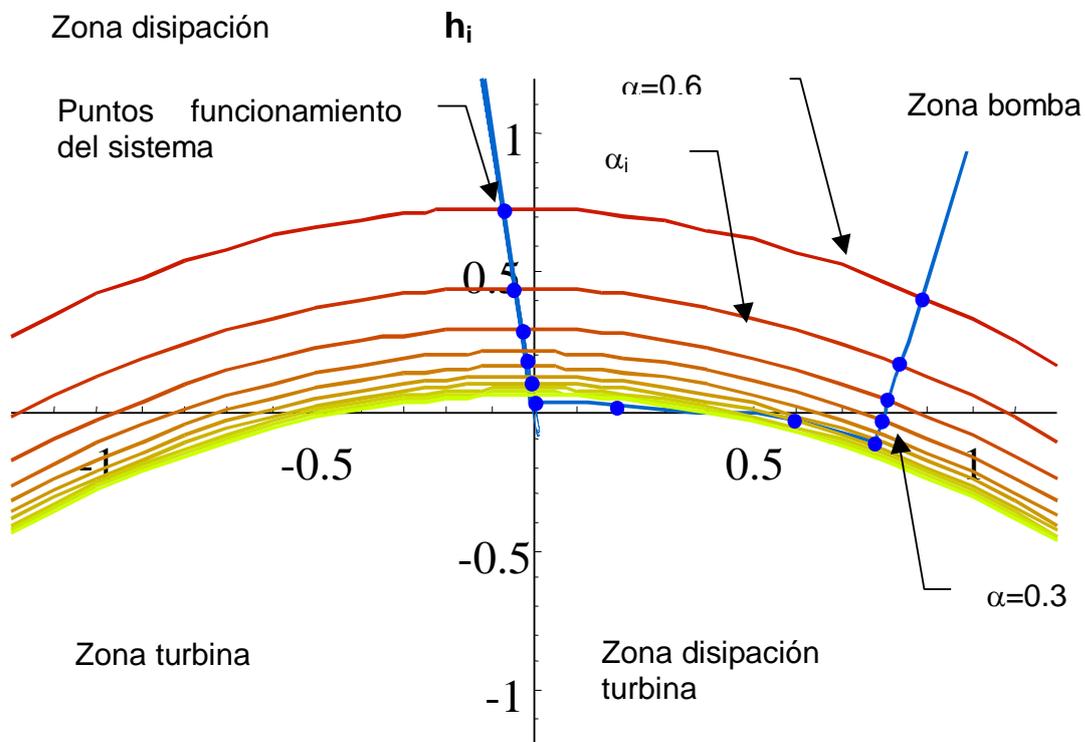
Se utilizó para el cálculo un equipo con velocidad específica:  $N_s = 25$ , relación directa entre la velocidad de giro del eje, el caudal de bombeo y inversamente proporcional de la carga, ambos valores adimensionales.

$$N_s = n^* Q_i^{0.5} H_i^{-0.75}, \quad (IV.2.23)$$

y la constante de la bomba ' $K_b$ ' en función de los parámetros físicos de inercia de las masas rotantes [27], rendimiento máximo de la turbo máquina ' $\lambda_0$ ' y del flujo el peso específico ' $\gamma$ ' [20,28], como se expresa en la ecuación (IV.2.21);

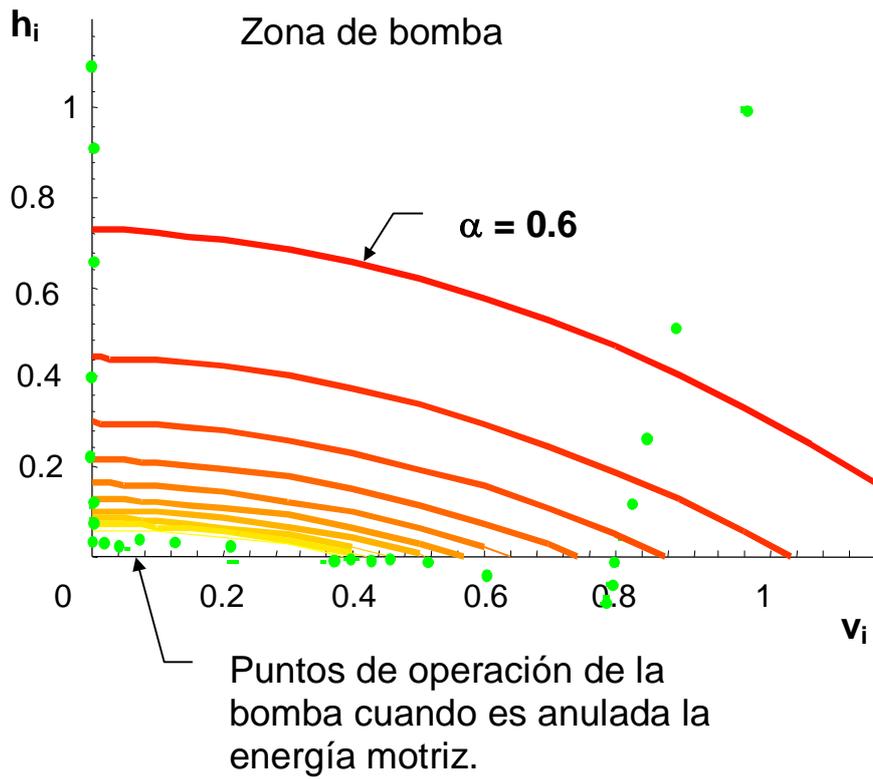
factor del período de tiempo ' $t_{period.}$ '. Las características técnicas de la turbo bomba se detallan en Ryner Pump Users Handbook [14,23,71].

En la Figura IV.4, y en el Apéndice A.6. las Figuras A.6.1., A.6.2. y A.6.3., están representadas las curvas paramétricas de ' $\alpha_i$ ' y los puntos característicos de operación de la turbo máquina para el valor seleccionado ' $v_i$ ' de la ecuación de Allievi (IV.2.18), como bomba en el plano  $(v_i, h_i)$ , también adimensionales.

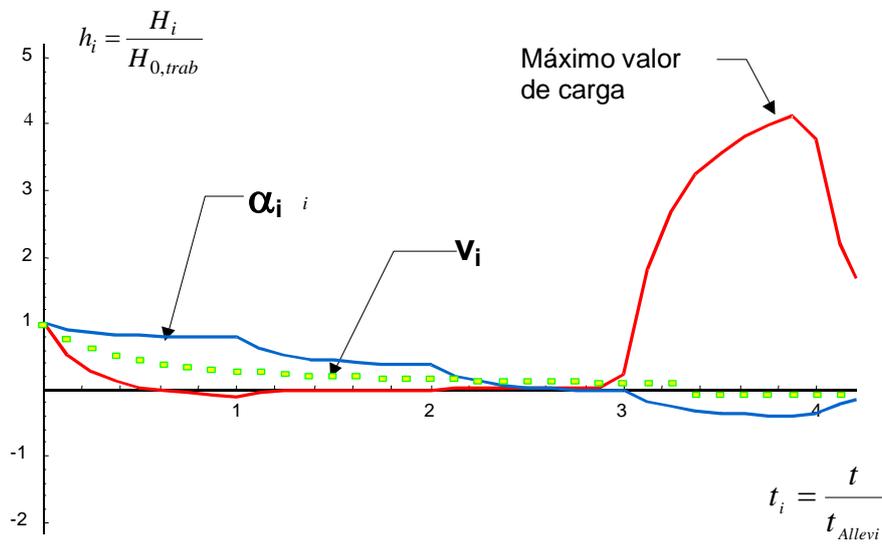


**Figura IV.4** Puntos de funcionamiento de la bomba

En las Figuras IV.5 y IV.6 se representan los valores obtenidos con el algoritmo de cálculo para otra situación más general.



**Figura IV.5** Puntos de funcionamiento sin par motor



**Figura IV.6** Transitorio en bomba: funcionando como turbina

#### IV.2.3.2.c Parámetro característico ' $\beta_i$ '.

La variación de los ' $\alpha_i$ ' en función del cambio del par o momento de giro ' $T_i$ ' en el rodete se calculan a partir de las Curvas Universales desarrolladas por Thomas y Donsky obtenidas mediante un sin número de experiencias de ensayos en banco [13,60]. La ecuación adimensional [1,12,50], es:

$$\beta_i = \frac{T_i}{T_{0, trab.}}, \quad (IV.2.24)$$

representadas por las funciones (ecuaciones A.7.1 y A.7.2) y graficadas en la Figura A.7.1.

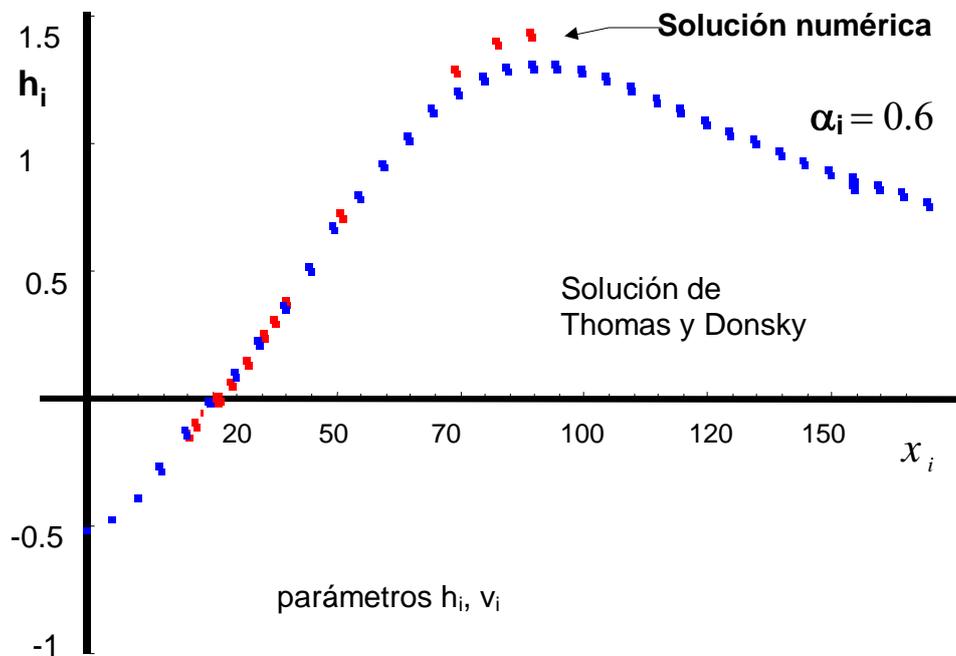
#### IV.2.3.2.d Carga máxima, efecto del golpe de ariete en la instalación. Método de Allievi

Para el valor del caudal  $v_i = 0.3$ , la ecuación del polinomio característico adimensional (IV.2.18) de la carga es

$$h_i = 1.41783\alpha_i^2 - 0.0191061\alpha_i - 0.031815. \quad (IV.2.25)$$

En las Figuras IV.3 y IV.6 se observa la variación en el tiempo (discreto), de los parámetros de la velocidad, la función del tiempo ' $t$ ' (cierre de la válvula) y su efecto en la distribución de la carga (ver en la Figura A.6.2); apreciándose el valor máximo de la carga en la bomba (ver Figura A.6.3 del Apéndice A.6.).

El gráfico de la Figura IV.7 representa la ecuación (III.4.60) para los valores de los parámetros  $v_i = 0.3$ ,  $\alpha_i = 0.6$ , escogidos y adimensionales. En forma similar con la ecuación (III.4.62) y el parámetro ' $\beta_i$ ', se obtiene la distribución de la carga debido al par motor ' $T_i$ ' [1,6,13,34,36,50,85,94,97]. En abscisas se representa ' $x_i$ ' en correspondencia con la función trigonométrica *arco tangente* de la relación entre la carga ' $h_{b,i}$ ' vs. el caudal modificado ' $(\alpha_i^2 + v_i^2)$ ', ambos adimensionales [1,12,13,34], ver en Apéndice A.7.



**Figura IV.7** Curva característica, con  $\alpha_i = 0.6$

En la Figura IV.7 se representan los valores obtenidos con el algoritmo de cálculo y los correspondientes a las curvas de Universales de Thomas y Donsky (ver Apéndice A.7.), en la zona correspondiente a la operación como bomba (primera región de trabajo), observándose concordancia entre ambos resultados.

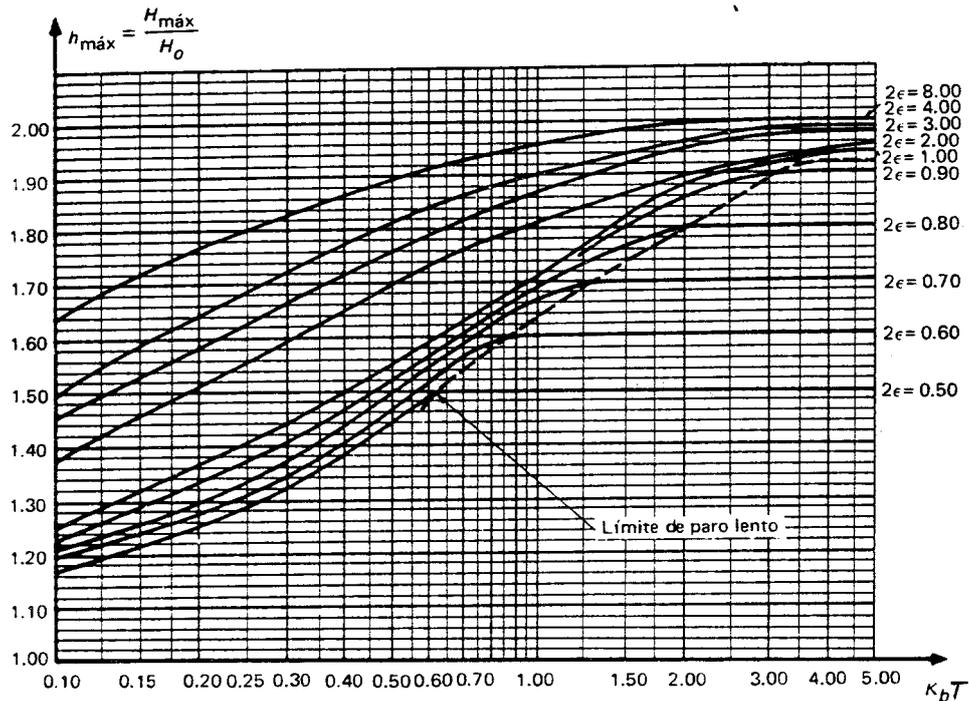
La carga máxima en la bomba es función del período de tiempo y la constante ' $K_b t_{A,i}$ ', estas curvas fueron realizadas con datos obtenidos para bombas centrífugas mediante simulación numérica para diferentes valores de los parámetros adimensionales ' $\alpha$ ' y ' $\nu$ ', y paso del tiempo discreto con un ' $\Delta t = 0.125$ ' utilizando el algoritmo de cálculo desarrollado para el conjunto de ecuaciones indicadas precedentemente, en código Mathematica®3.0 y ejecutado con el Software correspondiente [34,92,97].

El valor adimensional de la carga es:

$$h_{0, trab}^{m\acute{a}x.} = \frac{H_{0, trab}^{m\acute{a}x.}}{H_{0, nivel}} , \quad (IV.2.26)$$

resultando:  $h_{0, trab}^{m\acute{a}x.} = 2$  para el cierre de válvula instantáneo y el valor máximo de la carga de:  $H_0^{m\acute{a}x.} = 232.98$ , en metros de columna de petróleo, mcp.

El valor de la carga máxima calculado es inferior al obtenido por el método de Allievi, para la especificación con flujo del tipo potencial y el factor  $2\varepsilon = 5.107$ ; el cual es posible cuantificar utilizando el gráfico de la Figura IV.8, e ingresando en abscisas con el valor de ' $K_b t_{period}$ ' y el parámetro ' $2\varepsilon$ '.



**Figura IV.8** Carga máxima en la bomba. Gráfico, U. Mancebo del Castillo [27].

#### IV.2.3.2.e Respuesta de la turbo bomba cuando se presenta una interrupción brusca en la operación

Modificando los límites de integración en la ecuación (IV.2.16) como una interpretación del cambio de las condiciones de funcionamiento resulta para las diferentes posiciones discretas semejantes, las diferentes zonas de funcionamiento de la turbo máquina según el sentido de giro del rodete y el flujo confinado en la carcasa: bomba, bomba con disipación, turbina y turbina con disipación. Esto es, la solución del sistema formado por las ecuaciones discretas en las cuales el subíndice ' $j$ ' indica las posiciones sucesivas en el registro de las cargas, caudales y momentos; mientras que el subíndice ' $i$ ' se corresponde para los instantes de tiempos establecidos para la simulación:

$$h_{j,t_{i+1}} + h_{j+1,t_i} = 2\varepsilon(v_{j,t_{i+1}} + v_{j+1,t_i}), \quad (\text{IV.2.27})$$

la constante en la ecuación de Allievi para el golpe de ariete, para dos instantes de tiempo '  $i$  ' es

$$2\varepsilon = \frac{\Delta h_i}{\Delta v_i}, \quad (\text{IV.2.28})$$

donde los incrementos se definen en correspondencia con la nueva posición '  $j$  ' como:

$$\Delta h_i = h_{j,t_{i+1}} + h_{j+1,t_i}, \quad (\text{IV.2.29})$$

$$\Delta v_i = v_{j,t_{i+1}} + v_{j+1,t_i}, \quad (\text{IV.2.30})$$

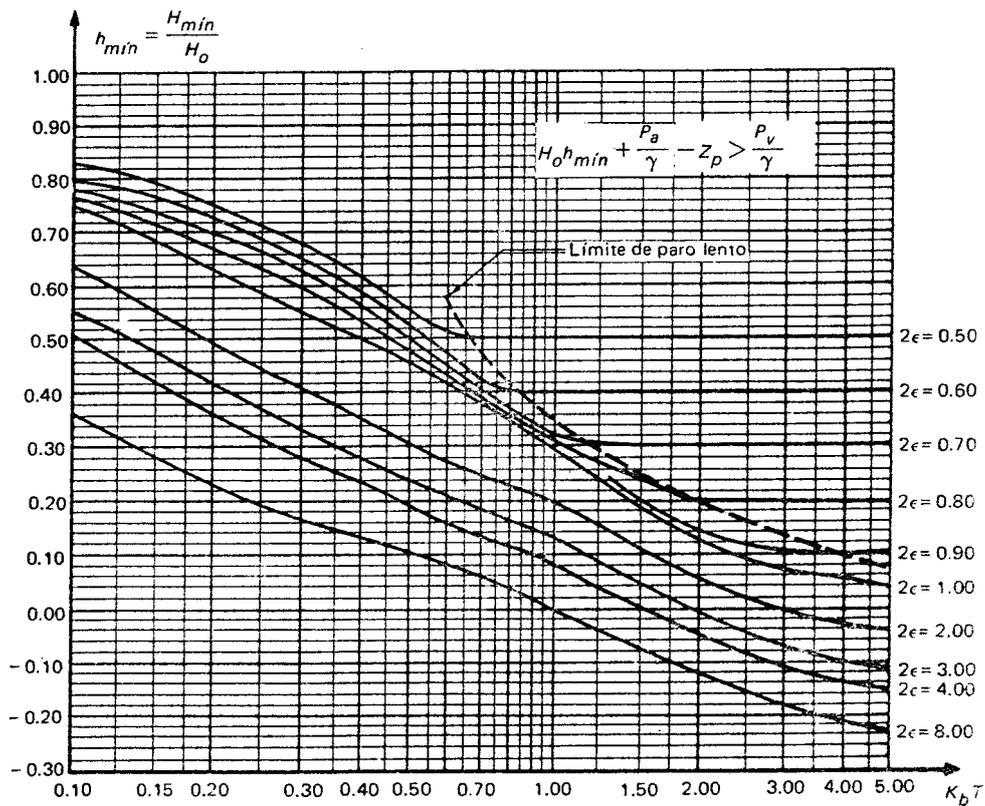
y la variación del parámetro (ecuación II.4.61) adimensional '  $\beta$  ' función del torque, resulta:

$$\beta_{j,t_{i+1}} + \beta_{j+1,t_i} = \frac{2I\omega_{0,tab.}}{M_0 T_{j,t_i}} (\alpha_{j,t_{i+1}} - \alpha_{j+1,t_i}), \quad (\text{IV.2.31})$$

en la cual el período de tiempo '  $t_{periodo}$  ' es función del caudal y del parámetro adimensional, como se expresa a continuación

$$t_{j,t_i} = t(Q_{j,t_i}, \alpha_{j,t_i}). \quad (\text{IV.2.32})$$

En el siguiente gráfico (Figura IV.9), verificamos el valor de la carga para el factor de cálculo '  $2\varepsilon$  ' de la ecuación de Allievi, para la incidencia del factor '  $K_b$  ' y el período de tiempo establecido para la operación (ecuación IV.2.18).



**Figura IV.9** Carga mínima en la bomba [27].

En la Figura IV.9, que antecede, observamos las curvas paramétricas representativas de la interrupción brusca en la operación de la bomba y una válvula de no retorno instalada en la tubería de descarga, para diferentes valores del factor ' $K_b t_{periodo}$ ' vs. ' $h_{min.}$ ', carga mínima adimensional.

## IV.3 Válvulas: generalidades

### IV.3.1 Dimensionado de válvulas de alivio

El cálculo de las características físicas y dimensiones de una válvula de alivio para el funcionamiento más adecuado de la instalación se fundamenta en las ecuaciones de Allievi y del método de las características, utilizando los polinomios de interpolación, determinados a partir de los gráficos para las válvulas de alivio obtenidos de la bibliografía de referencia.

#### IV.3.1.1 Método de Allievi

Suponiendo que inmediatamente corriente abajo de la válvula de no retorno (compuerta o tipo clapeta) se instala una válvula de seguridad, a partir del cierre instantáneo ' $t_{i_v}$ ' de la primer válvula, donde ocurre: ' $v_{t_i} = 0$ ', para una posición temporal:  $t_i \geq t_{i_v} = 0$ , resulta:

$$v_i = -r_a \eta_{a,i} \sqrt{h_i}, \quad (\text{IV.3.33})$$

donde el coeficiente adimensional ' $\eta_{a,i}$ ' representa el grado de apertura de la válvula, en función del coeficiente de descarga respecto a la sección totalmente abierta:

$$\eta_{a,i} = \frac{(C_{desc} A_v)_{ii}}{(C_{desc} A_v)_{max,i}}. \quad (\text{IV.3.34})$$

La variable adimensional queda definida por:  $v_i = Q_i(N_b Q_0)^{-1}$ , donde ' $N_b$ ' es el número de bombas que operan en paralelo y ' $Q_0$ ' el gasto normal impulsado por cada bomba. El parámetro ' $r_a$ ' de la ecuación (IV.3.33) surge de la relación entre los coeficientes de descarga como factor de la sección de la válvula (II.4.50) y la sección libre o máxima respecto al caudal de descarga, esto es:

$$r_a = (C_{desc} A_v)_{max} \frac{1}{Q_0} \sqrt{2g H_0} . \quad (IV.3.35)$$

La ecuación de Allievi (II.2.31) y la ecuación (A.11.5) [27] discreta para la carga máxima es:

$$h_{i-1} + 2\varepsilon v_{i-1} - 2 = -h_{max} , \quad (IV.3.36)$$

donde el parámetro ' $2\varepsilon$ ', equivalente al de la ecuación (A.4.3), resulta:

$$2\varepsilon = \frac{a V_0}{g H_b} . \quad (IV.3.37)$$

Si se sustituyen en la ecuación (IV.3.33) las igualdades:  $h_i = H_{perm}$  y  $\eta_{a,i} = 1$ , esta adquiere la forma:

$$H_{perm} + h_{i-1} - 2 = -2\varepsilon \left( r_a \sqrt{H_{perm}} + v_{i-1} \right) , \quad (IV.3.38)$$

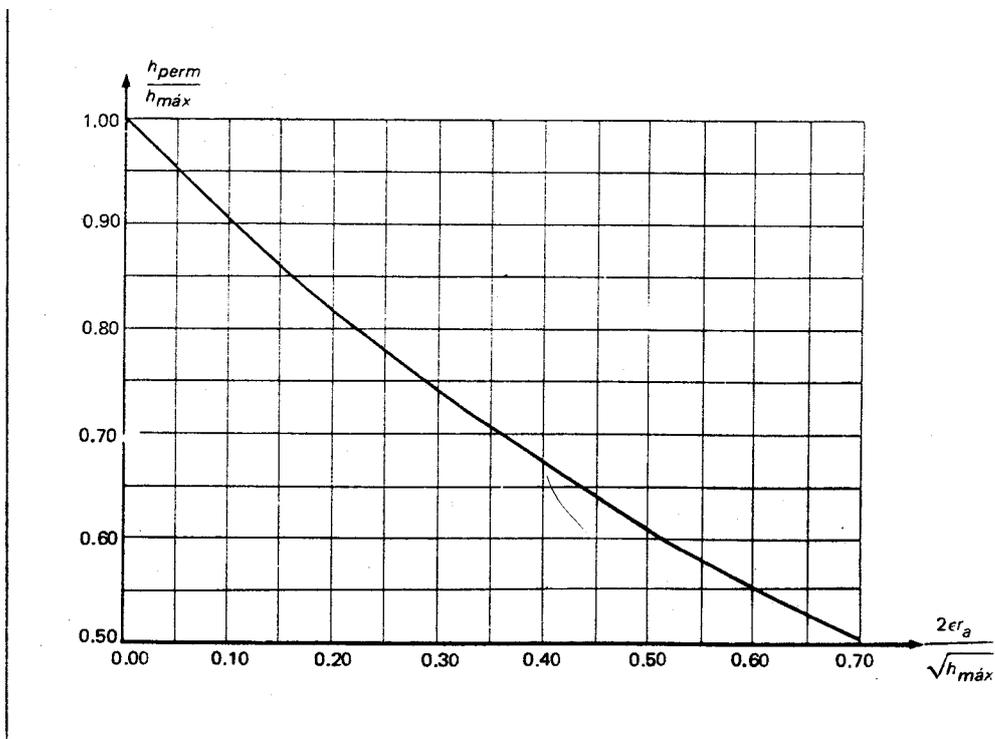
de la ecuación (IV.2.18), con  $h_i = H_{0, trab.}^{m\acute{a}x.}$ , resulta:

$$h_{i-1} + 2\varepsilon v_{i-1} - 2 = -H_{0, trab.}^{m\acute{a}x.} , \quad (IV.3.39)$$

reemplazando la ecuación anterior en la (IV.2.16), y realizar los pasos algebraicos convenientes, se obtiene:

$$\frac{H_{perm}}{H_{0, trab.}^{máx.}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{(2\varepsilon r_a)^2}{H_{0, trab.}^{máx.}} + 2 \right) - \sqrt{\left( \frac{(2\varepsilon r_a)^2}{H_{0, trab.}^{máx.}} + 2 \right)^2 - 4} \right], \quad (IV.3.40)$$

expresión mediante la cual se determina la relación entre las cargas piezométricas permanente y máxima de trabajo en la bomba, con el factor '  $r_a$  '; en la Figura IV.10 se presenta una curva general de válvulas de seguridad [27], que permite obtener la relación de cargas en función del parámetro adimensional de la carga máxima '  $h_{max.}$  ', encontrándose en la carta indicado por '  $\frac{2\varepsilon r_a}{\sqrt{h_{max.}}}$  ' en abscisas.



**Figura IV.10** Curva indicativa para la selección de válvula de seguridad.

El procedimiento para seleccionar una válvula de seguridad en una instalación de bombeo, es el siguiente:

**IV.3.1.1a** Efectuar el cálculo hidráulico para obtener ' $H_{0, trab.}^{máx.}$ '.

**IV.3.1.1b** De acuerdo con las necesidades de proyecto, establecer el valor de la carga: ' $H_{perm}$ ', y de la curva general de válvulas de seguridad (Figura IV.10),

se determina sobre el eje de abscisas, el valor de:  $2\varepsilon r_a (H_{0, trab.}^{máx.})^{-1} \equiv \frac{2\varepsilon r_a}{\sqrt{h_{max.}}}$ .

Posteriormente se efectúa el cálculo del valor de la constante ' $r_a$ '.

**IV.3.1.1c** Cálculo del gasto de la válvula y el área efectiva requerida, de acuerdo con las expresiones:

$$Q_{válv.} = N_b N_{válv.}^{-1} Q_0 r_a \sqrt{H_{perm}}, \quad (IV.3.41)$$

$$(C_{desc, a} A_a) = N_b N_{válv.}^{-1} Q_0 r_a (\sqrt{2g H_0})^{-1}, \quad (IV.3.42)$$

donde ' $N_{válv.}$ ' el número total de válvulas que deben ser instaladas en la estación [1,13,26,27,36,71]. Para la instalación en estudio, las cargas adimensionales son:  $h_{0, trab.}^{máx.} = 2.00$  y  $h_{perm} = 0.5146$ . De la Figura IV.10, resulta:

$$2\varepsilon r_a (H_{0, trab.}^{máx.})^{-\frac{1}{2}} = 0.70;$$

operando algebraicamente, el factor ' $r_a$ ', ecuación (IV.3.33), es

$$r_a = \frac{0.70\sqrt{h_{max}}}{2\varepsilon} = 0.19384 .$$

Reemplazando los valores hallados, el caudal esta dado por:

$$Q_{válv.} = \frac{3 \times 0.2839 \times 0.19384 \times 1.4142}{1.0} , \text{ que resulta en } Q_{válv.} = 0.23347 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} .$$

El factor de descarga de la válvula, también conocido como área efectiva de descarga, resulta:

$$(C_{desc, a} A_v)_{válv.} = \frac{3 \times 0.2839 \times 0.19384}{1.0 \times \sqrt{2g \times 116.49}} = 0.0034533 \text{ m}^2 ;$$

finalmente, de ésta última expresión, se calcula el diámetro de la sección de descarga:

$$D_{válv.} = \sqrt{4 \times 0.0034533 \pi^{-1}} , \text{ que resulta } D_{válv.} = 0.0663 \text{ m}$$

El valor del diámetro calculado se verifica, utilizando la ecuación de Bernoulli, [16,21,28,34,45,48]; de la literatura consultada específica [21], se obtiene la expresión que incluye el coeficiente de flujo, en unidades inglesas:

$$A_t = \frac{Q}{27.2} \sqrt{\frac{\rho_s}{P_{difer.}}} , \quad (IV.3.43)$$

donde ' $A_{transv}$ ' es la sección de salida requerida en la válvula en [ $\text{in}^2$ ]; ' $Q$ ' es igual al volumen de flujo en galones por minuto: [ $\text{gpm}$ ]; es ' $\rho_s$ ' la densidad específica, a la temperatura de trabajo;  $P_{difer}$  es la presión diferencial graduada en unidades, [ $\text{psi}$ ]. Para determinar el tamaño de la válvula, una vez obtenido el diámetro del orificio, se selecciona el de tamaño mayor inmediato al calculado en los catálogos disponibles de los fabricantes.

La presión diferencial se define como la diferencia entre la presión de graduación de la válvula ' $p_{calibr.}$ ' y la sobre presión ' $p_{sobr.}$ ', en la sección de salida:

$$P_{difer.} = P_{calibr.} - P_{sobr.} \quad (IV.3.44)$$

Para válvulas que descargan a la atmósfera, también denominadas válvulas de desahogo, se tiene que:  $p_{sobr.} = p_{difer.}$ ; una válvula de desahogo está abierta totalmente cuando la presión llega a  $1.25 p_{calibr.}$ .

Realizando nuevamente el cálculo en el caso analizado, se tiene:

El caudal resulta igual a  $Q_0 = 233.47 \text{ l s}^{-1}$ , para la presión diferencial  $p_{difer.} = 12 \text{ Kg cm}^{-2}$ , con una densidad específica de  $\rho_s = 0.862$ , luego la sección de la válvula se calcula reemplazando los valores en la ecuación (IV.3.43):

$$A_t = \frac{3,700.499 \times 0.9284}{27.2 \times 13.0644},$$

es  $A_t = 62.3738 \text{ cm}^2$ ; por lo que el diámetro calculado mediante la ecuación conocida resulta

$$D_{válv.} = \sqrt{4 \times 62.3738 \pi^{-1}}, \text{ es igual a } D_{válv.} = 0.0891 \text{ m.}$$

Adoptamos para la instalación la válvula con el diámetro mayor en la sección de trabajo, es decir  $D_{válv.} = 0.0891 \text{ m}$ , pues resulta más conveniente durante el

servicio dado el menor valor relativo de las presiones respecto al accionamiento, aumentando la seguridad de operación en la instalación.

