



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE INGENIERÍAS CIVIL
Y GEOMÁTICA

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO HIDRÁULICO DEL ACUEDUCTO PRESA ARCEDIANO-GUADALAJARA

TESIS

Que para obtener el grado de:

INGENIERO CIVIL

PRESENTA:

Roberto Carlos Vargas Raymundo

Director: M. en I. Alejandro Sánchez Huerta



Junio 2006

México, D. F.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

A todas las personas que hicieron posible la realización de este trabajo.

Gracias al M. en I. Alejandro Sánchez Huerta por dirigirme y asesorarme en la elaboración de este trabajo, por su tiempo dedicado y paciencia.

Al M. en I. Eduardo Rodal Canales por sus consejos y comentarios así como por su disposición para ayudar y enseñar.

A la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México.

A mi familia, por acompañarme y motivarme en la vida.

A mis profesores, amigos y compañeros que de una u otra manera me apoyaron y ayudaron durante mis estudios y en la elaboración de este trabajo.

Análisis del funcionamiento hidráulico del Acueducto Presa Arcediano-Guadalajara

ÍNDICE

	INTRODUCCIÓN	1
I	ASPECTOS BÁSICOS SOBRE LA OPERACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO	4
	I.1 Ecuación de continuidad	4
	I.2 Ecuación de la energía	5
	I.3 Pérdida de carga en conductos a presión	8
	I.4 Operación de sistemas de bombeo	10
	I.4.1 Bombas centrífugas	11
	I.4.2 Curvas características	12
	I.4.3 Leyes de similitud, de afinidad y velocidad específica	15
	I.4.4 Curva del sistema y punto de operación	18
	I.4.5 Operación de sistemas de bombeo en paralelo y en serie	23
II	EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE EQUIPOS DE BOMBEO	27
	II.1 Consideraciones generales	27
	II.2 Análisis hidráulico de la operación del sistema con cuatro y cinco equipos	28
	II.3 Análisis hidráulico de la operación del sistema con cinco equipos y modelos diferentes	33
	II.4 Evaluación económica y selección de la mejor alternativa	36
III	ELEMENTOS PRINCIPALES DEL FENÓMENO DE FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN	38
	III.1 Transitorios hidráulicos lentos	39
	III.2 Transitorios hidráulicos rápidos	43
	III.2.1 Celeridad de la onda de presión	44
	III.2.2 Transitorio provocado por una maniobra brusca	45

III.3	Descripción de los problemas generados por los transitorios hidráulicos en conducciones a presión	46
III.3.1	Problemas de sobrepresiones	46
III.3.2	Problemas de depresiones	46
III.3.3	Problemas de sobrevelocidad en las máquinas	48
III.4	Dispositivos para control de transitorios hidráulicos	50
III.4.1	Tanque de oscilación	50
III.4.2	Tanque unidireccional	52
III.4.3	Cámara de aire	54
III.4.4	Válvulas de alivio	57
III.4.5	Incremento de la inercia de las masas rotatorias	57
IV	ANÁLISIS DE OPCIONES PARA EL CONTROL DEL FLUJO TRANSITORIO	58
IV.1	Técnica de análisis del fenómeno de flujo transitorio	58
IV.2	Resultados de la simulación hidráulica	62
IV.3	Alternativas para el control del flujo transitorio	63
IV.3.1	Primera propuesta	63
IV.3.2	Segunda alternativa	66
IV.3.3	Tercer sistema de protección propuesto	70
IV.4	Evaluación técnica, estructural y económica de las opciones	73
IV.5	Selección de la mejor alternativa	82
V	CONCLUSIONES	83
	ANEXO	85
	BIBLIOGRAFÍA	88



INTRODUCCIÓN

Antecedentes

La Zona Metropolitana de Guadalajara, se ha distinguido en los últimos años por sus intentos de incorporar nuevas fuentes de suministro de agua, pero no se ha podido hacer realidad proyecto alguno.

El crecimiento poblacional, comercial e industrial, de la Ciudad de Guadalajara y su Zona Conurbada genera un incremento en la demanda de agua potable, el cual aunado a la fragilidad de su fuente principal de abastecimiento, que es el Lago de Chapala, cuya cuenca, Lerma-Chapala, se encuentra sometida actualmente a un estado de sobreexplotación que la hace dependiente de las abundancias que se presentan en ciclos de 11 a 12 años, ha llevado al Lago a vivir situaciones críticas como la alcanzada en junio del 2003, en el que estuvo cerca de alcanzar la peor cota de toda su historia, todo esto ha limitado el crecimiento urbano e industrial y hace inaplazable e indispensable el disponer de una nueva fuente de abastecimiento.

Como primer esfuerzo para mejorar el abastecimiento de agua potable a Guadalajara y su Zona Metropolitana, a finales de la década de 1980, el Gobierno Federal y el Gobierno del Estado de Jalisco llevaron a cabo la construcción del acueducto Chapala-Guadalajara, que vino a sustituir el sistema antiguo de abastecimiento Chapala-Santiago (canal Atequiza-Las Pintas) cuyas obras datan de 1956 las cuales por ser canales a cielo abierto sin revestimiento presentaban alta contaminación y pérdidas anuales del orden de 75 Mm³.



El objetivo del acueducto Chapala-Guadalajara fue evitar las pérdidas de agua en su conducción a Guadalajara, al recuperar los volúmenes que anteriormente se perdían, se entregaría mayor caudal a la ciudad de Guadalajara con menor extracción del Lago de Chapala.

Situación Actual de la Zona Conurbada de Guadalajara

Para satisfacer las necesidades actuales de agua de los 3,850,000 habitantes estimados de acuerdo con cifras del Consejo Nacional de Población se requieren 12.5 m³/s si se considera una dotación de 280 l/hab/día; actualmente sólo se suministran 9 m³/s por lo que existe un déficit de 3.5 m³/s lo que significa afectación y/o carencia de servicio a la población. El suministro actual de agua potable proviene de distintas fuentes.

Fuentes de Abastecimiento	
Lago de Chapala	4.5 m ³ /s
Fuentes Subterráneas	3.0 m ³ /s
Presa Elías González Chávez (Calderón)	1.5 m ³ /s
Total:	9.0 m ³ /s

Esta situación llevó a establecer otras fuentes donde se pueda captar el agua requerida para satisfacer las necesidades de ésta ciudad; de varias alternativas propuestas, la elección del sitio Arcediano se determinó como la mejor.

El lugar donde se ubica el proyecto es en los municipios de Guadalajara e Ixtlahuacán del Río, al noreste de la ciudad, en la zona conocida como Barranca de Oblatos, sobre el Río Santiago, aguas abajo de su confluencia con el Río Verde.

La capacidad hidrológica de la presa Arcediano además de sustituir las extracciones de Chapala, asegurando su preservación, reducirá la demanda de aguas subterráneas (acuíferos de Atemajac y Toluquilla) para permitir la recuperación de los acuíferos, además del tratamiento de las aguas residuales totales generadas en la Zona Metropolitana y en las principales localidades del río Verde y el alto Santiago y la restauración y saneamiento de las cuencas de los ríos Santiago y Verde, aumentará el caudal para generación de energía eléctrica en la Hidroeléctrica Valentín Gómez Farías y se incrementará la eficiencia comercial y física del Sistema Intermunicipal de Agua Potable y Alcantarillado (SIAPA).

Abastecimiento

Para satisfacer las necesidades de la Zona Conurbada de Guadalajara se requieren, como ya se dijo, 12.5 m³/s pero actualmente sólo se suministran 9 m³/s, por lo que existe un déficit de 3.5 m³/s; la Presa de Arcediano además de satisfacer el déficit actual, permitirá cubrir la demanda actual y futura, apoyando así la recuperación del Lago de Chapala, al sustituirlo como fuente de abastecimiento para contribuir a su recuperación.



Saneamiento

El programa de saneamiento se realizará en forma paralela al de abastecimiento programando que antes del llenado del vaso de la presa, se hayan terminado todas las acciones establecidas al respecto (colectores, alcantarillado y plantas de tratamiento) en la zona.

El Gobierno del Estado inició en 2003 los estudios para la promoción, gestión e instalación del Distrito de Control de la Contaminación de Arcediano, que abarcará las cuencas de los ríos Verde y Santiago. Este organismo permitirá garantizar la calidad del agua en Arcediano, mediante el control total de las descargas a cauces y afluentes de los ríos Verde y Santiago y asegurará la calidad de agua que se almacenará en la presa.

Objetivo

Determinar el tipo y número de equipos de bombeo, además del sistema de protección contra los fenómenos de flujo transitorio para el acueducto Presa Arcediano - Guadalajara.

Alcances

En el presente trabajo se estudia lo referente a la línea de conducción para abastecimiento desde la presa Arcediano hasta la planta potabilizadora San Gaspar, realizando un análisis hidráulico y económico de varias opciones para la estación de bombeo, la determinación del número y tipo de bombas que deberán operar en el sistema y los dispositivos para el control de los fenómenos transitorios.

Para tratar y entender respecto al flujo en tuberías y conductos a presión, así como los principios que rigen el funcionamiento hidráulico de las bombas y los sistemas de bombeo, en el primer capítulo se exponen conceptos técnicos, definiciones y expresiones al respecto.

En el capítulo dos se presentan las características propias del proyecto y se plantean varias opciones sobre el número y tipo de equipos de bombeo, realizando los análisis de flujo permanente para la selección de la alternativa más conveniente en función de los aspectos económicos, de operación y de eficiencia.

El capítulo tres hace referencia a los aspectos teóricos correspondientes al estado de flujo transitorio, su clasificación y los principios básicos que modelan este comportamiento. También se exponen los problemas que causa este fenómeno al igual que los dispositivos o elementos comúnmente usados en la protección de los sistemas de tuberías, sus puntos a favor y en contra.

Como se mencionó anteriormente, el proyecto integral de un sistema de conducción de agua incluye el diseño de los dispositivos de control de los fenómenos transitorios. En el cuarto capítulo se realiza el análisis de los fenómenos transitorios con ayuda de un programa de cómputo creado en el Instituto de Ingeniería de la UNAM, estudiando principalmente el caso más desfavorable, siendo éste el de un paro repentino de bombas por fallas en el suministro eléctrico, se incluyen la evaluación y selección de los dispositivos de control considerando los aspectos constructivos, económicos y técnicos disponibles.



I. ASPECTOS BÁSICOS SOBRE LA OPERACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

El estudio del funcionamiento de sistemas de bombeo se fundamenta en el cálculo del flujo en tuberías considerando al líquido incompresible (densidad constante) y en régimen permanente (no varía respecto al tiempo). Dichas bases se expresan en dos ecuaciones fundamentales de la hidráulica: la de continuidad y la de energía.

I.1 Ecuación de continuidad

De acuerdo con el principio de conservación de la materia, al estudiar un volumen con forma y magnitud constantes dentro de un flujo, y a ese volumen de control entra una cantidad de masa de fluido en la unidad de tiempo, el volumen almacenado es susceptible de cuantificarse.

Sea un tubo de sección variable A una vena líquida por donde circula un fluido con velocidades V . Consideremos un volumen de control limitado por dos fronteras 1 y 2 (figura I.1).

Si el estado del flujo es permanente, el gasto másico es constante y está dado por:

$$\boxed{\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2} \quad (I.1)$$



si el fluido es incompresible la densidad es constante ($\rho_1 = \rho_2 = \text{cte}$), entonces:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (I.2)$$

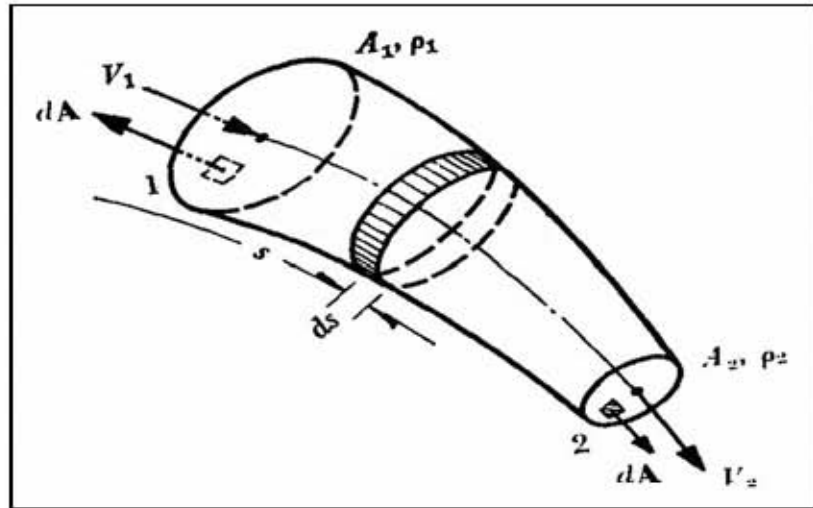


Figura I.1. Vena líquida

siendo $Q = AV$ el gasto volumétrico.

La ecuación (I.2) se conoce como ecuación de continuidad para un flujo permanente e incompresible.

I.2 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía expresa el balance de energía a lo largo de una línea de corriente. Se obtiene a partir de las ecuaciones del movimiento considerando las fuerzas que se oponen al movimiento y que desarrollan un trabajo mecánico que corresponde a la energía disipada al vencer dichas fuerzas, para ello, se debe establecer el equilibrio dinámico entre las fuerzas que actúan sobre el elemento líquido, con la fuerza de peso como única fuerza de cuerpo.

Las componentes de las fuerzas que actúan sobre el elemento a lo largo de la línea de corriente son:

- La fuerza de superficie normal o perpendicular en la dirección del movimiento debida un gradiente de presiones.
- La fuerza de superficie tangencial, que se opone al movimiento (fricción).
- La componente de la fuerza de cuerpo, debida al peso propio del elemento.

Para determinar la variación de la energía a lo largo de una línea de corriente, consideremos condiciones de flujo permanente y un tubo de sección muy pequeña, como el que se muestra en la siguiente figura.

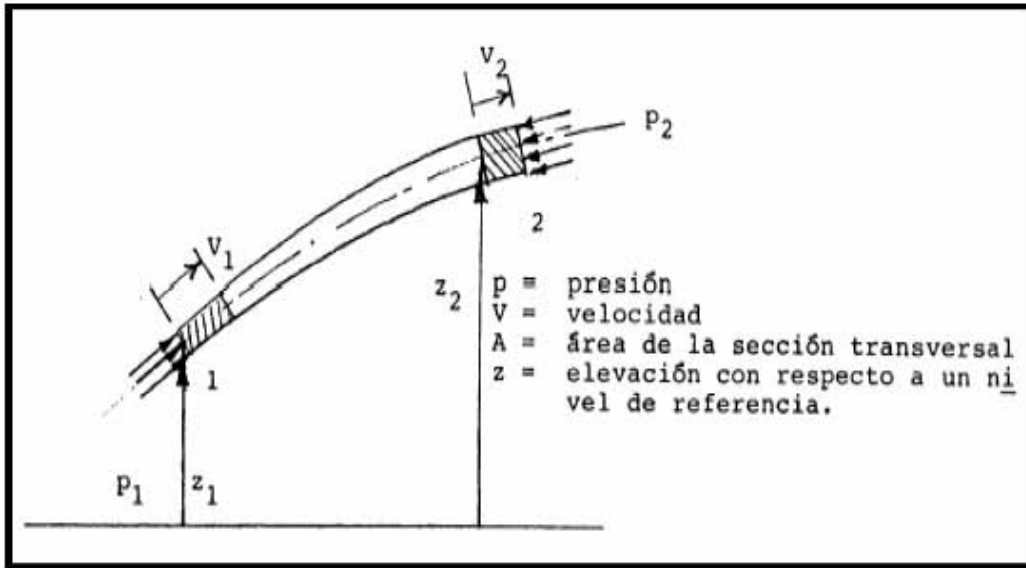


Figura I.2. Diagrama para la derivación de la ecuación de la energía

En la figura I.2 se observa que las fronteras 1 y 2 avanzan en un tiempo unitario las distancias V_1 y V_2 respectivamente; al mismo tiempo, las fuerzas debidas a la presión realizan el trabajo neto $p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2$, que debe ser igual a la suma de los incrementos en energía potencial y cinética más la pérdida por fricción en la longitud del tubo por unidad de tiempo, h_r :

$$p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2 = \gamma A_2V_2z_2 - \gamma A_1V_1z_1 + \frac{(\rho A_2V_2)V_2^2 - (\rho A_1V_1)V_1^2}{2} + h_r \quad (I.3)$$

donde γ y ρ son el peso específico y la densidad, respectivamente.

Ya que los líquidos son prácticamente incompresibles, se tiene que $A_1V_1 = A_2V_2$ (Ecuación de continuidad). Usando esta relación, dividiendo entre γA_1V_1 , reordenando términos y recordando que $\rho = \gamma/g$ se obtiene la ecuación de la energía en la siguiente forma:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (z_1 - z_2) = h_r \quad (I.4)$$

en la cual, el primer término corresponde al trabajo debido al gradiente de presiones en la dirección de la línea de corriente; el segundo, es la variación de la energía cinética; el tercero, la energía potencial o el desnivel respecto a un plano de referencia, y el último representa la pérdida de energía, todas ellas por unidad de peso del líquido que fluye.

La ecuación anterior sólo es válida para una línea de corriente, pero si se considera una vena líquida, se obtiene una ecuación parecida, salvo que en el término correspondiente a la energía cinética se usa un coeficiente (α - coeficiente de Coriollis) que depende de la distribución de la velocidad en la sección transversal y corrige el error cometido al considerar la velocidad media. Cuando el flujo es laminar (libre de oscilaciones



transversales a la dirección del flujo), $\alpha = 2$. Para flujo turbulento (no laminar), α tiene valores ligeramente mayores a la unidad, pudiéndose usar la aproximación $\alpha = 1$.

Finalmente la ecuación de la energía puede expresarse de la siguiente manera:

$$\boxed{z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_r} \quad (I.5)$$

Si un tramo de tubería incluye una bomba, la ecuación de la energía debe modificarse añadiendo un término, H_B , que representa la energía hidráulica entregada por la bomba por unidad de peso del líquido que fluye, o sea:

$$\boxed{z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_B = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_r} \quad (I.6)$$

La energía por unidad de peso que tiene el líquido en determinada sección, respecto a un nivel de referencia, puede representarse como:

$$\boxed{H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}} \quad (I.7)$$

Y la expresión (I.7) se simplifica de la siguiente forma:

$$\boxed{H_1 + H_B = H_2 + h_r} \quad (I.8)$$

Además, la energía y la potencia de un volumen de líquido en alguna sección serán respectivamente:

$$\boxed{E = \gamma HV}, \quad (I.9)$$

$$\boxed{P = \gamma QH} \quad (I.10)$$

donde:

E	energía de ese volumen, en (kg m),
γ	peso volumétrico del líquido, en (kg/m ³),
H	energía total respecto del plano de referencia, en (m),
V	volumen del líquido, en (m ³),
Q	gasto en la sección considerada, en (m ³ /s), y
P	potencia hidráulica del líquido, en (kg m/s).



I.3 Pérdida de carga en conductos a presión

Para calcular las pérdidas de carga (h_r) debidas a la resistencia al flujo (h_f) y otras singularidades o pérdidas locales (h_l), es necesario considerar la clasificación del flujo: laminar o turbulento. Las características del flujo de un líquido en una tubería dependen fuertemente de la importancia relativa de las fuerzas inerciales y viscosas.

El primer investigador que planteó el criterio para diferenciar ambos tipos de flujo fue Osborne Reynolds mediante el número que lleva su nombre. El número de Reynolds es proporcional a la razón entre estos dos tipos de fuerzas, y se define como:

$$\text{Re} = \frac{Dv}{\nu} \quad (I.11)$$

donde: D diámetro interior de la tubería, en (m),
 v la velocidad promedio del flujo, en (m/s), y
 ν viscosidad cinemática, en (m^2/s).

Para valores pequeños de Re (< 2000 aproximadamente), el flujo es claramente laminar. Para $Re > 2000$, el flujo deja de ser laminar. Cabe hacer notar que no existe una transición bien definida entre el flujo laminar y el turbulento.

Para calcular las pérdidas por fricción en una conducción existen varias ecuaciones, las más comunes son las de Darcy-Weisbach y la de Manning ecuaciones (I.12) y (I.13) respectivamente. Ambas ecuaciones se presentan con base en la definición de velocidad media en términos del gasto volumétrico (Q) y del área de sección del tubo (A), $v = \frac{Q}{A}$:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{A^2 2g} \quad (I.12)$$

$$h_f = \frac{LQ^2}{A^2 R_h^{4/3}} n^2 = \frac{4^{10/3} LQ^2}{\pi^2 D^{16/3}} n^2 \quad (I.13)$$

en las cuales: Q gasto, en (m^3/s),
 A área, en (m^2),
 L longitud de la tubería, en (m),
 D diámetro de la tubería, en (m),
 R_h radio hidráulico, para tubo lleno es $\frac{D}{4}$, en (m),
 g aceleración de la gravedad en (m/s^2),
 h_f pérdida de carga por fricción, en (m),
 f factor de fricción, adimensional, y
 n coeficiente de rugosidad, adimensional.



El valor del coeficiente de rugosidad de Manning (n) varía según el tipo de material de la tubería. A continuación se presentan algunos materiales y el respectivo valor de n .

Material	Coficiente n
Asbesto – Cemento	0.010
Concreto liso	0.012
Concreto áspero	0.016
Concreto presforzado	0.012
Acero galvanizado	0.014
Fierro fundido	0.013
Acero soldado	0.014
Interior a base de epoxy	0.011
P.V.C. (policloruro de vinilo)	0.009
Polietileno de alta densidad	0.009

Tabla I.1. Coeficiente de rugosidad de los materiales más usados

Para flujo laminar se demuestra, por medio de un análisis debido a Poiseuille, que el factor de fricción es $f=64/Re$.

Para flujo turbulento, f depende no sólo de Re , sino también de la rugosidad relativa del tubo, ε/D , donde ε representa la altura de las asperezas de la superficie interior del tubo. La siguiente tabla muestra algunos valores representativos de ε para diferentes materiales:

Material	ε en mm
Vidrio, cobre, plástico, hule	0.0015
Fierro fundido nuevo	0.005 a 0.01
Fierro fundido semioxidado	0.010 a 0.015
Fierro fundido oxidado	0.015 a 0.030
Cemento liso	0.003 a 0.008
Acero	0.04 a 0.10
Asbesto-cemento	0.025
Concreto	0.16 a 2 o más

Tabla I.2. Rugosidad de los materiales más conocidos

Para determinar el valor de f se puede utilizar la formula de Swamee, ecuación (I.14), o bien el Diagrama de Moody (figura I.3).

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.75}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (I.14)$$

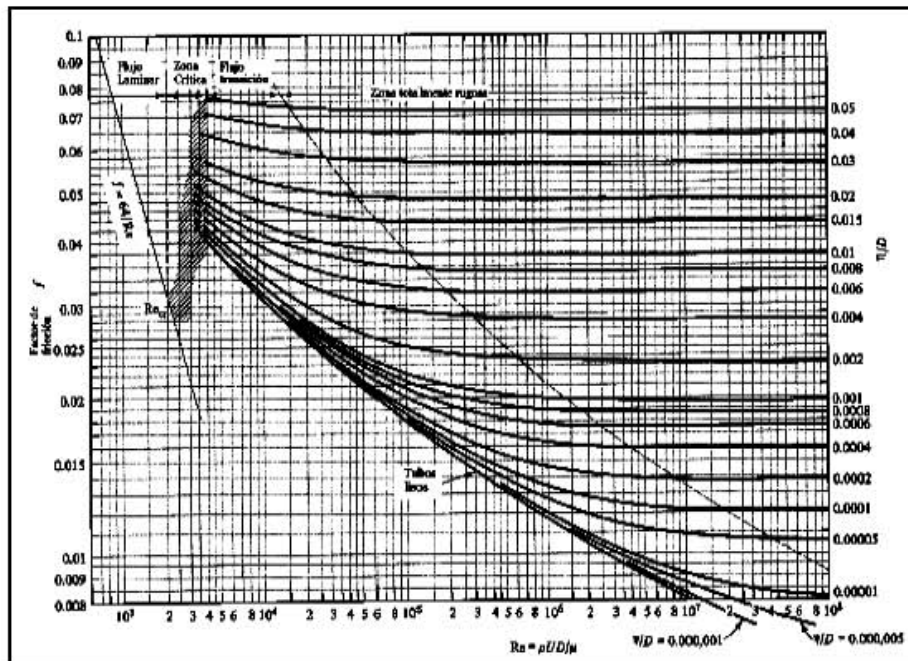


Figura I.3. Diagrama de Moody

Cálculo de pérdidas locales

Además de la pérdida por fricción en tramos de tubería, se presentan pérdidas localizadas en accesorios como codos, reducciones, válvulas, etc. Estas pérdidas se calculan como:

$$h_l = k \frac{Q^2}{A^2 2g} \quad (I.15)$$

donde: h_l pérdida de carga local, en (m),
 k coeficiente adimensional que depende del tipo de accesorio.

Los siguientes, a manera de ejemplo, son algunos valores aproximados del coeficiente k :

Accesorio	k
Codo 90°	0.9
Codo 45°	0.4
Válvula de globo	10
Válvula de compuerta	0.2

Tabla I.3. Coeficientes de pérdida local (adimensionales)

I.4 Operación de sistemas de bombeo

En un acueducto, o cualquier otro sistema de bombeo, la selección del equipo de hidromecánico es uno de los puntos importantes a considerar, junto con los trazos de la línea de conducción y diámetros óptimos de la misma. A continuación se presentan los elementos básicos para el análisis de estos sistemas.



I.4.1 Bombas centrífugas

En los sistemas de conducción de agua a presión se debe seleccionar el equipo de bombeo apropiado para la carga y gasto de diseño. Existen una gran variedad y tipo de bombas. Sin embargo, para sistemas de conducción de agua a presión es común la utilización de bombas centrífugas.

En las bombas centrífugas se genera un diferencial de presión por efecto dinámico debido a la rotación del fluido impartida por un impulsor. Así, se establece un gradiente de presión en la dirección radial resultante del campo de fuerzas centrífugas distribuidas en el líquido. La presión entregada por las bombas centrífugas depende en gran parte de la velocidad de operación.

Puede decirse que la bomba centrífuga (figura I.4) consiste en una rueda con alabes, llamada también impulsor, que gira dentro de una cámara concéntrica (tazón). Los alabes imprimen al agua un movimiento de remolino forzado generando presiones dinámicas, las cuales provocan la circulación del fluido.

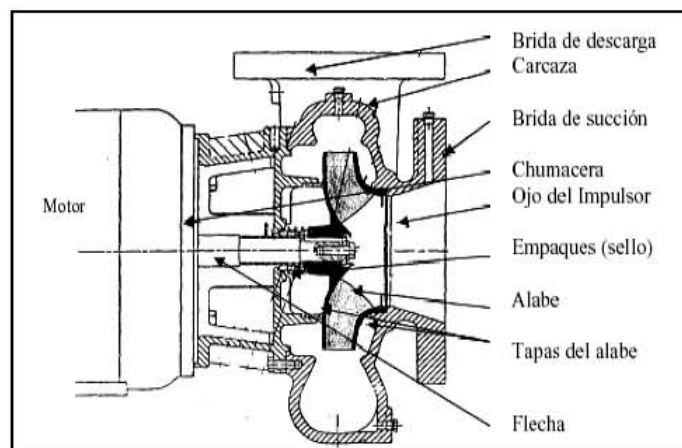


Figura I.4. Esquema de una bomba centrífuga

A continuación se presentan los tipos de bombas centrífugas que existen, así como algunas de sus principales características:

- Centrífugas horizontales
 - El motor y la bomba, con su eje horizontal, están situados fuera del agua.
 - El rendimiento típico es del 80%.
- Centrífugas verticales
 - La bomba está sumergida, y el motor, unido a la bomba mediante un eje vertical, está fuera del agua.
 - Las demás características son similares a las centrífugas horizontales.
- Centrífugas sumergibles
 - El motor y la bomba están sumergidos dentro del agua.
 - El rendimiento decrece ligeramente respecto de las centrífugas horizontales, cerca del 75%.



I.4.2 Curvas características

En el caso de las bombas, debe considerarse que cumplan principalmente con los requerimientos del sistema, que son: entregar el gasto proyectado y proporcionar la energía necesaria para transportar el agua desde la fuente o captación hasta el punto de entrega. Para decidir entre los equipos disponibles que satisfagan las imposiciones de cada sistema, el proyectista puede consultar con los fabricantes las *curvas características* de sus equipos.

Por medio de las curvas características se representa el comportamiento real de una bomba que trabaja con velocidad de giro constante. Estas curvas son:

- a) Curva carga - gasto (conocida como *la curva característica* de la bomba)
- b) Curva eficiencia – gasto
- c) Curva potencia mecánica - gasto
- d) Curva carga neta positiva de succión – gasto

- a) Curva Carga – Gasto (H_B vs Q). La carga entregada por una bomba disminuye conforme aumenta el gasto que bombea. Teóricamente, la relación entre estas variables es lineal, sin embargo en la práctica tal relación es una línea curva que depende del diseño e imperfecciones propias de la bomba y de su funcionamiento. La figura I.5 muestra un ejemplo de esta curva.

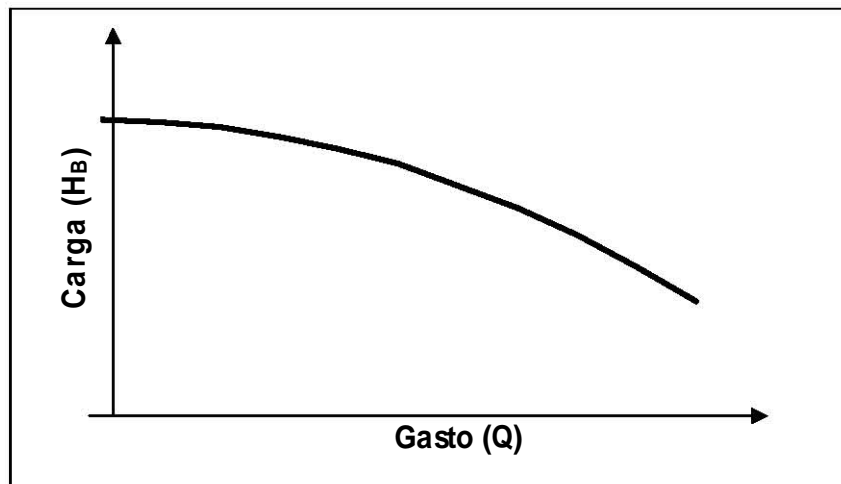


Figura I.5. Curva carga-gasto

- b) Curva Eficiencia–Gasto (η_B vs Q). La eficiencia de una bomba es otra característica de una bomba que depende del gasto, como lo muestra la figura I.6; ésta propiedad indica cuanta de la potencia mecánica disponible en la flecha puede aprovecharse para bombear el líquido, como potencia hidráulica.

$$\eta_B = \frac{P_H}{P_m} < 100\% \quad (I.16)$$

siendo $P_H = \gamma Q H_B$ (I.17)

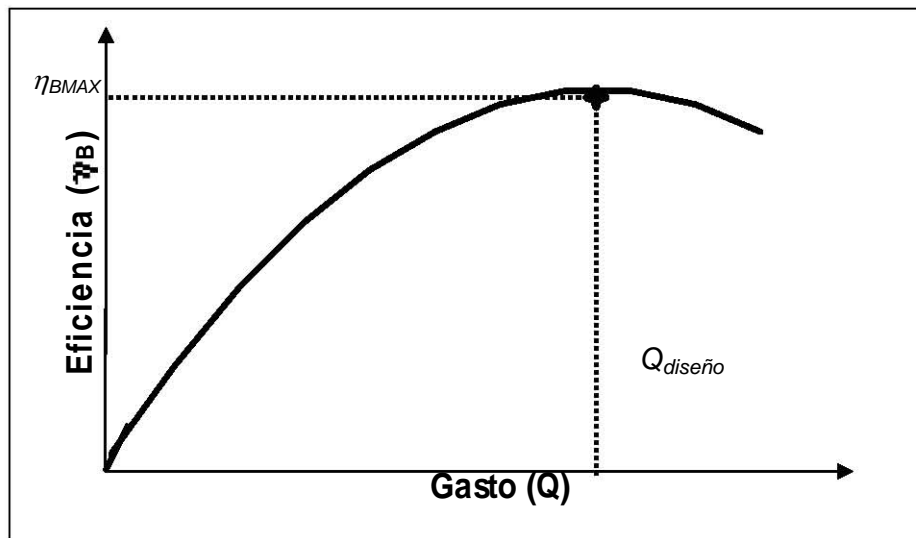


Figura I.6. Curva eficiencia-gasto

Como se observa en la figura anterior, existe un punto de máxima eficiencia (η_{BMAX}), al que le corresponde un gasto, al que se le llama “*de diseño*” de la bomba ($Q_{Diseño}$), a partir del cual se determina en la curva carga-gasto (H_B vs Q), la “*carga de diseño de la bomba*” ($H_{BDiseño}$).

- c) Curva Potencia Mecánica-Gasto (P_m vs Q). Debido a que la carga y la eficiencia de una bomba son dependientes del gasto, según las ecuaciones (I.16) y (I.17) la potencia mecánica también lo es. En las bombas centrífugas ésta relación tiene pendiente positiva, es decir, la potencia mecánica aumenta con el gasto.
- d) Curva Carga Neta Positiva de Succión-Gasto (CNPS vs Q). La CNPS es un parámetro utilizado para proteger los impulsores de la bomba contra el fenómeno de cavitación. Se le llama así al proceso de formación y colapso de cavidades (burbujas de vapor) en el seno del líquido y producidas por una vaporización local debida a una acción dinámica sobre el flujo al acelerarse localmente y consecuentemente una reducción de la presión local hasta ser igual o menor que la presión de vapor del líquido a su temperatura en ese momento, desarrollándose un proceso de ebullición. Posteriormente, dichas cavidades colapsan por condensación, la cual se produce al abandonar la zona de baja presión y encontrar regiones de presión mayor a la de vaporización. Este proceso produce un estado inestable en el cual la burbuja tiende a desaparecer en forma violenta, provocando ondas de choque de gran intensidad durante su colapso.

La formación de burbujas y el colapso de las mismas puede ocurrir muchas veces cada segundo, haciéndose evidentes por la producción de ruido y vibración. La cavitación disminuye el rendimiento de la bomba, pero su mayor afectación es la erosión de los alabes, que se enfatiza más y más una vez iniciada.



Como se mencionó, la actividad de cavitación se determina con base en la CNPS, la cual se define como:

$$CNPS = \text{energía específica absoluta (incluyendo la } P_{atm}/\gamma) - P_{vp}$$

en donde P_{atm} y P_{vp} son las presiones absolutas atmosférica y de vaporización del fluido, respectivamente.

La CNPS es una medida del margen de exceso de energía específica que recibe una bomba en su brida de succión por arriba de la presión de vaporización del líquido. En dicho margen se requiere incluir la presión atmosférica para poder plantear una comparación con la presión de vapor del líquido bombeado. La CNPS constituye una medida indirecta del estado de cavitación interno de la bomba. Las mínimas presiones, para bombas centrífugas, comúnmente se alcanzan en la vecindad del borde de ataque de los alabes, en la cara de baja presión o en la región de admisión o ingreso del flujo, en otro tipo de bomba. Estas son zonas que resultan de difícil acceso y pueden diferir de un diseño a otro, por tal motivo, se generaliza la susceptibilidad a la cavitación de una bomba refiriendo su comportamiento a un nivel de CNPS evaluado en la brida de succión.

La CNPS mínima requerida es determinada experimentalmente por el fabricante y se mide mediante pruebas a gasto constante, variando la CNPS disponible en el banco de pruebas. Generalmente el valor se determina por interpolación ya que es muy difícil encontrar el valor exacto. Las pruebas se realizan para el gasto de diseño y para gastos mayores y menores al de diseño, dentro de la región de operación permisible del equipo de bombeo.

La cuantificación de la CNPS disponible puede realizarse cuando se dispone de un tanque o cárcamo de bombeo como se muestra en la figura I.7 mediante la expresión (I.18).

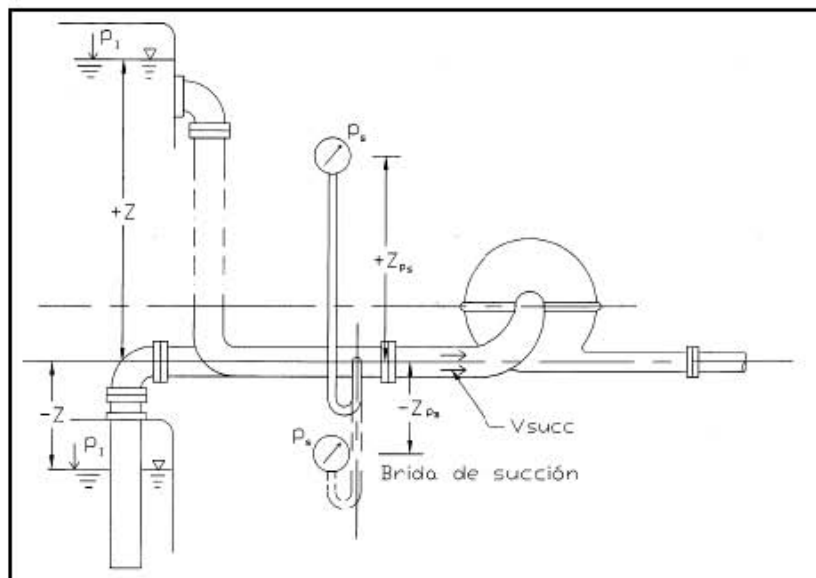


Figura I.7. Diagrama para determinar la $CNPS_{disk}$



$$\boxed{CNPS_{disp} = Z + H_{atm} - H_{vap} - H_{pér}} \quad (I.18)$$

en la cual: Z carga bruta existente (desnivel) entre el nivel del tanque de succión de la bomba y el nivel de la brida de succión de la bomba (en bombas centrífugas puede referirse al nivel del ojo del impulsor).

H_{atm} carga correspondiente a la presión atmosférica local dividida entre el peso específico del líquido bombeado.

H_{vap} carga correspondiente a la presión de vaporización del líquido bombeado dividida entre el peso específico del mismo líquido.

$H_{pér}$ energía específica disipada en la conducción del líquido bombeado desde el tanque de succión hasta la brida de la bomba.

I.4.3 Leyes de similitud, de afinidad y velocidad específica

Leyes de Similitud

Dos bombas son geoméricamente semejantes si guardan una proporción constante en sus dimensiones. Si además, dos bombas geoméricamente semejantes, operan en condiciones para las cuales las velocidades del flujo, en puntos correspondientes, tienen la misma dirección y sus magnitudes guardan una relación constante, entonces ambas operan con un comportamiento homólogo, es decir operan en puntos homólogos.

Sea: D diámetro de descarga del impulsor seleccionado como una dimensión característica de la bomba,
 N la velocidad de rotación del impulsor,
 H_B la carga dinámica total de la bomba,
 Q el gasto volumétrico.

Entonces, para bombas homólogas, las aceleraciones del fluido en puntos geoméricamente correspondientes se relacionan de la siguiente manera:

$$\boxed{(a) \propto (\Delta V / \Delta t) \propto \frac{ND}{D/ND} = N^2 D} \quad (I.19)$$

La relación de las fuerzas inerciales es:

$$\boxed{(F_i) \propto (ma) \propto (\gamma/g) D^3 N^2 D = (\gamma/g) N^2 D^4} \quad (I.20)$$

y de las fuerzas resultantes de la presión:

$$\boxed{(F_p) \propto (\gamma \cdot H_B \cdot D^2)} \quad (I.21)$$



La razón F_p/F_i debe ser constante:

$$\frac{\gamma \cdot H_B \cdot D^2}{(\gamma/g)N^2 D^4} = \frac{g \cdot H_B}{N^2 D^2} = cte \quad (I.22)$$

lo que equivale a :

$$H_B \propto N^2 D^2 \quad (I.23)$$

Para el gasto se tiene:

$$Q \propto (ND)D^2 = ND^3 \quad (I.24)$$

Recordando la ecuación (I.10), la potencia hidráulica es proporcional al gasto y a la carga:

$$P_H \propto ND^3 \cdot N^2 D^2 = N^3 D^5 \quad (I.25)$$

Para condiciones homólogas, las eficiencias son aproximadamente iguales si despreciamos los efectos de escala asociados a las rugosidades al cambiar de tamaño de una bomba a otra. De esta forma se puede entonces deducir que para dos bombas homólogas, denominada una como prototipo (P) y la otra como modelo (M), se cumple que:

$$\frac{H_P}{H_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \quad (H \propto N^2 D^2) \quad (I.26)$$

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right) \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \quad (Q \propto ND^3) \quad (I.27)$$

$$\frac{P_P}{P_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \quad (P \propto HQ \text{ ó } N^3 D^5) \quad (I.28)$$

Conocidas como *Leyes de Similitud* donde, por simplicidad, se ha eliminado el subíndice (B) a la carga de bombeo. Para que se cumplan estrictamente las condiciones de homología, debería existir similitud de fuerzas de tipo viscoso. Sin embargo, éstas son generalmente despreciables en el caso de las bombas centrífugas operando en régimen turbulento.

Velocidad específica

De las expresiones anteriores se desprende que si una bomba tiene un punto de máxima eficiencia dado, éste se trasladará, si cambiamos su velocidad de rotación (N) y/o si cambiamos su tamaño, a otro punto homólogo también de máxima eficiencia.