#### **IV.3.1.1 Curvas características de la válvula de alivio**

Para el modelado de la válvula de alivio se recurre a las curvas características típicas Figura IV.11, en este caso las de la válvula Tipo 20 WR (Ross valve Mfg. Co.) [1,29], y utilizando los datos de la piezométrica de la instalación se obtienen los polinomios que interpretan el flujo de descarga de la válvula en función del caudal, según el rango de operación.

**IV.3.1.1.1a** Variación del caudal y carga de trabajo entre los siguientes límites:

$4 \leq Q < 0.09 \text{ m}^3 \text{ s}$  y  $2 \leq H < 200 \text{ mcp}$ , la ecuación resulta:

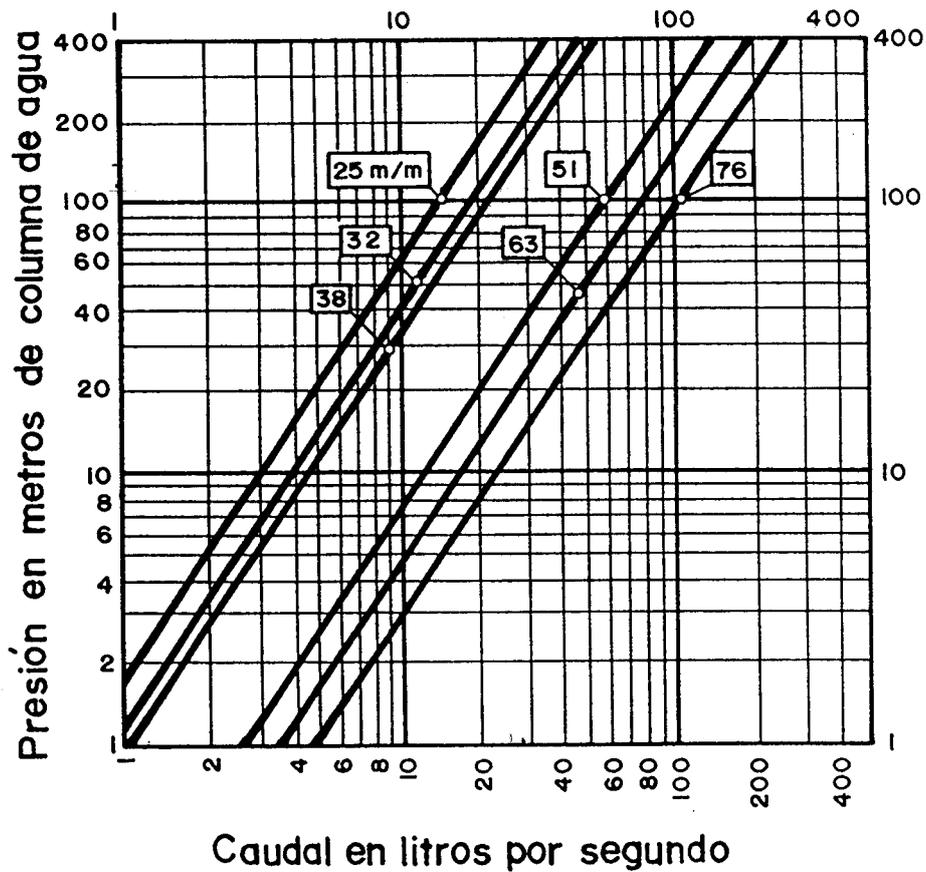
$$H = -7.209297 + 2302.328 Q. \quad (\text{IV.3.45})$$

**IV.3.1.1.1b** Variación del caudal y carga de trabajo entre los siguientes límites:

$0.09 \leq Q < 0.4 \text{ m}^3 \text{ s}$  y  $200 \leq H < 400 \text{ mcp}$ , la ecuación resulta:

$$H = -12.672 + 0.781666Q. \quad (\text{IV.3.46})$$

## MODELO 20 WR



**Figura IV.11** Curvas de descarga de una válvula tipo 20 WR [1,28,31]

La monoboya de la instalación analizada dispone de un compartimiento estanco de almacenamiento con una capacidad de  $90.00\text{ m}^3$  y cañería auxiliar vinculada con un depósito sobre la costa.

La tubería es de una longitud aproximada a los  $5,000.00\text{ m}$  y su diámetro  $0.3048\text{ m}$ , de acero fundido; por la cual es posible derivar los caudales evacuados desde la válvula de alivio en el depósito de la monoboya, hacia el

depósito de tierra firme, efectuando la maniobra por bombeo desde el recipiente estanco de almacenamiento.

De acuerdo a las curvas características de la válvula seleccionada para el caudal de  $Q = 0.23347 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  se tiene una válvula con un diámetro de 0.76m para una presión de 300mcp, superior a la de cálculo de 120mcp. Para este tipo de válvula y la altura de carga se obtiene del gráfico un diámetro de 0.25m y un caudal de derrame de  $0.02 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ .

El volumen derramado es igual a:  $2.1486 \text{ m}^3$ , para un tiempo de  $t = 10.743 \text{ s}$ .

Para el llenado del depósito en la monoboya debido a la derivación ocurrida por accionamiento de la válvula compensada, denominado comúnmente derrame de fluido, el tiempo estimado es de 450.00 s.

### **IV.3.2 Tipo de accionamiento**

Consideraciones generales determinadas por el fabricante para el funcionamiento correcto de la válvula.

#### **IV. 3.2.1 Cierre rápido**

En forma aproximada la onda de presión generada por el cierre rápido de una válvula, en un sistema de cañerías y material compuesto, se calcula con la ecuación clásica de Joukowski [3,38,44]:

$$p_{onda} = \rho a V . \quad (\text{IV.3.47})$$

A causa de que las válvulas reguladoras están generalmente instaladas en el acople de las mangueras de material compuesto flexibles (telas de fibras de variados materiales, de goma y alma en espiral de acero), la velocidad de la onda de presión estará asociada con las características físicas de los materiales de su construcción en su conjunto y las dimensiones de la tubería [9,10,20,22]; podemos mencionar como dato ilustrativo que tanto Koterweg (en 1878) y como Helmholtz (en 1897) [44], respectivamente demostraron la incidencia de la elasticidad del conducto en la velocidad de la onda causando una disminución de ésta [50,108]. Utilizando los datos del fabricante para las mangueras especificadas, resulta el valor de ' $a$ ' igual a  $261 \text{ m s}^{-1}$  para los valores especificados de la densidad del fluido  $\rho = 915 \text{ Kg m}^{-3}$  y la velocidad del flujo igual a  $11.672 \text{ m s}^{-1}$ ; la onda de presión calculada es  $p_{onda} = 28.414 \text{ Kg cm}^{-2}$  ( $2785.6862 \text{ kPa}$ ).

En el Manifold del buque, en el momento del cierre la presión es de  $p_{MANIFOLD} = 10.973 \text{ Kg cm}^{-2}$  ( $1075.7843 \text{ kPa}$ ) aproximadamente, la presión total alcanzará un valor de:  $p_{tot.} = 30.388 \text{ Kg cm}^{-2}$  ( $2979.2157 \text{ kPa}$ ) [96,97,99].

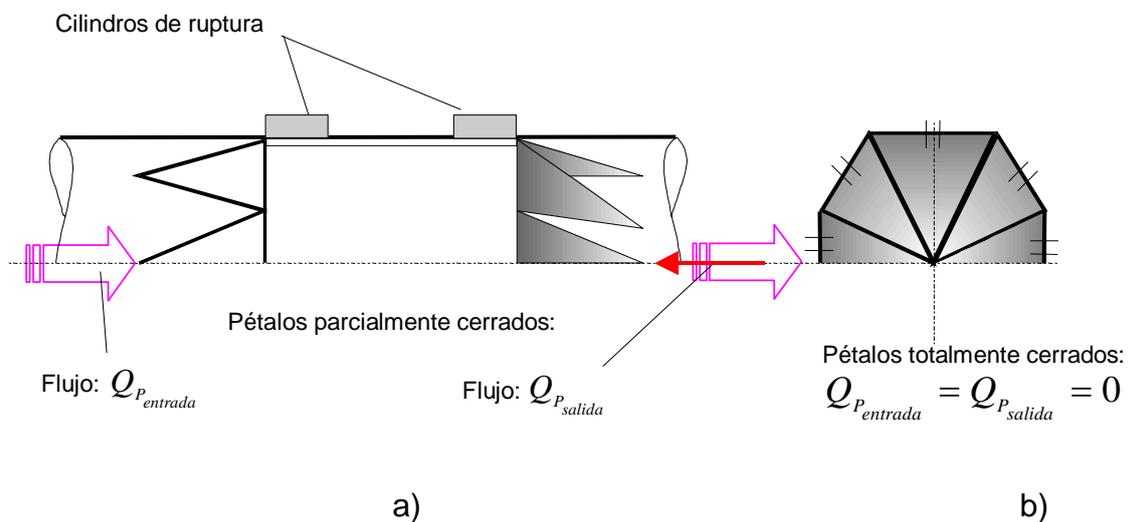
#### **IV.3.2.2 Cierre controlado**

Esta válvula por diseño, posee ocho pétalos para el cierre total de la sección, su funcionamiento según la información suministrada por el fabricante [19], es la siguiente:

a) Cuatro pétalos se cierran accionados por la presión del fluido (petróleo), de manera no controlada en un segundo, disminuyendo en un 50% el área de pasaje del flujo.

b) Los restantes cuatro pétalos se cierran en forma controlada, debido a la acción del fluido, accionados por mecanismos de registro.

En las especificaciones técnicas, el cierre rápido de los primeros cuatro pétalos genera una onda de presión de intensidad pequeña, la cual sería de aproximadamente 25% de la onda de presión calculada, resultando  $0.71035 \text{ Kg cm}^{-2}$ . El esquema de la válvula de pétalos es el indicado en la Figura IV.12, media vista lateral superior y pétalos superiores, vistos de frente, en posición de cerrados.



**Figura IV.12** Esquema de válvula de pétalos; a) vista lateral, b) vista de frente, pétalos cerrados.

La presión inmediata en la válvula, instantes de tiempo después del cierre de los primeros cuatro pétalos será entonces:  $10.973 + 7.1035 = 18.0765 \text{ Kg cm}^{-2}$ . ( $1772.2059 \text{ kPa}$ ). Si la presión total se debe mantener dentro de los límites especificados de seguridad, 33% superior al valor calculado, resulta  $24.621 \text{ Kg cm}^{-2}$ , ( $2413.8235 \text{ kPa}$ ) el cierre de los restantes pétalos no debe generar una onda de presión mayor que:

$$24.621 - 18.0765 = 6.5445 \text{ Kg cm}^{-2} \text{ ( } 641.6176 \text{ kPa ) .}$$

La ecuación anteriormente utilizada (IV.3.47), para calcular la reducción de la velocidad de manera tal de mantener esta onda de presión máxima, resulta en un valor de:  $2.688 \text{ m s}^{-1}$ .

Esto significa que la velocidad del flujo puede ser reducida en  $8.984 \text{ m s}^{-1}$  durante cada ciclo de las ondas de presión a lo largo de la manguera, desde el acople hasta las bombas y su reflexión en un tiempo de aproximadamente: **10 s.**

La velocidad del fluido (petróleo), ya ha disminuido el 75% de su valor inicial como resultado del cierre de los primeros cuatro pétalos, así el número de ciclos en los cuales el acople puede cerrarse con seguridad es dado por:

$$11.672 [\text{m s}^{-1}] \times 8.984^{-1} [\text{m s}^{-1}]^{-1} \times 0.75 = 0.9743 .$$

El tiempo de cierre del acople es aproximadamente de un segundo, luego el tiempo de cierre resultante para diez ciclos es:

$$t = 1.00 + (0.9743 \times 10) = 10.743 \text{ s.}$$

### IV.3.3 Volumen derivado de fluido

Para el acople de la válvula marina del tipo de cierre doble el volumen de la pérdida de petróleo durante un cierre controlado es dada por la expresión [19], en unidades métricas siguiente:

$$Volumen = [0.4579 \times (t - 1) + 0.90] Q_{promedio} \quad (IV.3.48)$$

#### IV.3.3.1 Cálculo del volumen derramado

El cálculo del volumen derramado de petróleo al ser accionada la válvula de alivio, es de fundamental importancia para el correcto funcionamiento de las estaciones de bombeo (oleoducto principal, oleoducto de alivio y depósito - ubicado en tierra o en la mono boya -).

El volumen derramado para la válvula instalada en la línea en serie, se calcula mediante la ecuación (IV.3.48), con los siguientes valores:

El caudal resultante es calculado por medio de la simulación numérica, para un tiempo de: 10.743 s ; el caudal promedio resulta de  $0.483 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ . El volumen derramado en el tiempo de cálculo 't', es:

$$0.483 (0.4579 \times 9.743 + 0.90) = 2.589517 \text{ m}^3.$$

El llenado del compartimento estanco de la boya con capacidad de  $90 \text{ m}^3$ , por derivación mediante una válvula similar a la de accionamiento del tipo de ruptura se completará en un tiempo estimado es de 34.76 segundos.

### IV.3.4 Método de las Características

Mediante las ecuaciones (III.1.19), (III.3.40) y (III.3.41) se calcula el golpe de ariete en las bombas, teniendo en cuenta la ley de cierre de las distintas válvulas según se detalla en Apéndice A.12.

#### IV.3.4.1 Efecto del cierre de válvulas

##### IV.3.4.1a Ley de cierre con posiciones discretas

En la consideración del sistema con una sola válvula en su extremo corriente abajo donde el tiempo de cierre o de corte ' $t_c$ ' es superior al período característico del transitorio ' $\frac{2l}{a}$ ', lo que significa un acontecimiento de operación lento, y en la hipótesis adicional de que la velocidad disminuya siguiendo una ley de cierre (ver ecuación (IV.4.53) y (IV.4.55)), del tipo:

$$\varphi[\theta(t)] = \theta(t)^b, \quad (\text{IV.3.49})$$

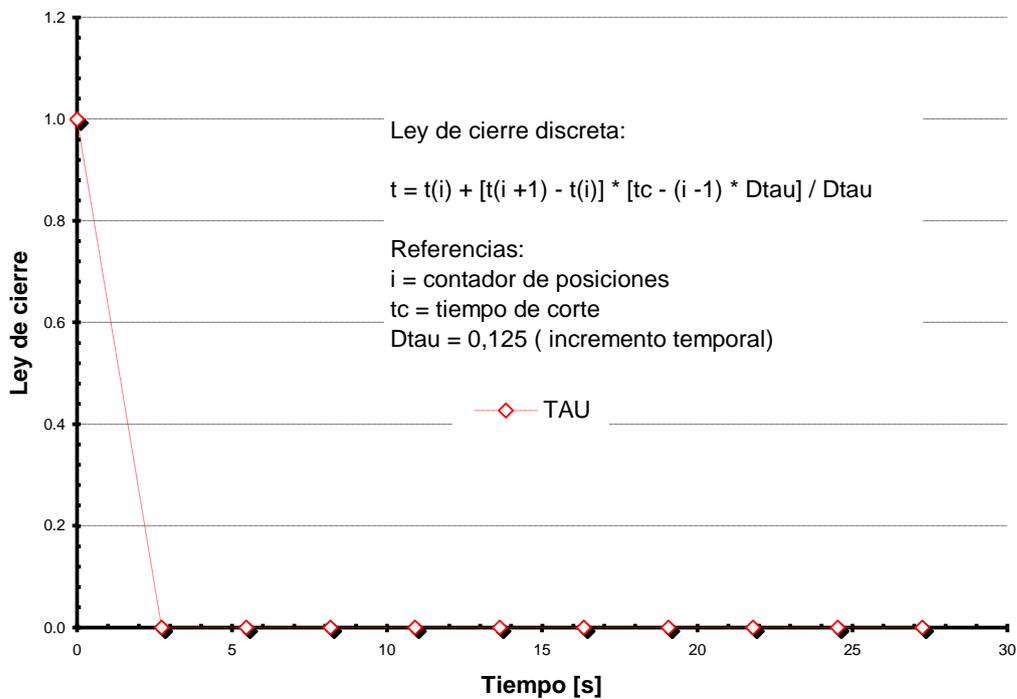
en la cual si el exponente es uno, implica una disminución proporcional en el tiempo del grado de apertura desde el instante  $t_0 = 0$  (completamente abierta y carga prácticamente nula), hasta el instante  $t = t_c$  (completamente cerrada), con lo cual resulta una distribución lineal, esto es:

$$V = V_0 \left( 1 - \frac{t}{t_c} \right) \quad (IV.3.50)$$

esta variación de la velocidad del flujo incide en la presión del fluido a lo largo de la tubería, se obtiene la conocida expresión de Michaud [1,13,27,44] ], ecuación (IV.3.47):

$$\Delta p = \rho \frac{2L V}{g t_c} \quad (IV.3.51)$$

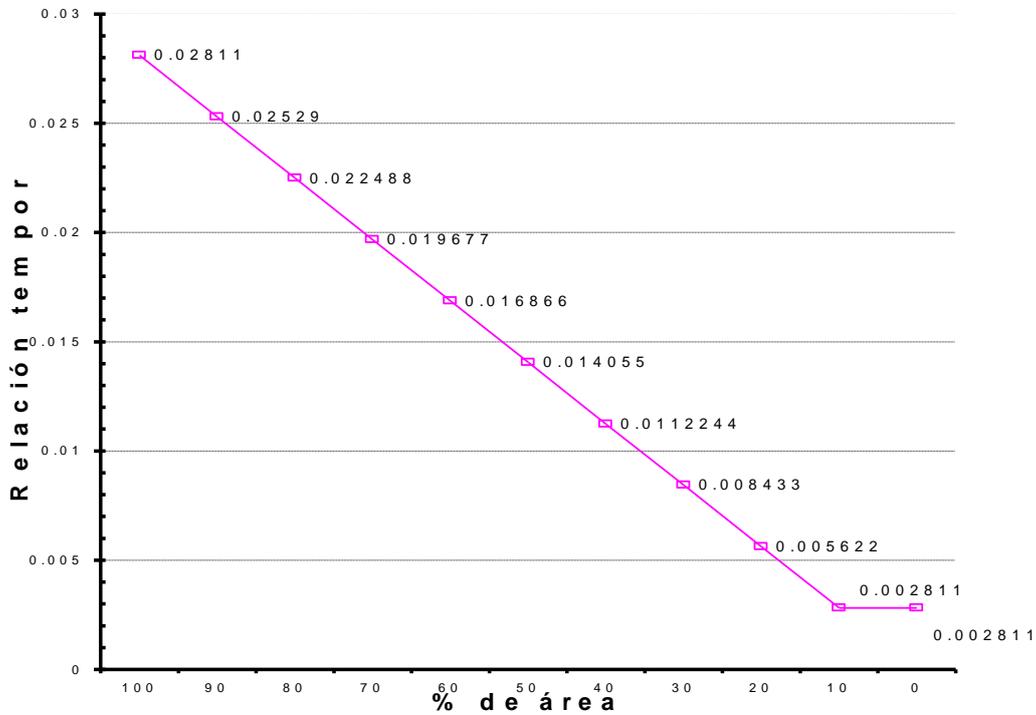
### Dinámica del cierre de válvula.



**Figura IV.13** Ley de cierre con posiciones establecidas

La simulación numérica del cierre de válvula del tipo lineal, tanto para un movimiento continuo (paso del tiempo de 0.125), como para posiciones discretas (durante la operación en el MANIFOLD del buque); se efectuó mediante la ejecución del algoritmo desarrollado, utilizando una distribución

como la indicada por la ecuación (IV.3.50); en la Figura IV.13, se gráfica los resultados de la dinámica de la válvula con esta ley de cierre.



**Figura IV.14** Coeficiente descarga de la válvula ' $C_{desc}$ ', en función del porcentaje de área abierta

En el algoritmo de cálculo las diferentes posiciones de la válvula se expresan en forma discreta a través del coeficiente de descarga, ecuación (II.4.23):

$$C_{desc}(i) = C_{0,válv}(i) + [t - (i-1)t_c] [C_{0,válv}(i+1) - C_{0,válv}(i)] t_c^{-1} \quad (IV.3.52)$$

donde 'i', es un contador proporcional a la relación de variación del tiempo de simulación respecto al tiempo de corte, ecuación (II.4.24):

$$\mathbf{i} = INT \left( \frac{t + \Delta t}{t_c} + 1 \right), \quad (IV.3.53)$$

donde  $c_{0,válv.}(1) = c_{desc}(1)$  corresponde al valor inicial ' $\mathbf{i} = 1$ '.

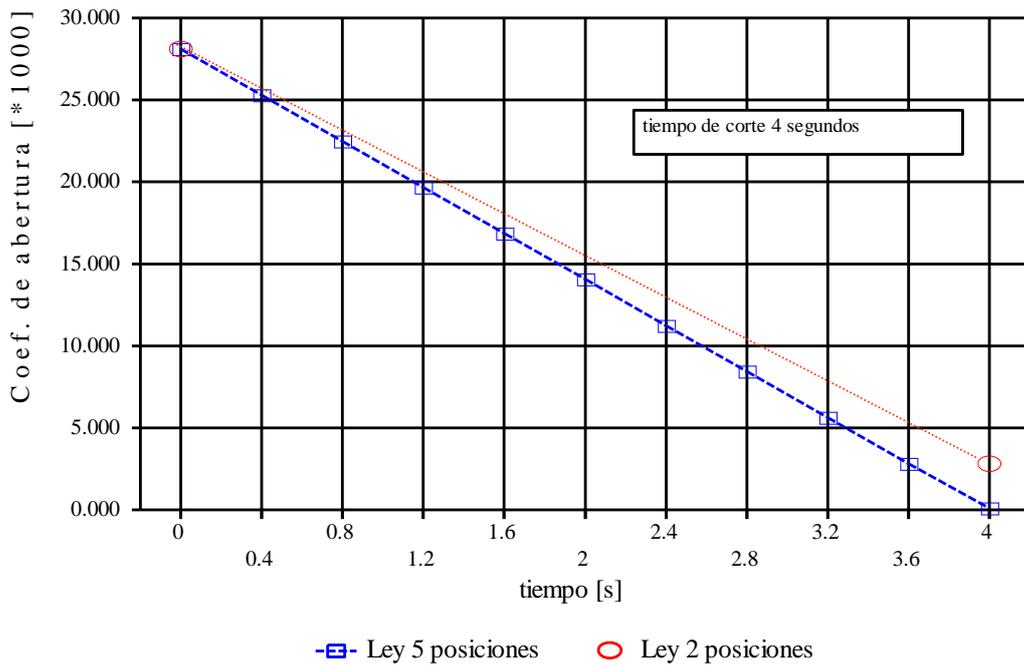
Por lo que, la ley de apertura de la válvula es una relación inversa del coeficiente de cierre ' $k$ ' definido precedentemente, ecuación (II.4.44) o ecuación (III.4.45), y el coeficiente de descarga directamente proporcional al valor de ' $\tau$ ', o ley de cierre (ecuación (III.4.52)):

$$C_{d,válv.} = \frac{Q_0^2}{2 g H_{0, trab.}} \tau^2. \quad (IV.3.54)$$

En la Figura IV.14, se gráfica los resultados de la dinámica de la válvula con un ley de cierre en función del porcentaje de área abierta, donde el coeficiente descarga de la válvula es ' $C_{desc}$ '.

Las curvas representadas en la Figura IV.15, corresponden a los resultados de la dinámica de la válvula con un ley de cierre en función del porcentaje de área abierta, del tipo discreta dada por la ecuación IV.3.52 para una distribución temporal especificada utilizando la ecuación IV.3.53; el tiempo de corte ' $t_c$ ' es de 4 segundos. Las curvas corresponden a cinco y dos posiciones, respectivamente, de la placa reguladora del pasaje del flujo.

### Leyes de cierre de válvulas Tipo mariposa



**Figura IV.15** Ley con posiciones discretas del disco en el tiempo

#### IV.3.4.1b Ley de cierre con posiciones continuas

Las ecuaciones que describen las diferentes leyes de cierre de las válvulas se obtuvieron a partir de la relación entre los coeficientes de resistencia ‘ $k$ ’ para válvulas y accesorios, que en general se encuentran en la bibliografía especializada, expresados mediante formulas experimentales dependiendo del tipo de válvula [16,21,48,52,68,78,84,88,89].

##### IV.3.4.1b.1 Válvula Aguja: Figura IV.16

$$\tau = 0,9901731 + 5,494407 \cdot 10^{-3} t - 3,122849 \cdot 10^{-4} t^2 - 4,102127 \cdot 10^{-5} t^3 \quad (\text{IV.3.55})$$

**IV.3.4.1b.2** Válvula Clapeta: Figura IV.17

$$\tau = 0.9145265 + 5.54609510^{-2} t - 6.67956510^{-3} t^2 + 1.22835 10^{-5} t^3$$

(IV.3.56)

**IV.3.4.1b.3** Válvula de retención de obturador ascendente: Figura IV.18.

$$\tau = 1.118264 - 0.1057818 t + 3.511937 10^{-3} t^2 - 4.16522610^{-5} t^3$$

(IV.3.57)

**IV.3.4.1b.4** Válvula de compuerta de cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico): Figura IV.19.

$$\tau = 1.131849 - 0.1370094 t + 5.036993 10^{-3} t^2 - 5.50106210^{-5} t^3$$

(IV.3.58)

**IV.3.4.1b.5** Válvula de retención y cierre (tipo angular): Figura IV.20.

$$\tau = 1.132668 - 0.1096439 t + 2.64456 10^{-3} t^2 - 3.772227 10^{-6} t^3$$

(IV.3.59)

**IV.3.4.1b.6** Válvula globo: Figura IV.21.

$$\tau = 1.111722 - 0.2000624 t + 1.117626 10^{-2} t^2 - 1.966016 10^{-4} t^3$$

(IV.3.60)

El caudal considerado en la simulación es  $Q = 0.85$  y la carga de  $H = 116.59$ , para un diámetro de la tubería  $D = 0.762$  y un  $n = 1485$  rpm del eje, el parámetro de control en el algoritmo para las variaciones de: ' $\Delta\alpha$ ' y ' $\Delta\nu$ ' es  $\varepsilon_{toler} = 0.0002$ . En todos los casos, se utilizó la tabla para los parámetros adimensionales de la bomba dados por Thomas y Donsky [13,60], para un ' $N_s = 25$ '; similares a los desarrollados por Hollander's Linton, según se especifica [13,44].

En las Figuras IV.16, IV.17, IV.18, IV.19, IV.20, IV.21 y IV.22 (páginas 48 a 54) se grafican cómo varían los distintos parámetros en función del tiempo, de acuerdo a las leyes de cierre cúbicas indicadas anteriormente. El tiempo de cierre es equivalente en la simulación a 28 segundos de operación.

Al utilizar válvulas con leyes de cierre de accionamiento continuo se observa la notable incidencia en la respuesta en el tiempo para las diferentes configuraciones físicas o tipos de válvulas de los parámetros característicos de las bombas: ' $\alpha$ ' y ' $\beta$ '. No obstante el primero de ellos mantener el perfil decreciente suave, el parámetro dependiente del par motor es reducido aproximadamente en un 50% para las válvulas aguja a la del tipo globo.

Se observa además, la notable diferencia entre la carga ' $H(1)$ ' para las secciones consideradas en la posición uno (1) acompañada en la oscilación por el caudal remanente ' $Q(NS)$ ' en la sección denominada posición ' $NS$ ' (a la

salida) con la disminución del caudal en ' $Q(1)$ ' (sección a la entrada de la turbo máquina) hasta su total anulación.

Al utilizar durante la simulación válvulas con leyes de cierre de accionamiento continuo, se observa la notable disminución de la presión máxima al cerrar lentamente las válvulas. En la Figura IV.22, se grafican distintos parámetros poniéndose en evidencia la incidencia del tiempo de cierre en la posición ' $NS$ ', para la válvula del tipo aguja.