Los fabricantes de equipo de bombeo basados en la nota anterior han definido un parámetro denominado *velocidad específica* (N_s), que se obtiene al relacionar las variables H , Q y N de diseño.

Reagrupando términos en la expresión (I.26) obtenemos:

$$\frac{D_P}{D_M} = \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{1/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right) \quad (I.29)$$

Remplazando (I.29) en la expresión (I.27) obtenemos:

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M} \right) \times \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{3/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right)^3 \quad (I.30)$$

Por lo que:

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{3/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right)^2 \quad (I.31)$$

Sacando raíz cuadrada a ambos términos y reagrupando variables para prototipo y modelo tenemos:

$$\left(\frac{N_P \times \sqrt{Q_P}}{H_P^{3/4}} \right) = \left(\frac{N_M \times \sqrt{Q_M}}{H_M^{3/4}} \right) \quad (I.32)$$

Al reemplazar Q , H y N por los valores de diseño, esta expresión corresponde a la definición de N_s .

$$N_s = \left(\frac{N \times \sqrt{Q_{\text{diseño}}}}{H_{\text{diseño}}^{3/4}} \right) \quad (I.33)$$

La importancia de este parámetro N_s , es que un diseño de impulsor de bomba dado, tiene un único valor de N_s que lo caracteriza. Estrictamente, el N_s se define para un impulsor de succión simple, sin embargo en la práctica no se ha hecho distinción cuando se caracterizan impulsores de doble succión, por tanto debe tomarse en cuenta si la bomba es de succión simple o doble para poderla comparar con otros diseños. Es conveniente resaltar que el N_s se define por impulsor, por lo que una bomba con varios pasos intermedios se clasificará con base en las propiedades de cada impulsor. Como consecuencia de lo anterior, bombas con igual N_s corresponden a bombas homólogas ó semejantes.

La forma geométrica de los impulsores puede clasificarse con base al N_s correspondiente, resultando que para bombas de bajo caudal y grandes cargas (N_s bajos) los impulsores son de gran diámetro, con canales de paso del flujo con sección transversal relativamente pequeña. Por el contrario, en bombas de alto caudal y baja carga (N_s altos), los impulsores resultan de bajo diámetro y canales de paso del flujo con sección transversal grande.



Leyes de afinidad (ajuste de operación por recorte de impulsores)

Cuando es necesario ajustar el punto de operación de una bomba existente, se puede optar por cambiar su velocidad o mediante el recorte de su impulsor. Para tal fin se utilizan las expresiones de afinidad que difieren ligeramente de las expresiones de similitud anteriormente expuestas.

En este caso la misma bomba es tomada como modelo y prototipo, sólo que para este último la bomba se encuentra modificada.

Al realizar el recorte del diámetro mayor del impulsor, cambiamos la velocidad periférica de salida del flujo, sin embargo no hemos cambiado el tamaño de la bomba y por tanto tampoco cambiamos sensiblemente el área de sección transversal de salida del flujo entre alabes. Por este motivo la ecuación (I.27) que nos relaciona la alteración de gasto Q_P/Q_M dependerá solo de D_P/D_M y no de $(D_P/D_M)^3$. Así las ecuaciones de afinidad se describen como:

$$\boxed{\frac{H_P}{H_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \quad (H \propto N^2 D^2/g)} \quad (I.34)$$

$$\boxed{\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right) \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right) \quad (Q \propto ND)} \quad (\text{sólo se realiza el recorte del impulsor}) \quad (I.35)$$

$$\boxed{\frac{P_P}{P_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \quad (P \propto HQ)} \quad (I.36)$$

Para determinar el recorte es necesario trasladar el punto de operación requerido a la curva de la bomba para hallar el punto homólogo, posteriormente se determina cual es el D_P/D_M que satisface la condición de nuestro interés.

I.4.4 Curva del sistema y punto de operación

Los sistemas de bombeo se proyectan para entregar un gasto requerido en el sistema hidráulico con la carga que éste impone para ese gasto. Se considera un sistema hidráulico al conjunto de tubería(s) y accesorios necesarios para llevar el líquido desde la captación hasta el punto de entrega.

La carga total a vencer en un sistema hidráulico resulta de la suma de la carga estática, que en el caso de bombeo entre dos tanque abiertos a la atmósfera representa la diferencia de elevación entre los puntos de captación y entrega, más las pérdidas de carga (figura I.8). Esto es:

$$\boxed{H_{SIS} = H_e + \Sigma H_r} \quad (I.37)$$

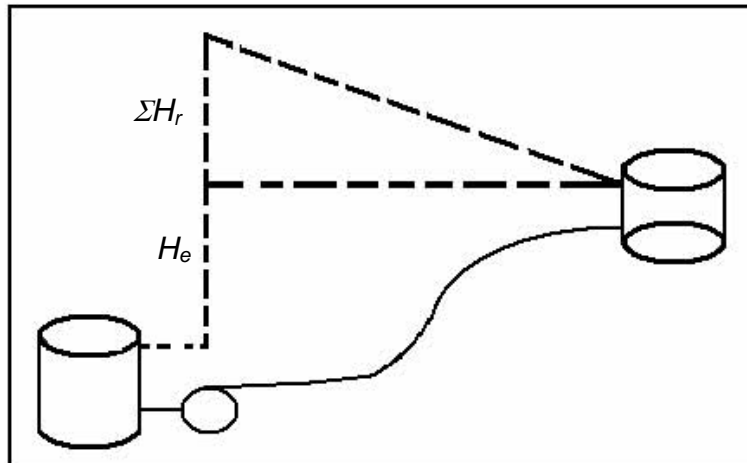


Figura I.8. Carga del sistema

En este aspecto habrá que recordar los tipos de pérdidas que se presentan en los conductos a presión:

- Pérdidas por fricción, representadas como:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{A^2 2g} \quad (I.38)$$

- Pérdidas locales, representadas por:

$$h_l = k \frac{Q^2}{A^2 2g} \quad (I.39)$$

con lo que, para un sistema formado por m tubos colocados en serie, la suma de pérdidas de carga estará determinada por:

$$\Sigma H_r = \sum_{i=1}^m \left[h_f + \sum_{j=1}^n h_l \right] \quad (I.40)$$

donde n es el número de accesorios que provocan pérdida de carga local en cada uno de los m tubos que forman el sistema.

Sustituyendo las expresiones (I.38) y (I.39) en (I.40), se obtiene:

$$\Sigma H_r = \sum_{i=1}^m \left[f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{A^2 2g} + \sum_{j=1}^n \left(k \frac{Q^2}{A^2 2g} \right) \right] \quad (I.41)$$



que se resume de la siguiente manera:

$$\boxed{\Sigma H_r = K_{SIS} \cdot Q^2} \quad (I.42)$$

siendo

$$\boxed{K_{SIS} = \sum_{i=1}^m \left[f \frac{L}{D} + \sum_{j=1}^n k \right] \frac{1}{2gA^2}} \quad (I.43)$$

A K_{SIS} se le llama *coeficiente de resistencia del sistema*.

Finalmente, sustituyendo la ecuación (I.43) en (I.37) resulta que:

$$\boxed{H_{SIS} = H_e + K_{SIS} \cdot Q^2} \quad (I.44)$$

La relación entre el gasto en el sistema hidráulico y la carga que es necesario vencer se denomina “*curva del sistema*” o “*curva de la instalación*”, la cual se obtiene mediante la expresión anterior. Un ejemplo de su representación gráfica se muestra en la figura I.9.

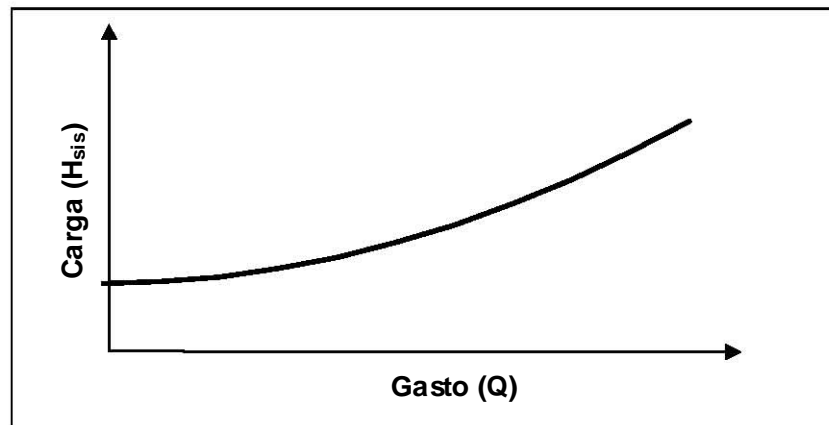


Figura I.9. Curva del sistema

Como se observa de la ecuación (I.43), K_{SIS} depende del factor de fricción de las tuberías, de su geometría (longitud, diámetro, etc), así como de los accesorios en la conducción. En la práctica, es común suponer que el flujo en un sistema de bombeo es francamente turbulento, en cuyo caso los valores del factor de fricción de las tuberías son independientes del número de Reynolds y, consecuentemente, constantes.

La operación de una bomba en un sistema hidráulico dado debe satisfacer simultáneamente tanto la curva del sistema como la curva característica de la bomba, lo que gráficamente implica la intersección entre ambas curvas (figura I.10). Dicha intersección se denomina “*punto de operación*” y al gasto correspondiente se le denomina “*gasto de operación*” (Q_{op}).

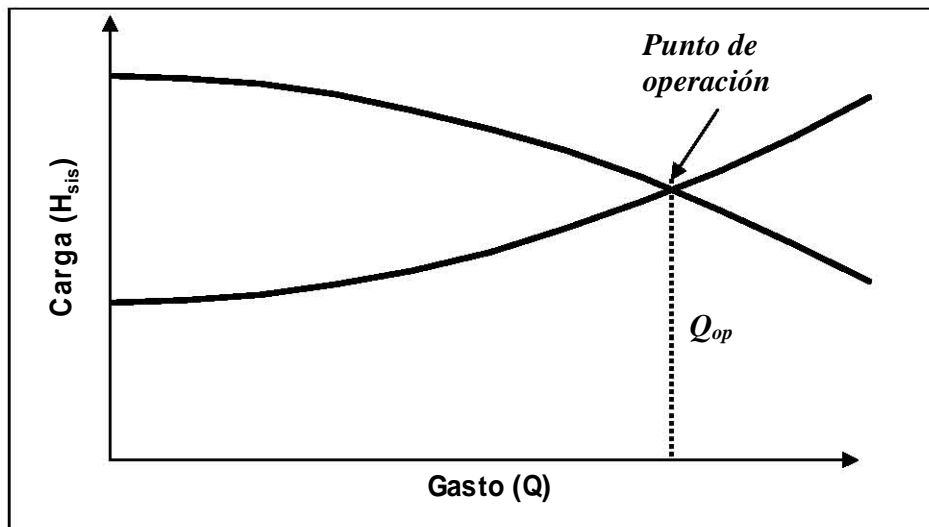


Figura I.10. Punto de operación

Para cada bomba, el gasto de operación sólo puede modificarse al hacerlo la curva del sistema. Considerando fijas las características geométricas de un sistema, se aprecia que la curva del mismo sólo puede modificarse por dos razones:

- 1) Variaciones de la carga estática H_e .
- 2) Variaciones del coeficiente de pérdida local, al cambiar el grado de apertura de la(s) válvula(s) de control, y con ello el valor de K_{SIS} .

En el caso de la carga estática, los valores máximo y mínimo dependen de las variaciones de nivel extremas en los sitios de captación y entrega, y para ellos la condición de gasto máximo se presenta para la carga estática mínima (H_{emin}), que se observa en la figura I.11.

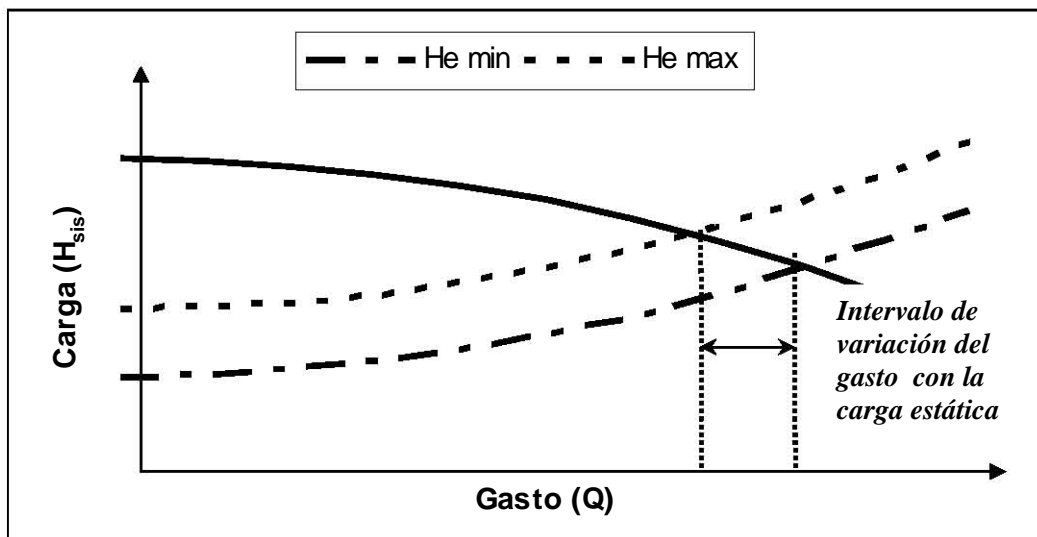


Figura I.11. Variación de la curva del sistema y del gasto de operación con la carga estática



Para el coeficiente de resistencia del sistema, el valor máximo sería infinito y se presentaría cuando la tubería estuviera totalmente seccionada por alguna válvula, mientras que el valor mínimo se produciría cuando la(s) válvula(s) de control del sistema se encontraran totalmente abiertas; en este caso el gasto máximo se presentará para el mínimo coeficiente de resistencia (K_{SISmin}) (figura I.12).

Con lo anterior se entiende que el gasto en un sistema de bombeo depende de factores que en ocasiones están fuera del alcance del operador del sistema, como puede ser el caso del nivel estático o del factor de fricción de las conducciones, pero también depende de elementos, tales como el grado de apertura de una válvula, que en general son maniobrados a partir de la experiencia del personal de operación del sistema.

En cualquiera de los casos, para el diseño de sistemas de bombeo se debe tener en mente que el gasto bombeado podrá variar desde cero, para K_{SISmax} e independientemente del valor de H_e , hasta un gasto máximo que se presentará para K_{SISmin} y H_{emin} .

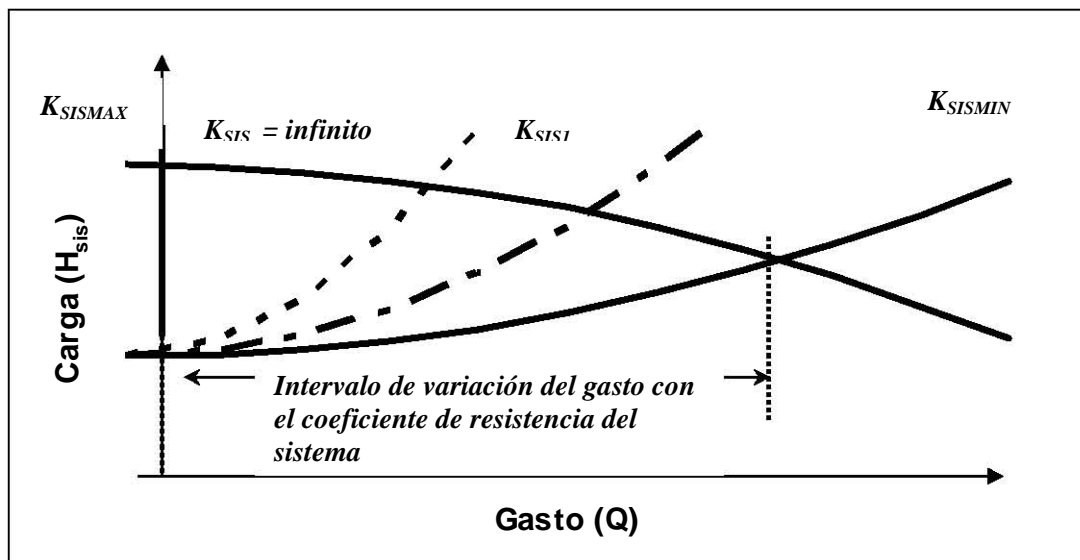


Figura I.12. Variación de la curva del sistema y del gasto de operación con el coeficiente de resistencia

Otra consideración muy importante en este diseño involucra a la eficiencia con la que operará la bomba. Como se expuso antes, los valores de esta eficiencia son proporcionados por el fabricante del equipo y dependen del gasto de operación, puesto no resulta sencillo mantener un gasto fijo en un sistema de bombeo, en realidad, es necesario considerar un intervalo de gastos de operación de tal manera que, en dicho intervalo, la eficiencia se mantenga en valores aceptables. Entonces, es recomendable que:

- El gasto de operación más frecuente del sistema corresponda al gasto de diseño del equipo de bombeo, y
- Que la curva eficiencia-gasto de la bomba seleccionada sea lo más plana posible dentro del intervalo de gastos de operación.



I.4.5 Operación de sistemas de bombeo en paralelo y en serie

En la mayoría de los casos es conveniente diseñar los sistemas para que funcionen con más de un equipo en la estación de bombeo de forma simultánea. Dependiendo de la forma en que se dé el arreglo de las bombas los sistemas pueden ser: *en paralelo o en serie*. Algunas razones para usar este tipo de arreglos son:

- Baja disponibilidad de carga o de gasto para satisfacer las necesidades con las unidades con que se cuenta.
- Por economía en el proyecto al considerar las bombas chicas en lugar de una muy grande, y por lo tanto diámetros menores de tubería, en el caso de sistemas en paralelo o que trabajen a menores presiones si el arreglo es en serie.
- Por operación y mantenimiento, para garantizar el servicio en condiciones razonables aún en caso de fallas o reparaciones.

Sistema de bombas en paralelo

Si un sistema de bombeo cuenta con una planta o estación donde se localizan dos o más bombas, que comparten un mismo punto de succión y otro para descarga, se dice que el sistema trabaja en paralelo. Frecuentemente se procura que el arreglo sea de “ $n+1$ ” bombas, lo que indica que el sistema cuenta con “ n ” bombas para operación normal más una de reserva.

Debido a que todas las bombas comparten la misma zona de succión y de descarga (múltiples de succión y descarga), es válido suponer, para fines prácticos, que todas trabajan con la misma carga dinámica (H_B). Ver figura I.13.

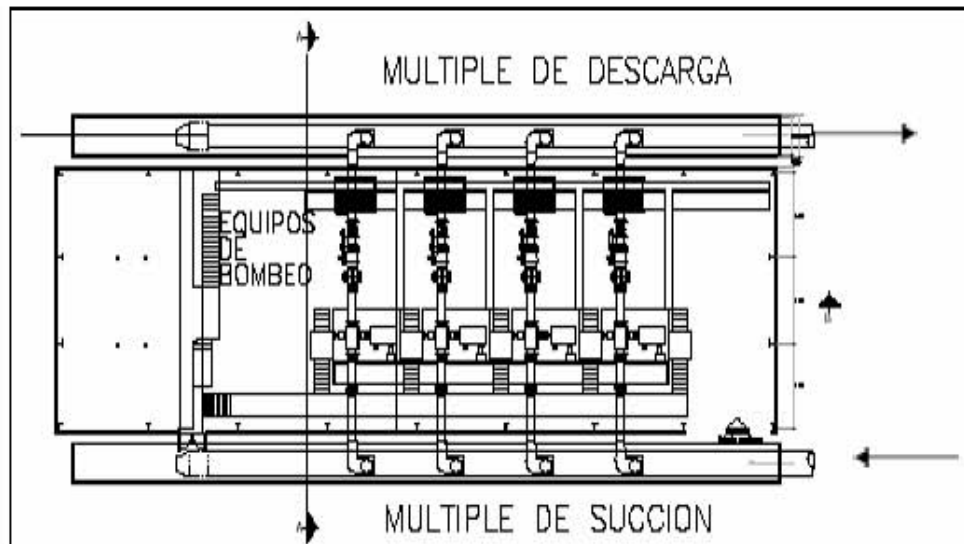


Figura I.13. Planta de bombeo con bombas horizontales



Además, es muy frecuente que todas las bombas instaladas en la estación sean iguales, por lo que cada una de ellas entregará el mismo gasto (Q^*). Es decir:

$$H_B = cte$$

$$y \quad Q_{opn} = \sum_{i=1}^n Q_i = n \cdot Q^* \quad (I.45)$$

Entonces, es posible construir la curva carga-gasto equivalente de la planta de bombeo, para la operación simultánea con dos o más bombas instaladas en paralelo, a partir de la curva carga-gasto de una bomba. Dado un número “n” de bombas en operación sólo es necesario multiplicar el gasto por bomba por el número “n”.