### Dinámica del cierre de válvula: tipo 'aguja'

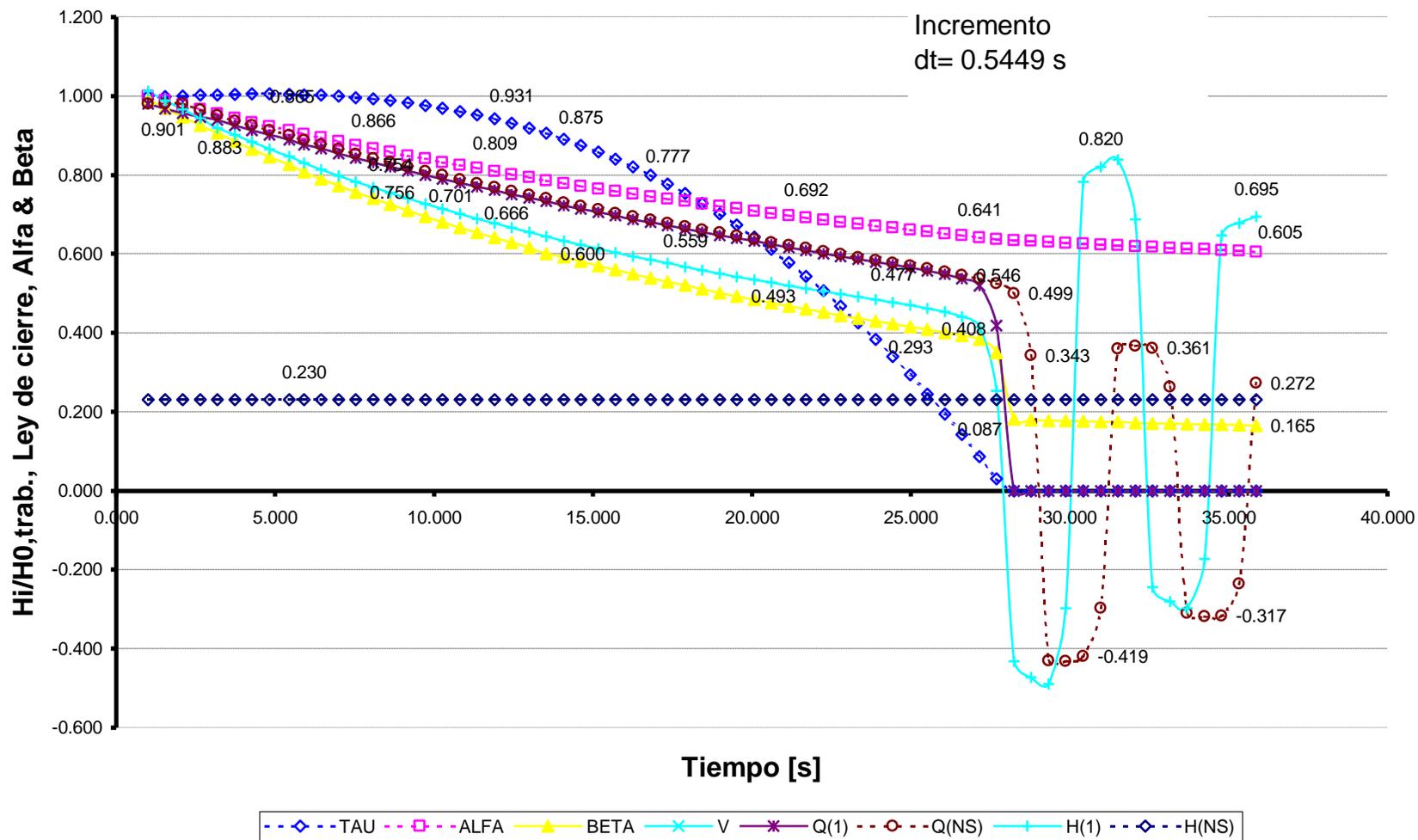


Figura IV.16 Ley de cierre continua

### Dinámica de cierre de válvula: tipo 'clapeta'

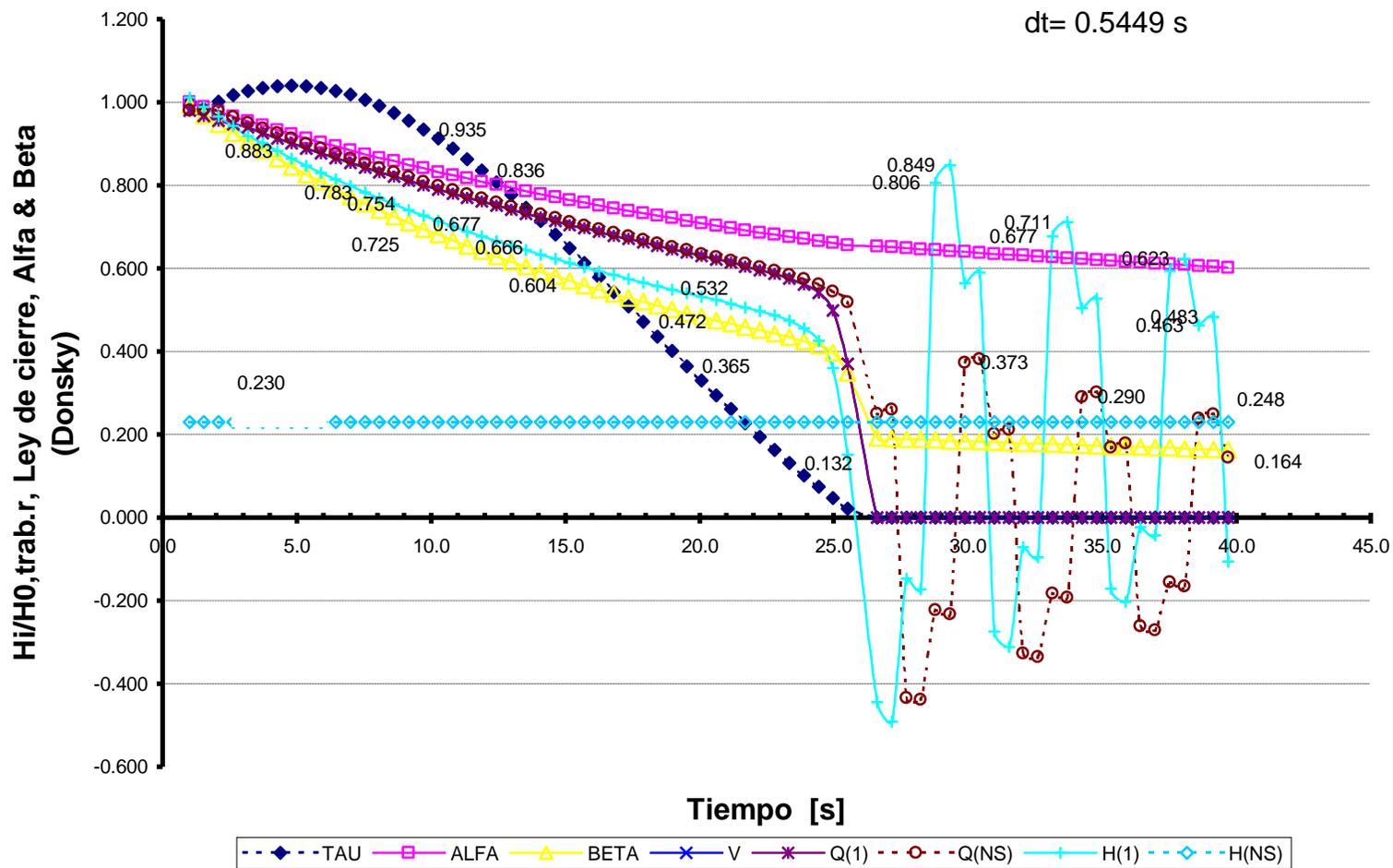


Figura IV.17 Ley de cierre continua

### Dinámica de cierre válvula: tipo 'obturador'

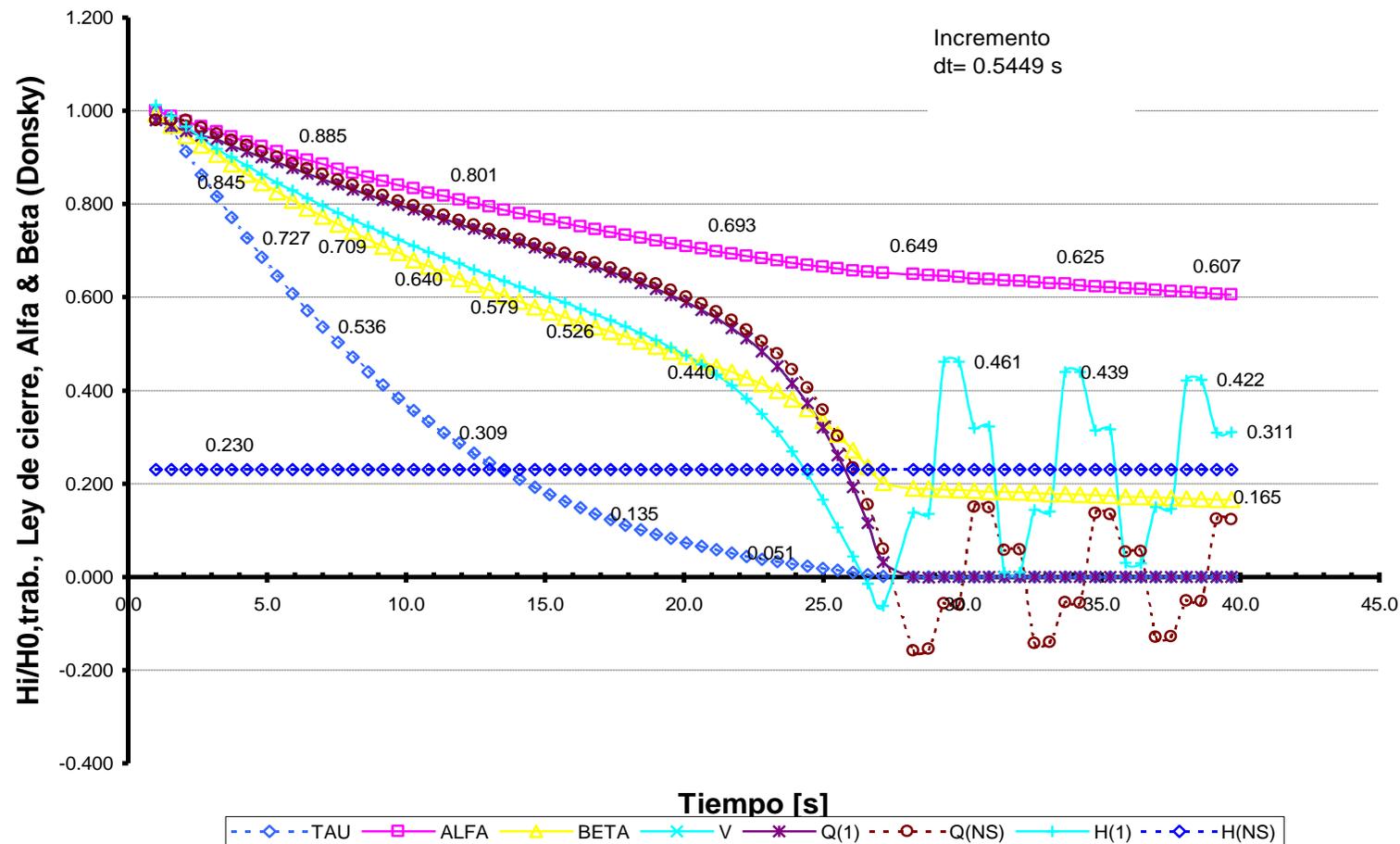


Figura IV.18 Ley de cierre continua

## Dinámica de cierre válvula: tipo 'compuerta'

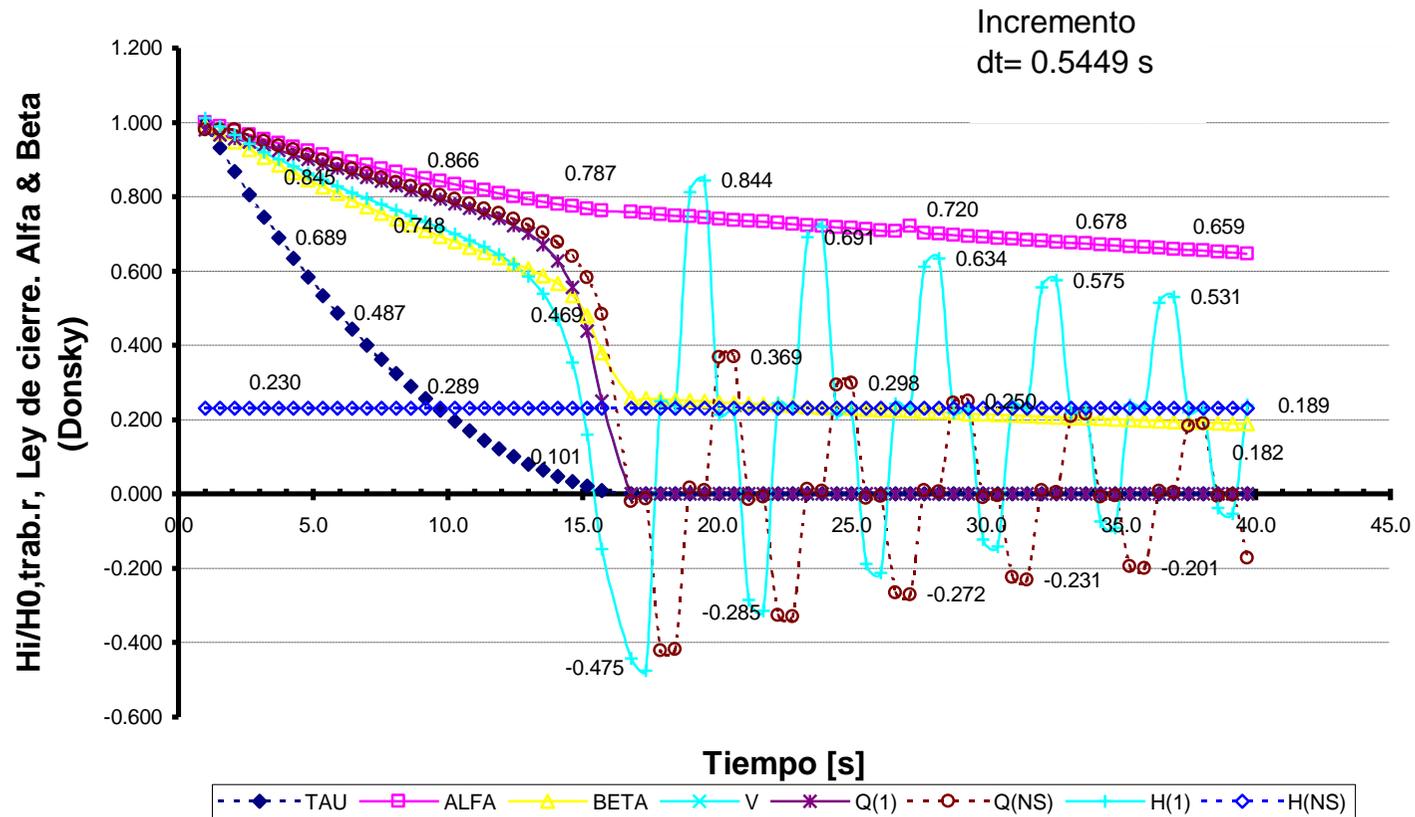


Figura IV.19 Ley de cierre continua

### Dinámica de cierre válvula: tipo 'retención'

Incremento  
dt= 0.5449 s

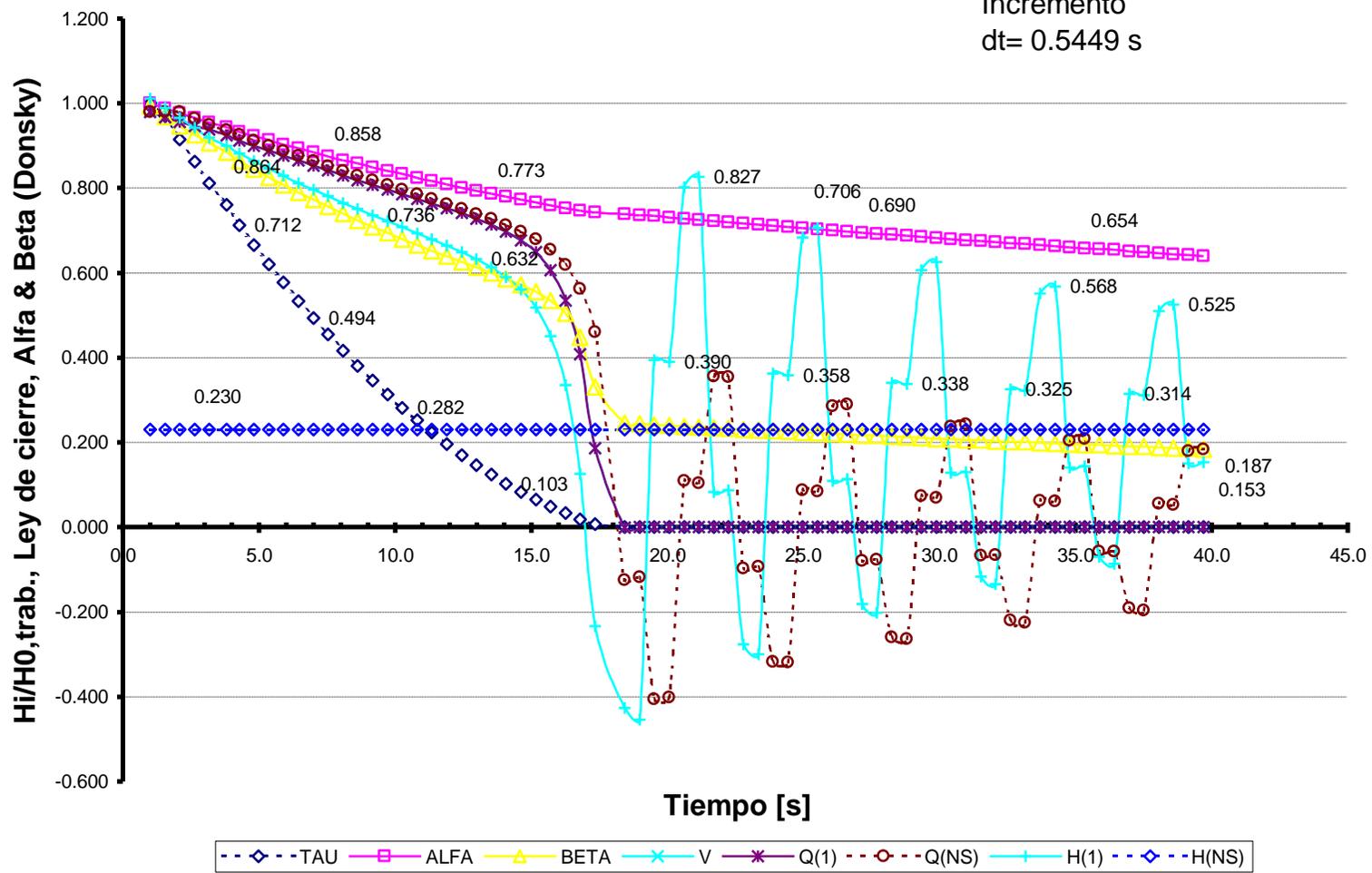


Figura IV.20 Ley de cierre continua

### Dinámica de cierre de válvula: tipo 'globo'

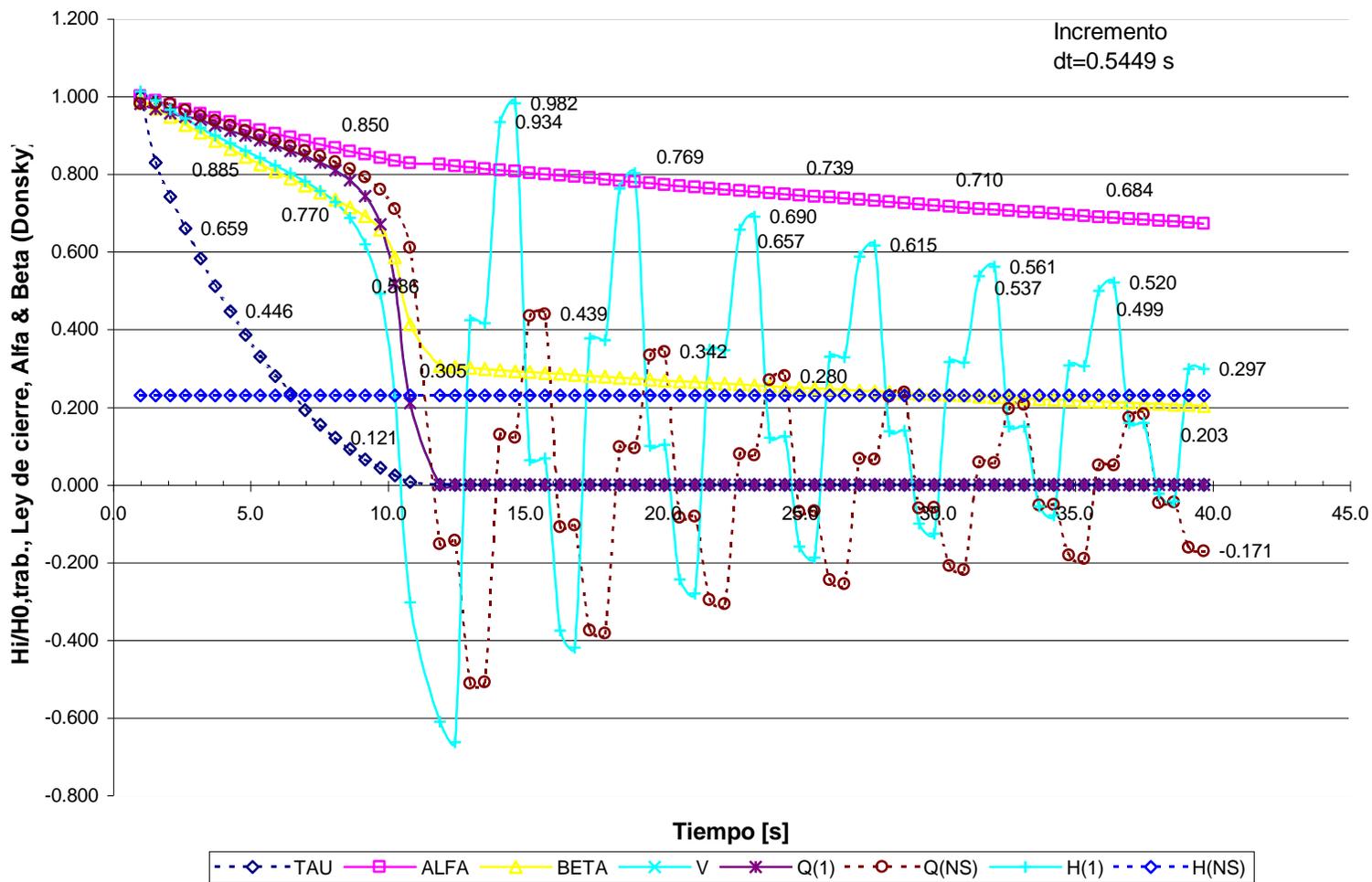


Figura IV.21 Ley de cierre continua

### Dinamica del cierre de válvula: tipo 'aguja'

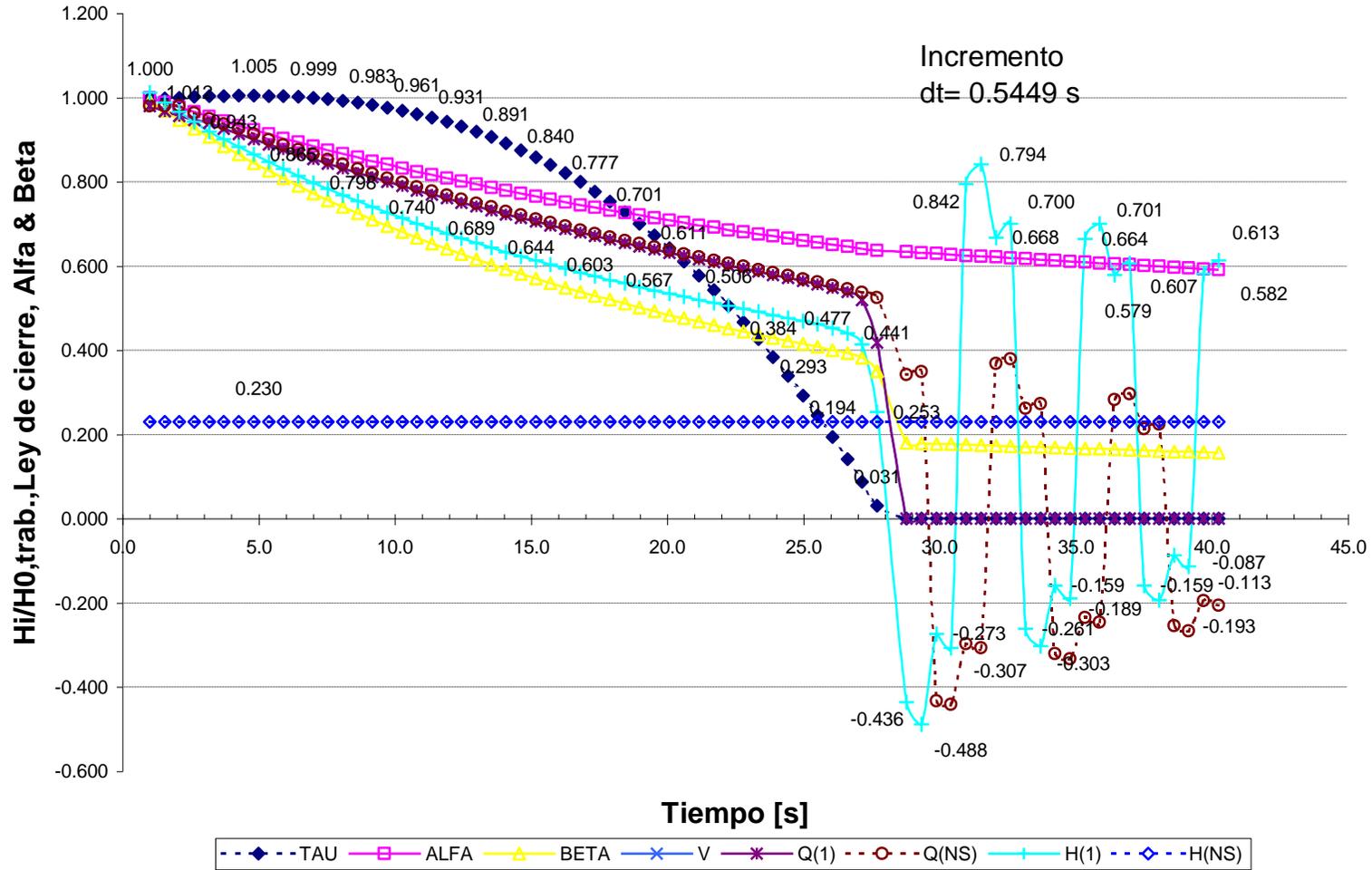


Figura IV.22 Ley de cierre continua

Regulación del flujo, sin válvula de alivio de presión

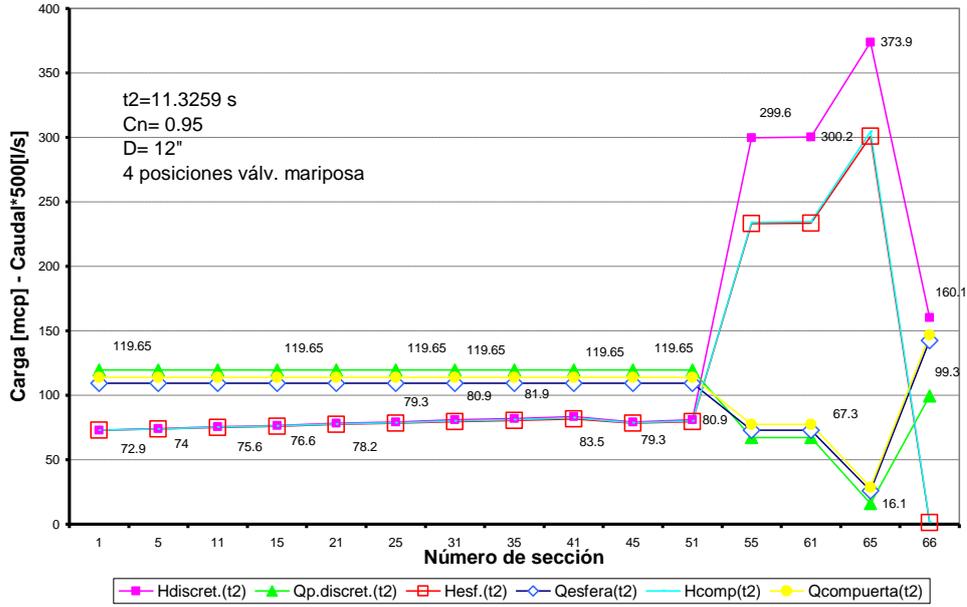


Figura IV.38 Válvula mariposa en el MANIFOLD

Regulación del flujo, sin válvula de alivio de presión

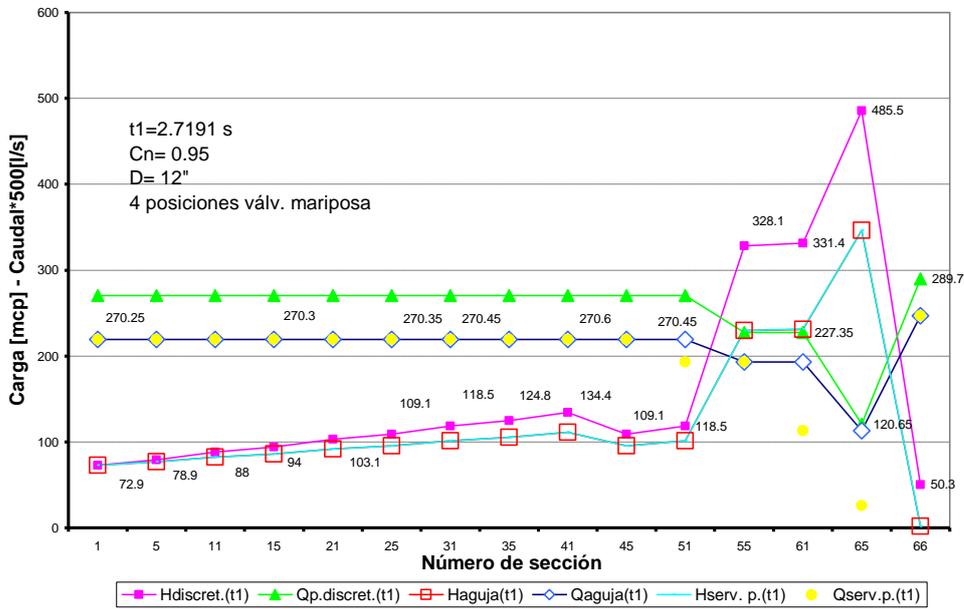


Figura IV.39 Válvula mariposa en el MANIFOLD

Regulación del flujo, sin válvula de alivio de presión

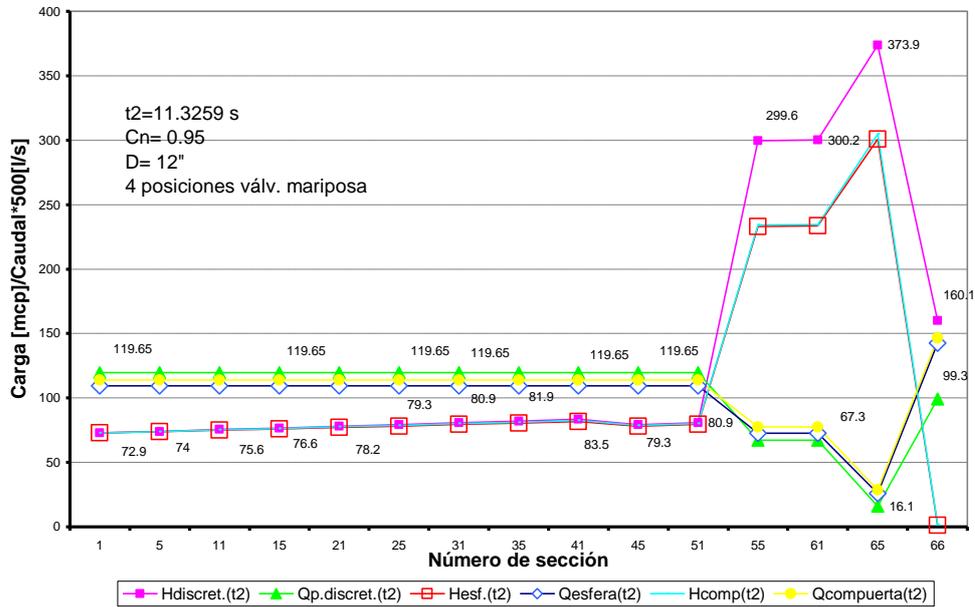


Figura IV.40 Válvula mariposa en el MANIFOLD

Regulación del flujo, sin válvula de alivio de presión

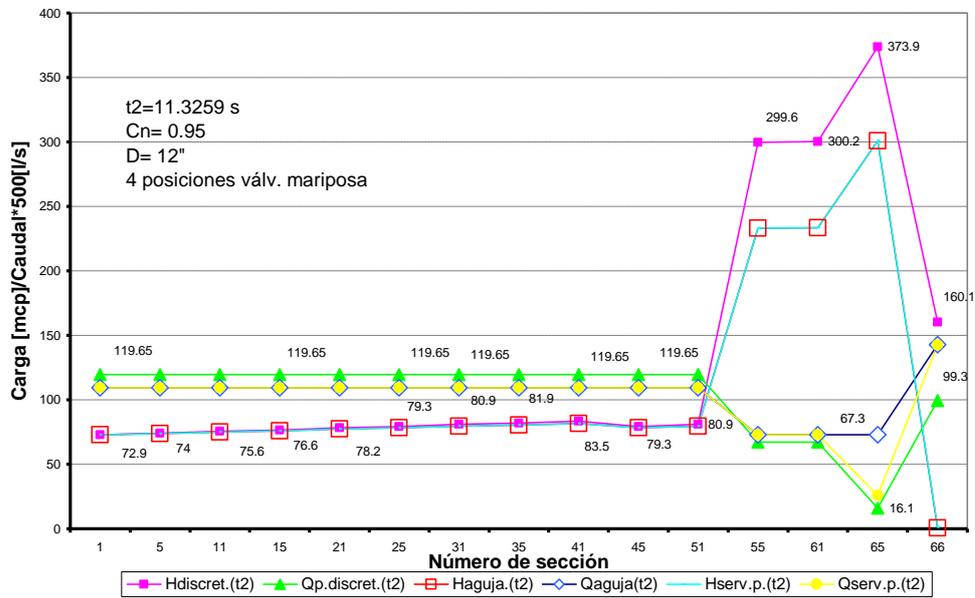


Figura IV.41 Válvula mariposa en el MANIFOLD

### Regulación del flujo, sin válvula de alivio de presión

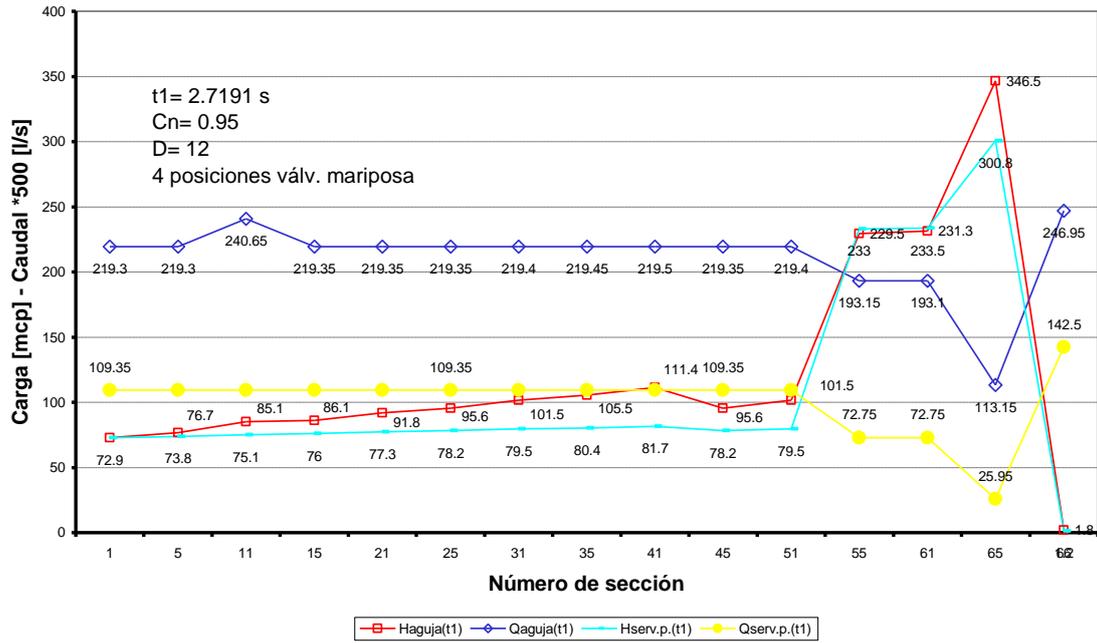


Figura IV.42 Válvula mariposa en el MANIFOLD

### Regulación de flujo, sin válvula de alivio de presión

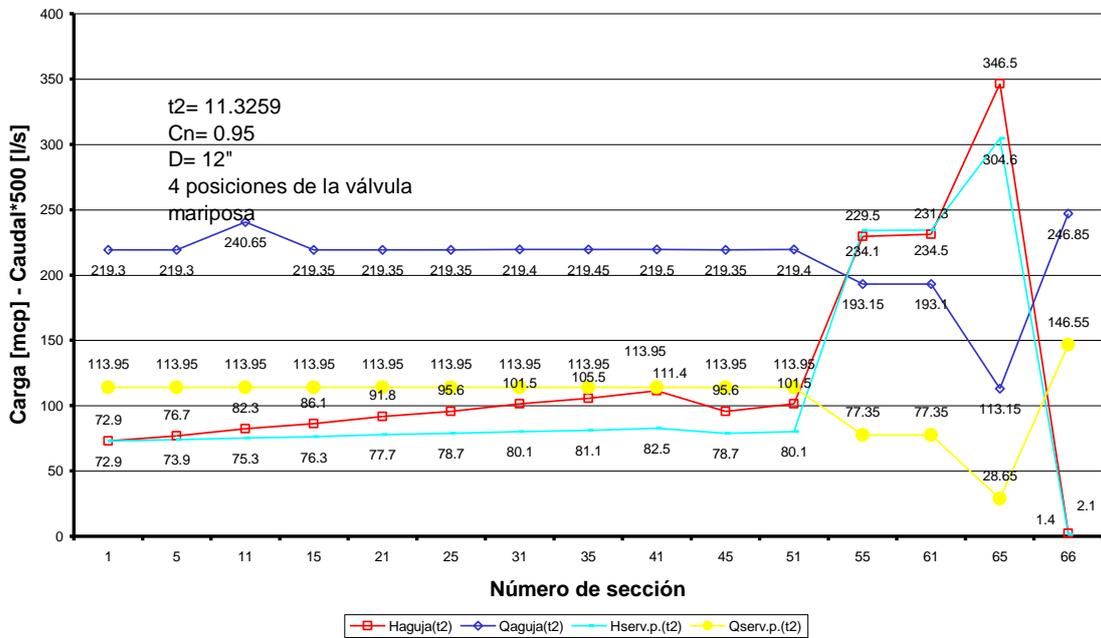


Figura IV.43 Válvula mariposa en el MANIFOLD

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

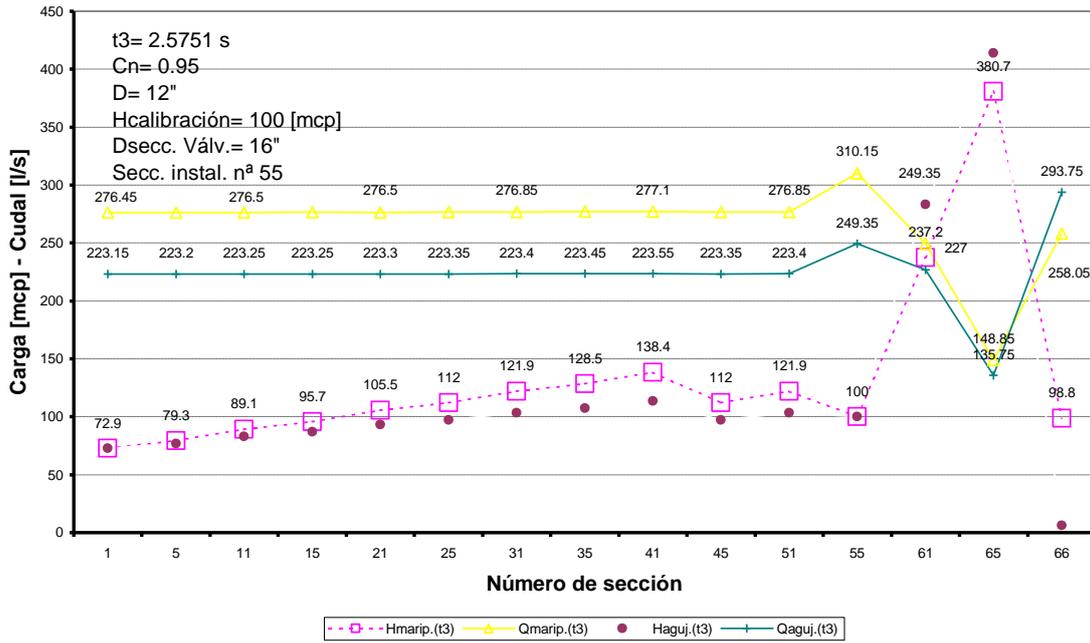


Figura IV.44 Válvula tipo aguja en el MANIFOLD, y compensada en línea

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

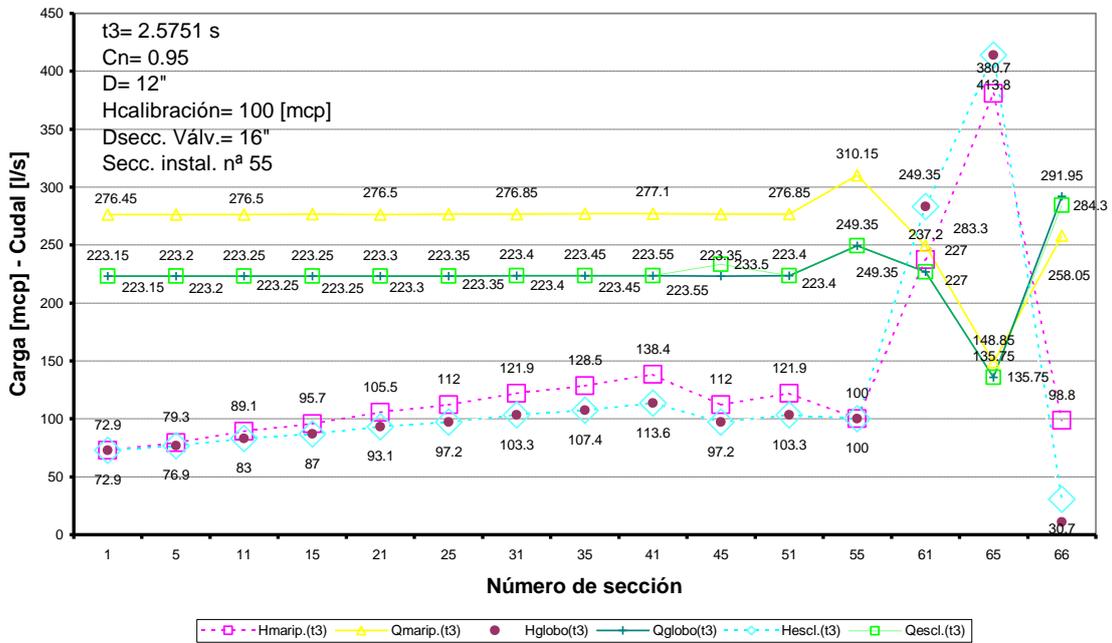


Figura IV.45 Válvula globo o esfera en el MANIFOLD, y compensada en línea

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

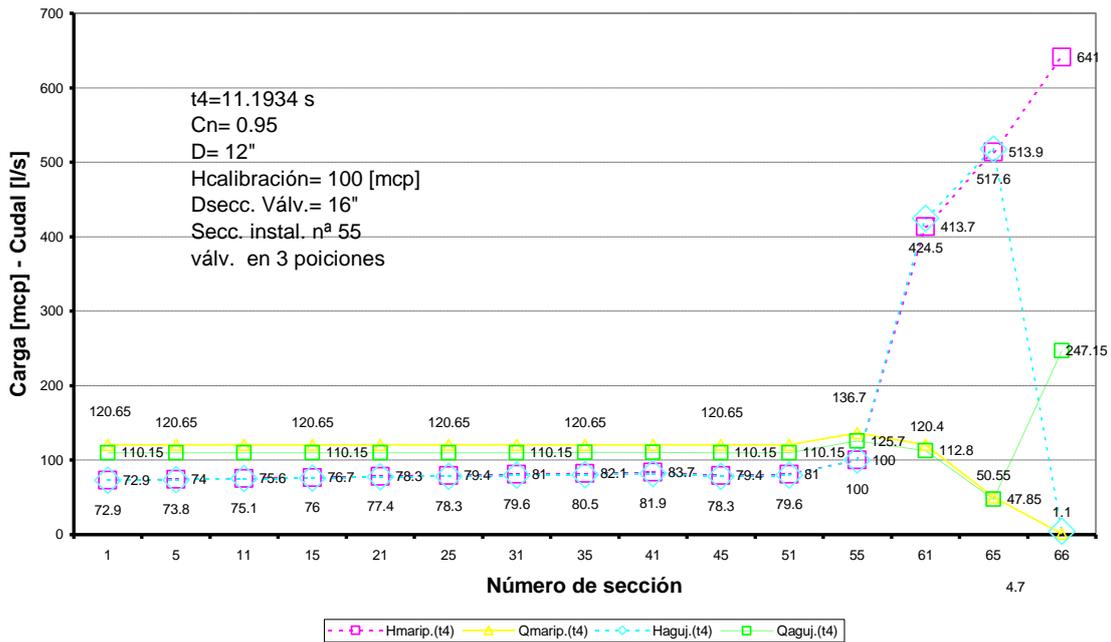


Figura IV.46 Válvula tipo aguja en el MANIFOLD, y compensada en línea

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

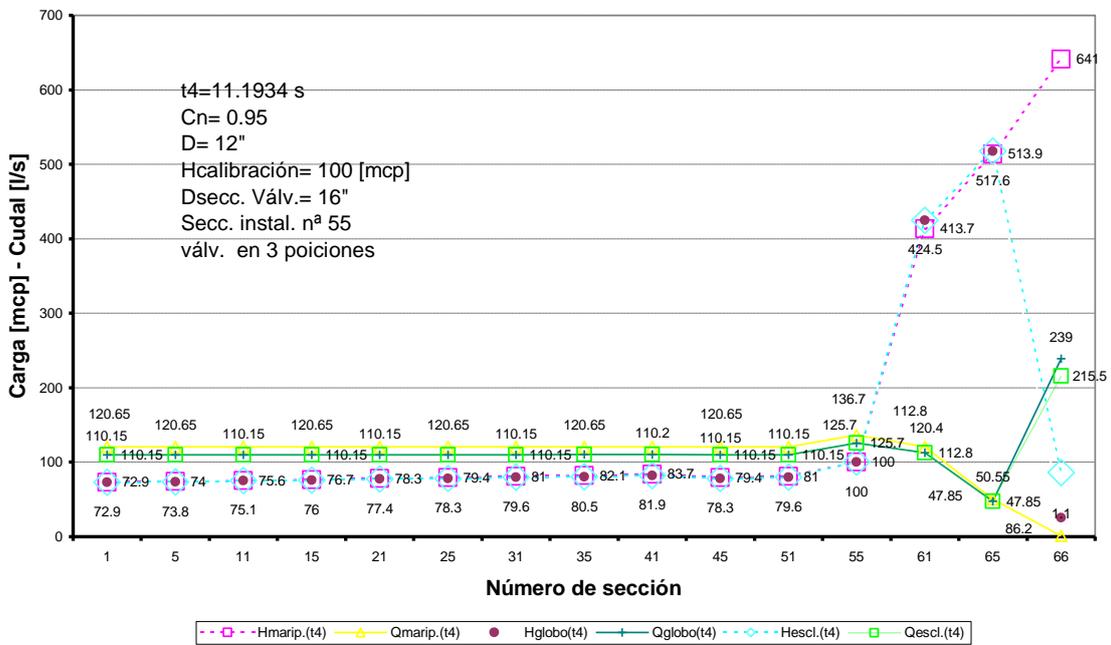


Figura IV.47 Válvula globo o esfera en el MANIFOLD, y compensada en línea

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

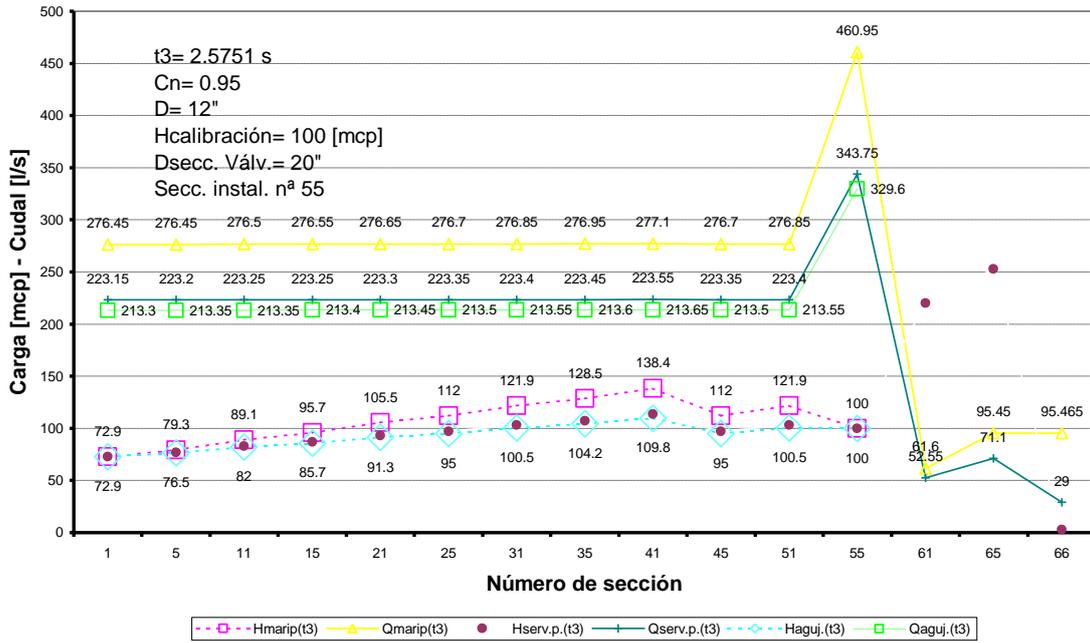


Figura IV.48 Válvula de ruptura en línea

### Regulación del flujo, con válvula de alivio

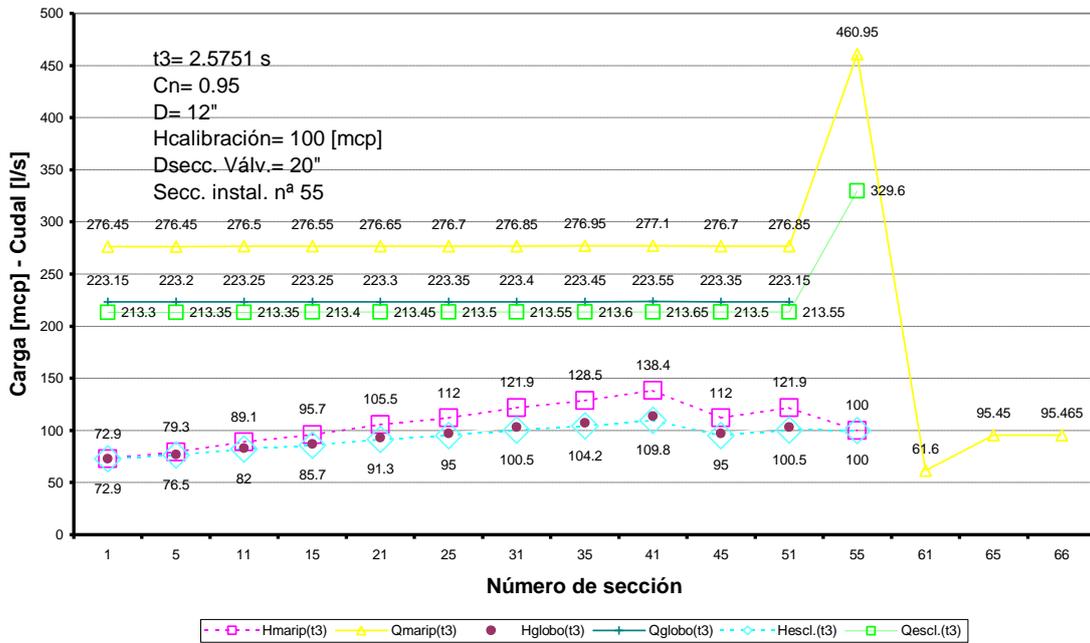
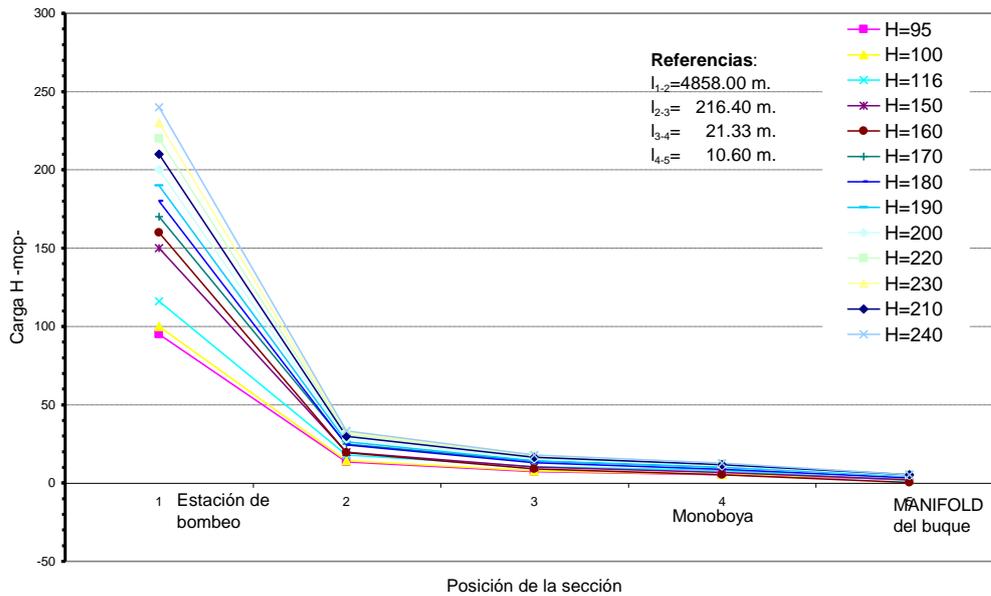


Figura IV.49 Válvula de ruptura en línea y esclusa a la salida

Piezométricas instantáneas en el Oleoducto



**Figura IV.50** Piezométrica en el oleoducto, cuatro tramos

En la secuencia de Figuras IV. 38 a IV.49 precedentes puede observarse el comportamiento en el oleoducto en lo que respecta a distribución de la carga, y el caudal por secciones típicas, cuando son accionadas diferentes tipos de válvulas instaladas estas en el Manifold del buque {88,92,93,96,97}. Nótese el cambio en la respuesta cuando son instaladas en línea, o bien una válvula de pétalos o una compensada, especialmente cuando éstas son reguladas o calibradas para el valor de operación del sistema. También es posible el análisis de la respuesta de la válvula tipo mariposa actuando ya sea en forma continua, o para posiciones discretas del disco: cinco, tres o bien comúnmente dos, tanto para servicio pesado como para servicio liviano. En la figura IV.50 se hallan representadas las piezométricas en los diferentes casos simulados en forma esquemática, en lo que respecta a la distancia para las secciones por tramo consideradas (ésta última, en abscisas, no se encuentra en escala real).

## Capítulo V

### Discusión y conclusiones

#### V.1 Discusión

En oleoductos e instalaciones de embarque de petróleo por bombeo resulta de vital importancia la protección de las instalaciones en su conjunto de los efectos destructivos del golpe de ariete. En especial, aquellas instalaciones costa afuera en las cuales existen tuberías flexibles (mangueras de material compuesto) constituyendo estos tramos puntos críticos por sus características constructivas.

La elevada presión y el caudal de trabajo actual en instalaciones semejantes causa que resulte peligroso manejar en forma manual las válvulas, por lo que se deduce que no es apropiado ni conveniente, por razones de seguridad, cortar el flujo bruscamente, siendo necesario un cierre paulatino y controlado de la válvula de regulación, dado que un cierre en un tiempo menor al especificado presenta el riesgo de generar ondas de presión que causarán daño al sistema y aún el colapso de la instalación.

La correcta operación en un rango admisible de la carga es una condición restrictiva en la vida útil de una instalación con tuberías de material compuesto

entre la terminal y el sistema de operación y control en el buque tanque (PLEN), debiéndose prever las instalaciones necesarias para la correcta evacuación de los caudales derivados en el caso de instalaciones con válvula compensada. Estos volúmenes controlados se enviarán a depósitos destinados al efecto en las mono boyas, o mediante tuberías secundarias por gravedad o bombeo, evitando de esta forma el derrame en el medio colindante (en el mar, para el caso de costa afuera).

En el transporte de petróleo a granel resulta económicamente conveniente mantener las instalaciones en buen estado de conservación en lo que se refiere al estado de la superficie del conducto, debiéndose acondicionar el fluido en función de su viscosidad acorde con la potencia disponible en la estación de bombeo, para no superar la carga de trabajo de seguridad para la cual fue diseñada la instalación de embarque. Asimismo es necesario asegurar el funcionamiento de la estación de bombeo y mantenerlo, en el punto de operación más conveniente u óptimo para dos, tres o el total de bombas instaladas (conectadas en paralelo).

Se debe tener especial cuidado en la línea piezométrica resultante de la operación utilizando instrumentos de control montados en diferentes puntos a lo largo de la instalación, como ser en la entrada y salida de la sala de bombas, estaciones intermedias, monoboyas, etc., teniendo muy en cuenta que el gradiente hidráulico (altura manométrica) generado a partir de la carga máxima en la zona de las bombas, para un caudal instantáneo mayor que el de

proyecto (por pequeño que este sea), si las válvulas del buque eventualmente se encuentran cerradas, el efecto sobre las cañerías sería desastroso de no disponer de válvulas de protección del tipo de alivio y/o de pétalos. Ésta situación es aún más peligrosa que la generación de transitorios a partir del buque.

El control de la carga y caudal en la estación de bombeo y el monitoreo simultáneo del PLEM – MANIFOLD en el rango de seguridad establecido aseguran la operación de la estación de embarque sin inconvenientes, disminuyendo la posibilidad del daño ecológico por derrame del fluido (en el caso de petróleo, contaminación irreversible del medio ambiente colindante) por la eventual avería o rotura de parte de la instalación.

El montaje de válvulas del tipo de alivio en derivación o de pétalos de doble corte resultan de vital importancia para evitar o disminuir el volumen de fluido derramado, dado que en el primero de los casos es posible la recuperación de un volumen importante dependiendo de la capacidad de almacenamiento del recipiente, por ejemplo el tanque en la monoboya; siendo para el segundo más restrictivo respecto a la capacidad de contención, dependiendo del diseño de la cámara entre ambas secciones de corte.

El modelado del equipo de bombeo requiere una especial consideración debido a los cambios de velocidad en el sistema formado por las masas rotantes, el par motor y resistente, y el fluido confinado en la carcasa-rodete. En este estudio, los resultados obtenidos para la turbo máquina multietapa

mixta (axial - radial) en la zona de funcionamiento del rodete como bomba, representado en forma funcional por un polinomio (Q,H) de segundo orden, son comparados con los obtenidos utilizando las curvas que representan la respuesta de las turbo máquinas funcionando como bombas en función de la velocidad específica, respuesta representada por los datos de las tablas de Thomas y Donsky, valores estos en función de la carga, caudal, par motor y variación de la velocidad, verificando la ley de semejanza u homóloga de funcionamiento de las máquinas, con un ajuste satisfactorio.