La figura I.14 muestra, a manera de ejemplo, las curvas del sistema y la equivalente de una planta con tres bombas en paralelo ($n=3$). Al sobreponer estas curvas a la del sistema hidráulico, se observa que habrá una intersección por cada número “n” de equipos en operación. Es importante observar que si bien el gasto total crece con dicho número de bombas ($Q_{op1} < Q_{op2} < Q_{op3} \dots < Q_{opn}$), el incremento no es proporcional al número de equipos en operación, es decir:

$$Q_{op1} > Q_{op2}/2 > Q_{op3}/3 > \dots > Q_{opn}/n$$

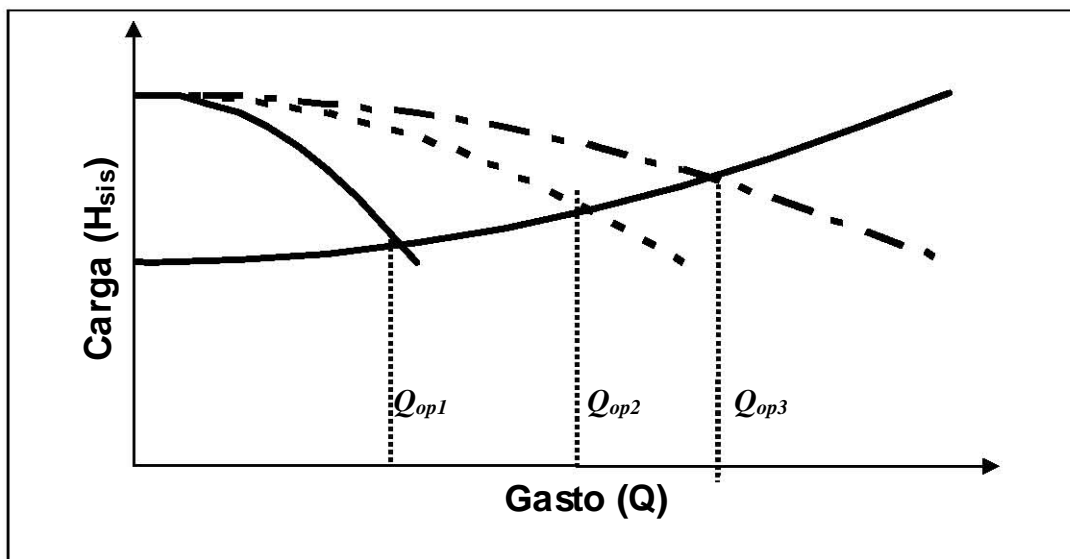


Figura I.14. Gastos bombeados al variar el número de equipos en operación

Debido a este “corrimiento” del gasto por bomba producido por el aumento del número de equipos en funcionamiento, el gasto de diseño, y por lo tanto el punto de operación a máxima eficiencia, sólo se presenta para un número determinado de bombas operando. Si, por ejemplo, el punto de operación con tres bombas de la figura anterior correspondiera al punto de máxima eficiencia de las bombas, entonces el gasto de diseño de la bomba debería ser tal que:

$$Q_{diseño} = Q_{op3}/3$$



Lo anterior implicaría que para un número distinto de bombas en operación la eficiencia sería menor.

En instalaciones con equipos de bombeo de gran tamaño, donde las variaciones del punto de operación impliquen cambios muy importantes de la potencia requerida, se justifica la disipación de energía hidráulica en la descarga de la planta de bombeo a fin de llevar los equipos a operar a máxima eficiencia. Esto se realiza al disminuir el grado de abertura de la válvula de la descarga, lo que aumenta su coeficiente de pérdida y por lo tanto el coeficiente de resistencia del sistema (figura I.15).

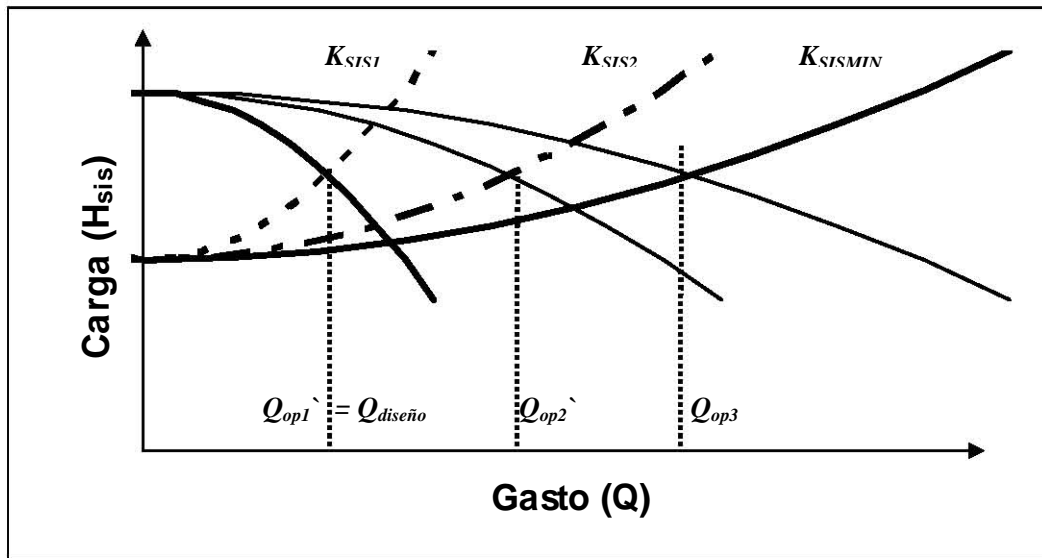


Figura I.15. Variación de K_{SIS} para operar al gasto de diseño de las bombas

Sistema de Bombas en Serie

Se dice que un conjunto de n bombas está conectado en serie cuando la descarga de una bomba (i) termina en la succión de la siguiente bomba ($i+1$).

Debido al principio de continuidad, sin no existen estructuras de regulación entre las “ n ” bombas, todas ellas operan con el mismo gasto, mientras que la carga total que entregan será la suma de las cargas por bomba. Esto es:

$$Q_i = Q = cte$$

$$y \quad H_T = \sum_{i=1}^n H_{Bi} \quad (I.46)$$

Igual que en el caso anterior, es posible construir la curva carga-gasto equivalente de una bomba de “ n pasos” a partir de la curva carga-gasto de una etapa de impulsión (generalmente las n etapas son iguales). Así, dado un número “ n ” de etapas sólo es necesario multiplicar la carga, correspondientes a cada gasto entregado por la bomba, por el número “ n ” (figura I.16).



Normalmente se considera que la eficiencia de la bomba con una etapa es igual a la eficiencia con n pasos. Sin embargo, algunos fabricantes recomiendan reducir la eficiencia entre uno y dos pasos porcentuales por cada etapa adicional.

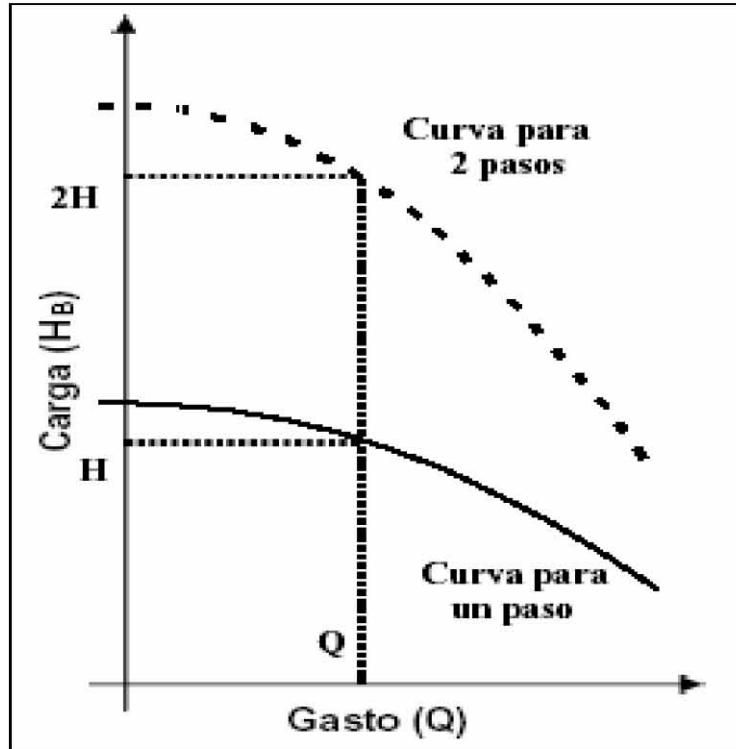


Figura I.16. Curva característica equivalente

Cuando se trata de sistemas de bombeo donde se tiene una gran carga a vencer, no es conveniente instalar las n etapas de bombeo requeridas al inicio de la conducción, principalmente por que ello implicaría que desde el inicio la conducción la tubería tuviera resistencia suficiente para soportar la carga requerida. En cambio, es recomendable que las “ n ” etapas (o plantas de bombeo) se distribuyan a lo largo de la conducción buscando, de ser posible, que todas ellas operen con la misma carga. Esto último para facilitar el mantenimiento de los equipos.



II. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE EQUIPOS DE BOMBEO

El crecimiento poblacional en la Ciudad de Guadalajara, Estado de Jalisco, y el desarrollo de su industria, han incrementado en la actualidad la necesidad del suministro de agua potable a esta ciudad; además si agregamos el estado de sobreexplotación que enfrenta su principal fuente de abastecimiento, el Lago de Chapala, la situación lleva al desarrollo soluciones para de satisfacer dichas necesidades; por lo anterior se ha elaborado el proyecto del acueducto Presa Arcediano – Guadalajara.

En este capítulo se presentan los análisis realizados en flujo estable para diferente número y características del equipamiento para la operación del sistema.

II.1 Consideraciones generales

Los análisis hidráulicos para el diseño del acueducto Presa Arcediano – Guadalajara se han elaborado bajo las siguientes consideraciones:

- Se instalará una sola planta de bombeo y se ubicará al pie de la presa Arcediano.
- El volumen diario que se deberá entregar a la ciudad de Guadalajara será de $915,840\text{m}^3$, que representa un gasto medio de $10.60\text{m}^3/\text{s}$.
- Los niveles de funcionamiento en la presa Arcediano son:
 - NAMO = 1,110msnm (Nivel de Aguas Máximo de Operación)
 - NAMINO = 1,030msnm (Nivel de Aguas Mínimo de Operación)
 - NAMF = 1,070msnm (Nivel de Aguas Más Frecuente)



- El punto de entrega será una planta potabilizadora que se ubicará en la zona de San Gaspar y su cota de llegada es la 1,586msnm.
- La longitud total de la línea de conducción será de poco más de 11km; los diámetros y longitudes de las tuberías se presentan en la siguiente tabla:

Tramo	Longitud [m]	Diámetro [pulg]
1 (succión)	200	120
2	1250	99
3	9,610.12	120

Tabla II.1. Características físicas de la conducción

- El factor de fricción para diseño del acueducto es $f = 0.0134$, que resulta de proponer una rugosidad en la tubería $\epsilon = 0.5$ mm. Para este estudio, las pérdidas de carga debidas a la fricción serán las únicas a considerar por ser, en muchos casos, las más significativas.
- Se utilizó la topografía proporcionada en la restitución fotogramétrica, el resultado se presenta en la siguiente figura.

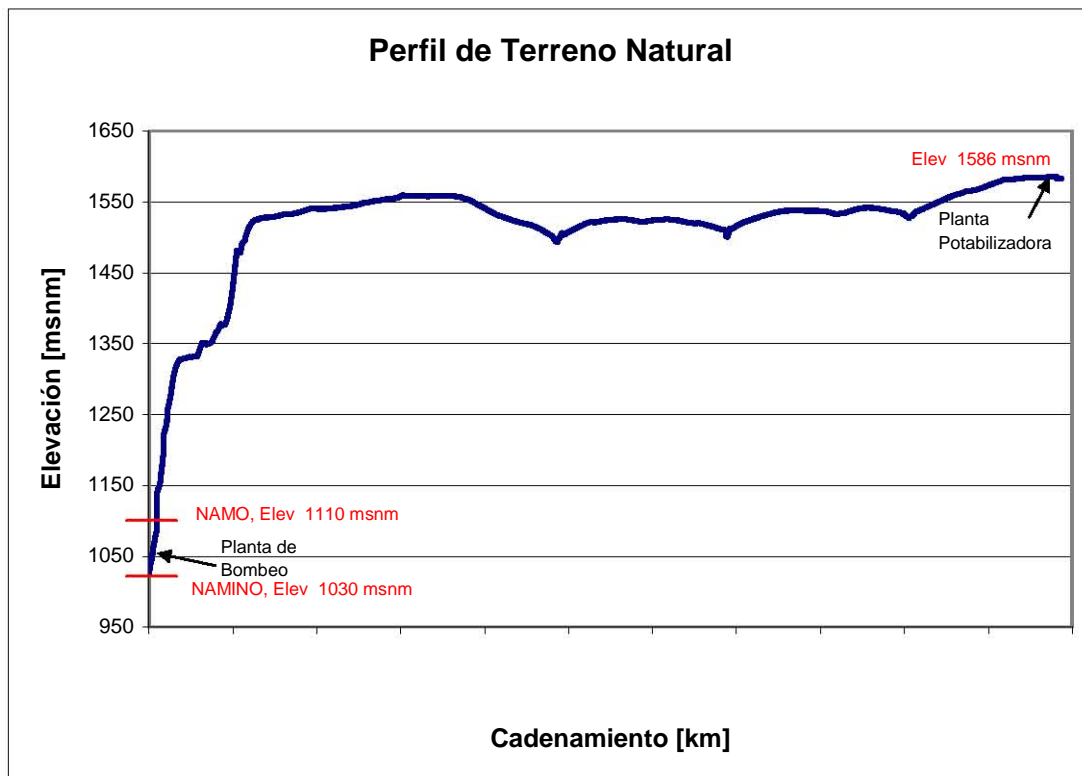


Figura II.1. Perfil del terreno

II.2 Análisis hidráulico de la operación del sistema con cuatro y cinco equipos

En este apartado se describen los análisis comparativos para la operación del acueducto entre dos arreglos alternativos: uno de ellos es un arreglo de cuatro bombas centrífugas



horizontales en paralelo más una de respaldo (4+1), con equipos marca Sulzer modelo HPDM 700-960-3d/36; mientras que el otro contempla cinco equipos más uno de respaldo (5+1), también en paralelo, centrífugas y horizontales, con bombas Sulzer modelo HPDM 650-995-3d/29.

A continuación se muestra el ajuste polinomial de sexto orden de la curva Modelo HPDM 700-960-3d/36, con una velocidad de giro de 1190rpm, dos pasos de impulsión con una carga neta positiva de succión aproximada de 30m. Los valores de diseño de cada uno de estos equipos son:

- ✓ Gasto : 3.467 m³/s
- ✓ Carga : 523.8 m
- ✓ Eficiencia : 89.6 %
- ✓ Potencia : 19844 kW

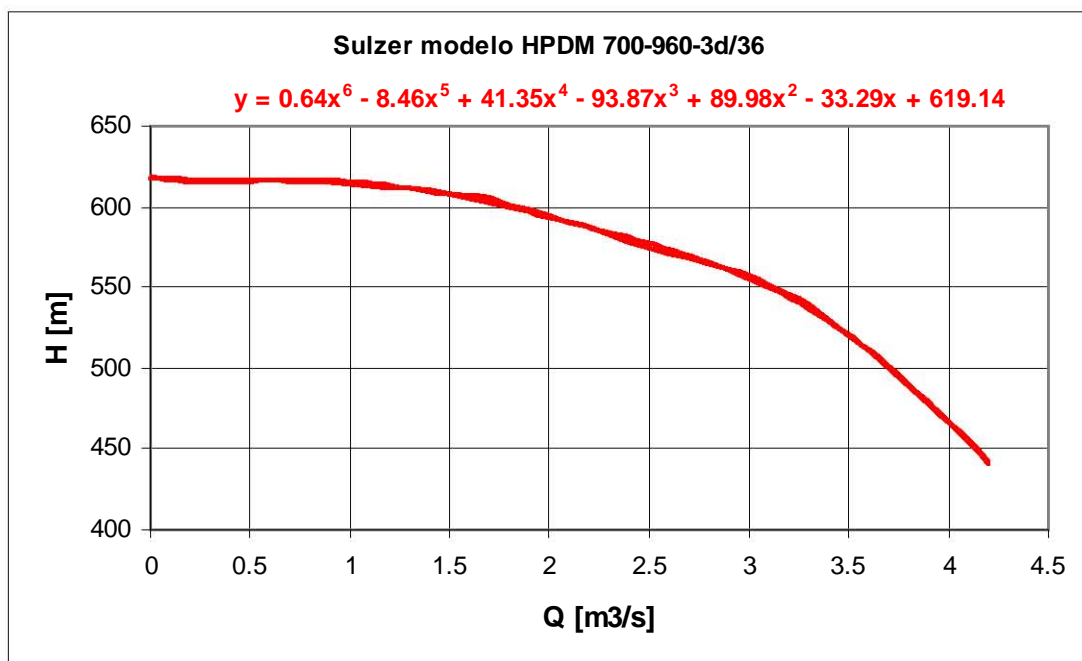


Figura II.2. Curva HPDM 700-960-3d/36

En el anexo de este trabajo se presenta una copia de la curva característica proporcionada por el fabricante.

El ajuste polinomial de sexto orden de la curva Modelo HPDM 650-995-3d/29, con una velocidad de giro de 1190rpm, dos pasos de impulsión con una carga neta positiva de succión aproximada de 20m, así como los valores de diseño cada una de estas bombas se presentan en seguida:

- ✓ Gasto : 2.466 m³/s
- ✓ Carga : 562 m
- ✓ Eficiencia : 87.4 %
- ✓ Potencia : 15530 kW

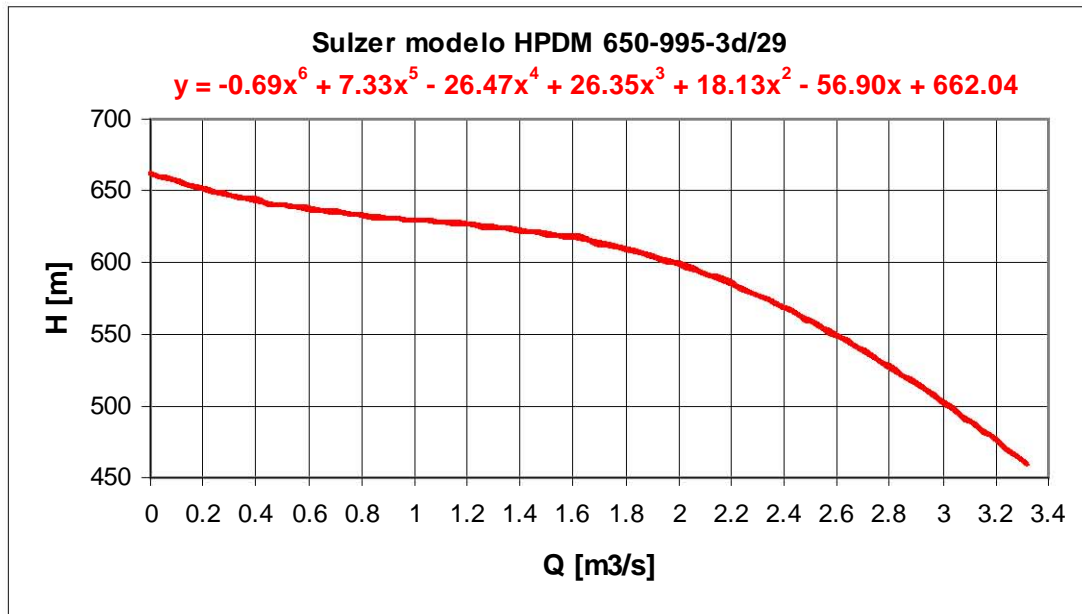


Figura II.3. Curva HPDM 650-995-3d/29

Una copia de la curva característica proporcionada por el fabricante se presenta en el anexo de este trabajo.

La siguiente figura es la comparación entre las curvas anteriores, se puede observar rápidamente que la bomba modelo 700 presenta menor afectación de la carga al variar el gasto, además que el otro modelo proporciona menor carga para gastos mayores a 2.5 m³/s.