La utilización de un polinomio de funcionamiento de la bomba o curva de la bomba, con un grado mayor al cuadrático mejora la bondad del ajuste, siendo para ello necesario disponer de una amplia base de datos experimentales. Esta se justifica, según se indica en la literatura consultada, en el caso de bombas de tipo axial y para una combinación con rodetes especiales. No obstante, la elevación del grado del polinomio presenta serios inconvenientes, como una mayor incertidumbre en el valor de los coeficientes y un error mayor en la extrapolación. Estas desventajas se acrecientan cuando se dispone de pocos puntos de ensayo y pertenecientes a un rango relativamente estrecho en torno al punto óptimo, situación bastante frecuente debido a los costos de operación del banco de pruebas para ensayo.

Así pues, para resolver este problema, se opta generalmente por una solución de compromiso intermedia, consistente en ajustar los valores correspondientes a los puntos del ensayo de la bomba, proporcionados por el fabricante, a un polinomio de segundo orden, tanto en la curvas de altura o carga vs. caudal,

como en la de rendimiento vs. caudal, o bien potencia vs. caudal. Esta propuesta resulta ser suficiente para los diferentes fines perseguidos en el análisis de los transitorios hidráulicos producidos en un sistema que incluye bombas.

La simulación del funcionamiento de la estación de bombas y sus válvulas asociadas, se obtuvo con el algoritmo desarrollado al efecto del modelado del sistema. Se utilizaron los valores característicos de funcionamiento por correlación de los existentes con distintas características, tomados durante la prueba ensayo de aceptación de la turbo máquina (bomba) previa a la puesta en servicio y los correspondientes a las curvas de funcionamiento de las bombas para la velocidad específica dadas por las tablas de Thomas y Donsky, en lo que respecta a las bombas; para las válvulas se adoptaron los indicados en ábacos existentes.

## **V.2 Conclusiones**

En el presente trabajo se han

- desarrollado modelos matemáticos originales para los componentes de un sistema completo de movimiento de líquidos, incluyendo el funcionamiento dinámico y transitorio.
- reunido y ampliado las teorías del comportamiento del fluido en movimiento para formar un modelo dinámico global.

- generado métodos de resolución numérica del modelo global, el cual se lo ha aplicado con éxito.

El utilizar herramientas computacionales para simular las condiciones de trabajo del conjunto de la instalación, costa fuera o no, permite obtener el rango de funcionamiento en condiciones de seguridad, evitando las sobrepresiones en los elementos constitutivos y el adecuado calibrado, redundando en una respuesta más eficiente del conjunto.

El algoritmo desarrollado ofrece ventajas adicionales tales como:

- verificar el diseño de la instalación en condiciones normales y de transitorios.
- analizar el efecto de variables operacionales tales como temperatura y viscosidad del fluido, estado y condiciones de la tubería.
- evaluar distintas opciones de operación y protección del sistema, como tipo, número y ubicación de válvulas de alivio y retención de caudales, etc.

Los cálculos y la evaluación del modelo matemático original se efectuaron para los componentes y el sistema completo utilizando los datos de las instalaciones y las líneas piezométricas de operación, de Caleta Córdova (Provincia de Santa Cruz) y Caleta Olivia (Provincia del Chubut), comparándolos con los valores obtenidos para una operación simulada de funcionamiento con aplicaciones reales, en sendas estaciones de embarque. Se comprobó que la respuesta de las diferentes válvulas para el caudal calculado durante la operación óptima de la estación de bombeo, funcionando

para tres bombas en paralelo, son comparables a los gráficos experimentales de la válvulas correspondientes para un caudal similar así como también las correspondientes a la estación de bombeo.

Un resultado puntual destacable es que el valor de la presión máxima obtenida utilizando el algoritmo de cálculo desarrollado para el conjunto de la instalación, y valores reales para los coeficientes, es inferior al obtenido por el método de Allievi y del orden de magnitud al registrado por el instrumento de control de operación de la estación de embarque sita en Caleta Córdova, según consta en la hoja de registro (200 mcp)según la hoja del registro del incidente debido a una falla de operación en el MANIFOLD del buque.

El modelado computacional de lo citado precedentemente tiene además las ventajas respecto al experimento físico (ensayo de modelos en escala) de un menor costo, mayor rapidez y flexibilidad.

Es dable mencionar en este punto que el algoritmo desarrollado considera las posibilidades de verificar el gradiente hidráulico de la instalación, con o sin bifurcación, y simular el funcionamiento de ésta en su conjunto brindando la posibilidad de escoger el tipo de válvula de control, de respuesta continua o para posiciones establecidas del disco de obturación. La instalación o no de válvulas en serie, y el de establecer el número de tramos por sus características físicas de la terminal de embarque. Permite determinar el rango de operación óptimo de la estación de bombeo, para diferentes

configuraciones asociado a la potencia en el eje y caudal. El modelo desarrollado en el algoritmo de cálculo es de característica estable, verificando la condición de convergencia tanto en los casos particulares como en los más generales, en la grilla de cálculo establecida, y en la cual se incluyen las condiciones de contorno para un sistema real y completo.

Cabe destacar que en el diseño de la estación de bombeo el objetivo principal es el de evitar el giro inverso del rodete de impulsión debido a una falla en el sistema. Para ello, del análisis de las distintas alternativas de protección de las máquinas, se recomienda la instalación como mínimo de una válvula de retención del tipo clapeta amortiguada con cierre programado, siendo además beneficioso el agregado de una válvula de alivio de presión del tipo de las estudiadas en la tubería colectora, cuando existe más de una bomba en paralelo y trabajando simultáneamente. El cierre de las válvulas de retención debe ser lento y coincidente con el tiempo de parada de la bomba con lo cual disminuye el efecto del golpe de ariete respecto al cierre instantáneo, en el rango de tiempo establecido por normas internacionales.

Además, como el objetivo principal en los oleoductos (transporte a granel de fluidos) es el de evitar la rotura de la tubería por efecto de la sobre presión, y el consecuente derrame de fluido, se recomienda para la protección de la tuberías una válvula del tipo de alivio al final del tramo principal, minimizando el riesgo de un aumento de presión corriente arriba, y de que la onda de presión llegue a la estación de bombeo.

En instalaciones importantes, debido al volumen impulsado, o de gran longitud de la tubería, en las que se incluyen tramos de tuberías de material compuesto, como es el caso particular de instalaciones costa afuera para la disminución de la sobre presión se recomienda la instalación de una válvula de alivio compensada ubicada en la monoboya, y una válvula del tipo de pétalos o de doble corte y cámara de volumen variable, instalada entre el PLEM y el MANIFOLD del buque, las cuales serán accionadas al superarse la carga de calibrado.

Debido a la similitud entre los oleoductos y los acueductos, en lo que respecta a las instalaciones en general, son aplicables las conclusiones y sugerencias mencionadas precedentemente así como también el modelo matemático.

## Apéndice A.1

### Definición del volumen de control. Ecuaciones básicas

#### A.1.1 Volumen de control

Consideramos un volumen definido por la longitud ' $\delta x$ ', cuya generatriz coincide con la cara interna del tubo, de sección ' $A_t$ '; que en el tiempo ' $t$ ' se mantiene fijo. El volumen así definido se mueve en el interior del conducto deformándose de acuerdo al contorno del conducto. En la Figura A.1.1., se indica esquemáticamente, la sección del volumen de control en corte longitudinal y simétrico respecto al eje del tubo.

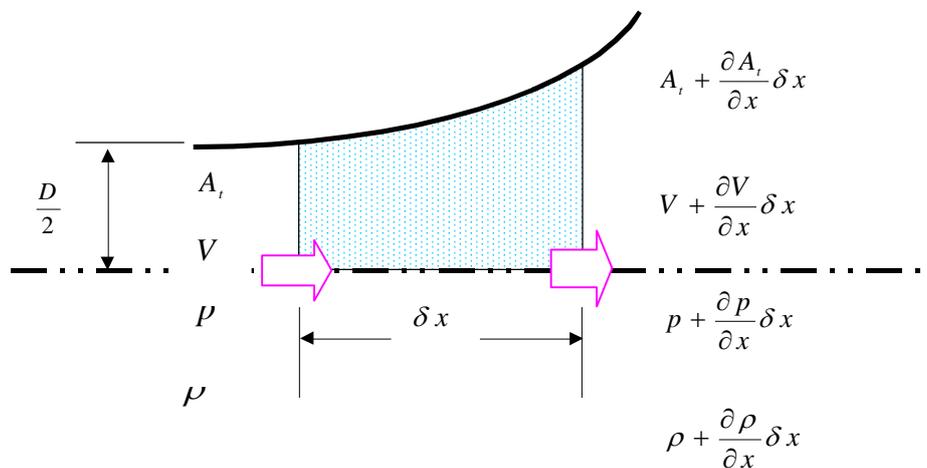


Figura A.1.1 Volumen de control

De la aplicación de la Ley de conservación de masa en el instante de tiempo considerado, el flujo que ingresa es igual al que sale del volumen de control.

### **A.1.2 Ecuaciones generales**

Las ecuaciones de continuidad y de la conservación de la cantidad de movimiento describen el comportamiento general de un fluido.

En un conducto cerrado el movimiento de un fluido se expresa en términos de dos variables: velocidad: ' $V$ ' y altura piezométrica o de carga: ' $H$ '. La hipótesis de un comportamiento unidimensional del fluido permite un seguimiento puntual y temporal del sistema así definido.

Variables éstas espacial: ' $x$ ', y temporal: ' $t$ ', en plano bidimensional definido, en este caso por  $0 \leq x \leq L$  y  $0 \leq t \leq +\infty$ .

De la observación de la figura precedente la inclinación ' $\theta$ ' del tubo del volumen de control respecto al plano de referencia, es nula.

En ambas ecuaciones, los restantes parámetros: pendiente, ' $\theta$ '; coeficiente de rozamiento, ' $f$ ' y el diámetro de la sección ' $D$ ', permanecen constantes en el tiempo.

Efectuando un balance de fuerzas del cuerpo libre, y la fuerza de rozamiento entre el volumen del cuerpo y la superficie que la contiene, para el régimen estacionario, resulta:

- a) Las fuerzas, de carácter exterior o de superficie: presión y rozamiento.
- b) La fuerza resultante, de carácter volumétrico, en general es despreciable.

Aplicando la ecuación de continuidad en el volumen de control definido precedentemente, el flujo entrante de más, junto a la variación temporal de la masa confinada es:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \delta Vol. + \int_{sc} \rho A dV = 0. \quad (A.1.1)$$

En un determinado instante, la masa encerrada en el volumen de control, resulta dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \delta Vol. = \left( \rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left( A_t + \frac{\partial A_t}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \delta x. \quad (A.1.2)$$

El peso debido a la fuerza gravitatoria actuando en el volumen de control, en la dirección vertical, resulta:

$$\delta W_x = g \left( \rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left( A_t + \frac{\partial A_t}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \delta x \equiv \rho g A_t \delta x. \quad (\text{A.1.3})$$

La proyección en la dirección del movimiento queda expresado por:

$$\delta W_x = \rho g A_t \delta x \text{ sen } \theta. \quad (\text{A.1.4})$$

Utilizando la ecuación de Darcy Weisbach, junto a la del peso específico del fluido, que esta dada por:  $\gamma = \rho g$ , resulta:

$$\delta F_{\text{rozam}} = \gamma f \frac{\delta x V^2}{2 g D} A_t. \quad (\text{A.1.5})$$

Dado que la fuerza de rozamiento es en dirección contraria al sentido de movimiento del flujo, en el balance de fuerzas debe tenerse presente (el sentido) el signo asignado, luego el término cuadrático al sustituirse por el producto:  $V|V|$  resulta sensible al signo de la velocidad en correspondencia con el sentido [38,44,77].

El balance de fuerzas debida a la presión que actúa sobre ambas caras del volumen de control además la actuante sobre la superficie en contacto con el tubo:

$$\delta F_x = p A_t - \left( \rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \delta x \right) \left( A_t + \frac{\partial A_t}{\partial x} \delta x \right) + \left( \rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{\delta x}{2} \right) \left( \frac{\partial A_t}{\partial x} \delta x \right). \quad (\text{A.1.6})$$

de manera tal, que al proyectar ésta componente perpendicularmente (ver Figura A.1.2.), la componente en la dirección del movimiento resulta para un balance global:

$$\delta F_{pres.} = -A_t \frac{\partial p}{\partial x} \delta x, \quad (A.1.7)$$

el total de las fuerzas actuantes en general es entonces:

$$\delta F_{pres.} + \delta F_{rozam.} + \delta W_x = \sum F \quad (A.1.8)$$

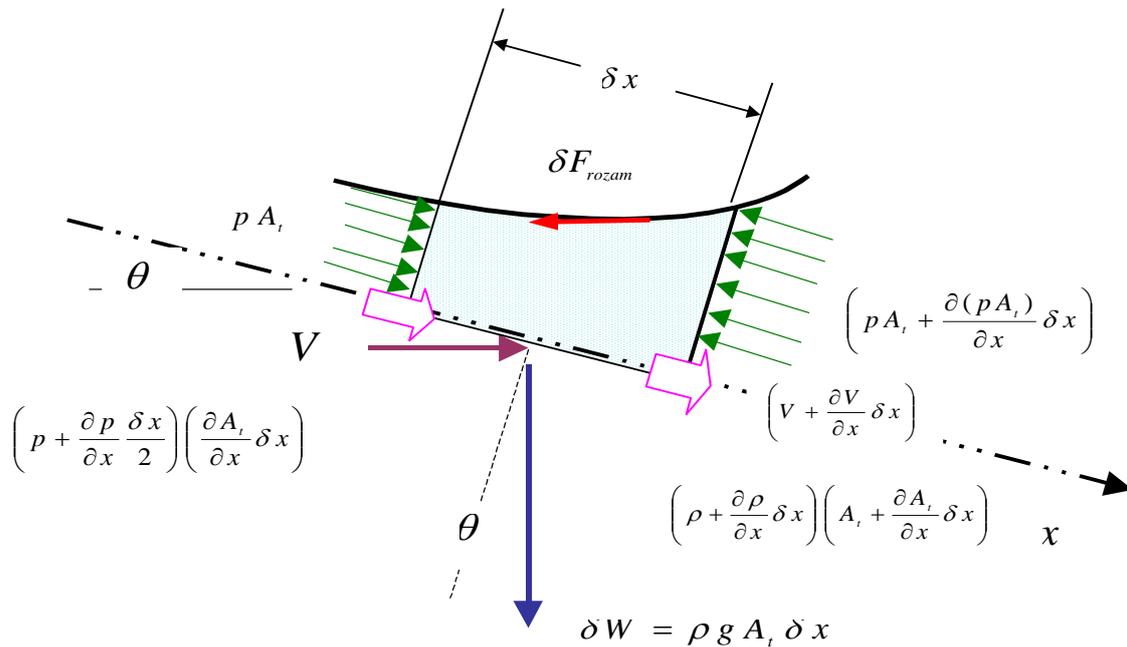


Figura A.1.2. Total de las fuerzas actuantes

Dado que

$$\text{sen } \theta = -\frac{\partial z}{\partial x}, \quad (\text{A.1.9})$$

y expresando la presión como una altura piezométrica:

$$p = \rho g (H - z), \quad (\text{A.1.10})$$

obtenemos la ecuación de la dinámica en función de la altura de carga y la velocidad:

$$\frac{dV}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (\text{A.1.11})$$

#### **A.1.2.1 Ecuación de continuidad**

La derivada total de una función, es la derivada local más la convectiva, por lo que la expresión de la continuidad reducida:

$$\frac{D}{Dt}(\rho VA) = 0. \quad (\text{A.1.12})$$

#### **A.1.2.2 Ecuación de movimiento**

Teniendo presente que la coordenada: 'z' no varía con el tiempo, y de la ecuación de continuidad aplicada al volumen de control junto a la expresión de la velocidad de la onda, obtenida de la relación Newton – Laplace [1,6,26,35,36,43], con la variación del módulo elástico ' $K_{elast.}$ ' dado por la

relación entre la variación de la presión y la variación unitaria de la densidad, y expresado como sigue

$$K_{elast.} = \frac{dp}{\left(\frac{d\rho}{\rho}\right)}, \quad (A.1.13)$$

mientras que para una variación en la cual la temperatura es ' $T \cong cte.$ ', es

$$a = \sqrt{\gamma R T}, \quad (A.1.14)$$

donde ' $\gamma$ ' está dada por la relación entre calores específicos, a presión y volumen constante [11,13,34,44,50,53,54,59,75,81].

Considerando las expresiones anteriores y eliminando los términos iguales en cada miembro, y ordenando convenientemente:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} - g \operatorname{sen}\theta + \frac{dV}{dt} = 0. \quad (A.1.15)$$

La instalación está fija, luego las piezométricas de las caras de entrada y salida del volumen de control en el tiempo se mantienen constante:

$$\frac{dp}{dt} = g \rho \left( \frac{dH}{dt} - V \frac{\partial z}{\partial x} \right). \quad (A.1.16)$$

Reemplazando los términos semejantes a ' $\rho$ ' y (A.1.9) en (A.1.6), y ordenando los términos; la ecuación de la dinámica del movimiento, resulta:

$$\frac{g}{a^2} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{g}{a^2} V \operatorname{sen}\theta = 0 \quad (A.1.17)$$

El sistema formado por las ecuaciones (A.1.11) y (A.1.17) permiten analizar a lo largo de la conducción (tubería) la evolución de un movimiento transitorio [13,44,50,53,54,59,81,100,108,115,117].

## Apéndice A.2

### Solución del sistema de ecuaciones

#### A.2.1 Ecuación matricial del sistema

Las ecuaciones de continuidad y de movimiento constituyen, pues, un sistema de ecuaciones en derivadas parciales de primer orden:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \frac{\partial H}{\partial x} + V \operatorname{sen} \theta + a^2 g^{-1} \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad (\text{A.2.1})$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + f \frac{V|V|}{2D} + g \frac{\partial H}{\partial x} = 0. \quad (\text{A.2.2})$$

En el sistema de ecuaciones, los coeficientes de las derivadas parciales variables carga y velocidad resultan al agruparse convenientemente, en la matriz:

$$A(V) = \begin{bmatrix} V & a^2 g^{-1} \\ g & V \end{bmatrix}, \quad (\text{A.2.3})$$

los términos independientes del sistema conforman el vector:

$$B(V) = \begin{bmatrix} -V \operatorname{sen} \theta \\ -f \frac{V|V|}{2D} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.2.4})$$

Luego el sistema de ecuaciones (A.2.1) y (A.2.2), casi lineal del tipo hiperbólico, puede ser expresado en forma matricial como la ecuación homogénea:

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix} + A(V) \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} H \\ V \end{pmatrix} - B(V) = 0 \quad (\text{A.2.5})$$

de coeficientes  $A(V)$  con valores propios reales distintos para cada ' $V$ '; a este sistema se asocia la ecuación cuadrática de variable ' $\lambda$ ', que satisface el determinante [25,46,44]:

$$\det [A(V) - \lambda I(1)] = 0, \quad (\text{A.2.6})$$

donde  $I(1)$ , es la matriz unitaria.

Los valores que verifican la ecuación característica son solución del sistema; en el caso particular en estudio, resultan raíces reales y distintas:

$$\lambda = V \pm a \quad (\text{A.2.7})$$

### **A.2.2 Breve discusión sobre las técnicas para resolver el sistema**

No existe expresión que proporcione la solución del sistema hiperbólico planteado, casi lineal y no homogéneo. Si se puede justificar la omisión de ciertos términos, el sistema puede ser simplificado y reducido a expresiones que pueden integrarse o resolverse en forma gráfica.

El sistema completo es posible resolverlo mediante las técnicas numéricas, en este caso, con el método de las características.

El método, ampliamente utilizado, resulta superior respecto a otros por su sencillez, y es computacionalmente eficiente, hecho éste corroborado al introducir el criterio de convergencia de Courant [15], ejecutándose el algoritmo

de cálculo desarrollado para un elevado número de casos, siendo la respuesta satisfactoria [84,87].

### A.2.2.1 Desarrollo: simplificaciones y sus soluciones

En la mayoría de los casos prácticos,  $V \ll a$ , luego los términos convectivos:

$V \frac{\partial V}{\partial x}$  resultan pequeños respecto a los demás, por lo que no son tenidos en

cuenta. También para la discretización el término correspondiente a la

pendiente  $V \frac{\partial H}{\partial x}$  puede ser pequeño, así como las pérdidas [1,13,38,50]. Si se

aplica el proceso de derivación, primero con respecto a la variable temporal y

luego respecto a la variable 'x', y se opera convenientemente, se llega a la

ecuación de ondas, ecuación general, cuya solución fue obtenida por Riemann

en el año 1869, [4,6,44].

Del sistema original en estudio, obtenemos:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} = 0. \quad (\text{A.2.8})$$

Al sustituir la variable de la carga por la de la velocidad de desplazamiento,

componente  $u(x,t)$ , de la velocidad en la dirección de movimiento, resulta:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0. \quad (\text{A.2.9})$$

Aplicando el desarrollo de la diferencia de cuadrados y la propiedad distributiva,

resulta:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + a \frac{\partial u}{\partial x}\right)\left(\frac{\partial u}{\partial t} - a \frac{\partial u}{\partial x}\right) = 0, \quad (\text{A.2.10})$$

en la que, si  $a = \frac{dx}{dt}$  y como la derivada total es

$$\frac{du}{dt} = \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt}\right), \quad (\text{A.2.11})$$

resulta, en el plano de cálculo,  $\frac{du}{dt} = 0$ . Luego, de  $a = \frac{dx}{dt}$ , resulta:  $x - at = cte.$

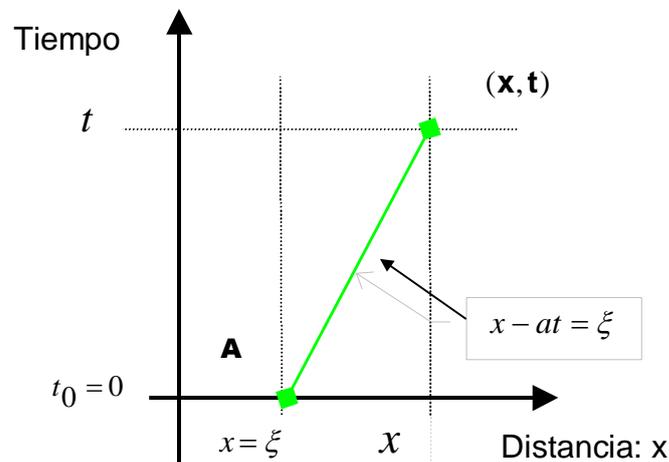


Figura A2.1. Curva característica

Si adoptamos una conjunto de curvas que cumple la condición para una constante arbitraria, por ejemplo ' $\xi$ ', la solución de la ecuación (A.2.11) tiene la forma siguiente:

$$u(x,t) \equiv F(\xi) = F(x - at), \quad (\text{A.2.12})$$

que representa la solución en términos de valores iniciales [42,82,106]; para 't = 0', se obtiene:

$$u(x,0) = F(x) \quad (\text{A.2.13})$$

Luego, el valor de la variable 'u(x,t)' en cada punto del plano '(x,t)' depende sólo del valor inicial de 'F' en el punto de abscisa:

$$\xi = x - at_0 \quad (\text{A.2.14})$$

La recta intercepta y corta la abscisa de ecuación 't<sub>0</sub> = 0' en:

$$x = \xi \quad (\text{A.2.15})$$

Estas conclusiones se representan en la Figura A.2.1. donde 'ξ' representa los valores del dominio de dependencia 'u(x,t)' respecto de los valores iniciales.

Si asumimos que en el punto de partida, 'A' (que coincide con la posición x = ξ) hay un observador y viaja a la velocidad 'a' hacia la derecha, en la Figura A.2.1., el valor de 'u(x,t) = F(ξ)' será constante en todo el tiempo e igual al valor con que partió.

Por otra parte en forma semejante planteamos la solución para la otra ecuación, en este caso el punto de partida es 'B', la variable 'η' para la función definida 'F\*' (ver Figura A.2.2), de ecuación:

$$u(x,t) \equiv F^*(\eta) = F^*(x + at). \quad (\text{A.2.16})$$

Donde la interpretación física de ' $u(x,t)$ ' es una onda que viaja de derecha a izquierda a velocidad constante ' $a$ ' sin cambiar de forma.

Para ambas ecuaciones (A.2.12) y (A.2.16), resulta la conocida solución de la ecuación de ondas:

$$u(x,t) = F^*(x + at) + F(x - at) \quad (\text{A.2.17})$$

o ecuación de las cuerdas vibrantes de D'Alembert [15,42,44].

### **A.2.3 Sistema simplificado: aplicación en ingeniería**

#### **A.2.3.1 Región de validez**

Para la aplicación en ingeniería hidráulica, más específicamente al flujo en una tubería, la relación entre la carga y el caudal esta dada por:

$$Q = A V, \quad (\text{A.2.18})$$

donde las variaciones de la sección ' $A$ ' y la densidad del fluido ' $\rho$ ' en el tiempo, son la esencia del fenómeno elástico.

Si la velocidad de la onda es finita y la variación de la densidad es despreciable comparada con las variaciones de la carga y el caudal, al mantenerse constante la sección de la tubería por tramos; y si en las ecuaciones (A.2.1) y (A.2.2), reemplazamos convenientemente la (A.2.18), obtenemos

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \quad (\text{A.2.19})$$

y

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g A \frac{\partial H}{\partial x} = 0, \quad (\text{A.2.20})$$

en la cual la ecuación (A.2.18), expresada en la forma de derivadas parciales

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial t}, \quad (\text{A.2.21})$$

y

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial x}. \quad (\text{A.2.22})$$

En forma similar, en las ecuaciones (A.2.19.) y (A.2.20.) al sustituir las variables indicadas en las ecuaciones (A.2.12.) y (A.2.17.), se obtiene

$$\left( \frac{\partial H}{\partial \eta} - \frac{\partial H}{\partial \xi} \right) + \frac{a}{g A} \left( \frac{\partial Q}{\partial \eta} + \frac{\partial Q}{\partial \xi} \right) = 0, \quad (\text{A.2.23})$$

y

$$\left( \frac{\partial H}{\partial \eta} + \frac{\partial H}{\partial \xi} \right) + \frac{a}{g A} \left( \frac{\partial Q}{\partial \eta} - \frac{\partial Q}{\partial \xi} \right) = 0 \quad (\text{A.2.24})$$

Al examinar las curvas características definidas previamente en (A.2.10) y (A.2.14), graficadas en la Figura A.2.2. [1,40,82,100,106,107], se aprecian que definen punto en plano solución del sistema '**P**' y el dominio de dependencia (región inferior a ambas curvas), además de la identificación de los puntos, inicial '**A**' y final '**B**'.

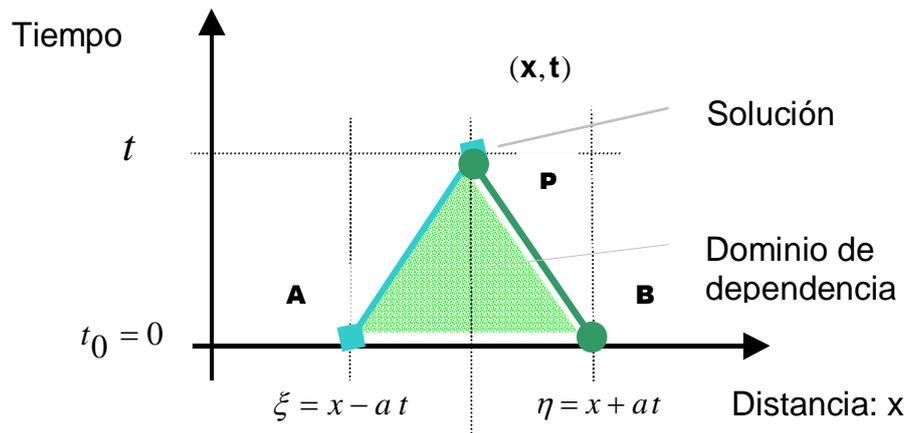


Figura A.2.2 Dominio de dependencia de la solución del sistema

Las características son líneas que permiten transmitir información en el tiempo y el espacio, simultáneamente.

En una aplicación práctica, (por ejemplo tubería de un tramo), inicialmente pueden conocerse el caudal y la piezométrica en los puntos indicados genéricamente en el plano por: 'A' y 'B', respectivamente. La solución en un instante de tiempo, o sea los valores para las variables del flujo son las correspondientes al punto indicado por 'P' en el mismo instante de tiempo 't'.

Esto se expresa, utilizando la (A.2.20) como

$$\frac{gA}{a} H_P + Q_P = \frac{gA}{a} H_A + Q_A, \quad (\text{A.2.25})$$

$$\frac{gA}{a} H_P - Q_P = \frac{gA}{a} H_B - Q_B. \quad (\text{A.2.26})$$

Las ecuaciones (A.2.25) y (A.2.26) muestran similitud con las ecuaciones (III.1.14) y (III.1.15) de ondas, en el intervalo '**AB**' dominio de dependencia de la solución, donde ocurren las fluctuaciones de presión y de velocidad; y éstas a su vez, definen el punto solución (en el plano) denominado nodo '**P**', en el dominio de influencia de la solución.

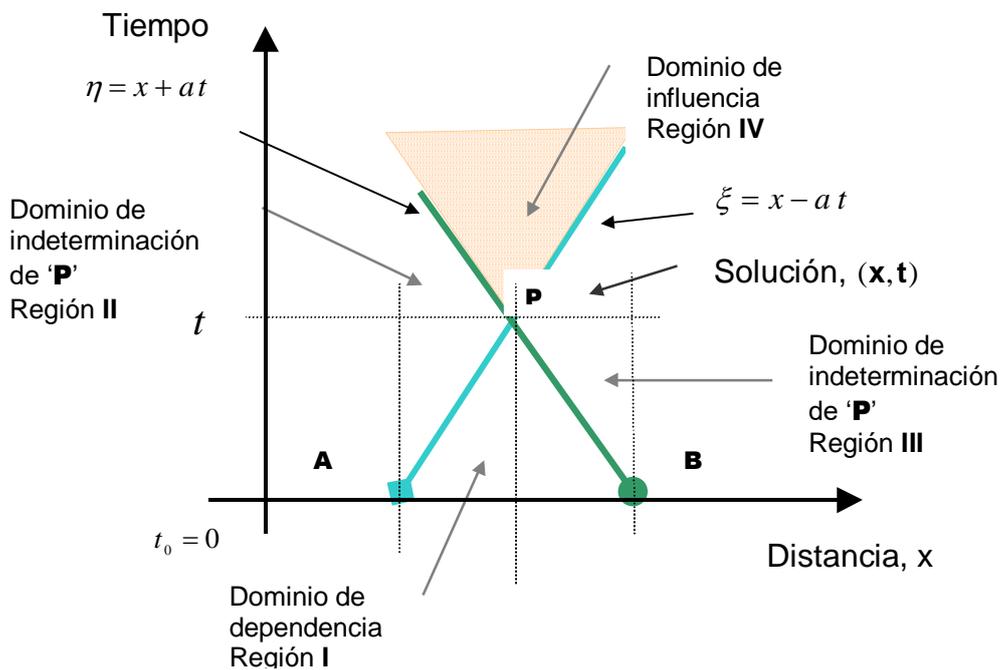


Figura A.2.3 Dominio de influencia de la solución del sistema

En la Figura A.2.3, se grafican las regiones en el plano resultantes, al trazar las curvas sobre las cuales se mueve la perturbación indicada (por ejemplo desviación de una situación de equilibrio); el dominio de dependencia está dado por la Región I, la Región IV es el dominio de influencia. Las Regiones restantes (Región II) y (Región III) indican el dominio de indeterminación del punto '**P**'; que no obstante pertenecer el conjunto de puntos del problema físico

a resolver (ver Figura III.3.), quedan afuera del dominio acotado por las rectas definidas por la señal ' $\xi$ ' y ' $\eta$ ' inicial (intersección con el eje de abscisas) y el punto solución del problema, ecuaciones (A.2.12) y (A.2.16) respectivamente [1,39,50,57].

## Apéndice A.3

### Aspectos generales de la teoría de Allievi

La teoría esbozada como una solución general básicamente interpreta que tanto el fluido como la tubería que sirve de conducto a presión son elásticos (las deformaciones son pequeñas). La velocidad del flujo en las secciones consideradas es la velocidad media del flujo (la distribución de la velocidad y presión en cualquier sección son uniformes). La energía cinética dada por  $v^2/2g$  es despreciable en comparación con el término de la carga piezométrica definido por  $p/\gamma$ .

Las pérdidas por rozamiento se desprecian y la carga en la sección se considera constante en el instante de tiempo. El cierre de la válvula instalada en el extremo del tramo, punto '**B**', se realiza en un tiempo definido como: ' $t_c$ '.

El fenómeno del golpe de ariete es originado al variar en forma brusca el flujo del fluido en una tubería a presión, al manipular la misma en un tiempo ' $t$ ', el cual, si es mucho menor que el definido como tiempo de corte (o tiempo de cierre), pasa a ser cierre rápido y de lo contrario se lo denomina lento, en ambos casos siguiendo una ley arbitraria en función del tiempo.

Esta Ley de cierre es de fundamental importancia en instalaciones de impulsión, debido a su incidencia en toda la conducción, equipos de bombeo y sistemas de control vinculados a ésta.

Al cerrarse la válvula del extremo '**B**' el instante ' $t_0$ ' y en forma instantánea, la energía cinética se transforma en potencial, dado que la velocidad del flujo se redujo a cero, y por el contrario se elevó la carga. En un instante posterior ' $t_0 + \Delta t$ ', y como resultado de este hecho, las secciones precedentes del fluido pierden velocidad y consecuentemente aumenta la presión, de una sección a otra corriente arriba, desde el punto '**B**' hacia el extremo '**A**', o, lo que es lo mismo, se genera la propagación de una onda de presión con una cierta velocidad. El fenómeno se traslada a la conducción, la cual se deformará, dada su elasticidad.

Si la velocidad de la onda es ' $a$ ' esta alcanzará en el tiempo ' $\Delta t$ ' la posición ' $l$ ', sobre el eje de la conducción. El tramo analizado estará sometido al aumento de carga ' $\Delta H$ ', dilatadas sus secciones y comprimido en su interior el fluido, siendo en este caso su masa específica ' $\rho + \Delta \rho$ '. En el tiempo ' $\left(t_0 + \frac{l}{a}\right)$ ', la perturbación llega al depósito (extremo '**A**'), no encontrándose en equilibrio el sistema debido al incremento de la carga en ' $\Delta H$ '; genérase así una nueva conversión de la energía, en este caso de potencial a cinética.

Debido a la velocidad de la onda en el sentido de corriente abajo o desde el punto 'A' hacia el 'B' (válvula de control)), desaparece la sobre presión con velocidad 'a'. En el tiempo  $\left(t_0 + \frac{2l}{a}\right)$ , continúa cerrada la válvula, pero en este caso la velocidad es de signo contrario.

En un proceso similar para el tiempo  $\left(t_0 + \frac{3l}{a}\right)$ , con velocidad 'a' se tiene depresión o carga negativa ( $-\Delta H$ ), llegando la perturbación nuevamente al extremo 'A', retornando la señal con la velocidad con signo negativo ( $-V$ ) a la posición 'B' donde se encuentra la válvula cerrada, esto es en un tiempo  $\left(t_0 + \frac{4l}{a}\right)$ , manteniéndose indefinidamente el proceso al no considerarse los efectos producidos por las pérdidas de energía debidas al rozamiento entre las capas del fluido entre sí y la superficie del fluido en contacto con la del conducto.

Las ecuaciones que interpretan el fenómeno de la cuerda vibrante de D'Alembert, semejantes a las de Saint Venant [27,38,42,44] para el transitorio de un fluido en una tubería a presión [1,13,49,59], con las hipótesis correspondientes, se obtienen

$$\Delta H = F\left(t - \frac{l}{a}\right) + F^*\left(t + \frac{l}{a}\right), \quad (\text{A.3.1})$$

y

$$\Delta V = -\frac{g}{a} \left[ F\left(t - \frac{l}{a}\right) - F^*\left(t + \frac{l}{a}\right) \right]. \quad (\text{A.3.2})$$

Consideraciones físicas:

-1. Las funciones ' $F\left(t - \frac{l}{a}\right)$ ', y ' $F^*\left(t + \frac{l}{a}\right)$ ', son de igual magnitud pero de sentido contrario, representando a las ondas que se mueven para cargas negativas y positivas.

-2. La señal de ' $F$ ' tiene la dirección '**BA**' (en dirección al depósito) y con sentido contrario '**AB**' (en dirección a la válvula), la señal dada por la función ' $F^*$ '

-3. En la condición de cierre instantáneo puede considerarse a la función ' $F^*$ ' como la reflejada de ' $F$ '.

Si justificamos por ejemplo que:

$$F^*\left(t + \frac{l}{a}\right) = 0, \quad (\text{A.3.3})$$

reemplazando en (A.3.1) y ésta a su vez en (A.3.2) y operando, resulta:

$$H - H_0 = F\left(t - \frac{l}{a}\right), \quad (\text{A.3.4})$$

y

$$V - V_0 = -\frac{g}{a}[H - H_0]. \quad (\text{A.3.5})$$

Durante la maniobra de cierre del elemento de control, o válvula, la velocidad para del flujo permanente será siempre mayor que la velocidad del transitorio; luego, del análisis de la ecuación (A.3.5), la carga se incrementará.

El tiempo de duración de la fase de una perturbación, en una sección, está dado por:

$$t_l = 2 \frac{(L-l)}{a}. \quad (\text{A.3.3})$$

En general la velocidad de la onda depende del módulo de compresibilidad y la densidad del fluido, del diámetro de la tubería, su espesor y característica de la estructura, así como también del módulo de elasticidad [56,72,107,108].

El tiempo que tarda la onda en recorrer dos veces la longitud de la tubería se lo define como tiempo crítico [13,27,38,42]:

$$t_{crit} = \frac{2L}{a} \quad (\text{A.3.6})$$

La interpretación de la onda que viaja a la misma velocidad en sentidos opuestos esta dada por la relación:

$$F\left(t - \frac{2L}{a}\right) = -F^*(t). \quad (\text{A.3.7})$$

Si el tiempo de cierre es menor que ' $t_{crit}$ ' la maniobra se denomina de "cierre rápido", en caso contrario "cierre lento" [1,36,50].

Como se indicó previamente, si el extremo se encuentra a la distancia 'L', al sustituir en (A.3.1) y (A.3.2), respectivamente se tienen las expresiones de Allievi:

$$H = H_0 + F\left(t - \frac{L}{a}\right) + F^*\left(t + \frac{L}{a}\right), \quad (\text{A.3.8})$$

y

$$V = V_0 - \frac{g}{a} \left[ F\left(t - \frac{L}{a}\right) - F^*\left(t + \frac{L}{a}\right) \right]. \quad (\text{A.3.9})$$

Definiendo el tiempo proporcional al tiempo de Allievi [27], resulta:

$$t = i T_{Allievi}, \quad (\text{A.3.10})$$

sustituyendo esta última relación en (A.3.7), se tiene las funciones discretas más generales, correspondientes al índice 'i' o posición:

$$F_i = -F_{i-1}^*. \quad (\text{A.3.11})$$

## Apéndice A.4

### Cálculo de parámetros equivalentes

#### A.4.1 Conducto equivalente según la teoría de la columna elástica

En este caso, además de la hipótesis referente a la energía cinética considerada en el Apéndice A.1., se supone que el tiempo de traslación de la onda de presión para el flujo transitorio es el mismo para los conductos real y equivalente. Al sustituir el conjunto de tuberías conectadas en serie, y de distinto diámetro, por una simple con longitud y diámetro que se define equivalente a la de la instalación real[1,27,49], resulta por ende, la velocidad equivalente

$$V_e = \sqrt{\frac{Q \sum_{j=1}^{n_{tr.}} L_j V_j}{\sum_{j=1}^{n_{tr.}} L_j A_j}}, \quad (\text{A.4.1})$$

así como la velocidad de la onda equivalente:

$$a_e = \frac{\sum_{j=1}^{n_{tr.}} L_j}{\sum_{j=1}^{n_{tr.}} \frac{L_j}{a_j}}, \quad (\text{A.4.2})$$

Una vez obtenidos los valores de ' $V_e$ ' y ' $a_e$ ', se calcula el parámetro ' $2\varepsilon^*$ ',

de la ecuación de Allievi, como:

$$2\varepsilon^* = \frac{a_e V_e}{g H_{0, trab.}}, \quad (\text{A.4.3})$$

y un valor del tiempo equivalente:

$$t_e = \frac{2 \sum_{j=1}^{n_{tr.}} L_j}{a_e}. \quad (\text{A.4.4})$$

Las ecuaciones precedentes permiten el análisis de la tubería mediante la hipótesis de columna elástica [1,13,38,42,44].