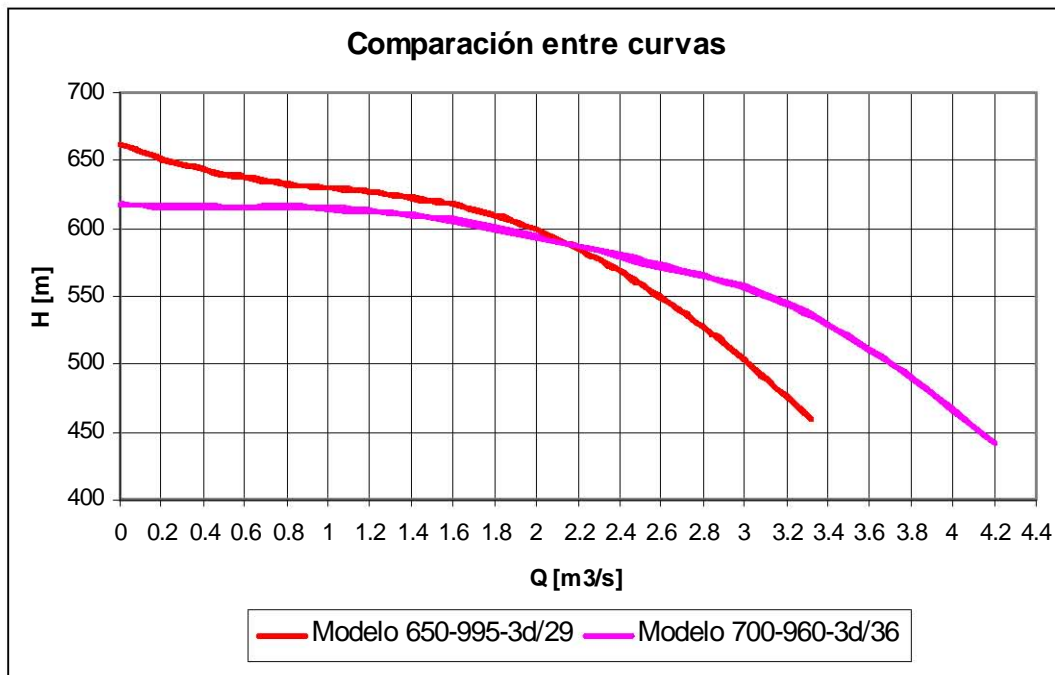


Figura II.4. Curvas de los equipos en análisis



El estudio del sistema en flujo permanente para cada arreglo tiene el propósito de revisar el posible funcionamiento de los equipos y observar el comportamiento que presentaría la curva del sistema respecto a la curva de los mismos; gráficamente esto se puede observar en la figura II.5.

Analíticamente, los puntos de operación del sistema para cada número de equipos en funcionamiento y nivel en la presa, se determinan como se explicó en el capítulo anterior (sección I.4.3) mediante la resolución simultánea de la expresión de la curva del sistema (ecuación I.27) y el ajuste polinomial para cada número de bombas en operación. Habrá que recordar que la carga estática a vencer para estos análisis será la diferencia entre la cota de la planta potabilizadora (1,586msnm) y los niveles en la presa: NAMO y NAMINO. Con los datos y consideraciones comentadas al inicio este capítulo, el factor de resistencia al flujo del sistema, K_{SYS} , tiene el valor de $0.05485 \text{ s}^2/\text{m}^5$.

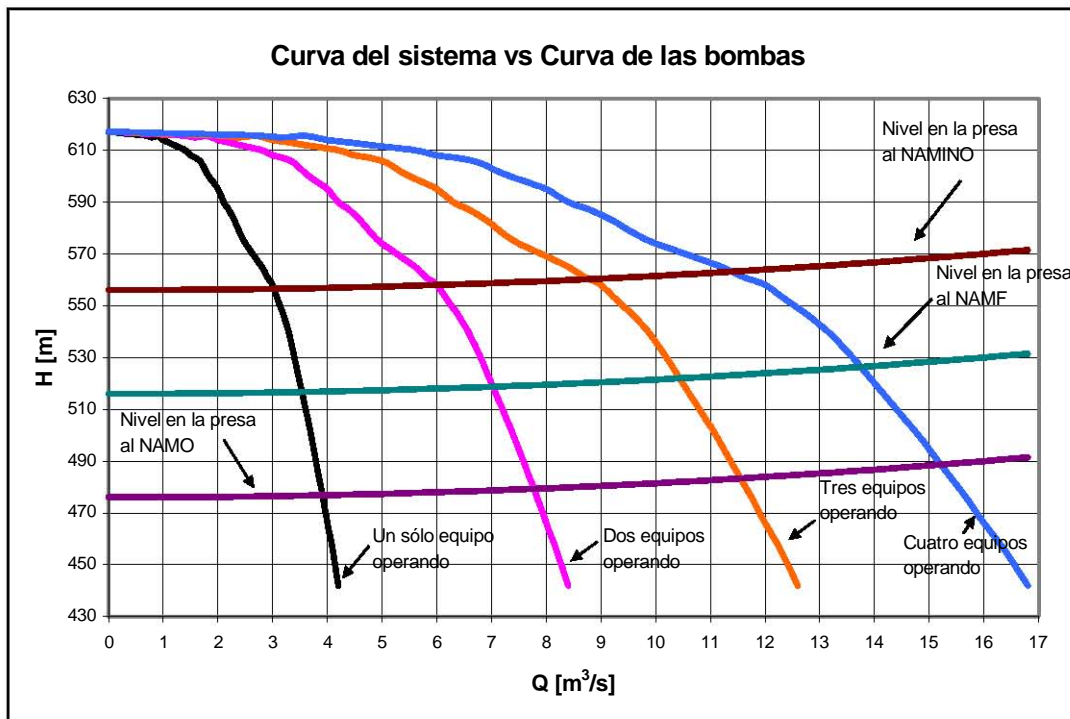


Figura II.5. Curvas del arreglo con cuatro bombas

Una vez obtenido el punto de operación, con el gasto de dicho punto se determina la eficiencia en la curva de la bomba y la potencia por equipo a partir de la expresión:

$$P_H = \gamma q H_B$$

- donde:
- P_H potencia hidráulica, en (kg m/s),
 - γ peso volumétrico del agua; $\gamma = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$,
 - q gasto unitario, en (m^3/s); $q = Q/n$,
 - n número de bombas en operación, y
 - H_B carga de las bombas, en (m)



La potencia mecánica (P_m), que proporciona el motor a cada bomba se puede determinar a partir de las curvas características o con la expresión (I.16):

$$P_m = \frac{P_H}{\eta_B}$$

en donde η_B es eficiencia de la bomba.

La potencia puede ser expresada según las unidades deseadas con las equivalencias que se presentan en seguida, pero en el caso de la potencia mecánica se acostumbra manejarla en caballos de potencia:

$$\begin{aligned} 1 \text{ (kg m/s)} &= 0.01315 \text{ (HP)}; \\ 1 \text{ (kg m/s)} &= 9.81 \text{ (W)}; \\ 1 \text{ (HP)} &= 746 \text{ (W)} \end{aligned}$$

HP – caballos de potencia (horse power)

W – watt

La potencia eléctrica, P_e , requerida por los motores se calcula con una expresión similar a la de potencia mecánica, para ello se estableció una eficiencia del motor de 95 %.

$$P_e = \frac{P_m}{\eta_m}$$

en donde η_m eficiencia del motor.

Para determinar el costo de la operación de las bombas, se consideró un precio promedio de \$0.604 al kWhr. Los resultados obtenidos al analizar esta alternativa se presentan a continuación:

n	Q_T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	P_{mT} [HP]	P_{eT} [kW]	E_e [kWhr]	C. U. [\$/m ³]
1	3.917	3.917	476.84	89.04	27727.14	21773.10	1414245.27	-
2	7.791	3.896	479.33	89.12	55388.64	43494.66	1420155.40	-
3	11.584	3.861	483.36	89.24	82904.38	65101.75	1429703.96	0.94
4	15.257	3.814	488.77	89.38	110169.76	86512.25	1442519.75	0.95

Tabla II.2. Resultados del análisis (4+1) bombas con el agua al NAMO

n	Q_T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	P_{mT} [HP]	P_{eT} [kW]	E_e [kWhr]	C. U. [\$/m ³]
1	2.985	2.985	556.49	87.76	24776.98	19456.45	1658350.29	-
2	5.914	2.957	557.92	87.56	49336.46	38742.11	1666415.09	-
3	8.736	2.912	560.19	87.21	73466.41	57690.46	1679955.77	-
4	11.401	2.850	563.13	86.69	96969.85	76146.85	1699081.80	1.12

Tabla II.3. Resultados del análisis (4+1) bombas con el agua al NAMINO



En las celdas donde no aparece el costo por transportar cada metro cúbico, resulta que la planta de bombeo necesitaría operar por más de 24 horas para proporcionar el volumen establecido, lo cual es imposible.

Para el caso del arreglo de cinco bombas (5+1), se procedió de manera análoga. Las curvas de operación para esta alternativa de bombeo son las mostradas en la figura II.6 y los resultados obtenidos al analizar esta alternativa, en estado permanente, se presentan a continuación.

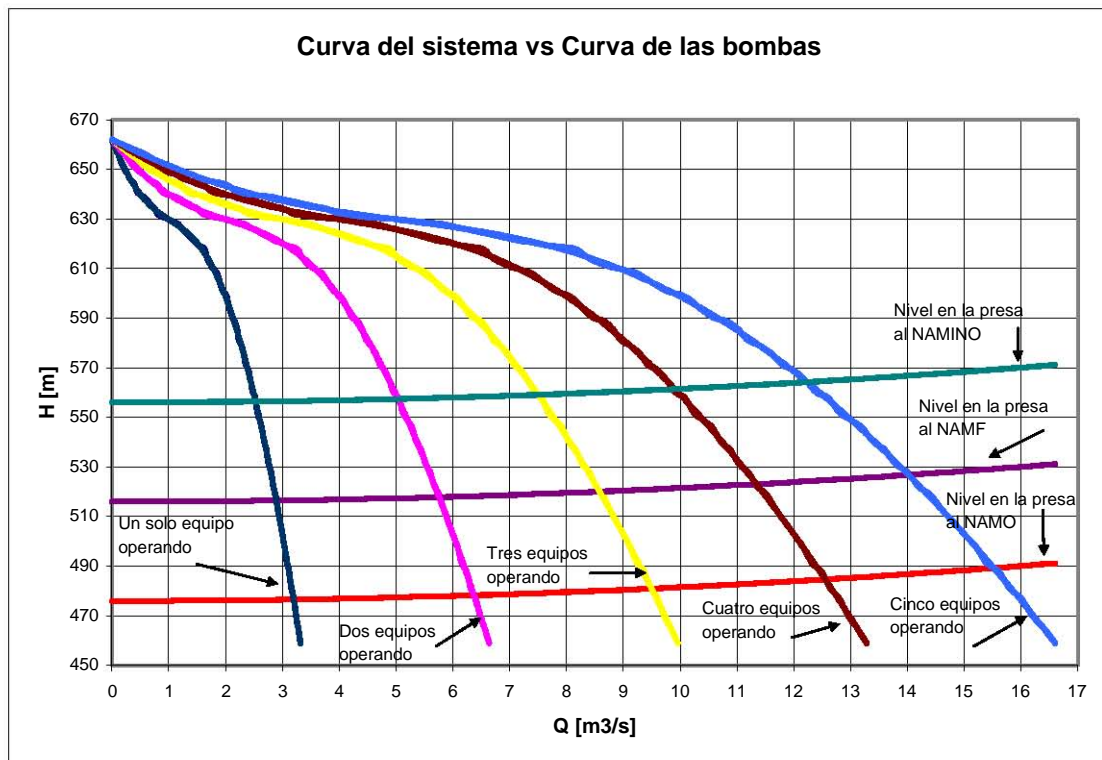


Figura II.6. Curvas del arreglo de cinco bombas

n	Q _T [m³/s]	q [m³/s]	H [m]	η [%]	P _{mT} [HP]	P _{eT} [kW]	E _e [kWhr]	C. U. [\$/m³]
1	3.198	3.198	476.56	86.07	23289.48	18288.37	1454950.39	-
2	6.372	3.186	478.23	86.16	46511.98	36524.14	1458324.85	-
3	9.498	3.166	480.95	86.30	69601.23	54655.28	1463899.25	-
4	12.556	3.139	484.65	86.49	92492.12	72630.66	1471610.87	0.97
5	15.525	3.105	489.22	86.71	115122.00	90401.06	1481366.32	0.98

Tabla II.4. Resultados del análisis (5+1) bombas con el agua al NAMO



n	Q _T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	P _{mT} [HP]	P _{eT} [kW]	E _e [kWhr]	C. U. [\$/m ³]
1	2.529	2.529	556.35	87.70	21089.48	16560.79	1665773.87	-
2	5.037	2.519	557.39	87.66	42098.83	33058.66	1669580.78	-
3	7.504	2.501	559.09	87.60	62949.39	49431.84	1675887.53	-
4	9.910	2.477	561.39	87.51	83565.46	65620.88	1684640.06	-
5	12.237	2.447	564.21	87.37	103875.60	81569.68	1695768.47	1.12

Tabla II.5. Resultados del análisis (5+1) bombas con el agua al NAMINO

II.3 Análisis hidráulico de la operación del sistema con cinco equipos y modelos diferentes

En esta sección se presentan ahora los análisis comparativos para la operación del acueducto entre otros dos arreglos alternativos: se trata del mismo propuesto para el caso anterior, equipos centrífugos marca Sulzer modelo HPDM 650-995-3d/29 cinco equipos más uno de respaldo (5+1) en paralelo y horizontales, mientras que el otro son bombas marca Flowserve modelo 26x30x30-2DMX, también con cinco equipos horizontales, centrífugos y en paralelo.

El ajuste polinomial de sexto orden de la curva característica de las bombas Flowserve , con velocidad de giro de 1780rpm, con una carga neta positiva de succión aproximada de 30m, así como los valores de diseño cada una de estas bombas se presentan a continuación:

- ✓ Gasto : 2.650 m³/s
- ✓ Carga : 502.9 m
- ✓ Eficiencia : 89.0 %

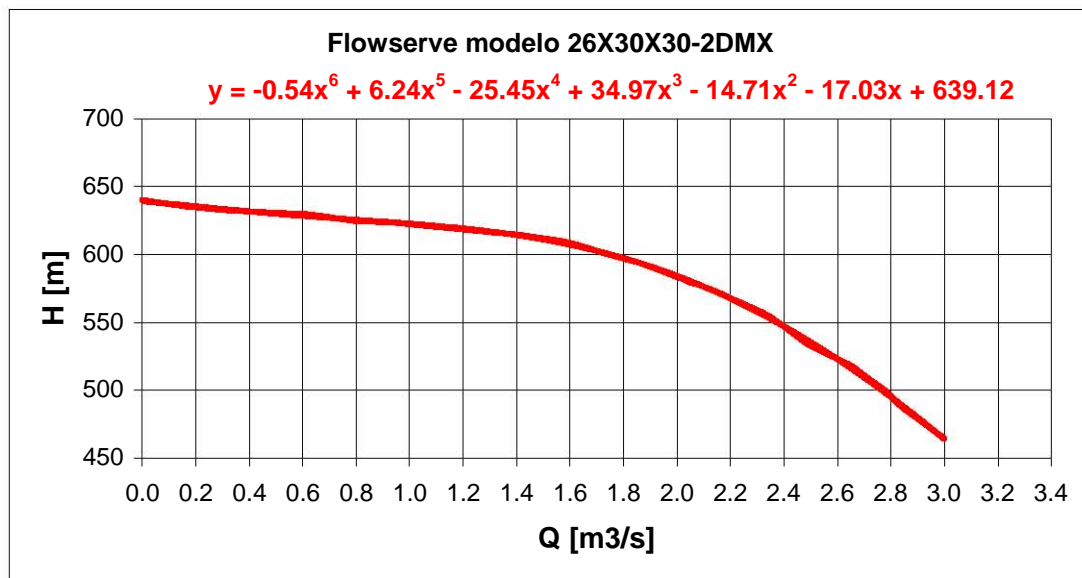


Figura II.7. Curva de la bomba Flowserve

Como con los equipos anteriores, en el anexo se presenta una copia de la curva característica proporcionada por el fabricante.



Habría que mencionar que la necesidad de hacer la comparación entre arreglos con cinco equipos se debe a que como se trata de equipos más pequeños, la flexibilidad en la operación es mejor que en el caso de bombas grandes, lo cual puede influir al seleccionar la mejor alternativa. La figura II.8 es la comparación entre las curvas de los equipos Sulzer 650 y Flowserve.

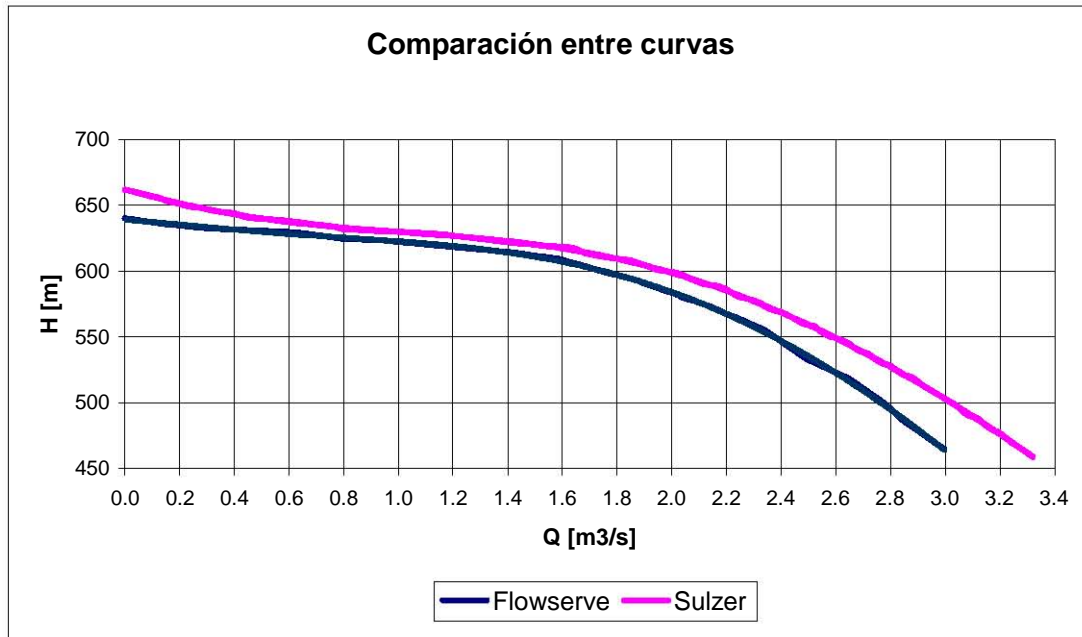


Figura II.8. Curvas de los equipos en estudio

Como se puede ver en la figura anterior, el comportamiento de las bombas es muy parecido, la única ventaja que parece existir es que las de Sulzer proporcionan mayor carga, aunque es mínima la diferencia.

Para el estudio de la operación del sistema se procedió de forma similar a las alternativas anteriores. Los resultados del análisis se presentan a continuación y la gráfica que muestra el comportamiento del sistema al operar con diferente número de equipos se presenta en seguida de las tablas de resultados.

n	Q _T [m³/s]	q [m³/s]	H [m]	η [%]	P _{mT} [HP]	P _{eT} [kW]	E _e [kWhr]	C. U. [\$/m³]
1	2.920	2.920	476.47	88.23	20763.05	16304.46	1420285.19	-
2	5.823	2.912	477.86	88.28	41486.95	32578.17	1423247.33	-
3	8.691	2.897	480.14	88.35	62135.72	48792.89	1428225.58	-
4	11.508	2.877	483.26	88.45	82678.74	64924.57	1435268.83	0.95
5	14.258	2.852	487.15	88.57	103091.46	80953.92	1444422.24	0.95

Tabla II.6. Resultados del análisis (5+1) bombas Flowserve con el agua al NAMO



n	Q _T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	P _{mT} [HP]	P _{eT} [kW]	E _e [kWhr]	C. U. [\$/m ³]
1	2.313	2.313	556.29	87.92	19442.42	15267.41	1679073.87	-
2	4.610	2.305	557.17	87.86	38836.30	30496.72	1683117.68	-
3	6.872	2.291	558.59	87.75	58132.64	45649.42	1689824.70	-
4	9.086	2.272	560.53	87.59	77281.91	60686.64	1699133.55	-
5	11.236	2.247	562.92	87.38	96233.94	75568.97	1710968.92	1.13

Tabla II.7. Resultados del análisis (5+1) bombas Flowserve con el agua al NAMINO

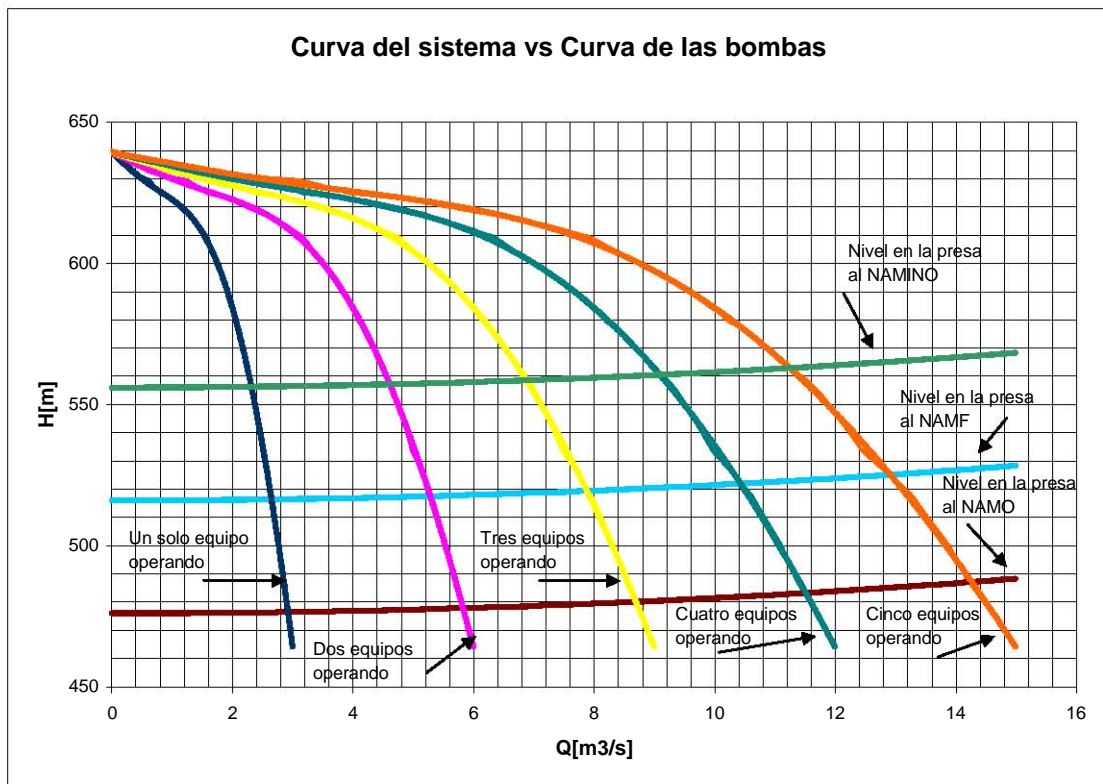


Figura II.9. Curvas del arreglo de cinco bombas Flowserve

Recordando que para realizar los cálculos se propuso 95 % como eficiencia del motor y el precio de \$0.604 al kWhr. En las celdas donde no aparece el costo por transportar cada metro cúbico, resulta que la planta de bombeo necesitaría operar por más de 24 horas para proporcionar el volumen establecido.