## Apéndice A.5

### Válvulas de alivio

#### A.5.1 Modelado matemático de las válvulas de alivio compensadas

En el caso de la válvula de alivio compensada las presiones máxima y de calibrado coinciden. La ley que relaciona presiones y caudales para este tipo de válvulas es del tipo que se grafica en la Figura A.5.1. Analíticamente se expresa por

$$Q=0, \text{ para } p < p_{calibr.}, \quad (A.5.1)$$

y

$$Q = K^* \sqrt{p}, \text{ para } p \geq p_{calibr.}. \quad (A.5.2)$$

Aplicando logaritmos en ambos miembros de la ecuación (A.5.2), se tiene que:

$$\log Q = \log K^* + \frac{1}{2} \log p \quad (A.5.3)$$

Para un valor de la presión en la tubería menor a la presión de calibrado (comúnmente denominada de tarado de la válvula de alivio), el comportamiento hidráulico del sistema es el mismo que si no hubiera válvula.

Para valores de la presión superiores a la de tarado, el sistema de ecuaciones que gobiernan el comportamiento de este tipo de válvulas es idéntico al de la válvula no compensada [21,28,96], con la diferencia de la característica

intrínseca de ésta, pero la carga resultante es función del caudal (ecuaciones II.4.44 y II.4.50), como sigue

$$\log H = cte1 + cte2 \log Q, \quad (A.5.4)$$

donde  $cte1$  y  $cte2$  son los coeficientes constantes obtenidos de las características de la válvula, valores estos obtenidos en base a diseño y posterior ensayo en banco, provistas por el fabricante.

### A.5.2 Modelado matemático de las válvulas no compensadas

En el caso físico en el cual existe el control de un solo muelle:

$$p_{calibr} \leq p < p_{k_m}, \quad (A.5.5)$$

se obtiene una expresión del caudal, del tipo más general:

$$Q = K_{válv}^* \sqrt{p}, \quad (A.5.6)$$

donde el valor de la constante ' $K_{válv}^*$ ' es:

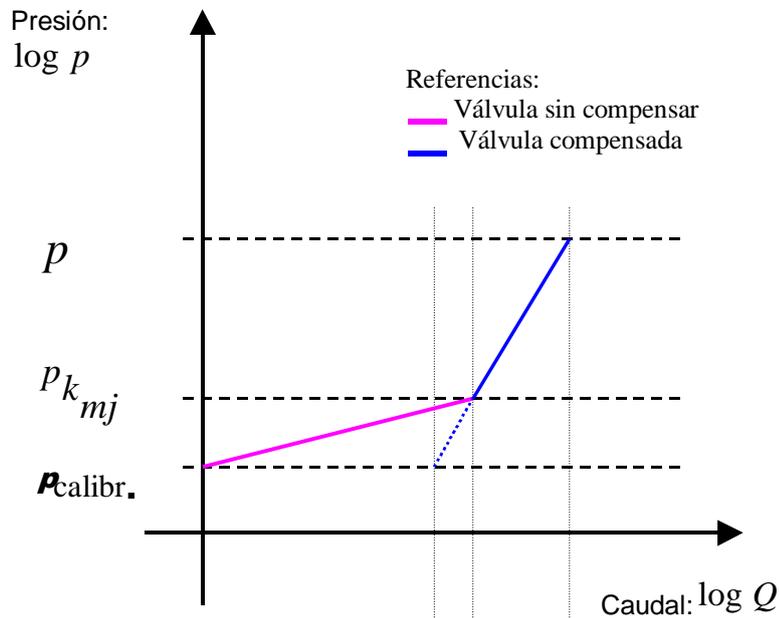
$$K_{válv}^* = K^* (p_{k_m} - p_{calibr}). \quad (A.5.7)$$

Aplicando logaritmos en ambos miembros de (A.5.6), se obtiene:

$$\log Q = \log K^* + \log(p - p_{calibr}) + \frac{1}{2} \log p, \quad (A.5.8)$$

resultando en el caso particular de  $p \geq p_{k_m}$ , lo siguiente:

$$\log Q = \log K_{v\acute{a}lv}^* + \frac{1}{2} \log p. \quad (\text{A.5.9})$$



**Figura A.5.1.** Relación '  $p$  ' y '  $Q$  ' de una válvula de alivio

En la práctica, los coeficientes '  $K_{v\acute{a}lv}^*$  ', y '  $K^*$  ', dependen de la característica de fabricación de la válvula. En la Figura A.5.1. se indica esquemáticamente la relación entre los valores de '  $p$  ' y '  $Q$  ' de una válvula de alivio, las que definen la zona de operación.

Esta relación tiene vigencia a partir de la presión de calibrado '  $p_{calibr.}$  ', que puede ser modificada de acuerdo a las condiciones de diseño de la instalación, y en el rango de operación para la cual fue diseñada la válvula.

Para las válvulas no compensadas e igual características de operación, utilizando el gráfico inicial en escala, si se traslada o desplaza el valor de la carga sobre la ordenada respecto al origen, y en coincidencia con la recta característica, se obtienen los valores correspondientes a la variación o modificación de la presión de calibración [1,21,31,88,96,97].

## Apéndice A.6

### Características de las turbo máquinas

#### A.6.1 Relaciones homólogas

Para analizar y resolver el problema del transitorio de una bomba es necesario determinar las relaciones existentes entre el caudal, la carga, el momento de inercia de las masas rotatorias (masa del rodete, masa del fluido confinado, masa del propulsor) y el par motor entregado; esto es posible a través de las ecuaciones de semejanza convenientemente agrupadas [1,12,13,27,36,37,43].

Debido a la enorme cantidad de fabricantes de los dispositivos de bombeo, debe también tenerse en cuenta el parámetro de referencia denominado velocidad específica; en el caso particular (en unidades del sistema internacional, SI), este vale:  $Ns = 25$ .

Para dos turbo máquinas semejantes se tienen las siguientes relaciones:

$$\frac{H_1}{(n_1 D_1)^2} = \frac{H_2}{(n_2 D_2)^2}, \quad (\text{A.6.1})$$

y

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3}. \quad (\text{A.6.2})$$

En la hipótesis de la validez de las leyes de semejanza, y manteniendo las características físicas en situaciones no estacionarias, cuando cambian el caudal ' $Q$ ' y la velocidad de rotación ' $n$ ' las variables de carga ' $H$ ' y par motor, en el eje, ' $T_{mot.}$ ' son determinadas a partir de las curvas universales, considerándose como variables independientes del conjunto los valores determinados mediante el ensayo o pruebas de laboratorio en bancos diseñados al efecto.

Así,

$$\frac{T_{mot.,1}}{n_1^2} = \frac{T_{mot.,2}}{n_2^2}, \quad (\text{A.6.3})$$

y para la relación entre la carga y el caudal, resulta

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2}. \quad (\text{A.6.4})$$

Utilizando las relaciones homólogas características, definidas para la condición de máxima eficiencia, para cada valor discreto en ' $i$ ', se tiene lo siguiente

$$h_i = \frac{H_i}{H_{0, trab}}, \quad (\text{A.6.5})$$

$$v_i = \frac{Q_i}{Q_{0, trab}}, \quad (\text{A.6.6})$$

$$\alpha_i = \frac{n_i}{n_{0, trab}}, \quad (\text{A.6.7})$$

$$\beta_i = \frac{T_{mot.,i}}{T_{0, trab}}. \quad (\text{A.6.8})$$

Utilizando las relaciones (A.6.5) a (A.6.8), para distintos valores en el plano ' $v, h$ ' definido (manteniendo los parámetros ' $\alpha$ ' o ' $\beta$ ' constantes, según corresponda), es posible trazar la familia de curvas; y determinar así, las ecuaciones de contorno de la bomba en nuestro caso. El procedimiento gráfico desarrollado por Bergeron [1,42,50], para el cálculo del transitorio en una bomba, se basa en estos gráficos paramétricos adimensionales.

Varios autores han verificado la validez de estas relaciones y el rango de operación para las diferentes zonas de funcionamiento de una turbo máquina, en función de la velocidad específica, adoptándose el ábaco correspondiente como elemento de referencia para comparación de los resultados de la simulación numérica.

Entre otras relaciones homólogas podemos citar:

$$\frac{h}{\alpha^2} \text{ vs. } \frac{v}{\alpha} \quad (\text{A.6.9})$$

Esta última relación significa, de acuerdo a la teoría homóloga, la relación carga vs. flujo de descarga, para cualquier velocidad de giro del eje de la bomba [60, 71,

75] siempre que se cumpla ' $\frac{D_2}{D_1} = 1$ '; representando en el eje de las ordenadas la

proporción ' $\frac{h}{\alpha^2}$ ', y en el eje de abscisas ' $\frac{v}{\alpha}$ '. En el caso del par motor, se tiene lo

siguiente:

$$\frac{\beta}{\alpha^2} \text{ vs. } \frac{\nu}{\alpha}, \quad (\text{A.6.10})$$

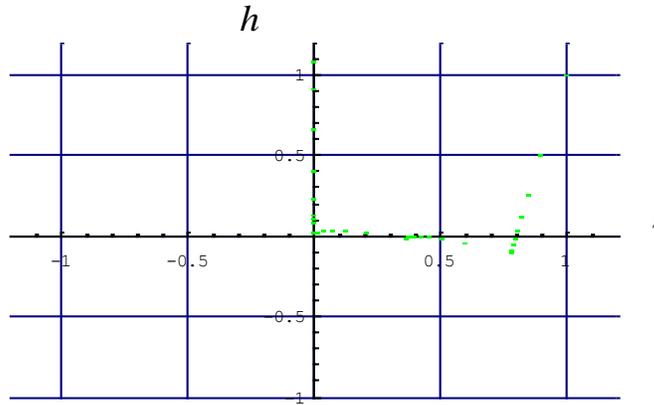
en el caso de la potencia, resulta

$$\alpha^3 = \frac{P_i}{P_{0, \text{trab}}}. \quad (\text{A.6.11})$$

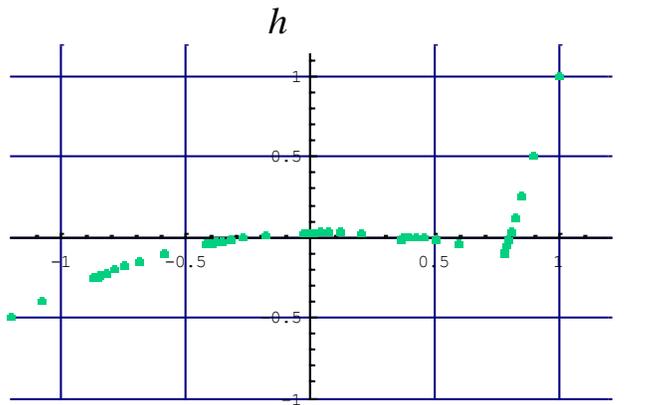
Mencionamos entre otros autores a: B. Donsky en el año 1961, G. Thomas en el año 1972 [13] y Marchal et. al. [50], los que trabajaron en la determinación del fenómeno del transitorio en las bombas centrífugas, conformando las denominadas curvas universales y ábacos de las turbo máquinas.

El algoritmo de cálculo para los puntos de funcionamiento en diferentes condiciones de operación de las turbo máquinas especificadas, fue desarrollado utilizando el código del Software Mathematica®3.0.

Como se observa en las Figuras IV.4 y IV.5. citas en el capítulo IV, y en las siguientes Figuras A.6.1. y A.6.2. de este apéndice A6, se encuentran graficados algunos de los puntos resultados de la realización del cálculo con dicho algoritmo en correspondencia con las relaciones homólogas en el plano adimensional del caudal y la carga, para diferentes tiempos discretos o posiciones temporales; manteniendo el valor del momento de inercia de las masas giratorias y el par motor.



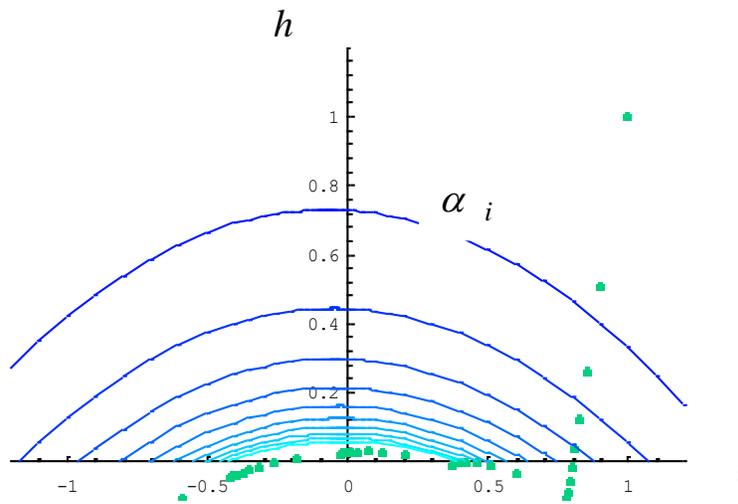
**Figura A.6.1** Puntos de funcionamiento de la bomba



**Figura A.6.2** Puntos de funcionamiento con disipación de energía

En la Figura A.6.3. se observan los puntos donde el factor ' $\alpha_i$ ' permanece constante para los diferentes valores de la carga o el caudal (parámetro de la relación de las velocidades). El mismo se obtiene de la superposición al gráfico de

las curvas características homologas en el plano ' $v, h$ ' con el correspondiente al polinomio característico de la bomba. El caso graficado en la Figura A.6.3 corresponde a:  $h_0 = 116.667$ ,  $q_0 = 0.581736$ ,  $I = 20$ ,  $\eta = 0.82$ ,  $T_{Allievi} = 10.496$ ,  $P_0 = 541.51$ ; los incrementos para el paso discreto del tiempo  $\Delta t = 0.125$ , y el número de revoluciones por minuto  $\Delta \alpha = 0.1$ , siendo el factor constante de Allievi  $2\varepsilon = 5.107$ ; resolviéndose para diez polinomios característicos [12,27,34,86,87,92,93].



**Figura A.6.3** Zona operación de bomba

## Apéndice A.7

### Curvas características universales

#### A.7.1 Curvas características de la bomba

En la Figura A.7.1. se representan las curvas características para una velocidad específica ' $N_s = 25$ ', semejante al valor que corresponde a las características de las bombas instaladas en las estaciones de bombeo analizadas.

Desde el punto de vista del cálculo computacional, la determinación de los parámetros adimensionales resulta dificultoso de manejar, debido a que durante los transitorios, cambian de signo las variables al anularse momentáneamente,

$$WH(x) = h_i (\alpha_i^2 + v_i^2)^{-1}, \quad (\text{A.7.1})$$

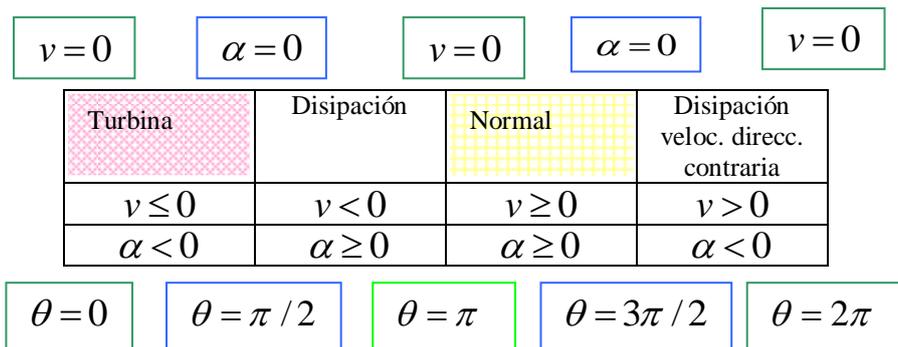
y

$$WB(x) = \beta_i (\alpha_i^2 + v_i^2)^{-1}. \quad (\text{A.7.2})$$

En la Figura A.7.1 se grafican las curvas características: carga y par motor obtenidas mediante las ecuaciones indicadas precedentemente en ordenadas, mientras que en abscisas representamos los valores asumidos por la variable ' $x$ ' obtenida del diagrama polar, desplazada el valor ' $\pi$ ', como sigue:

$$x = \pi + \arctg\left(\frac{v_i}{\alpha_i}\right) \quad (\text{A.7. 3})$$

De acuerdo a la dirección del fluido en el rodete éste es positivo o negativo, es decir debe pasar por cero la variable indicativa de la velocidad; no obstante, no necesariamente ocurrirá el mismo fenómeno con la dirección del giro del rodete. Este hecho está en relación directa con la dirección de giro del rodete impulsor, es decir trabajará como bomba, estará inmóvil o al girar en sentido contrario, se comportará como turbina [1,12,13,26,27,34,43,50]. En la Figura A.7.2 se indica la secuencia en forma esquemática.



**Figura A.7.2** Zona y modo de trabajo de la turbo máquina

### Características de bombas

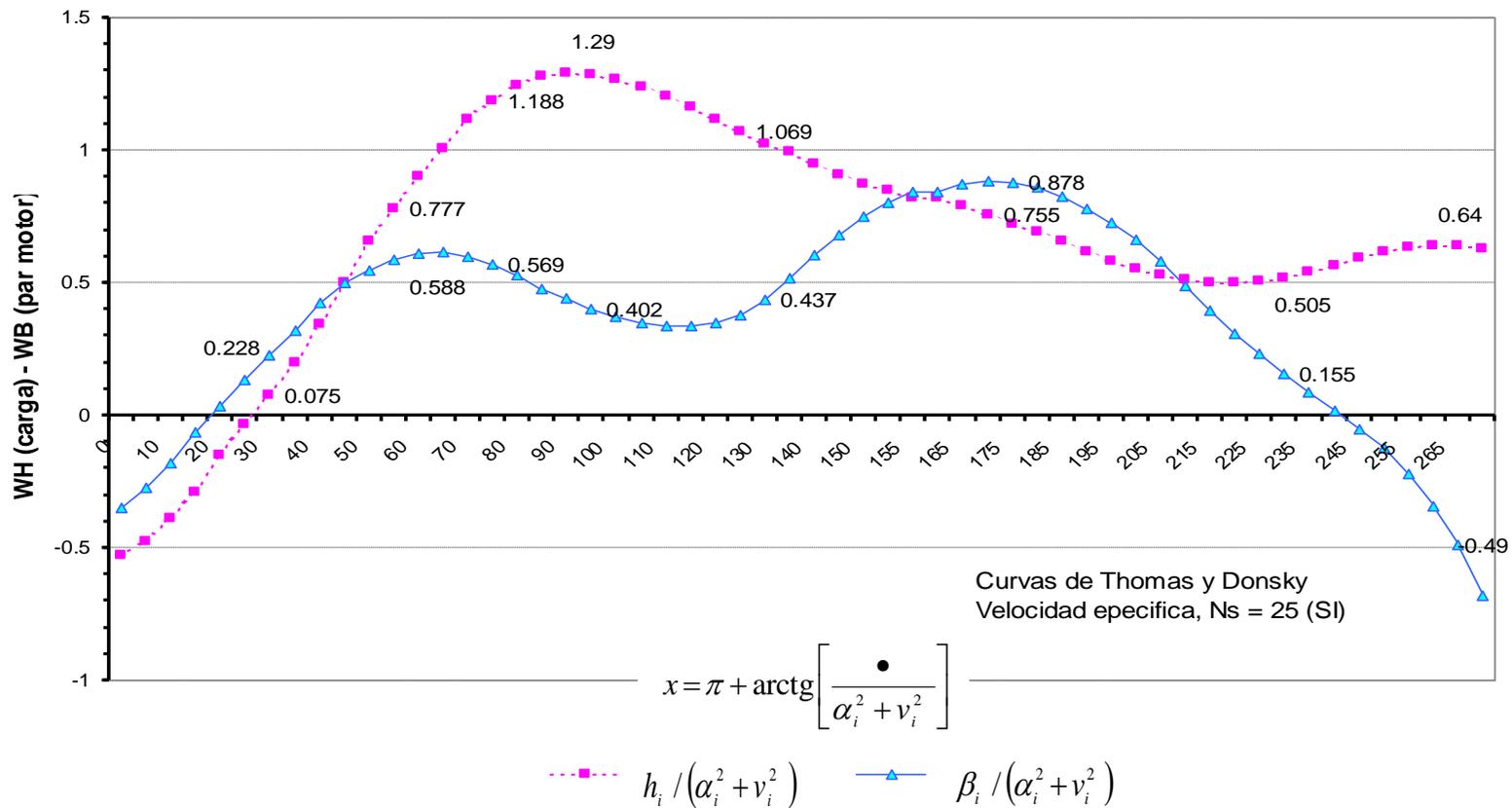


Figura A.7.1. Curvas características: carga y par motor

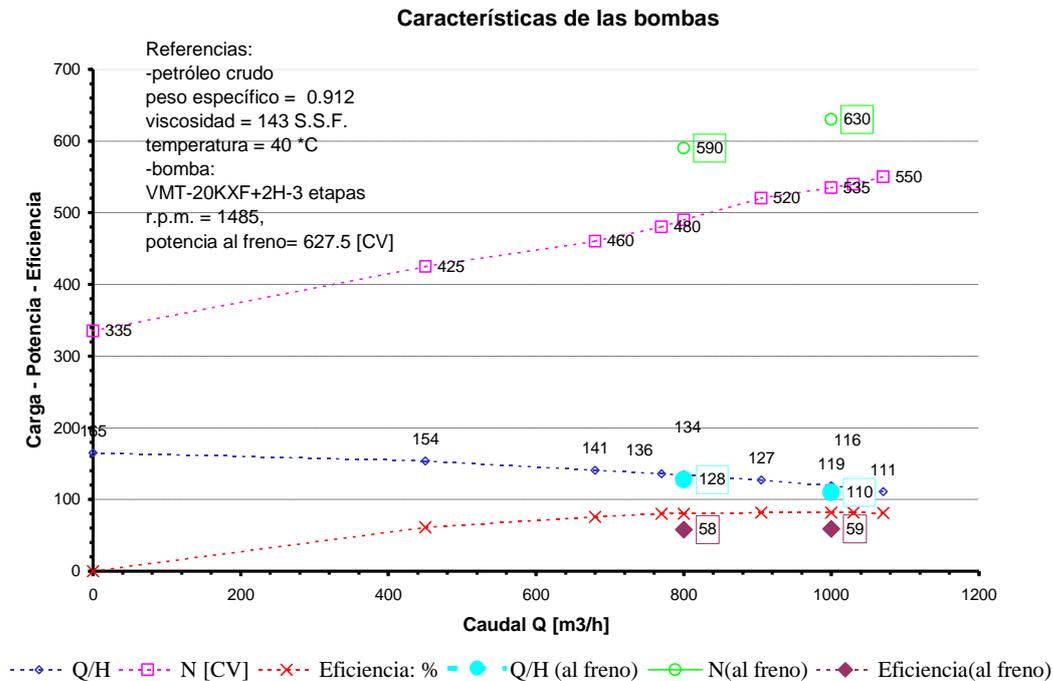
## **Apéndice A.8**

### **Características de las bombas**

En la estaciones de bombeo analizadas se encuentran instaladas bombas centrífugas de tres etapas del tipo VMT-20KXF+2H-3 [11,18,23,99](con impulsores números AA-3021 y AA-2236, y diámetros de 323.9 y 368.3mm, respectivamente); y de acuerdo al informe del ensayo en banco de prueba, de una de las bombas, el impulsor no se encuentra limado o dañado; es decir, sin modificaciones de diseño redundando en la eficiencia del impulsor debido a la limpieza del perfil del álabe.

Las condiciones de ensayo para la aceptación de las bombas para las estaciones de bombeo son las especificadas por normas internacionales (British Standards Institution, American Petroleum Institute, Lloyd's Register of shipping) [10,99], como se indica en el informe de referencia [11] (realizado por Byron Jackson Argentina ICSA en 13/6/95); y en el cual, se detallan las condiciones nominales para realizar las pruebas en el banco, sin barril, y operando el fluido a una temperatura de 40 grados centígrados. Los datos para realizar el gráfico con las curvas caudal vs. altura, eficiencia y potencia al freno se obtuvieron del mencionado informe [11,99]. En la Figura A.8.1, se grafican los puntos de la planilla de ensayo. El significado físico correspondiente al término barril, en una bomba multi-etapa es el siguiente: en las bombas de tipo cinético, multi-etapa centrífuga, el fluido es conducido hacia el centro del

impulsor y luego es lanzado hacia fuera del impulsor por las paletas o voluta en espiral, en donde es frenado gradualmente por el *barril* (cilindro-difusor) transformando parte de la energía cinética en presión del fluido circulante [18]; la acción hidrodinámica del impulsor axial contribuye en acelerar el fluido [32,43]. El gasto relativo es pequeño resultando las pérdidas debidas a la fricción menores a la ganancia adicional obtenida en la conversión de energía a la salida del impulsor. Siendo este (el barril) un elemento característico de la instalación, las pruebas que se realizan en el banco de ensayo o verificación se efectúan sin el cilindro-difusor.



**Figura A.8.1** Ensayo de bomba, detalle de los puntos especificados de funcionamiento

El conjunto de puntos, modelado mediante planilla de cálculo, permitió construir las curvas a partir de las cuales, mediante aproximación polinómica, se trazaron las curvas adimensionales encontrándose posteriormente mediante el

algoritmo de cálculo desarrollado en código del MATHEMATICA® 3.0 los parámetros y respuesta de la bomba en su conjunto en diferentes condiciones de funcionamiento.

## Apéndice A.9

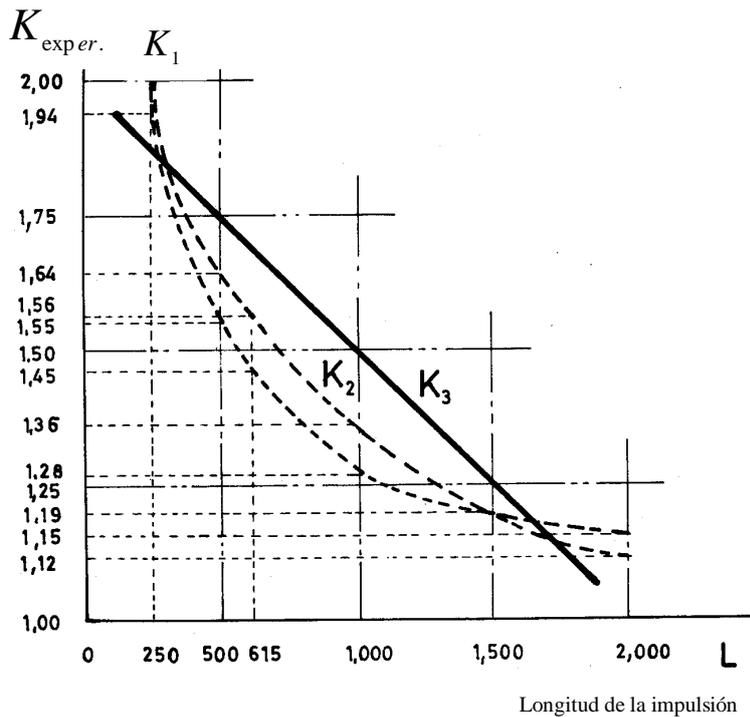
### Cálculo del tiempo de parada

En la teoría general del golpe de ariete el tiempo de parada ' $t_{parada}$ ' es el intervalo entre el inicio y finalización de la maniobra (cierre o apertura, total o parcial de la válvula), mediante la cual se produce la modificación del régimen de movimiento del fluido.

Al ocurrir el corte de energía por bombeo, el tiempo que transcurre en anularse la velocidad de la masa de fluido considerada, teniendo en cuenta el rozamiento como una pérdida de carga y la inercia del sistema o grupo impulsor - masa rotante del motor, rodete impulsor y el fluido confinado dentro de la carcasa - está dado por la ecuación sugerida por Mendiluce Rosich [31]:

$$t_{parada} = C_{Mendiluce} + K_{exp.er.} V_e g^{-1} \left( \frac{L_e}{H_{0, trab}} \right), \quad (A.9.1)$$

donde ' $K_{exp.er.}$ ' representa el efecto de inercia ' $I$ ' del sistema del grupo impulsor, y la longitud de la tubería en la cual es efectuada la impulsión; los distintos valores del coeficiente se determinaron en forma experimental. En la Figura A.9.1. se especifican parte de ellos.

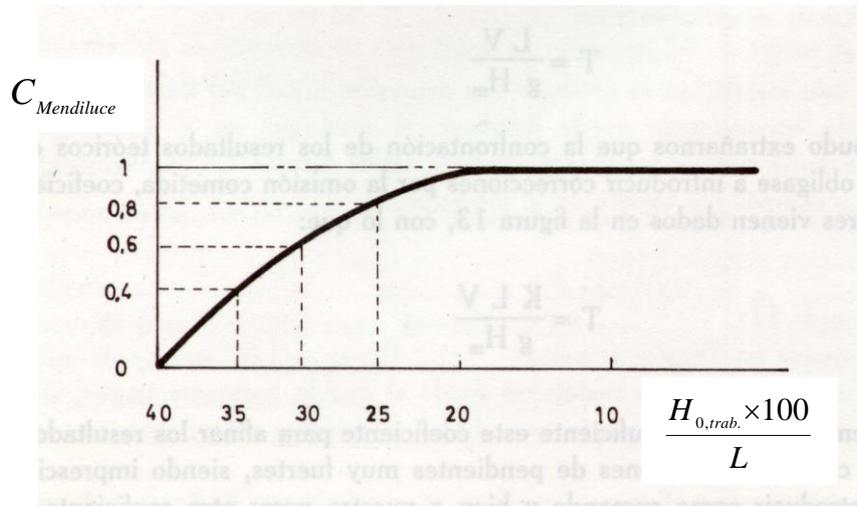


**Figura A.9.1** Valores del coeficiente ' $K_{\text{exper.}}$ ' [31].

De las experiencias recopiladas por el autor [31], se hace mención especial a la consideración de la incidencia en el efecto del golpe de ariete de la pendiente física de la impulsión, expresándose empíricamente a través del coeficiente ' $C_{\text{Mendiluce}}$ '; valores obtenidos experimentalmente y que se especifican en la Figura A.9.2.

Las curvas paramétricas indicadas por ' $K_1$ ', ' $K_2$ ' y ' $K_3$ ' se corresponden con los valores experimentales obtenidos ' $K_{\text{exper.}}$ ' respecto a la incidencia en el tiempo de parada de la longitud y la pendiente de la impulsión, el caudal, el momento de inercia de las masas rotantes, la velocidad de giro del rodete y el rendimiento de la turbomáquina [31].

La ecuación experimental (A.9.1) es recomendada para valores de velocidades superiores a:  $0.50 \text{ ms}^{-1}$ , correspondiendo a paradas muy rápidas.



**Figura A.9.2** Valores del coeficiente ' $C_{Mendiluce}$ ' [31].

En la Tabla A.9.1. se indican los valores para el coeficiente ' $K_{exp.}$ ' (utilizados más frecuente), obtenidos experimentalmente como se expresó precedentemente y verificados con gran aproximación analítica, en función de la característica de la bomba y longitud de la impulsión, según lo indicado en la bibliografía especializada [17,21,30,31,34,86,87,96,97].

**Tabla A.9.1.** Valores de ' $K_{exp.}$ '

$L_e$ [m]	< 500	$\cong 500$	< 1,500.00	$\cong 1,500.00$	> 1,500.00
$K_{exp.}$	2.00	1.75	1.50	1.25	1.00

La pendiente, en el caso analizado es

$$\frac{H_{0, trab.}}{L_e} = 0.0228, \quad (\text{A.9.2})$$

como resulta menor al 20% la constante para el cálculo es ' $C_{Mendiluce} = 1.0$ '.

## Apéndice A.10

### Elementos de la matriz de cálculo

Un ejemplo de la matriz de cálculo  $\{t_i + \Delta t, v_i, h_i\}$ , donde el incremento de tiempo esta asociado a las sucesivas posiciones discreta del contador 'i', encontrando a su vez los valores correspondientes de las velocidades y alturas de carga sin dimensión, para un parámetro especificado ' $\alpha_i$ ' es la siguiente:

$t_i + \Delta t$ , donde $\Delta t=0.125$	$v_i$	$\alpha_i$
0	1.000000184021658	1.000000939798609
0.125	0.903323007554892	0.5062705995828343
0.25	0.855366120903023	0.2613547794517372
0.375	0.828225505342389	0.1227476557835807
0.5	0.811425412480294	0.03694958153686256
0.625	0.80032827550306	0.01972349700587328
0.75	0.7926281144764813	0.05904821936861016
0.875	0.7870745821245624	0.08741010908986
1.	0.7829429471807244	0.1085122483452592
1.125	0.6038679363334101	0.03558764831094319
1.25	0.5125176715406532	0.01228181034535858
1.375	0.4597146210822914	0.004732741699899457
1.5	0.4264359823738131	0.003090601090661948
1.625	0.4040945942758043	0.003841913021720877
1.75	0.3883574826770992	0.005561897230834223
1.875	0.3768463666586488	0.00762538729456086
2.	0.3681673291741516	0.00974683281430755
2.125	0.2092902917203236	0.02047961727191083
2.25	0.1239733262485263	0.0279858389384664
2.375	0.07285660979553832	0.02904887805845169
2.5	0.03970337413477409	0.02804717081388985
2.625	0.01688955464789377	0.02638577564198163
2.75	0.0004599300567145193	0.02456909599852941
2.875	0.01180392844851319	0.02278833018228465
3.	0.02122609010248144	0.02111464056854229
3.125	0.1763653267498997	0.00997713920065846
3.25	0.2629893654018716	0.004204305197048619
3.375	0.3162022677039982	0.0159725654485845
3.5	0.3513530304777142	0.0251722291698675
3.625	0.3759017060556022	0.03237074405473583
3.75	0.3938072795600966	0.03809173551158373
3.875	0.4073266132878191	0.04272268165661952
4.	0.4178235274769362	0.04653775323988274
4.125	0.5868462464208904	0.1063031959604075
4.25	0.6849074721182929	0.1505314658037147

4.375	0.7466018359896305	0.18207802978614
4.5	0.7880353601307118	0.2049644283679912
4.625	0.817336083782645	0.2220346229972709
4.75	0.838925105935657	0.2351250037884043
4.875	0.855366637275612	0.2454177208490389
5.	0.868230149748039	0.2536888666986412
5.125	1.076938789626596	0.3965994221911329
5.25	1.203623005665487	0.4985487640218063
5.375	1.285632238170406	0.5707502341510793
5.5	1.341790529722001	0.6230632227347228
5.625	1.382070631459229	0.6620647119870422
5.75	1.412074858578432	0.6919507829582461
5.875	1.435127190898386	0.7154194265024665
6.	1.453296504133039	0.7342450051455534
6.125	1.7573522199543	1.078271966492451
6.25	1.954556377132815	1.336467964061837
6.375	2.087986541586813	1.52687319339651
6.5	2.182224502546992	1.669033076482508
6.625	2.251361729388388	1.777404925137175
6.75	2.30375332066779	1.861851122932108
6.875	2.344553356007593	1.929019998710258
7.	2.37706482952655	1.983439832639108
7.125	2.965724768982827	3.092886641396234
7.25	3.408515477306627	4.08890116052582
7.375	3.746237048404538	4.941812144921614
7.5	4.009416101409489	5.662434418908262
7.625	4.219032680563468	6.271490622513955
7.75	4.389350655982784	6.789294468521565
7.875	4.53018726508941	7.233012374970578
8.	4.648430709523636	7.616425716506006

Ésta matriz de datos corresponde a la simulación realizada mediante el algoritmo desarrollado en código del Software Mathematica® 3.0 para el análisis del funcionamiento y parada de bomba, donde los parámetros físicos son:

1. Momento de inercia del conjunto:

$$I = 20. \quad (\text{A.10.1})$$

2. Factor de la Ecuación de Allievi:

$$2\varepsilon = 5.107. \quad (\text{A.10.2})$$

3. Parámetro que permite calcular el valor de ' $\alpha_i$ ' para la posición 'i', en el cual esta implícito las condiciones iniciales de operación de la bomba, conocido el período ' $t_{period.} = 10.493$ ':

$$K_{b_k} t_{period.} = 2.557. \quad (A.10.3)$$

4. Velocidad de la onda, calculada para la instalación:

$$a = 973.236. \quad (A.10.4)$$

## Apéndice A.11

### Válvulas de alivio

#### A.11.1 Dimensionado de válvulas de alivio

El dimensionado de una válvula de alivio se realiza por intermedio de las ecuaciones de Allievi y el método de las características, aplicando las ecuaciones obtenidas de los gráficos con datos experimentales de las válvulas de alivio [1,13,27,44].

#### A.11.2 Método de Allievi

Suponiendo que inmediatamente corriente abajo de la válvula de no retorno se instala una válvula de seguridad, a partir del cierre instantáneo de la primera ' $i = i_{valv.=0}$ '; se puede escribir la relación entre los coeficientes de descarga de la válvula en el instante ' $i$ ' y el correspondiente al de máxima abertura:

$$\eta_{a,i} = \frac{(C_d A_v)_{v,i}}{(C_d A_v)_{max}}, \quad (\text{A.11.1})$$

además, de la ecuación de continuidad obtenemos

$$Q_i = [(C_d A)_i + (C_d A_v)_{v,i}] \sqrt{2g H_i}, \quad (\text{A.11.2})$$

teniendo presente que para la condición inicial resulta

$$Q_0 = (C_d A)_0 \sqrt{2g H_0}; \quad (\text{A.11.3})$$

haciendo las operaciones algebraicas convenientes, y si definimos a la relación entre la carga piezométrica y el caudal factor del coeficiente de descarga máximo de la válvula, como

$$r_a = \frac{\sqrt{2g H_0}}{Q_0} (C_d A_v)_{max}, \quad (\text{A.11.4})$$

la ecuación adimensional del caudal en función del grado de apertura de la válvula y la carga, finalmente es

$$v_i = -r_a \eta_{a,i} \sqrt{h_i}, \text{ con } i \geq i_{valv.=0}. \quad (\text{A.11.5})$$

La variable 'v<sub>i</sub>' queda definida por:

$$v_i = Q_i (N_b Q_0)^{-1}, \quad (\text{A.11.6})$$

donde 'N<sub>b</sub>' es el número de bombas que operan en paralelo y 'Q<sub>0</sub>' el gasto suministrado por cada bomba.

Si se sustituye la ecuación anterior (A.11.2) en la expresión de Allievi obtenida de (A.3.8), (A.3.9) y (A.3.11), agrupadas convenientemente:

$$H_i + H_{i-1} - 2H_0 = \frac{a}{g} (V_i - V_{i-1}), \quad (\text{A.11.7})$$

con  $h_i = h_{perm}$  y  $\eta_{ai} = 1$ , esta adquiere la forma discreta siguiente:

$$h_{perm} + h_{i-1} - 2 = -2\varepsilon (r_a \sqrt{h_{perm}} + v_{i-1}), \quad (\text{A.11.8})$$

reemplazando los términos y ordenando, obtenemos

$$h_{i-1} - 2 + 2\varepsilon v_{i-1} = 2\varepsilon v_i - h_{perm}, \quad (\text{A.11.9})$$

de la ecuación (A.11. 8), reemplazando con  $h_i = h_{max}$  resulta:

$$h_{i-1} + 2\varepsilon v_{i-1} - 2 = -h_{max}. \quad (\text{A.11.10})$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación de la característica de la bomba (A.11.4), después de algunas operaciones algebraicas, se obtiene:

$$\frac{h_{perm}}{h_{max}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{(2\varepsilon r_a)^2}{h_{max}} + 2 \right) - \sqrt{\left( \frac{(2\varepsilon r_a)^2}{h_{max}} + 2 \right)^2 - 4} \right], \quad (\text{A.11.11})$$

mediante la cual se determina la relación de las cargas piezométricas adimensionales y el valor máximo de la carga en la bomba, al estar determinado el valor de ' $r_a$ ', obtenido de la bomba de ensayo.

En la Figura IV.10, se presenta una curva que permite obtener relación ' $\frac{h_{perm}}{h_{max}}$ '

en función del parámetro: ' $\frac{2\varepsilon r_a}{\sqrt{h_{max}}}$ ', ver Ref. [27].

El procedimiento sugerido para seleccionar una válvula de seguridad en una planta de bombeo, es el siguiente:

A.11.2.a. Efectuar el cálculo hidráulico para obtener ' $h_{max}$ '.

A.11.2.b. Establecer de acuerdo con las necesidades de proyecto el valor de

' $h_{perm}$ ', utilizando la Figura IV.10, determinar el valor de  $(2\varepsilon r_a) \left( \sqrt{h_{max}} \right)^{-1}$  y de

este, el de ' $r_a$ '.

A.11.2.c. Determinar el gasto que debe desalojar cada válvula y el área efectiva requerida de acuerdo con las expresiones:

$$Q_{valv.} = \frac{N_b}{N_{valv}} Q_0 r_a \sqrt{h_{perm.}}, \quad (A.11.12)$$

y

$$(C_{desc} A_a)_a = \frac{r_a}{N_{valv}} \frac{N_b Q_0}{\sqrt{2g H_0}}, \quad (A.11.13)$$

donde ' $N_{valv}$ ' el número total de válvulas que deben ser instaladas en la planta.

## Apéndice A.12

### Condición de borde en uniones, cambio de sección y bifurcación

#### A.12.1 Condiciones de contorno: orificio

El flujo a régimen permanente es dado por ' $Q_0$ ' especificándose la carga piezométrica ' $H$ ' en el extremo de acuerdo a las condiciones existentes de descarga: a la atmósfera (considerado libre), en un tanque o depósito, con válvula instalada (variando las características de acuerdo al tipo de restricción), etc.. El flujo está dado por:

$$Q_0 = (C_{desc} A_{válv})_{orif} \sqrt{2 g H_{orif}} , \quad (A.12.1)$$

en esta última, el término:

$$C_{desc,o} = (C_{desc} A_{válv})_{orif} , \quad (A.12.2)$$

lleva implícito las condiciones de cierre de la válvula adoptada.

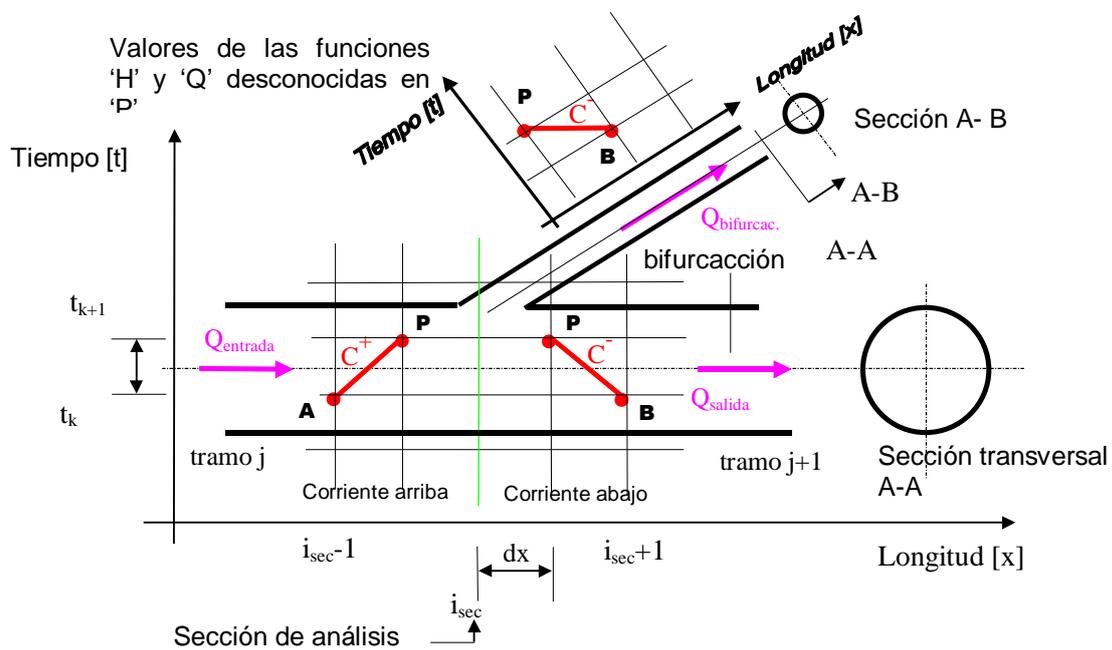
De las ecuaciones de recurrencia del método de las características conocidas:

$$H_P = C_P - B_P Q_P , \quad (A.12.3)$$

$$H_P = C_M + B_M Q_P . \quad (A.12.4)$$

las cuales representan las curvas característica ' $C^+$ ' y ' $C^-$ ', entre los extremos ' $A$ ' y ' $P$ ', ' $B$ ' y ' $P$ ', respectivamente sobre una grilla de cálculo.

En la Figura A.12.1. se indica el esquema de la malla de cálculo en el plano computacional para una tubería con bifurcación y con cambio de sección, particularmente, en ésta última.



**Figura A.12.1** Esquema de la grilla de cálculo y curvas características, con condiciones de borde en una tubería con bifurcación.

El cálculo para una válvula de alivio instalada en el tramo ' $j$ ', de la tubería principal, y en coincidencia con la sección ' $n_s = n + 1$ '; la carga es evaluada resolviendo el sistema de ecuaciones en cada etapa de tiempo.

Tendremos:

$$Q_{P_{j,ns}} = -g \mathbf{B}_P (C_{desc.,o})^2 + \sqrt{[-g \mathbf{B}_P (C_{desc.,o})^2]^2 + 2g C_P (C_{desc.,o})^2} \cdot \quad (\text{A.12.5})$$

El valor obtenido en cada etapa de (A.12.5) es sustituido en la ecuación de recurrencia del algoritmo de cálculo, en correspondencia con el tramo y sección

$$Q_{P_{j,ns}} = C_P - \mathbf{B}_P Q_{P_{j,ns}} \cdot \quad (\text{A.12.6})$$

## A.12. 2 Condiciones de contorno: válvula en línea

### A.12.2.a Válvula de ruptura o marina, tipo Gall-Thomson

Según se indico anteriormente el modelado de la válvula marina de doble corte [19] se desarrolla por el método de las características. Las ecuaciones de recurrencia (A.12.3) y (A.12.4) adaptadas a las condiciones de contorno para la sección donde es ubicada la válvula, posición 'i sec.' del tramo 'j', son:

$$C_{P_{j,i}} = H_{i \text{sec}-1} + \mathbf{B}_j Q_{i \text{sec}-1}, \quad (\text{A.12.7})$$

y

$$B_{P_{j,i}} = \mathbf{B}_j + R_j |Q_{i \text{sec}+1}|, \quad (\text{A.12.8})$$

donde ' $\mathbf{B}_j$ ' estada dado por la ecuación (II.1.23) y ' $R_j$ ' por la ecuación (II.1.22), respectivamente.

Los coeficientes constantes, utilizando las ecuaciones de recurrencia modificadas para las nuevas condiciones de contorno, en la sección de instalación, posición ' $i_{sec.}$ ', están dadas por:

$$C_{M_{j,i}} = H_{i_{sec+1}} - \mathbf{B}_j Q_{i_{sec+1}}, \quad (\text{A.12.9})$$

y

$$B_{M_{j,i}} = \mathbf{B}_j + R_j |Q_{i_{sec+1}}|. \quad (\text{A.12.10})$$

luego el caudal queda definido por las siguientes expresiones:

$$Q_{P_e} = -\frac{H_{P_{i_{sec}}}}{B_{P_{j,i}}} + \frac{C_{B_{P_{j,i}}}}{B_{P_{j,i}}}, \quad (\text{A.12.11})$$

y

$$Q_{P_s} = \frac{H_{P_{i_{sec}}}}{B_{M_{j,i}}} - \frac{C_{M_{P_{j,i}}}}{B_{M_{j,i}}}, \quad (\text{A.12.12})$$

finalmente en la válvula durante la operación [34,84,92,94], queda la expresión:

$$Q_{P_{v\acute{a}lv.rup}} = Q_{P_{entrada}} + Q_{P_{salida}}, \quad (\text{A.12.13})$$

donde el caudal a la salida tiene el signo cambiado del obtenido en (A12.12).

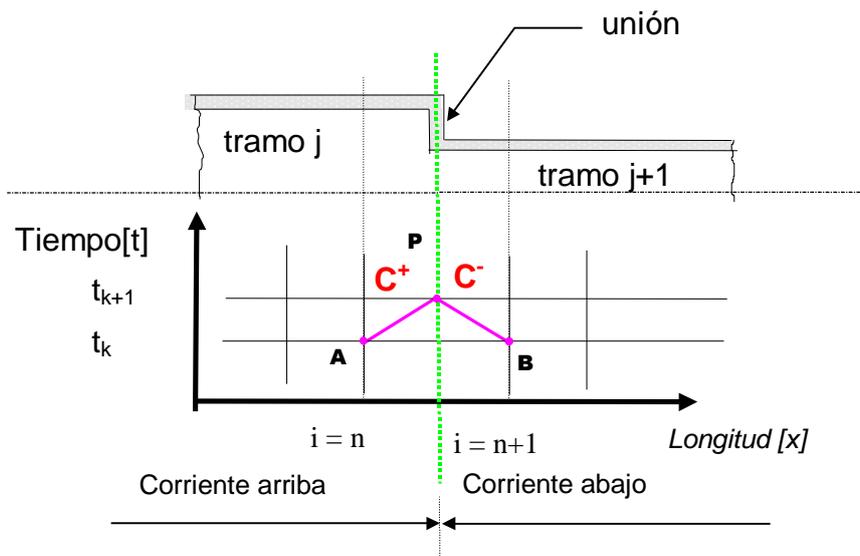
El flujo a régimen permanente a través de una válvula es considerado como un orificio, donde las características de la válvula están evaluadas en el coeficiente

de descarga y el área de cierre de la misma en función del tiempo, cuando es superada la carga de seguridad.

### A.12.3 Condición de borde: brida de unión

#### A.12.3.a Unión con diferentes secciones, generalidades

Como se observa en la Figura A.12.2., y del análisis de la expresión (A.12.3) debe indicarse la condición externa para obtener la respuesta de la tubería resultante de la unión en cada intervalo de tiempo.



**Figura A.12.2** Unión de tuberías, con diferentes secciones: esquema de curvas características, condición de borde en ' $i = n + 1$ '.

El tramo ' $j$ ', corriente arriba en la instalación, está dado por la curva característica ' $C^+$ ', ecuación (A.12.3), las variables ' $H$ ' y ' $Q$ ' se hallan

ubicadas en la posición de sección ' $i = n + 1$ '. La ecuación se resuelve al especificar una de las variables, ya sea como una constante o una función conocida del tiempo.

La condición impuesta al extremo final de la tubería ' $j$ ' será aplicada en el inicio del tramo ' $j + 1$ '. La ecuación que relaciona las impedancias de ambos tramos es:

$$H_{P_{i,j}} = \frac{\frac{C_{P_j}}{B_{P_j}} + \frac{C_{M_j}}{B_{P_j}}}{\frac{1}{B_{P_j}} + \frac{1}{B_{M_j}}} . \quad (\text{A.12.14})$$

## **Apéndice A.13**

### **Algoritmo de cálculo**

En este Apéndice se desarrollan brevemente las secuencias del programa utilizado para efectuar la simulación del efecto del golpe de ariete en instalaciones de embarque, con diferentes configuraciones físicas. El programa consta de los módulos principal, de control, archivo de datos, válvulas compensada y de regulación instaladas en línea, válvula mariposa, y respuesta de bomba de impulsión. El código utilizado es para FORTRAN 90.

#### **A.13.1 Algoritmo del programa principal**

Program whamrv

WHOperationcontrol

Menú de entrada:

Lectura de datos, definición de matrices y vectores; definición de variables, constantes específicas, contadores en general, variables de comando.

Habilitación de Unidades de Operación:

Entrada de datos: por teclado, o lectura por intermedio de unidades periféricas

Salida de datos por: impresora, monitor o unidad periférica.

Selección: nuevo/antiguo proyecto. Lectura WHD o WHDold.

Ingreso programa principal: Call WHMain.

Ejecución del algoritmo de cálculo completo: mensaje "Finalizó el cálculo".

Selección de datos para generar archivo matricial para graficar por: tramo, número de sección, en bifurcación o tramo discretizado de válvula. Continúa el cálculo con otros datos, etc..

Fin.

### **A.13.2 Algoritmo del programa de ejecución y control**

Program WHMain

Habilitación de matrices, vectores, variables y constantes específicas.

Procedimiento de cálculo de instalación (características geométricas y físicas), secciones del oleoducto, velocidades, cargas piezométricas, tiempo mínimo por tramo y en el conjunto, velocidad de la onda por tramo y equivalente, verificación número de secciones mínimas.

Cálculo de los parámetros, constantes del método, condiciones de estabilidad, condiciones en régimen permanente. Condiciones de las válvulas: ley continua o discreta, posición de la instalación de la válvula.

Inicio proceso de cálculo iterativo. Cálculo en cada sección de variables dependientes. Matriz global. Actualización de las condiciones de contorno. Ley de cierre de las válvulas instaladas, a) en el extremo o Manifold del buque, o b) en el extremo y válvulas de regulación.

Selección de programas: WHVRC o WHVR.

Generación de archivo de datos.

Fin.

### **A.13.3 Algoritmo del programa válvulas de regulación**

Program WHVR Regulation Valve

Entrada, lectura de parámetros, características físicas, cálculo de constantes específicas, definición de variables dependientes. Cálculo de constantes para el método, condiciones de contorno.

Fin.

### **A.13.4 Algoritmo del programa válvula compensada, bifurcación**

Program WHVRC Compensated Valve

Entrada, lectura de parámetros, características físicas, cálculo de constantes específicas, definición de variables dependientes. Cálculo de constantes para el método, condición de contorno, ubicación en la línea principal y especificaciones características de la bifurcación.

Fin.

### **A.13.5 Algoritmo del programa línea de carga principal**

Program WHPiezR

Piezométrica con válvula de regulación.

Lectura de datos, cálculo de la piezométrica con válvula de regulación, tubería de bifurcación con condiciones de contorno (salida a la atmósfera o a través de válvula de control).

Fin.

#### **A.13.6 Algoritmo del programa línea de carga de la bifurcación**

Program WHPiezR Piezométrica

.

Lectura de datos, cálculo de la piezométrica en la tubería principal con dos condiciones de contorno: salida a la atmósfera o a través de válvula de control (mariposa servicio pesado, mariposa servicio medio, aguja, esclusa, globo, etc.).

Fin.

#### **A.13.7 Algoritmo del programa bomba**

Program WHPump

Estación de bombeo: definición de matrices, vectores, constantes y variables. Lectura de datos físicos, características principales: potencia, número de revoluciones, etc.. Cálculo de parámetros y constantes para aplicación del método, condiciones de contorno, tipo de válvula instalada a la salida de la tubería, ley de cierre.

Cálculo iterativo durante el transitorio de los parámetros y variables dependientes, control de parada, etc..

Actualización de datos para la salida: archivo de datos, gráfica o por impresora.

Fin.

La simulación y cálculo de parámetros característicos de las turbo máquinas reales, como los adimensionales para obtener los valores de tablas y ábacos, tiempo de cierre o corte del flujo, momento de inercia y comparación con los datos de las Curvas Universales de Thomas & Donsky, así como del punto de funcionamiento en diferentes condiciones de la estación de bombas y polinomios característicos, se realizó en código MATHEMATICA®3.0.

## Apéndice A.14

### Cálculo de la velocidad de onda

La velocidad de la onda 'a', comúnmente denominada celeridad de la onda de presión en un conducto, se calcula de acuerdo a la ecuación [9]

$$a = \frac{100}{\sqrt{\frac{\gamma}{g} \left( \frac{1}{K_v} + \frac{1}{C_{cañeria}} \right)}}, \quad (\text{A.14.1})$$

donde el peso específico del petróleo es  $\gamma = 912.00 \text{ Kg m}^{-3}$ , el módulo volumétrico o de compresibilidad del fluido es  $K_v = 15,800.00 \text{ Kg cm}^{-2}$  y el factor ' $C_{cañeria}$ ' depende de las características físicas del material del tubo especificadas por el fabricante, resulta

$C_{tubo} = 660.00 \text{ Kg cm}^{-2}$ , para cañerías de material compuesto; y para tubos de acero resulta igual al módulo de Young ' $E$ ', esto es:

$C_{acero} = 2,100.00 \text{ Kg cm}^{-2}$ , para cañerías de acero.

### Aplicación

Para los distintos tramos de línea en serie de las instalaciones de bombeo estudiadas, tanto para ubicada en Caleta Córdova como para de Caleta Olivia, resultaron los siguientes valores de la velocidad de onda:

A.14.1. Tramo 1:  $a_1 = 1,131.00 \text{ m s}^{-1}$

A.14.2. Tramo 2:  $a_2 = 261.00 \text{ m s}^{-1}$

A.14.3. Tramo 3:  $a_3 = 261.00 \text{ m s}^{-1}$

A.14.4. Tramo 4:  $a_4 = 261.00 \text{ m s}^{-1}$

### **Velocidad de onda equivalente**

Utilizando el criterio de establecer la velocidad de onda equivalente [27,42] para la estimación del error calculamos respectivamente la longitud equivalente y la velocidad del flujo en estas condiciones físicas (ver Apéndice A.4.), y de la ecuación de conservación:

$$Q = V_{media} A_{transv.}, \quad (\text{A.14.2})$$

determinamos la velocidad por tramos.

Resulta para la instalación en estudio sita en Caleta Córdova:

$V_e = 2.002 \text{ m s}^{-1}$ ;  $L_e = 5,106.33 \text{ m}$ ;  $a_e = 973.236 \text{ m s}^{-1}$ ;  $2\varepsilon^* = 5.107$ , a partir de la aplicación de la ecuación de Allievi, para tres bombas (equivalente a la totalidad del caudal impulsado), sin considerar el rozamiento, el tiempo calculado es:  $t_e = 10.493 \text{ s}$ .

Es necesario señalar que los resultados precedentes calculados con los parámetros antes deducidos o equivalentes son aproximados en base a datos promedios, y distarán de los verdaderos o reales de la instalación propiamente dicha, conforme aumente el número de las diferentes características físicas en

el conducto. Recordando que un conducto es equivalente a otros cuando transporta la misma cantidad de fluido y el valor de la pérdida de carga corresponde al total de la instalación.

En los casos analizados, los conductos son del tipo mixto o en serie, distintos diámetros y longitudes; en los cuales fluye el mismo caudal, respectivamente. La pérdida de carga total, corresponde a la suma de los respectivas pérdidas de carga parciales continuas por tramo para la cual se obtiene la longitud equivalente con lo cual queda definido el diámetro, la velocidad del flujo y la velocidad de la onda.

El método de las características utilizado en el algoritmo de cálculo, proporciona una solución más exacta.

## Apéndice A.15

### Análisis de la cantidad de movimiento del fluido

El parámetro elástico característico de un elemento de tubo es su masa o volumen, el cual durante el transitorio, cuando está sometido a presión (cuasi estática) sufre variación de su volumen; esta variación puede deberse a la compresibilidad del fluido o a la dilatación del tubo. De la ecuación de conservación de masa (A.1.1), con las restricciones de flujo uniforme, unidimensional y pendiente nula, encontramos la relación existente entre la velocidad de onda y la sección del tubo son función de la densidad del fluido y la presión interna a la que está sometida, dada por

$$\frac{1}{a^2 \rho} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dp} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dp}, \quad (\text{A.15.1})$$

donde los términos del segundo miembro significan lo siguiente:

$\frac{d\rho}{dp} \equiv$  proceso termo dinámico isoentrópico.

$\frac{dA}{dp} \equiv$  variación de la sección del tubo que contiene el fluido, respecto a la

presión a la que se encuentra sometido; en general la variación de la superficie libre del fluido, respecto a la intensidad del flujo [1,6,13,44,50].

En nuestro caso la hipótesis es que el área se mantiene constante; teniendo en cuenta las ecuaciones (A.1.13), (A.1.14) y la ecuación clásica de Korteweg [1,6,26,44] , resulta la expresión

$$\frac{1}{a^2 \rho} = C^{comp.} + D^{defor.}, \quad (A.15.2)$$

donde los coeficientes indicados representan lo siguiente:

$C^{comp.} \equiv$  factor de compresibilidad.

$D^{defor.} \equiv$  factor de deformación (por alargamiento o de inestabilidad).

Si el transitorio es lento el flujo del fluido oscila con una oscilación de masa, respondiendo la tubería a la señal con la característica de una columna rígida.

En nuestro caso  $C^{comp.} = \frac{1}{K_{vol.}}$ , y  $D^{defor.} = \frac{D}{eE}$  respectivamente.

#### A.15.1 Ecuación de continuidad:

$$\frac{g \rho_0}{a^2} \left( \frac{dH}{dt} + V \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\rho}{\rho_0} V \text{sen } \vartheta \right) + \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (A.15.3)$$

#### A.15.2 Ecuación de la dinámica:

$$\left( \frac{dV}{dt} + V \frac{\partial V}{\partial x} + g \frac{\rho_0}{\rho} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + g J_{perd} = 0, \quad (A.15.4)$$

De la ecuación de la dinámica del flujo ecuación A.15.4 en función del caudal (ecuación III1.9), se tiene el factor  $J_{pared.} = f \frac{Q|Q|}{2gDA^2}$ , el cual es sensible al sentido del flujo, a la resistencia hidráulica como la pérdida de carga (asociada) a lo largo de la tubería y los diferentes elementos instalados, durante la acción del flujo transitorio, siendo dificultoso el modelado; resultando los aspectos mencionados por ende, fundamentales en el planteo teórico de la simulación numérica (Apéndice A.2.), [6,26]. En este trabajo, el esquema de cálculo se realiza a partir del régimen cuasi estático, y como es de uso práctico la velocidad del flujo en cualquier sección transversal es el promedio de ésta, calculada de igual forma que para un flujo uniforme [1,13,27,44,50], extendiendo éstas hipótesis para el diseño, cálculo y modelado numérico de los orificios, válvulas y funcionamiento de las turbo máquinas, en particular funcionando como bombas.

### **A.15.2a Efecto de la distribución de la velocidad**

El deslizamiento del fluido en las proximidades de la pared del conducto, genera una tensión de corte ' $\tau_{pared}$ ' función del coeficiente de pérdida de Darcy Weisbach, del radio hidráulico ' $R_H$ ' además del régimen del caudal e inversamente a la sección transversal, esto es

$$\tau_{pared} = \gamma R_H f \frac{Q|Q|}{2gDA}. \quad (A.15.5)$$

En la hipótesis de un flujo cuasi estacionario, para un régimen de flujo turbulento la disipación promedio (ver Zielke, [6]) es semejante a la de un fluido

con distribución de estructura laminar (Navier Stokes), o lo que es lo mismo a tensión de corte en la pared de carácter uniforme (anillos concéntricos de Emsman) [6,26,72].

Para modelar las ecuaciones en el flujo turbulento, es posible introducir la tensión de Reynolds y ' $n_f$ ' factores de corrección ' $\lambda_i$ ' del coeficiente de Darcy Wiesbach como los sugeridos por Almeida et. al. [6,26,72,111], esto es

$$\tau_{pared,u} = \gamma R_H \left( J_{perd.} + \sum_{i=1}^{i=n_f} \lambda_i \right), \quad (A.15.6)$$

como así también el factor de corrección de Boussinesq, dado por

$$\alpha^* = \frac{\int_A V_{local}^2 dA}{V^2 A}, \quad (A.15.7)$$

donde ' $V_{local}$ ', es la velocidad local en la proximidad de la pared; escribiendo finalmente la ecuación de momento como sigue

$$\frac{1}{A} \frac{dQ}{dt} + \frac{Q^2}{A^2} \frac{\partial \alpha^*}{\partial x} + \alpha^* \frac{Q}{A^2} \frac{\partial Q}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\tau_{pared,u}}{\rho R_H} = 0, \quad (A.15.8)$$

para un flujo uniforme durante un transitorio en un flujo turbulento el factor de corrección de Boussinesq es  $\alpha^* = 1$ ; y el efecto de la disipación es despreciable, por lo que la ecuación se reduce a:

$$\frac{1}{A} \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{A^2} Q \frac{\partial Q}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\tau_{pared,u}}{R_H} = 0, \quad (A.15.9)$$

ecuación semejante a (A.1.11) expresada en términos de la velocidad carga.

Si el flujo es no estacionario debemos aplicar la corrección sugerida por Zielke et. al. [6], en la cual se tiene en cuenta el gradiente de presión adverso, dado que las capas del fluido en la proximidad de la pared poseen menor cantidad de movimiento, y debido a ello un perfil de velocidades no uniforme, incidiendo en el coeficiente ' $\alpha^*$ ' que experimentalmente resulta aproximadamente igual a la unidad.

Recordando que en esta ecuación el término ' $\frac{\partial H}{\partial x}$ ', es la variación de la altura

piezométrica durante el cambio en la característica del flujo (flujo no uniforme); además en la hipótesis simplificada de un fluido con distribución de velocidades uniforme a lo largo del desplazamiento los términos convectivos son despreciables o nulos, por lo que el modelo finalmente resulta unidimensional.