II.4 Evaluación económica y selección de la mejor alternativa

Según lo muestran tablas que resumen los resultados del análisis para la elección del arreglo que conviene implantar en el acueducto Arcediano-Guadalajara, económicamente y considerando el agua en niveles extremos de la presa, para el bombeo por cada metro cúbico la mejor opción es el que considera cuatro equipos (4+1).



AI NAMO:

Equipo	n	Q_T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	t [hr]	C. U. [\$/m ³]
Sulzer (4+1)	3	11.584	3.861	483.36	89.24	21.96	0.94
	4	15.257	3.814	488.77	89.38	16.67	0.95
Sulzer (5+1)	4	12.556	3.139	484.65	86.49	20.26	0.97
	5	15.525	3.105	489.22	86.71	16.39	0.98
Flowserve (5+1)	4	11.508	2.877	483.26	88.45	22.11	0.95
	5	14.258	2.852	487.15	88.57	17.84	0.95

AI NAMINO:

Equipo	n	Q_T [m ³ /s]	q [m ³ /s]	H [m]	η [%]	t [hr]	C. U. [\$/m ³]
Sulzer (4+1)	4	11.401	2.850	563.13	86.69	22.31	1.12
Sulzer (5+1)	5	12.237	2.447	564.21	87.37	20.79	1.12
Flowserve (5+1)	5	11.236	2.247	562.92	87.38	22.64	1.13

Se observa que en cualquier caso los equipos funcionan con eficiencias altas aunque trabajen la mayor parte del día, pero la decisión y políticas de operación corresponderán a los organismos operadores.

En este estudio no se considera el envejecimiento o descenso de la capacidad de conducción que puede sufrir el acueducto, ya sea por incrustaciones o acumulación de material orgánico, lo cual aumenta la rugosidad de la tubería y por lo tanto el coeficiente de resistencia ocasionando un mayor consumo de energía. En todo caso este fenómeno impactaría de manera semejante a todas las alternativas.



III. ELEMENTOS PRINCIPALES DEL FENÓMENO DE FLUJO TRANSITORIO EN CONDUCTOS A PRESIÓN

Se dice que un flujo es *permanente* cuando su velocidad y su presión no varían con respecto al tiempo, aún cuando cambie de una sección a otra. En el caso de que dichas condiciones varíen respecto al tiempo en alguna sección del flujo, entonces se dice que *el flujo es no permanente*.

Un caso particular de flujo no permanente es el *flujo transitorio*, que es aquel que se produce entre dos estados de flujo permanente.

El estudio y conocimiento de los fenómenos transitorios en conducciones de agua a presión constituyen un aspecto fundamental para quienes proyectan y operan un acueducto, ya que las sobrepresiones generadas pueden destruir la conducción, al igual que las depresiones pueden disminuir la presión interior a la presión de vaporización del agua a la temperatura ambiente lo que produciría el colapso de la tubería.

Los transitorios en sistemas hidráulicos a presión dependen básicamente de la rapidez con que se producen los cambios en las variables más significativas del flujo (presión y velocidad). Es decir, se pueden presentar transitorios muy rápidos en donde los cambios que se generan en el flujo son ciertamente violentos o bien extremadamente lentos, con cambios en el flujo a veces imperceptibles, es por ello que estos fenómenos se clasifican en transitorios lentos y rápidos.



III.1 Transitorios hidráulicos lentos

Los fenómenos transitorios lentos, o también denominados fenómenos de *oscilación de masa*, son aquellos en los cuales los cambios temporales de las variables significativas son importantes pero no tanto como para tomar en consideración los efectos elásticos en el fluido y la tubería. El modelo que lo analiza se conoce con el nombre de modelo de columna rígida y se presenta a continuación.

Sea una vena líquida como se muestra en la figura III.1:

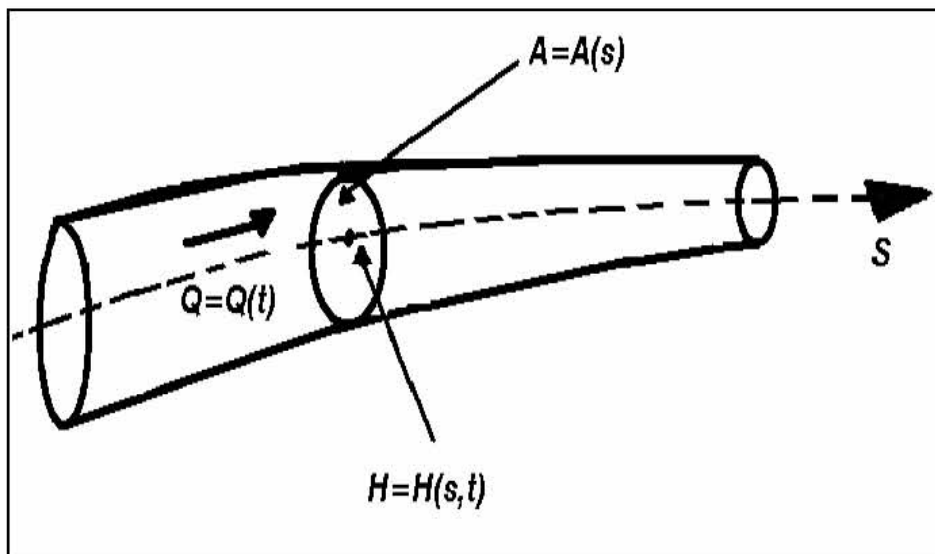


Figura III.1. Vena líquida

Si consideramos una tubería rígida y el fluido incompresible y se plantea el principio de conservación de la energía para un volumen de control para flujos no permanentes se obtiene la ecuación:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial s} + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0 \quad (III.1)$$

que se conoce también como la ecuación de Euler y caracteriza al modelo de columna rígida.

En esta ecuación:

$Q = Q(t)$ para toda sección de la tubería,

$H = H(s, t)$ es la carga total

$A = A(s)$ y $D = D(s)$ para todo instante de tiempo

Hay que resaltar que el término $Q/|Q|$ toma en cuenta la dirección del flujo y que se desprecian las pérdidas locales.



Si consideramos dos secciones 1 y 2, separados una longitud L en el interior de una vena líquida de diámetro constante, se tiene que:

$$\boxed{\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{L}(H_2 - H_1) + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0} \quad (III.2)$$

que es la ecuación del Modelo de columna rígida entre dos secciones de una vena líquida.

Generalmente la solución de la ecuación de Euler se realiza en forma numérica mediante esquemas de diferencias finitas. Sin embargo, algunos problemas pueden resolverse de forma simplificada en forma analítica.

Otra forma de escribir la ecuación anterior en términos de la velocidad media se presenta a continuación:

$$\boxed{\frac{dV}{dt} + \frac{g}{L}(H_2 - H_1) + f \frac{V|V|}{2D} = 0} \quad (III.3)$$

siendo $V = V(s, t)$

Para entender mejor el modelo y la oscilación de masa se presenta en la figura III.2 un sistema a gravedad formado por un depósito de carga constante y una torre o pozo de oscilación, del cual trataremos más tarde en este capítulo.

Si como primer aproximación despreciamos la fricción se puede obtener una solución analítica a la ecuación de Euler:

$$\boxed{\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{L}(H_2 - H_1) = 0} \quad (III.4)$$

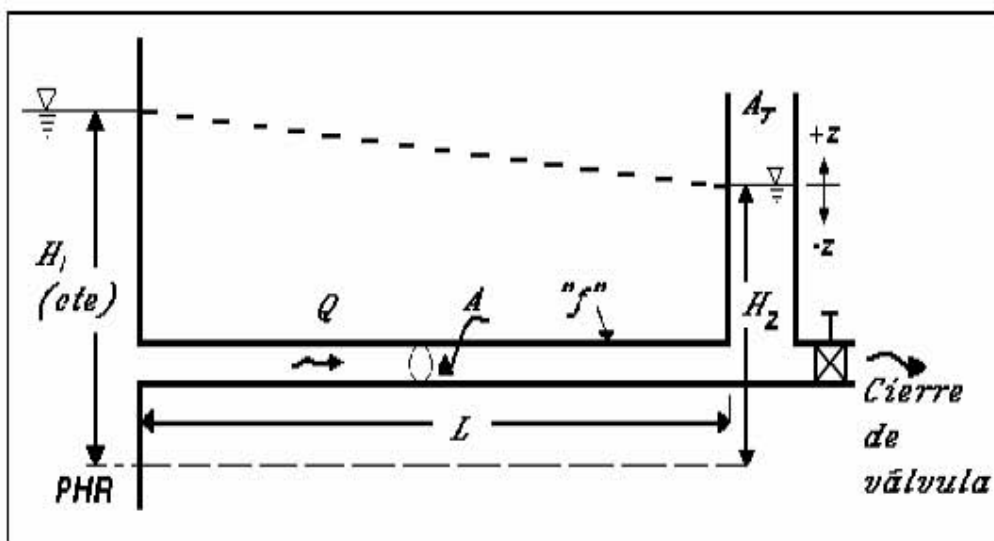


Figura III.2. Oscilación de masa entre un depósito y una torre



Condiciones de frontera en el depósito y en la torre de oscilación:

- En el depósito: $H_1 = cte$
- En la torre: $Q = A_T V_T = A_T \frac{dH_2}{dt} \quad \therefore \quad \frac{dQ}{dt} = A_T \frac{d^2 H_2}{dt^2}$

Sustituyendo en la ecuación de Euler:

$$\boxed{A_T \frac{d^2 H_2}{dt^2} + \frac{gA}{L}(H_2 - H_1) = 0} \quad \text{ó} \quad (III.5)$$

$$\boxed{\frac{d^2 H_2}{dt^2} + \frac{gA}{LA_T}(H_2 - H_1) = 0} \quad (III.6)$$

haciendo un cambio de variable: $z = H_2 - H_1 \quad \therefore \quad dz = dH_2$

resulta que:
$$\boxed{\frac{d^2 z}{dt^2} + \omega^2 z = 0} \quad (III.7)$$

con: $\omega^2 = \frac{gA}{LA_T}$

cuya solución es: $z = M \operatorname{sen}(\omega t + \phi)$

M y z son constantes de integración que pueden obtenerse a partir de las condiciones iniciales:

En $t = 0$,
$$\boxed{0 = M \operatorname{sen}(0t + \phi) = M \operatorname{sen}(\phi) \quad \therefore \quad \operatorname{sen}(\phi) = 0 \quad \therefore \quad \phi = 0}$$

por otro lado:
$$\boxed{Q = Q_0 = A_T \frac{dH_2}{dt} = A_T \frac{dz}{dt} = A_T M \omega \cos(\omega_0 + 0) = A_T M \omega \quad \therefore \quad M = \frac{Q_0}{A_T \omega}}$$

Finalmente:

$$z = \frac{Q_0}{A_T \omega} \operatorname{sen}(\omega t) \quad \text{con} \quad \omega = \sqrt{\frac{gA}{LA_T}}$$

En el caso general (con fricción) se tiene que:

$$\boxed{\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{L}(H_2 - H_1) + f \frac{Q|Q|}{2DA} = 0} \quad (III.8)$$



que puede escribirse en diferencias finitas como:

$$\Delta Q = -\Delta t \left[\frac{gA}{L} (H_2 - H_1) + \frac{f}{2DA} Q|Q| \right]$$

por otro lado: $Q = A_r \frac{dH_2}{dt}$

de donde: $Q_i = A_r \frac{(H_{2i+1} - H_{2i})}{\Delta t}$

o bien: $H_{2i+1} = H_{2i} + \frac{\Delta t}{A_r} Q_i$

finalmente: $Q_{i+1} = Q_i + \Delta Q$

En la figura III.3 se observa la variación de z (nivel del agua en la torre de oscilación) respecto al tiempo. Nótese la variación que muestran las gráficas para el caso en que no existe amortiguamiento ($f = 0$) y para cuando sí se consideran los efectos de fricción ($f > 0$).

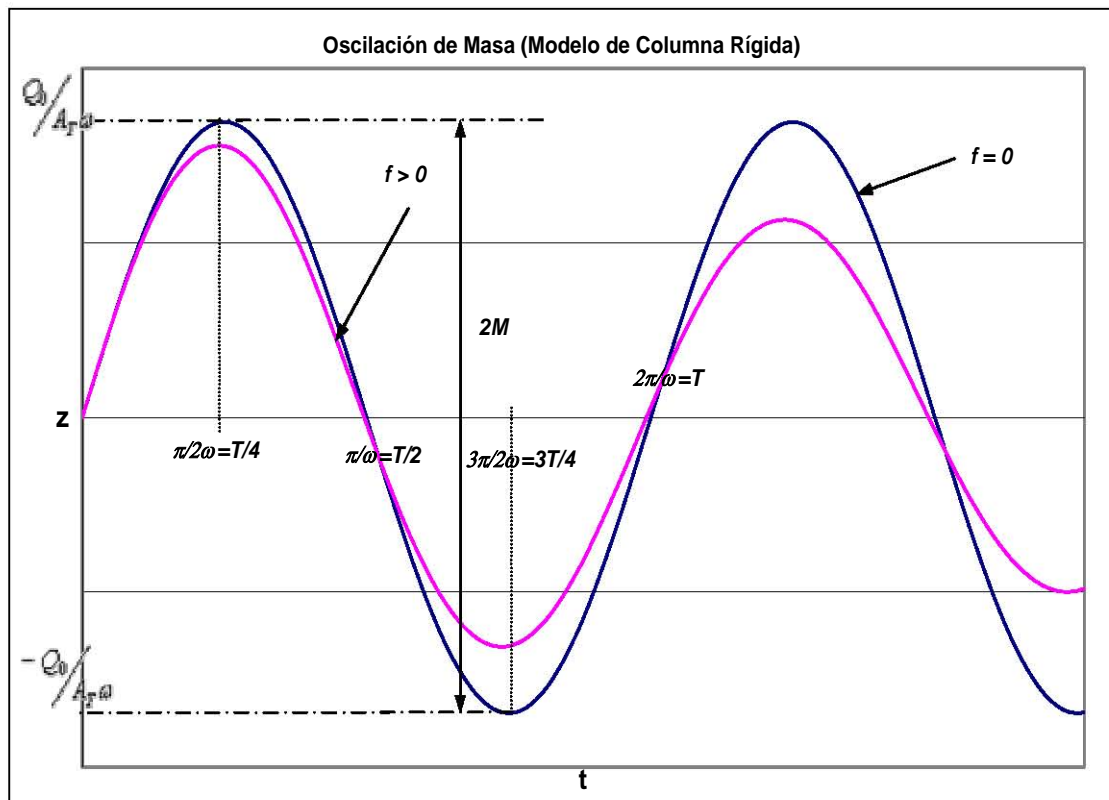


Figura III.3. Representación gráfica del modelo de columna rígida



III.2 Transitorios hidráulicos rápidos

Al momento en que se acciona la válvula de una tubería con líquido a presión, cambia la velocidad del mismo en la sección próxima al accesorio y la energía cinética se transforma en energía de presión, lo cual implica que existan presiones locales diferentes a las que habían antes de la perturbación, lo que genera la formación de ondas de presión y gradientes que inducen su propagación. El conjunto de ondas producidas, llamado tren de ondas, se propaga alejándose de la válvula a través de la tubería hasta alcanzar una masa de líquido suficientemente grande como para reflejarse en ella y regresar hacia la válvula combinándose con las demás ondas que siguen generándose en la misma. A este tipo de fenómeno se le llama transitorio rápido o *golpe de ariete*.

En pocas palabras, en el flujo transitorio rápido los cambios de velocidad y presión son muy importantes por lo que varía de manera significativa la energía elástica almacenada en el fluido y la tubería. El modelo que se utiliza para el análisis de los transitorios rápidos es el de columna elástica, el cual considera los siguientes principios fundamentales:

- Conservación de la masa
- Conservación de la energía (ecuación generalizada)
- Compresibilidad del fluido (ecuación constitutiva)
- Deformación de la tubería (ecuación constitutiva)

De estos principios se tienen cuatro ecuaciones que pueden combinarse y reducirse a un sistema de sólo dos, que son:

• Cons. de la masa + Ecs. Constitutivas del fluido y tubería
$$\frac{\partial Q}{\partial s} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (III.9)$$

• Dinámica (Ecuación generalizada de la energía)
$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial s} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad (III.10)$$

Nótese que $Q = Q(s, t)$, al igual que $H = H(s, t)$

En la ecuación (III.10), $a = ds/dt$ es la velocidad de propagación de las perturbaciones en la tubería y se le conoce con el nombre de *celeridad* (en muchos textos también se denota con la letra c).

Hay que recalcar que se trata de un sistema de ecuaciones no lineal en derivadas parciales, cuya solución sólo puede realizarse en forma numérica a partir de las condiciones iniciales (flujo establecido) y de frontera de cada problema (las cuales se tratarán posteriormente).



Para una maniobra brusca, en el punto donde se produce la perturbación, puede sólo considerarse la primera ecuación escrita en términos de la velocidad V :

$$\partial V + \frac{g}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} \partial s = 0 \quad (III.11)$$

de donde resulta que:

$$\Delta H = \pm \frac{a}{g} \Delta V \quad (\text{Fórmula de Joukowsky}) \quad (III.12)$$

siendo ΔH la variación de la carga asociada a una variación de la velocidad ΔV .

III.2.1 Celeridad de la onda de presión

La velocidad de transmisión de las perturbaciones, conocida como celeridad, depende de las características, dimensiones y material de las tuberías. Su valor está dado por:

$$a = \left\{ \rho \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Ee} \phi \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (III.13)$$

donde:

- ρ densidad del líquido = $101.9 \text{ (kg s}^2/\text{m}^4)$,
- K módulo de compresibilidad del líquido = $2.25 \times 10^8 \text{ (kg/m}^2)$,
- E módulo de elasticidad del material de la tubería, en (kg/m^2) ,
- ϕ factor asociado a la relación de Poisson,
- D diámetro interior de la tubería, en (m), y
- e espesor de la misma en (m).

a) Para el caso de tuberías de pared delgada $\frac{e}{D} \leq 0.02$:

$$\phi = (1 - 0.5\nu), \text{ si la expansión longitudinal es parcialmente permitida}$$

$$\phi = (1 - \nu^2), \text{ si la expansión longitudinal no es permitida}$$

donde ν es la relación de Poisson.

b) Para el caso de tuberías de pared gruesa $\frac{e}{D} > 0.02$:

$$\phi = \frac{D}{D+e} (1 - 0.5\nu) + \frac{2e}{D} (1 + \nu), \text{ si la expansión longitudinal es parcialmente permitida}$$

$$\phi = \frac{D}{D+e} (1 - \nu^2) + \frac{2e}{D} (1 + \nu), \text{ si la expansión longitudinal no es permitida}$$



En la siguiente tabla se presentan valores de E y ν para algunos de los materiales de tuberías más comunes.

<i>Material</i>	E (kg/m^2)	ν
Acero	2.1×10^{10}	0.28
Concreto	2.5×10^9	0.15
Asbesto-cemento	2.4×10^9	0.15
PVC	3.3×10^8	0.50
PEAD	0.9×10^8	0.35

Tabla III.1. Características elásticas de tuberías de materiales comunes

III.2.2 Transitorio provocado por una maniobra brusca

Supongamos el flujo entre un tanque de carga constante y una válvula de control a través de una tubería de longitud L y diámetro D , constante. Si se produce el cierre brusco y total de la válvula se generará una onda de sobrepresión que, según la fórmula de Joukowski, valdrá:

$$\Delta H = \frac{a}{g} V_0$$

siendo V_0 la velocidad del flujo en régimen permanente.

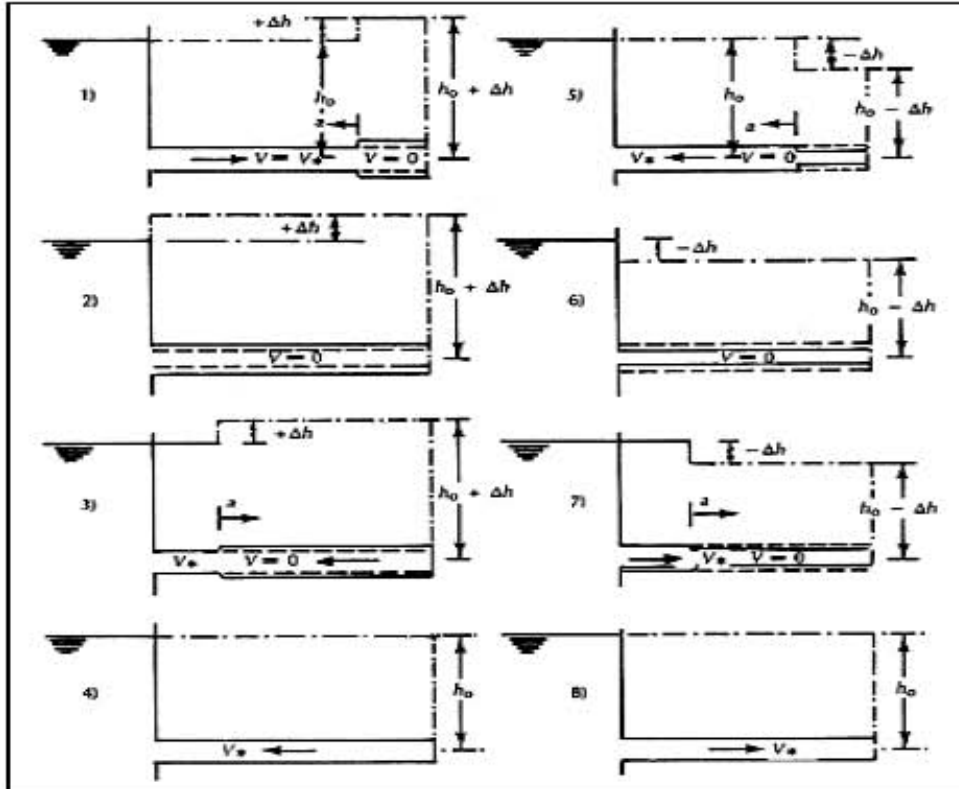


Figura III.4. Evolución del tren de ondas generado por el golpe de ariete



En la secuencia de imágenes de la figura III.4 se muestra la evolución de una onda de sobrepresión provocada al propagarse a lo largo de una conducción; la onda de sobrepresión tardará un tiempo igual a L/a en viajar de la válvula al tanque de carga constante. La onda será reflejada como depresión y regresará a la válvula en el doble del tiempo. Este tiempo característico del fenómeno se denomina *periodo de la tubería*, es decir:

$$T = \frac{2L}{a} \quad (III.14)$$

Se dice que el cierre de la válvula es brusco si el tiempo de cierre es menor a T .

III.3 Descripción de los problemas generados por los transitorios hidráulicos en conducciones a presión

Los problemas que se producen en las conducciones de agua debido a los transitorios hidráulicos son de tres tipos, a saber: problemas de sobrepresiones, problemas de depresiones y problemas de sobrevelocidad en las máquinas.

III.3.1 Problemas de sobrepresiones

Se denomina sobrepresión, en un punto de una conducción, a toda presión superior a la presión nominal de trabajo de la tubería. La principal consecuencia de los problemas de sobrepresiones es, evidentemente, la rotura de tuberías debida al incremento de las tensiones en el material de la misma. Al diseñar una conducción se deberá determinar una cota de presiones máximas, la cual servirá para establecer la “clase” (presión manométrica que la tubería soporta sin daño) de la tubería. La selección de la “clase” de tubería es en función de su costo; mientras más resistente sea, mayor es su precio, pero a cambio habrá menos problemas con las sobrepresiones transitorias y por lo tanto el sistema de control de los transitorios hidráulicos será menos costoso.

La resistencia nominal o presión de trabajo de un tubo de material homogéneo se determina con la siguiente expresión:

$$P_t = \frac{2e}{D_i + e} \left(\frac{S}{f_s} \right) \quad (III.15)$$

donde:

e	espesor de la tubería, en (cm),
D_i	diámetro interior de la tubería, en (cm),
S	esfuerzo de trabajo del material, en (kg/cm^2), y
f_s	factor de seguridad, ($1 < f_s < 4$)

III.3.2 Problemas de depresiones

Se le llama depresión a toda presión inferior a la atmosférica. Si la tubería además está enterrada, la presión media exterior que la tubería debe soportar es mayor que la atmosférica. Ello debe tenerse en cuenta al diseñar estructuralmente las tuberías enterradas.



Los problemas de depresiones en una conducción son los más frecuentes cuando se trata de transitorios creados por el paro accidental de una planta de bombeo.

Las consecuencias de las depresiones pueden, en un orden decreciente de gravedad, dividirse en tres clases:

- Colapso de la tubería. Este problema se presenta al reducirse la presión interior en la conducción hasta valores menores a la presión media exterior por lo que la sección de tubería afectada trabajará a compresión en el sentido de las tensiones, según la circunferencia, lo que puede provocar pandeo de la pared de la tubería hasta su colapso (figura III.5).

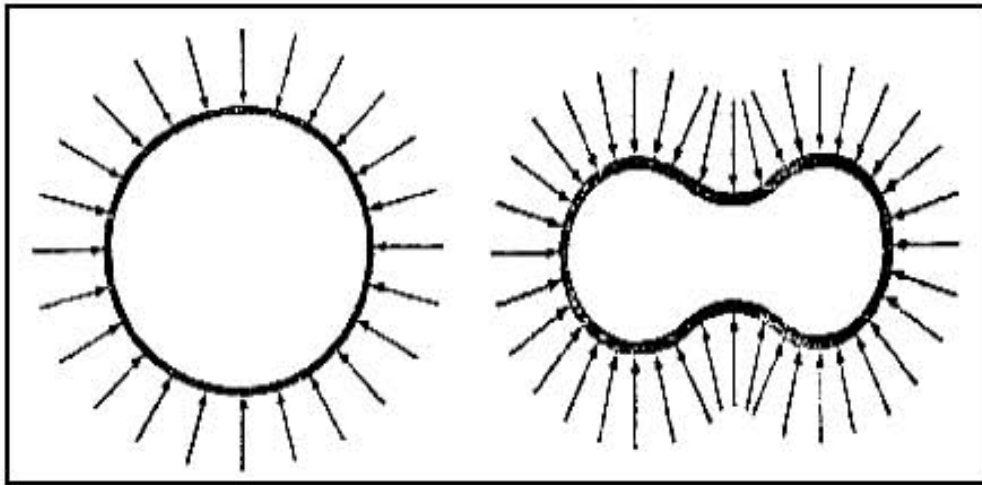


Figura III.5. Compresión y colapso de una tubería

- Entrada de aire en la tubería. La entrada de aire a la tubería se da a través de válvulas y/o uniones entre tubos, y eso debe evitarse pues puede dar lugar a estos dos tipos de fenómenos, la expulsión del aire por medio de un orificio con lo que se genera un aumento de presión cuando el peso específico del fluido pasa de aire (1.2 kg/m^3) a agua (1000 kg/m^3); y el otro que se refiere a la compresión del aire admitido lo cual puede aumentar las sobrepresiones esperadas para un golpe de ariete sin aire.
- Separación y reintegración de la columna líquida. Si la tubería no se colapsa, el descenso de la presión interior puede provocar la vaporización del agua a la temperatura ambiente y con el paso del tiempo, la burbuja que se formó reduce rápidamente su volumen al someterse a una presión mayor a la de vaporización, lo cual puede llevar a que las columnas de agua separadas por la burbuja choquen violentamente y se origine un incremento de presión (figura III.6).

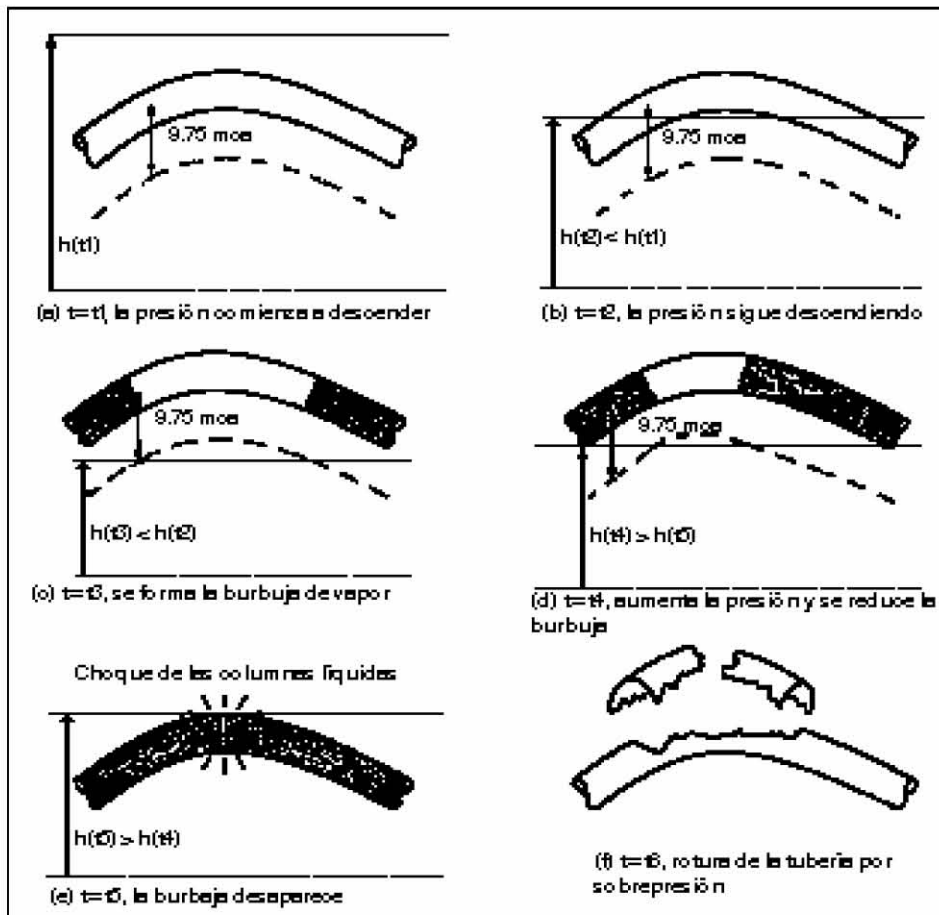


Figura III.6. Proceso de separación y reintegración de la columna líquida

III.3.3 Problemas de sobrevelocidad en las máquinas

En el caso de sistemas de bombeo puede ocurrir un paro accidental debido al corte del suministro eléctrico, entonces la bomba queda liberada a la acción combinada del flujo que, en un acueducto ascendente tiende a invertirse, y de la inercia de las masas en rotación. De esta acción resulta, en general, una inversión en la velocidad de la máquina que comienza al cabo de pocos segundos a girar al revés. Si esta velocidad en reversa aumenta por sobre la velocidad de régimen de las máquinas, las partes que giran serán sometidas esfuerzos excesivos debidos a la fuerza centrífuga.

Una herramienta que se emplea comúnmente para determinar la existencia de sobrepresiones o depresiones en algunos puntos de una tubería, durante el fenómeno transitorio hidráulico, es el lugar geométrico o envolvente de las cargas piezométricas máximas y mínimas.

La carga piezométrica máxima $h = P / \gamma + z$ medida desde un nivel de referencia z_0 depende del punto de la tubería considerado s y del tiempo t .

$$h = h(s, t)$$



Para un punto determinado (s fijo) h evoluciona con el tiempo durante un transitorio, los valores extremos de h son:

$h_M(s)$ - valor máximo de h en s durante el transitorio hidráulico.

$h_m(s)$ - valor mínimo de h en s durante el transitorio hidráulico.

Entonces, se denomina lugar geométrico de las cargas piezométricas máximas a la función:

$$H = h_M(s) \quad \text{para } 0 \leq s \leq L$$

donde L es la longitud de la tubería.

Análogamente, se denomina lugar geométrico de las cargas piezométricas mínimas, a la función:

$$h = h_m(s) \quad \text{para } 0 \leq s \leq L$$

Con base en lo anterior, si la envolvente de cargas piezométricas máximas rebasa a la línea de resistencia de la tubería, en los tramos donde ello ocurra, la tubería corre peligro de rotura por sobrepresión transitoria (figura III.7).

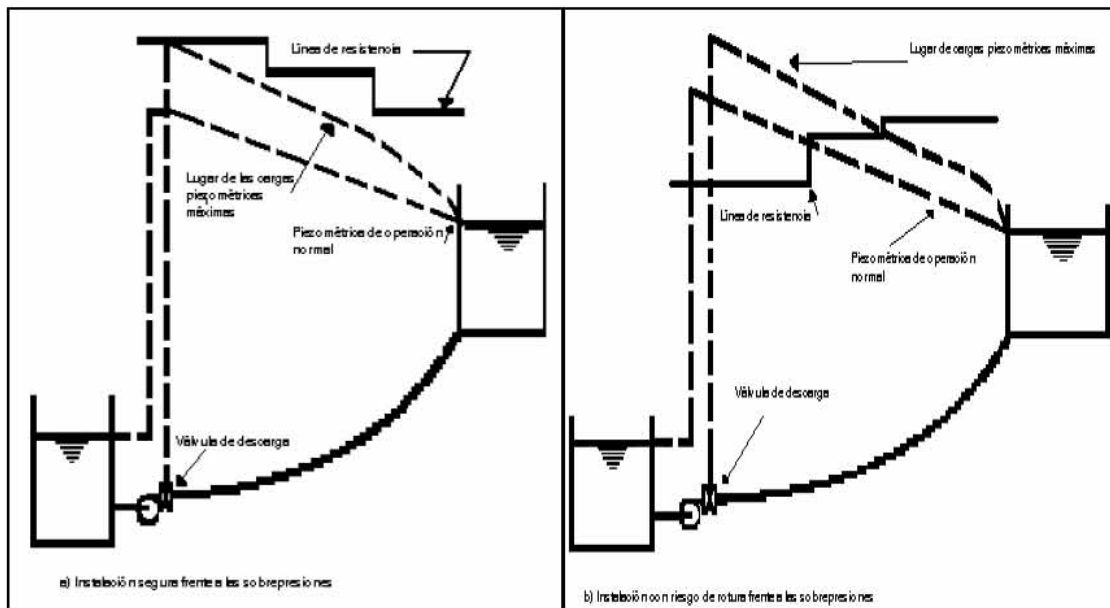


Figura III.7. Verificación de la seguridad de un acueducto frente a las sobrepresiones

Por otro lado, si la envolvente de cargas piezométricas mínimas se ubica por debajo del perfil de la tubería, en los tramos donde ello ocurra, la tubería corre peligro por problemas de depresión transitoria, ver figura III.8.

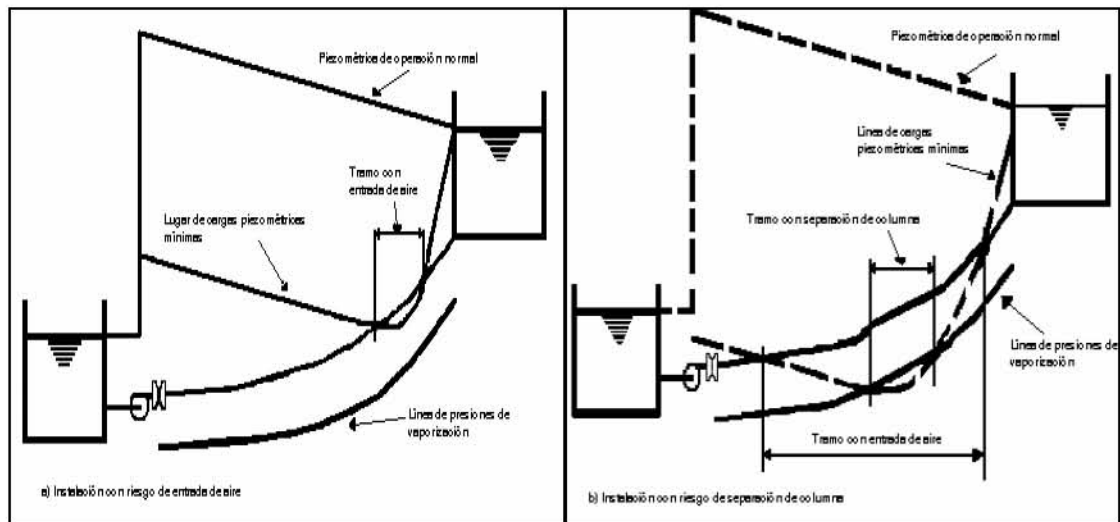


Figura III.8. Verificación de la seguridad de un acueducto frente a las depresiones

III.4 Dispositivos para control de transitorios hidráulicos

El propósito de los dispositivos de control de los transitorios hidráulicos es evitar el daño estructural que puede producir el golpe de ariete generado por el paro accidental de la planta de bombeo sobre las tuberías y/o las máquinas. En esta sección se presentarán algunos de estos dispositivos: el tanque de oscilación, el tanque unidireccional, la cámara de aire, la válvula de alivio y el incremento de la inercia WR^2 de la unidad motor -bomba.

III.4.1 Tanque de oscilación

Este dispositivo (figura III.9) consiste de un tanque cuya sección recta tiene un área A_T sustancialmente mayor que el área A de la tubería. La relación A_T/A debe ser suficientemente grande como para que los movimientos verticales del agua en el tanque, durante el fenómeno transitorio, tengan aceleraciones despreciables frente al gradiente hidrostático que es la aceleración de la gravedad. Se trata de que el tanque de oscilación trabaje como un tanque de carga constante durante el transitorio hidráulico. Ello implica que la onda incidente se refleje completamente y que la tubería que sale del tanque y en la cual no se produce la perturbación se mantenga como zona no perturbada.

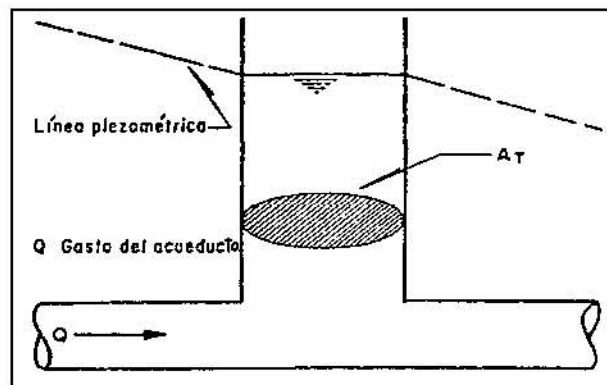


Figura III.9. Esquema de un tanque de oscilación



El trabajo del tanque de oscilación, luego de un paro accidental en una instalación a bombeo, consiste en confinar la perturbación (onda de depresión) en el tramo de tubería comprendido entre la bomba y el tanque. El resto de la tubería no es afectado por la onda de depresión así como tampoco por las fases subsiguientes del fenómeno que se producirán en el tramo comprendido entre la bomba y el tanque.

Luego de que el flujo transitorio con ondas desaparece puede continuar por decenas de minutos un fenómeno de oscilación de masa entre el tanque de oscilación y el tanque de descarga (ver sección III.1). Durante dicho proceso el tanque de oscilación no debe vaciarse puesto que debe evitarse la introducción de aire a la conducción (figura III.10).