## Apéndice A.16

### Parámetros indicativos de la condición de desplazamiento de la onda: rugosidad.

Chaudhry y Holloway [1], realizaron en el año 1984 un estudio empírico del efecto que sobre la estabilidad tiene el término de la fricción para distintas técnicas de integración numérica [39,51,108]. Utilizaron para ello como banco de prueba una instalación formada por un depósito, una tubería de sección constante con una válvula instalada corriente abajo. La ecuación utilizada al efecto fue definida como:

$$C_R = f \frac{\Delta Q \Delta t}{4AD}, \quad (\text{A.16.1})$$

manteniendo constante e igual a la unidad el coeficiente de estabilidad ( $C_n = 1$ ).

Variando los parámetros del sistema (longitud de la tubería, diámetro, caudales iniciales y final, velocidad de la onda, factor de fricción, etc.), y manteniendo la condición de Courant-Friedrics-Lewy, [1,15,39] se obtuvieron los siguientes límites para la estabilidad del esquema físico - experimental:

A.16.a. El coeficiente resistente:  $C_R \leq 0.50$  para la regla del rectángulo.

Se denomina 'regla del rectángulo' o integración de primer orden, al tratamiento numérico de integración de las ecuaciones diferenciales

(ecuaciones II.2.8 y II.2.9), con las constantes (ecuaciones III.1.22 y III.1.23) entre dos puntos sobre la misma característica, dependiendo el integrando del caudal propiamente dicho ' $Q$ '; no ocurriendo ésta dependencia con el término de las pérdidas ' $R$ '.

A.16.b. El coeficiente:  $C_R \leq 0.79$  para la regla del trapecio.

Es el caso más general, es decir aquel en el cual no coinciden los límites de integración, siendo necesario realizar interpolación numérica resulta más eficiente la técnica denominada 'regla del trapecio' o de segundo orden. Esta última es aplicable en especial cuando el factor de fricción es elevado, no obstante presentar evidencia de inestabilidad [1,34,108].

A.16.c. Ningún límite para el coeficiente cuando se utiliza la "regla específica".

En el caso de la "regla específica", el proceso de integración numérica se efectúa teniendo especial cuidado respecto de la información de los extremos de integración, pudiendo resolverse el sistema planteado dado a la condición de las ecuaciones de característica lineal, no obstante presentan la restricción de ser válidas únicamente sobre ambas curvas características, es decir ' $C^+$ ' y ' $C^-$ ', (ecuaciones III.1.10 y III.1.12, o III.1.18 y III.1.19 según corresponda).

Para conductos de pared delgada utilizando la bibliografía especializada [1,6,13,27,29,30,44,50] la velocidad de la onda ' $a$ ', en un medio fluido con

una densidad ' $\rho$ ' y módulo de compresibilidad o volumétrico ' $K_v$ ', se calcula como

$$a = \sqrt{\frac{K_v / \rho}{1 + C_{Poisson} \frac{D}{e} \frac{K_v}{E}}}, \quad (\text{A.16.2})$$

donde el coeficiente ' $C_{Poisson}$ ' depende del parámetro ' $\mu$ ' módulo de elasticidad transversal (o relación de Poisson), del material con que está construido el conducto y de sus condiciones de apoyo [27]. Se acepta un valor práctico igual a la unidad para la gran mayoría de los conductos. La tubería es de diámetro ' $D$ ', espesor ' $e$ ', y el módulo de elasticidad del material (o de Young) está dado por ' $E$ '.

Tratándose de conductos de pared gruesa, se adopta en general la relación de Poisson como: ' $\mu = 1.0$ ', y la velocidad de la onda se calcula mediante

$$a = \sqrt{\frac{K_v / \rho}{1 + \frac{2K_v [(R_i + e)^2 + R_i^2]}{E [(R_i + e)^2 - R_i^2]}}, \quad (\text{A.16.3})$$

donde ' $R_i$ ' es el radio interior del conducto.

La expresión recomendada para el cálculo de la velocidad de onda en el fluido en un tubo flexible [9,10,20], resulta

$$a = \frac{100}{\sqrt{\frac{\gamma}{g} \left( \frac{1}{K_v} + \frac{1}{C_{cañeria}} \right)}}, \quad (\text{A.16.4})$$

particularmente en ésta última expresión, el coeficiente ' $C_{cañeria}$ ' esta especificado por el fabricante de la cañería flexible [20,99].

La velocidad de la onda resulta un factor importante y decisivo en el cálculo del coeficiente ' $B$ ' o impedancia del sistema definido en el método de las características y dado por la ecuación (III.1.23), es decir

$$B = \frac{a}{gA}. \quad (\text{A.16.5})$$

## Referencia Bibliográfica

### Libros de texto, catálogos y notas técnicas

1. Abreu José M., Guarga Rafael y Izquierdo Joaquín, "Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión". Universidad de Coimbra (Portugal), Universidad Politécnica de Valencia (España) y Universidad de la República Oriental del Uruguay; Uruguay 1994.
2. Acheson, D.J., "Elementary fluid dynamics". Clarendon Press, Oxford, 1990.
3. Alba Juez F., "Mecánica de los fluidos", Ed. Fundación Universidad de San Juan. ISBN950-605-096-1; San Juan, Abril de 1996.
4. Ames J., "Numerical methods for partial diefferential equations". Hyperbolic equations, Hybrid methods for first order equations, pp. 180-219. Academic Press, N.Y., 1977.
5. Balloffet A., Gotelli L. M. Y Meoli G. A., "Hidráulica", Tomo II. Ed. Ediar, Buenos Aires, 1952.
6. Betâmio de Almeida A. & Koelle E., "Fluid transients in pipes networks", Computational Mechanics Publications, Southampton Boston and Elsevier Applied Science, London, N.Y., 1992.
7. Binder C., "Fluid mechanics". Ed. Prentice, Hall of India (private) Ltd. New Delhi, 1964.
8. Bird R. B., Stewart W. E. & Lightfoot E.N., "Transport phenomena", Department of Chemical Engineering, University of Wisconsin, John Wiley & Sons, 1976.

9. Bridgestone Technical Report N<sup>o</sup>.M83-12. "Surge pressure in pipeline and marine hose system. The minimizing of surge effects through operation and design". Bridgestone Tire Co., Ltd.. 10-1, Kyobashi I-chame, Chuo-ku, Tokyo104, Japan, 1996.
10. Bureau Veritas, "Offshore; Quality and reliability of flexible steel pipes", Bulletin technique du bureau veritas, n<sup>o</sup>1, ISSN0007 5752; Paris, France, 1990.
11. Byron Jackson Argentina, I.C.S.A., "Ensayo de performance. Bombas tipo VMT 20 KXF+2H3Et, Consorcio H. Fonda Quitral-co Sanym. Orden 78AB0271, 27 agosto 1979 y Termap S. A. Eq. 73AB0349 de 13 de junio de 1995.
12. Cátedra de Mecánica de los Fluidos, "Curso de ingeniería hidráulica, aplicada a los sistemas de distribución de agua", Universidad Politécnica de Valencia. ISBN 84-7088-447-6, Ed. Marasán, España, 1987.
13. Chaudhry, M.H., "Applied hydraulic transients", Van Nostrand Reinhold Co., New York, N.Y., 1979.
14. Cisneros J., "Manual de bombas". Ed. Blume, Barcelona, 1977.
15. Courant and Hilbert, "Methods of mathematical physics", Vol. II, Cap. V: Interscience Publisher, 1962.
16. Crane Co., "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías", Mc. Graw Hill, N.Y.; ISBN 968-451-846-3, México, 1992.
17. Dalmati, D., "Manual de hidráulica", Centro de Estudiantes de Ingeniería de la Plata - CEILP-, tomo 1, Cap. V, 1982.
18. Flowserver Corporation, "pump product". Rotating equipment division's; "Primer" Software API610 for all other pumps; <http://www.flowserve.com> .

19. Gall Thomson Ltd., "Petals prevent pollution". Gall Thomson Anti pollution and safety. Marine breackaway couplings. Pommers Lane, Great Yarmouth; Norfolk NR303PE, United Kingdon. Reg. 2952924, USA 1986.
20. Gentle, C. R., "Standard double closure marine breakway coupling. Calculation of safe and volumen of product lost for 16" MBC in tanker loading system". Ed. Contract GTM238, USA, Jul. 1994.
21. Greene, R.W., "Válvulas: selección, uso y mantenimiento", Mc.Graw-Hill, México, 1993.
22. Herning, F., "Transporte de fluidos por tuberías". Ed. Labor S.A., Barcelona, 1975.
23. Hicks, T., "Bombas. Selección y aplicación". Ed. CEC S.A., USA, 1970.
24. ITR, SPA oil & gas Div.. "Hydrostatic test chart hose". SPA Oil & gas , Shipping Lloys. Milan, Italy 20 Jan 98.
25. Kaplan W., "Cálculo avanzado". Depto. De Matemática, Univ. de Michigan, Compañía Editorial Continental, S.A., edición 9na. 1971.
26. Koelle, Edmundo, "Transientes hidráulicos em instalações de conductos forçados: aplicações em engenharía". Tese, Livre docencia. São Paulo, Brasil 1983.
27. Mancebo del Castillo, U., "Teoría del golpe de ariete y sus aplicaciones en ingeniería hidráulica", 1990.
28. Marks, Lionel S., Manual del Ingeniero Mecánico, "Mecánica de los líquidos". Uthez, México 1960.
29. Mateos de Vicente Manuel, "Válvulas para el abastecimiento de agua", N°2 Colección Obras Hidráulica. Librería Edit. Bellisco, Madrid, España 1990.

30. Mayol, J., "Tuberías, materiales, cálculos hidráulicos y mecánicos. Ed. Técnicos asociados, S.A., Barcelona, España 1981.
31. Mendiluce Rosich, E., "El golpe de ariete en impulsiones", N°1 págs.173-186, Librería Editorial Bellisco. Madrid, España 1987.
32. Mott Robert L., "Mecánica de los Fluidos Aplicada", Cap.15. Prentice Hall Hispanoamericana S.A., N.Y.; ISBN 968-880-542-4, 4ta. Edición, 1996.
33. Murga, Néstor D. y Molina, Norberto E., "Estudio del efecto de cierres de válvulas de retención y alivio en tuberías de impulsión. Minimización del transitorio"; Tomo II. Proyecto de Grupos de Investigación, Secretaría de Ciencia y Tecnología, Universidad Nacional del Sur. Cátedras Hidráulica General y Mecánica de los Fluidos, UNS, Bahía Blanca, Dic., 1999.
34. Murga, Néstor D. y Molina, Norberto E., "Sistemas de protección de bombas y cañerías en oleoductos sometidos a flujos transitorios". Proyecto de Grupos de Investigación, Secretaría de Ciencia y Tecnología, Universidad Nacional del Sur. Cátedras Hidráulica General y Mecánica de los Fluidos, UNS, Bahía Blanca, Dic., 1997.
35. Panton R.L., "Incompressible Flow", Mechanical Engineering Department, University of Texas, Austin, John Wiley & Sons, 1984.
36. Parmakian John, "Water hammer Analysis". Prentice Hill Inc. N.Y. 1955.
37. Pejovic S. and Boldy A.P., "Guidelines to hydraulic transient analysis of pumping systems". P & B Press, Coventry - England & Belgrade - Yugoslavia, 1992.
38. Perez Farras, Luis E., "Teoría de los movimientos transitorios en conductos a presión". Facultad de Ingeniería, Cátedra de Hidráulica Aplicada, Departamento de Construcciones Civiles, Julio de 1988, Bs. As., Argentina.

39. Ralston, Anthony & Wilf, H.S., "Méthodes mathématiques pour calculateurs arithmétiques", Chapitre 15, Résolution numérique équations hyperboliques aux dérivées partielles par la méthode des caractéristiques pour Lister, Mary; Dunod, Paris 1965.
40. Ralston, Anthony and Rabonowitz Philip, "A first course in numerical analysis". ISBN 0-07-051158-6, McGraw Hill book Co. N.Y. 1978.
41. Schlag, A., "Hidráulica", Cap. XV y XVIII, Limusa-Wiley, S.A., México 1966.
42. Silvestre Paschoal, "Fundamentos de Hidráulica General", editorial Limusa; ISBN 968-18-1579-3, México 1983.
43. Streeter, V.L. and Wylie, E.B., "Fluid Mechanics", 8th ed., Mc.Graw Hill Book Co., ISBN 968-451-841-2. New York, N.Y., 1987.
44. Streeter, V.L. et al, "Handbook of Fluid Dynamics", 1th ed., Mc.Graw Hill Book Co., New York, N.Y., 1961.
45. The British Valve Manufacturers Association, "Technical reference book on valves for the control of fluids", London, England, 1966.
46. Tom M. Apostol, "Calculus, Multi-variable, calculus and linear Algebra with applicatios to differential equations and probability", Blaisdell Publishing Co., Massachusetts, 1976.
47. Uralita, Manual general, "Hidráulica". Ed. Dossat S.A., Madrid, 1966.
48. Válvulas Barbará, S.A., "Tubos y piezas especiales" y "Válvulas y equipos". Oficina central y fábrica, Rua Frei Liberato de Gries 548, São Paulo (SP), Brasil.
49. Wylie, E.B. and Streeter, V.L., "Fluid Transients", FEB Pres., P.O. Box 2341, Ann Arbor, Mich., 1983.

50. Wylie, E.B., Streeter, V.L. and V. Suo L., "Fluid Transients in Systems", Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J. 07632, 1993.

**Trabajos publicados:** List of paper's

51. Alan T. K. Fok, "Design charts for air chamber on pump pipe lines", ASCE, n° HY9 Vol. 104 , Sept 1978.

52. Ball, J. y Tullis, P., "Cavitation in butterfly valves", Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, September 1973.

53. Berlamont J. & Sas M., "Fundamental equations of water hammer", Discussion by.. Pag.1185-1187; Verhoeven R. suggested a solution... JHYE Vol. n° ISN0733-9429, April 1984.

54. Betâmio de Almeida A., "Fundamental equations of water hammer", Discussion by.. Pag.1187-1189; Suggested a solution... JHYE Vol. n° ISN0733-9429, April 1984.

55. Brown, R. J., "Water column separation at two pumping plants"; Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, Dec.1968.

56. Brunone B., "Effects of two dimensionality on pipe transients modeling", JHYE Vol. 121 n° 12 ISN0733-9429, Dec 1995.

57. Chaudhry, M.H. and Hussaini, M.Y. , "Second-order accurate explicit finite-difference schemes for waterhammer analysis", Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME , Vol.107, page 523-529, December 1985.

58. Chyr Pyng Liou, "Acoustic wave speeds for slurries in pipelines", pág.945-957, JHYE Vol 110 n° 7 ISN0733-9429, Jan 1983.
59. De Troch, F.P. and Verhoeven, "Fundamental equations of water hammer", Discussion by.. Pag.1189-1192; Suggested a solution.. JHYE Vol. n° ISN0733-9429, April 1984.
60. Donsky Benjamin et al., "Upsurge and speed rise charts due to pump shutdown", Journal of the hydraulics division, ASCE, n° HY6 Vol. 105, June 1979.
61. Driels Morris, "Design of pressure transient control system", pág.437-448, ASCE, n° HY5 Vol. 101, May 1975.
62. Ducan Mc Innis, et al., "Transients in distribution networks: field tests and demand models", JHYE Vol. 1221 n° 63 ISN0733-9429, Mar 1995.
63. Duggins R.K., "The stability of a simple surge tank", Journal of Basic Eng., Mar 1968.
64. Eugen Ruus, "Stability of oscillations in simple surge tank", ASCE, n° HY5 Vol. 95, Sept 1969.
65. Fusheng Ni, and et al., "Numerical simulation of hydraulic transients in hydropower plant using safety membranes", Journal of Hydraulic Engineering, JHYE Vol. 122 n° 6 ISN0733-9429, Jun 1996.
66. Gary Z. Watters, et al., "Water hammer in PVC and reinforced plastic pipe", Members ASCE, Journal of the hydraulics division, ASCE, n° HY7 Vol. 102, July 1976.
67. Ghidaoui Mohamed S. and Karney Bryan W., "Equivalent differential equations in fixed grid characteristics method", Journal of Hydraulic

- Engineering, JHYE Vol. 120 n° 10 ISN0733-9429/94/0010-1159, paper n°5623, October 1994.
- 68.** Goldberg David E., et al., "Quick stroking: design of time optimal valve motions", JHYE Vol 113 n° 6 ISN0733-9429, June 1987.
- 69.** Goldberg, D.E. and Karr Ch. L., "Quick stroking: desingn of time-optimal valve motions", Journal of Hydraulic Engineering, Vol.13, n 6, page 780-795; paper n<sup>0</sup> 21592, June, 1983.
- 70.** Hemmat H. Safwat et al., "Friction frequency dependence for oscillatory flows in circular pipe", ASCE, n° HY11 Vol. 99, Nov 1973.
- 71.** Irving. Joseph, et al., "Start up pressures in short pump discharge lines", ASCE, n° HY7 Vol. 98, Jul 1972.
- 72.** Jelev I., "The damping of flow and pressure oscillations in water hammer analysis", JHYR Vol 27 n° 1, 1989.
- 73.** Karney, B. W. and Ghidaoui Mohamed S., "Spline interpolations for water hammer analysis", Discussion by the authors..., pag.1597-1600, JHYE Vol. 118 n° 7 ISN0733-9429, July 1992.
- 74.** Karney, B. W. and Mc Innis Duncan, "Efficient calculation of transient flow in simple pipe networks", Journal of Hydraulic Engineering, JHYE Vol.118 n°7 ISN0733-9429, Mar. 1995.
- 75.** Karney, Bryan W. et al., "Spline interpolations for water hammer analysis", JHYE Vol 117 n° 10 ISN0733-9429, Oct. 1991.
- 76.** Koelle E., "Transientes hidráulicos. Fatos e erros, ou erros de fato?", 14° Congresso Brasileiro de engenharia sanitaria e ambiental, São Paulo, 20 a 25 setembro de 1987.

77. Koelle Edmundo, "A general treatment for steady transient and oscillatory flow analysis and control –Cases and Faults–", INVITED PAPER. Department of Mechanical Engineering, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.
78. Lauria J. C. & Koelle E, "Investigação da resposta transitória de válvulas automáticas de controle em instalações hidráulicas", Boletim Técnico de Escola Politécnica de USP, Departamento de Engenharia Mecânica. BT/PMC/49, São Paulo, 1994.
79. Lax Peter and Wendroff B., "Systems of conservation Laws", Communications on pure and applied mathematics, Vol.13, 1960.
80. Litovskii Yu A., "Energmashinostroie", N°8, 1974; Water Power & Dam Construction, International abstracts, January N.Y. 1975.
81. Litovskii Yu. A., "Mathematical analysis of water hammer", International abstracts, Water Power & Dam Construction, Jan 1975.
82. Manning, J. R., "Computerized method of characteristics calculations for unsteady pneumatic line flows"; Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, Jun. 1968.
83. Masashi Shimada, et al., "New numerical model and technique for water hammer", pag.736-747. JHYE Vol 110 n° 6 ISN0733-9429, June 1984.
84. **Molina, N. E.** y Murga, N. D., "Análisis de válvulas de alivio, compensada y de ruptura en cañerías en serie en flujos transitorios. Aplicaciones en terminales de petróleo existentes", III International Congress of Numerical Methods in Engineering and Applied Sciences, CIMENICS'96: Venezuela Society of Numerical Methods in Engineering; Faculty of Engineering,

Wessex Institute of Technology, Mérida, Venezuela: Editado por el Wessex Institute of Technology.

**85. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Atenuación del golpe de ariete en estaciones de elevación de petróleo, mediante el uso de bombas de velocidad variable”, MECOM’99, AMCA, Asociación Argentina de Mecánica Computacional, Universidad Nacional de Cuyo, Instituto Tecnológico Universitario, APIC, Facultad de Ingeniería, CEDIAC, Mendoza, Argentina, 6-10 de septiembre de 1999.

**86. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Desarrollo del algoritmo de cálculo y simulación del efecto del golpe de ariete en plantas de bombeo de oleoductos y líquidos de baja viscosidad,” Proyecto de Investigación Departamento de Ingeniería, Universidad Nacional del Sur, Bahía Blanca, Pcia. de Bs. As., Argentina. Período de trabajo años:1995 -1996.

**87. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Estudio de la estabilidad dinámica en flujos transitorios utilizando el método de las características en estaciones de bombeo de petróleo (Caleta Córdova, Pcia. del Chubut, Argentina )”. 9no. Congreso sobre métodos numéricos y sus aplicaciones, ENIEF’95: Asociación de Mecánica Computacional Argentina - AMCA-, Comisión Nacional de Energía Atómica - CONAE- y el Instituto Balseiro; Bariloche (R.N.), Argentina, 7 al 10 de noviembre de 1995.

**88. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Estudio del efecto de cierres de válvulas de retención y alivio en tuberías de impulsión. Reducción del transitorio”. 8vo. Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile. Octubre de 1998.

- 89. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Estudio del efecto de cierres de válvulas de retención y alivio en tuberías de impulsión. Reducción del transitorio”. Revista “Información Tecnológica”, CIT, ISSN:0716-8756, La Serena, Chile. en prensa, 1999.
- 90. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Estudio del golpe de ariete utilizando el método de las características en estaciones de bombeo de petróleo (Caleta Olivia, Pcia. de Santa Cruz, Argentina)”. Jornadas Internacionales de Mecánica Computacional y CAD/CAM, Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Dpto. Ingeniería Mecánica, Chile, Noviembre de 1995.
- 91. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Prevención de daños ecológicos por derrames de petróleo en instalaciones portuarias sometidas a flujos transitorios”, Revista Internacional de Métodos Numéricos para cálculo y diseño en ingeniería, Publicación de la Universitat Politècnica de Catalunya, Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería; Barcelona, España, n°1414, en prensa.
- 92. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Prevention of ecological damage due to petroleum spills in port works under transient flow conditions”, Proceedings of the International Coastal Symposium of Bahía Blanca, Departamento de Ingeniería, Universidad Nacional del Sur, Bahía Blanca, República Argentina, octubre de 1996.
- 93. Molina, N. E.** y Murga, N. D., “Protección de bombas mediante válvulas. Influencia de la temperatura y el coeficiente de rozamiento. Estabilidad del algoritmo”, 20th Iberian Latin-american Congress on Computational

Methods in Engineering, XX CILAMCE. Polytechnic School of the University of São Paulo, Brazil, November 3rd-5th, 1999.

**94. Molina, N. E.** y Murga, N. D., "Pump stations and pipes protection in pipelines systems subject to transient flows", Fourth World Congress on Computational Mechanics, IWCCM. Iacm, International Association for Computational Mechanics. SEMNI, Sociedad Española de Métodos Numéricos en Ingeniería. AMCA, Asociación Argentina de Mecánica Computacional. CIMNE, International Center for Numerical Methods in Engineering, Barcelona, Spain. Desarrollado en Bs.As. July 1998.

**95. Molina, N. E.** y Murga, N. D., "Sistema de protección de bombas y cañerías e oleoductos sometidos a flujos transitorios", Proyectos de Grupos de Investigación, Secretaría de Ciencia y Tecnología, U.N.S., Bahía Blanca, Diciembre de 1997.

**96. Molina, N. E.,** "Estudio del golpe de ariete en las terminales de bombeo de petróleo de Caleta Córdova Caleta Olivia", Informe técnico; dic. 1994.

**97.** Murga, N. D. y **Molina, N. E.,** "Estudio del golpe de ariete en las estaciones de bombeo de petróleo de Caleta Córdova y Caleta Olivia". Proyecto de Investigación Departamento de Ingeniería, Area Hidráulica; Universidad Nacional del Sur, Bahía Blanca, Pcia. de Bs. As., Argentina. Informe y período de trabajo, año 1994.

**98.** Rieutord E. et Blanchard A., "Ecoulement non permanent en conduite viscoelastique coup de belier - pulsating viscoelastic pipe flow water hammer -", JHYR Vol 17 n° 3, 1979.

**99.** Rivero, Martín J., "Estudio golpe de ariete SPM Caleta Cordova y Caleta Olivia. Alternativas para su control."; Bombas de cargamento y tuberías de

- lastre. Informe técnico. Marine Surveyor, Naval architect and marine engineer, puerto Bahía Blanca, Agust 1994.
100. Samuel Martin, C. and Naghash, M., "Fundamental equations of water hammer", Discussion by.. Pag.1192-1194; Suggested a solution. JHYE Vol. n° ISN0733-9429, April 1984.
  101. Samuel Martin, et al., "Combined surge tank and water hammer analysis by digital computer", Water Power, April 1972.
  102. Sauer, V., Unit, "Response method of open-channel flow routing", Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, Jan, 1973.
  103. Sheth H.S., "Pressure wave transmission at an orifice surge tank", Water Power, Aug. 1973.
  104. Sibetheros I.A. and Holley E.R., "Spline interpolations for water hammer analysis", Discussion by the authors..., pag. 1600-1603, JHYE Vol. 118 n° 7 ISN0733-9429, July 1992.
  105. Sobey Rodney J., "Numerical alternatives in transient stream response", JHYE Vol. 110 n° 6 ISN0733-9429, Jun 1984.
  106. Streeter, V. L. And Wyle, E. B., "Two and three dimensional fluid transients"; Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, pp. 501-510, Dec. 19968.
  107. Stuckenbruck S. and Wiggert, D.C., "Fundamental equations of water hammer", Discussion by.. Pag. 1194-1200; Suggested a solution. JHYE Vol. n° ISN0733-9429, April 1984.

108. Stuckenbruck S., Wiggert, D.C. and, Otwell, R.S., "The influence of pipe motion on acoustic wave propagation", Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, Vol.107, page 518-522, Dec 1985.
109. Turneature F.E., and Russell H.L., Pumping machinery, chapters: VIII, IX and X on Quality of water supplies, M. Starr Nichols, John Wiley & Sons, Inc..
110. Wiggert David C., et al., "Fixed grid characteristics for pipeline transients", ASCE, n° HY12 Vol. 103, Sept 1978.
111. Wood Don J., et al., "A boundary layer theory for transient viscous losses in turbulent flow", Journal of Basic Eng., Dec 1970.
112. Wood Don J., et al., "Hydraulic network analysis using linear theory", ASCE, n° HY7 Vol. 98, Jul 1972.
113. Wood Don J., "A study of the response of coupled liquid flow structural systems subjected to periodic disturbances"; Journal of basic engineering, Transactions of the ASME, pp.532-540, Dec. 1968.
114. Wood, J. and Jones, E., "Water-Hammer charts for various types of valves", Journal of the Hydraulics Division, Proceedings oh the American Society of Civil Engineers, Jan, 1973.
115. Wylie E. Benjamin, "Fundamental equations of water hammer", JHYE Vol. 110 n° 4 ISN0733-9429, pp. 539-542; paper n° 18707, April 1984.
116. Wylie E. Benjamin, "The microcomputer and pipeline transients", JHYE Vol.09 n° 12 ISN0733-9429, page 1723-1739; paper n° 18453. Dec., 1983.
117. Wylie, E.B., "Fundamental equations of waterhammer", Journal of Hydraulic Engineering, ASCE, Vol. 111, n° 8, pp. 1185-1200, April, 1984.

118. Zielke W., "Frequency dependent friction in transient pipe flow"; Journal of basic engineering, Transactions of the ASME, pp.109-115, Mar. 1968.
119. Zielke W., Wylie E.B. & Keller R.B., "Forced and self excited oscillations in propellant lines", Journal of Basic Eng., Dec 1969.

## **Anexo A**

### **Información compilada en CD**

El presente estudio se complementa con la presentación de un CD. En el mismo se incluyen:

- Los trabajos desarrollados, publicados y expuestos en los congresos citados en la referencia bibliográfica.
  
- Los datos inherentes a los distintos elementos, equipos y sistemas, e instalaciones sobre los cuales se han implementado el modelado numérico y evaluado los resultados.
  
- La representación animada del funcionamiento de válvulas del tipo de pétalos y compensada para los esquemas de instalación en línea y con bifurcación del oleoducto.

Se pretende facilitar al lector la disponibilidad de información específica, mostrar la utilidad práctica de la simulación numérica, y comprender mejor el funcionamiento de los componentes físicos en una instalación de embarque de petróleo u otro fluido por impulsión con sistemas de protección para evitar el daño ecológico.

Por último, a fin de que el usuario tenga fácil acceso al recurso informático, el CD cuenta con carpetas que contienen:

- Léame (instrucciones generales).
- Software explorer (para su instalación, en el caso de no contar con dicha herramienta informática).
- **Inicio** (ejecutor del recurso informático).

REPUBLICA ARGENTINA



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SUR

Por cuanto: Don Norberto Eduardo Molina,  
nacido en Pcia. Bs. As. (P. Arg.) el año 1948 ha terminado  
el 16 de julio del 2001 los estudios correspondientes,  
Por tanto:  
El Rector de la Universidad Nacional del Sur, le expide  
el presente diploma de Doctor en Ingeniería.

Bahía Blanca, 4 de setiembre del 2001.

Secretario General

Alberto Cruzat  
Director del Departamento

ANOTADO AL FOLIO 388  
DEL REGISTRO 19302  
LIBRO 15

Procurador  
Procurador del Interés

DATOS PERSONALES  
 D.N.I. No. 0.127.540.343 CLASE 1948  
 OFICINA ENROLADORA 2.ª P.  
 CEDULA DE IDENTIDAD Nº EXPEDIDA POR  
 PASAPORTE Nº EXPEDIDO POR  
 NACIDO EL 12 DE OCTUBRE DE 1948

Se manifiesta en condiciones  
 favorables la firma de las autoridades

[Signature]  
 [Signature]  
 [Signature]

BANCO CIUDAD BUENOS AIRES  
 Fecha: Hora Caja Terminal  
 Clase: Banco Ciudad  
 Tipo de Cuenta: Ahorros y Ahorro

EL EDUARDO A. DOMINGUEZ

MINISTERIO DE EDUCACION  
 22 OCT 2001



El Ministro del Interior  
 Certifica que la firma que aparece  
 en este documento y que  
 coincide con la que figura en el  
 presente registro, es la del Sr.  
 MARTIN MEDINA MANCINI

APÓSTILAS  
 (Comparación de la Hoja nº 6 octubre 1961)  
 1. PAIS ARGENTINA  
 2. He sido titulado por el Nº 2.023.543.33  
 3. Domicilio en Buenos Aires  
 4. Lleva el sellamiento de  
 5. En Buenos Aires el día 3 SEP 2001  
 6. Por Unidad de Coordinación Legalizaciones  
 Comercio Exterior, Comercio  
 Exterior y Cúcuta  
 Nº 156577  
 130

PROVINCIA DE BUENOS AIRES  
 DIRECCION GENERAL DE CULTURA Y EDUCACION  
 CONSEJO ESCOLAR - BAJA BLANCA  
 Registrado bajo el Nº 5400346  
 Buenos Aires, 22 de Septiembre de 2001

[Signature]  
 MARTIN MEDINA MANCINI

00001274

## ACTA

A las 9,30.hs, del día 16 de julio de 2001, en el Area de Hidráulica del Departamento de Ingeniería de la Universidad Nacional del Sur en Bahía Blanca, se reúne el Jurado designado por el Departamento de Estudios de Posgrado para dictaminar sobre la tesis del Ing. Norberto Eduardo MOLINA, para optar al título de Doctor en Ingeniería, titulada " Estudio del efecto del golpe de ariete en estaciones de bombeo, oleoductos, acueductos y los sistemas inherentes de prevención de fallas, para evitar daños ecológicos".

Son miembros del Jurado los Dres. Edmundo KOELLE Profesor titular de la Escola Politécnica da USP y Universidad de Campinas (UNICAMP) y Alberto CARDONA Profesor Asociado de la Universidad Nacional del Litoral. Se encuentra presente el Dr. Eduardo Américo BRIZUELA, investigador del Departamento de Ingeniería Mecánica y Naval, Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires, quien participa con voz y sin voto en su carácter de Director de la tesis mencionada.

El candidato presentó su trabajo demostrando conocimientos profundos de los fenómenos transitorios, con un tratamiento adecuado a las condiciones de borde.

Es opinión unánime del Jurado que la investigación realizada constituye un aporte original al estudio del comportamiento de válvulas de pétalos como medios de control y protección en instalaciones de transporte de petróleo.

La tesis se puede considerar con un grado Distinguido, y aprobar como Tesis Doctoral, adjudicándosele la clasificación de 9 (nueve ) puntos.

Siendo las 12,30 hs., se da por finalizado este acto con la firma de seis (6) ejemplares de la presente acta.

  
Dr. Eduardo A. BRIZUELA

  
Dr. Edmundo KOELLE

  
Dr. Alberto CARDONA

CERTIFICO que la presente fotocopia cuyo original he tenido a la vista es auténtica.

  
Dr. PEDRO MAZA  
Presidente Comisión  
Dpto. de Estudios de Posgrado