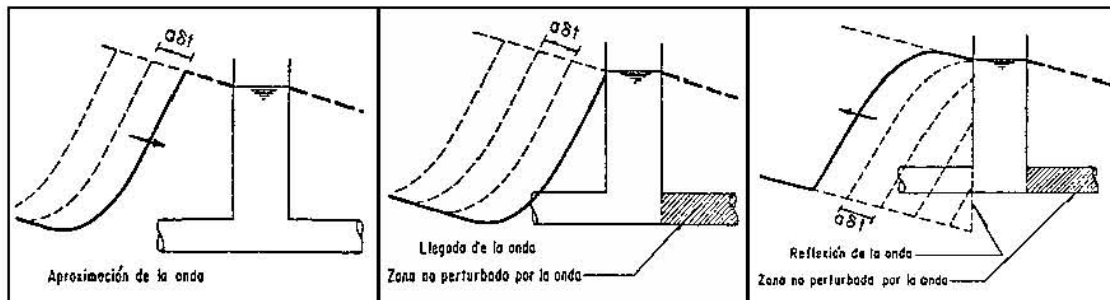


Figura III.10. Comportamiento del tanque de oscilación ante una onda de depresión

Ventajas y problemas del tanque de oscilación

La existencia de más de una opción en relación a dispositivos de control de flujo transitorio se debe a que ninguno de ellos es totalmente conveniente para todos los sistemas de bombeo ni produce efectos desfavorables. Respecto al tanque de oscilación, sus ventajas más notables son dos, a saber:

- 1.- No requiere mantenimiento mecánico.
- 2.- El fenómeno de golpe de ariete no afecta el tramo de aguas abajo, no requiriéndose por lo tanto otros dispositivos (dispositivos secundarios).

Los problemas que el tanque de oscilación introduce pueden resumirse en tres, a saber:

- 1.- Su coronamiento debe estar por encima del nivel de la piezométrica para gasto máximo en el punto donde se coloque el tanque, y su desplante debe estar por debajo de la piezométrica correspondiente al gasto nulo, para que no se vacíe.
- 2.- Castiga el tramo entre la planta de bombeo y el tanque, requiriéndose en dicho tramo analizar la resistencia de la tubería a las sobrepresiones.
- 3.- Castiga a las máquinas que deberán soportar fuertes velocidades en reversa.

El primer problema, se refiere a que si la piezométrica más alta de operación normal pasase sobre el coronamiento del tanque, como éste es abierto, se derramaría agua por encima de dicho coronamiento. Por otro lado, el tanque debe permanecer con una buena altura de agua al estar detenido el acueducto puesto que si así no ocurriera al arrancar las máquinas no habría protección alguna durante el tiempo que emplea el tanque en llenarse. Estos dos



aspectos obligan en general a buscar puntos altos en la topografía del lugar. Si estos puntos altos no están próximos a la planta de bombeo se debe decidir entre alejar el tanque o mantenerlo próximo a la planta y elevar su altura para cumplir con exigencia de que el coronamiento debe estar por encima de la piezométrica más alta. Asimismo el hecho de que el tanque deba desplantarse en una elevación del terreno obliga a construir rampas de ascenso que, para tuberías de varios metros de diámetro, pasan a ser las estructuras más caras de todo el sistema. El problema de la sobrevelocidad podrá ser resuelto imponiéndole al fabricante de bombas límites altos de velocidad en reversa, pero esos límites suponen costos constructivos más elevados de la máquina. En consecuencia, un tanque de oscilación ubicado en las cercanías de la planta de bombeo, puede implicar tener que elevar los límites máximos de la sobrevelocidad permitida. En la figura III.11 se muestra la comparación entre un sistema protegido con un tanque de oscilación y uno sin dispositivo.

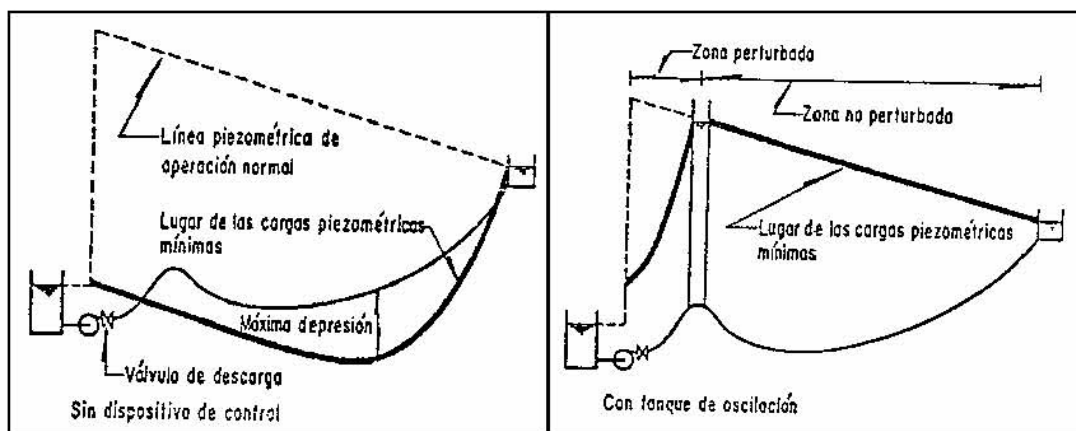


Figura III.11. Acción de un tanque de oscilación en un sistema de bombeo

III.4.2 Tanque unidireccional

En la figura III.12 se presenta el esquema de un tanque unidireccional. En dicho esquema se observa que el tanque unidireccional se conecta al acueducto mediante una línea que tiene una válvula de retención (o varias en paralelo). Dicha válvula de retención impide el flujo desde el acueducto al tanque aún cuando la piezométrica en la línea esté por encima del nivel del agua en el tanque.

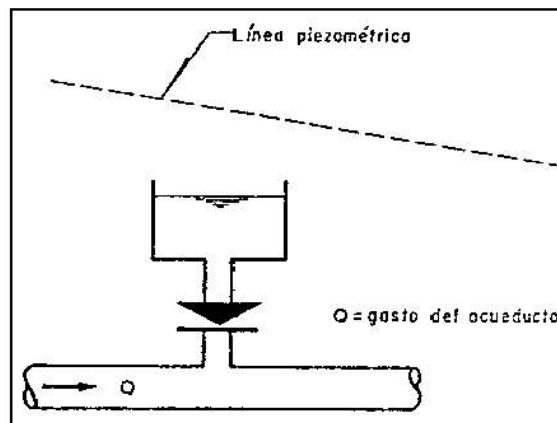


Figura III.12. Esquema de un tanque unidireccional



La operación del tanque se produce cuando la piezométrica en el acueducto desciende por debajo del nivel de la superficie libre del tanque. En dicha situación la válvula de retención se abre y fluye agua desde el tanque a la línea. Si la conexión entre el tanque y la línea induce pocas pérdidas, la piezométrica del acueducto se mantendrá sensiblemente próxima al nivel de la superficie libre del tanque, lo que evita que se produzcan depresiones indeseables en las proximidades del tanque.

La acción del tanque respecto a la onda de depresión generada en la planta de bombeo en virtud de un paro accidental de ésta (figura III.13), inicia cuando la piezométrica ha descendido lo necesario para que se abra la conexión entre el tanque y el acueducto, el tanque actúa como un reflector de parte de la onda incidente mientras que la otra fracción, la diferencia de altura entre la piezométrica de trabajo y el nivel de la superficie libre del tanque, se transmite aguas abajo del acueducto. Como puede verse en las figuras, el nivel de la superficie libre del tanque puede ubicarse por debajo de la piezométrica de operación normal. Finalmente debe señalarse que una vez que el tanque opera, debe llenarse nuevamente para estar disponible para la próxima operación, lo cual conviene hacerlo rápidamente para reducir el tiempo durante el cual el tanque no tiene su nivel máximo. Para ello el tanque dispone de válvulas de llenado, operadas mecánicamente.

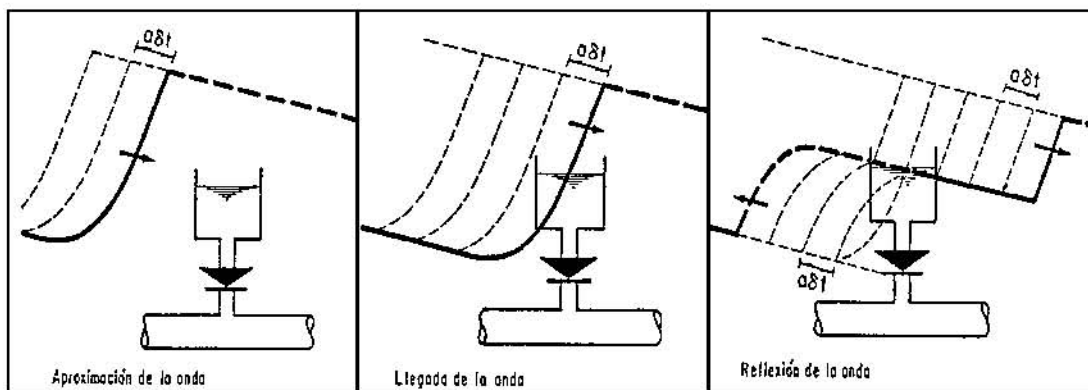


Figura III.13. Comportamiento del tanque unidireccional ante una onda de depresión

Ventajas y problemas del tanque unidireccional

A continuación se presenta una síntesis de ventajas y problemas para el tanque unidireccional de igual forma como se hizo para el tanque de oscilación. Las ventajas más notables de este dispositivo son dos; a saber:

- 1.- Su coronamiento está por debajo de la piezométrica para gasto máximo. Por lo tanto se adecua a topografías que al carecer de elevaciones implicarían tanques de oscilación muy altos.
- 2.- Al reflejar parcialmente las ondas de depresión no induce sobre la máquina grandes sobrevelocidades en reversa.



Como contrapartida a estas ventajas, el tanque unidireccional incorpora los siguientes problemas en la instalación, a saber:

- 1.- Requiere mantenimiento mecánico periódico para asegurar un buen funcionamiento de las válvulas de retención y de vaciado y llenado.
- 2.- Al reflejar la onda de depresión, la parte de la onda transmitida puede producir depresiones indeseables aguas abajo. Ello implica que pueden requerirse otros tanques unidireccionales (dispositivos secundarios) para controlar el transitorio en todo el acueducto.

Respecto al problema número 1 debe decirse que las válvulas de retención y de llenado si bien requieren algo de mantenimiento, este no es más exigente ni requiere personal más calificado que el mantenimiento de la propia planta de bombeo; sobre el segundo problema, es necesario tenerlo siempre presente puesto que, al comparar costos de dispositivos de control de transitorios, debe compararse habitualmente un tanque de oscilación contra varios tanques unidireccionales. La figura III.14 muestra los comportamientos de un acueducto con y sin tanque unidireccional para el control del transitorio.

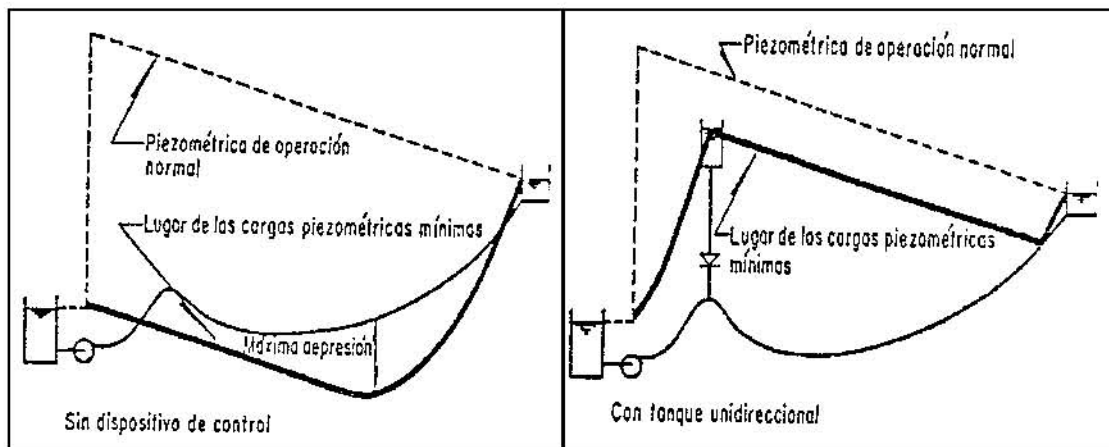


Figura III.14. Acción de un tanque unidireccional en un sistema de bombeo

III.4.3 Cámara de aire

En la figura III.15 se muestra el esquema de una cámara de aire y cómo ésta se ubica habitualmente en el sistema de bombeo. Se observa que la piezométrica de trabajo normalmente se halla por arriba de la cámara, y también que el aire comprimido se introduce mediante un compresor y finalmente que la cámara se conecta a la línea por medio de un orificio cuya pérdida de carga crece para gastos de la línea a la cámara y decrece para gastos de la cámara a la línea (orificio diferencial).

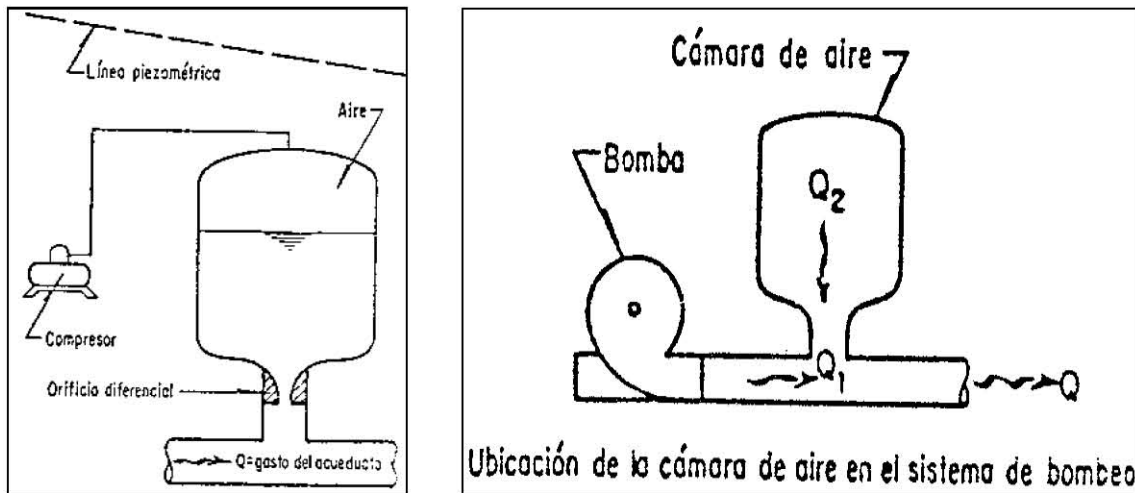


Figura III.15. Esquema y ubicación de una cámara de aire

El trabajo de la cámara se ilustra en la figura III.16, previo al paro accidental, cuando la piezométrica ha caído hasta una posición intermedia y por consiguiente también ha caído la presión en el interior de la cámara y el aire se ha expandido expulsando el volumen marcado hacia la conducción y hasta que la piezométrica ha descendido a su nivel más bajo, el volumen de aire se ha expandido al máximo y el volumen de agua marcado ha sido expulsado durante el intervalo de operación de la cámara.

La cámara de aire controla el transitorio producido por el paro de la planta de bombeo reduciendo la variación de $Q(t)$ después del paro accidental ya que antes del paro accidental el gasto que entra a la tubería es igual al gasto entregado por la bomba, lo que se traduce en la reducción de la amplitud de la perturbación de presión y por lo tanto de los efectos del transitorio.

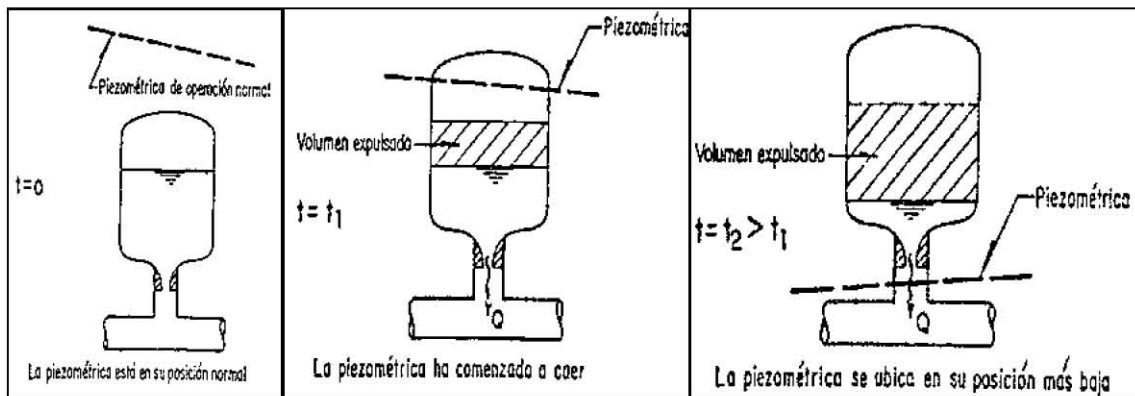


Figura III.16. Operación de una cámara de aire



Ventajas y problemas de la cámara de aire

Las ventajas más significativas que presenta una cámara de aire como dispositivo principal o primario para el control del golpe de ariete, son las siguientes:

- 1.- Reduce, a voluntad, la magnitud de la onda de depresión que se produce luego del paro accidental de las bombas.
- 2.- Su efecto sobre la onda no depende de la cota inicial de la superficie libre del agua dentro de la cámara. Esta diferencia esencial con el tanque de oscilación y con el tanque unidireccional permite, que con la cámara se controle el golpe de ariete en topografías en las cuales no es conveniente colocar los tanques mencionados; además, ello facilita la ubicación de la cámara cerca de la planta de bombeo, con lo que se facilita su mantenimiento, alimentación de aire comprimido, etc.
- 3.- El volumen de agua quieta existente dentro de la cámara es sustancialmente menor que en un tanque de oscilación o unidireccional. Por lo tanto en zonas con clima frío es más fácil evitar la congelación mediante calentamiento.

Por otra parte, los problemas más importantes que presenta la cámara de aire son los siguientes:

- 1.- Requiere disponer de compresores para mantener el colchón de aire que, de otra manera, se disolvería en el agua y finalmente desaparecería. Ello implica agregar, en la planta de bombeo, nuevos equipos para darle mantenimiento.
- 2.- El orificio diferencial habitualmente se construye mediante válvulas de retención, ello implica que estas válvulas deben recibir mantenimiento para asegurar su operación correcta.
- 3.- Como la cámara reduce, pero no suprime la onda de depresión, ésta viaja en la dirección aguas abajo. Dependiendo de la topografía pueden requerirse otros dispositivos de control secundarios como pueden ser otras cámaras de menor volumen que la principal o tanques unidireccionales o de oscilación.

En la figura III.17 se observa el resultado de adoptar como dispositivo de control contra el flujo transitorio a la cámara de aire en un acueducto.

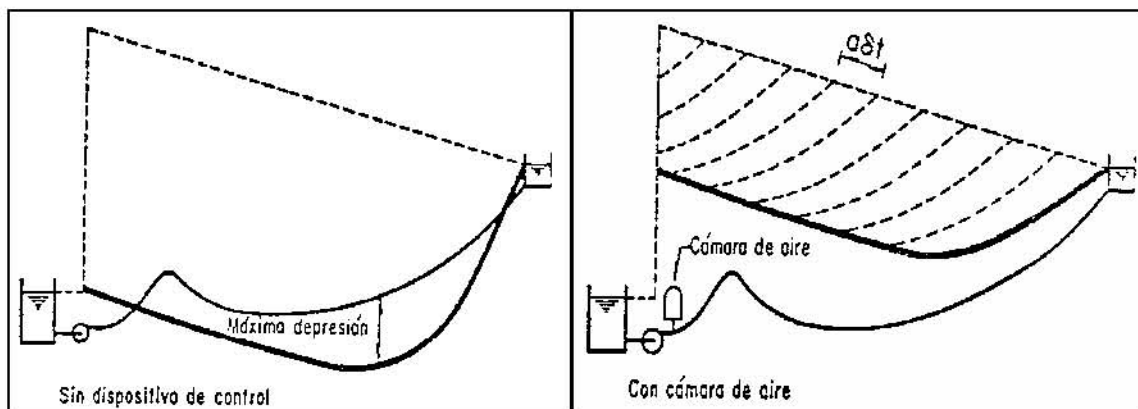


Figura III.17. Efecto de una cámara de aire en la onda de depresión



Los dispositivos antes descritos no son los únicos para el control de transitorios hidráulicos pero son, sin duda, los de uso más frecuente en acueductos con gastos del orden de $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ o mayor. Sin embargo, existen otros dispositivos para tener en cuenta en particular cuando se trata de controlar el golpe de ariete en acueductos pequeños.

III.4.4 Válvulas de alivio

Son válvulas cuya operación mecánica difiere sensiblemente de un fabricante a otro, pero cuya función es abrir una conexión entre el interior del acueducto y la atmósfera cuando la presión interior sobrepasa un límite (P_{max}) previamente establecido. También la apertura puede ser ordenada por medio de una válvula solenoide que, al cesar el suministro eléctrico, habilita un circuito hidráulico o neumático que abre la válvula instantes antes de que ocurra el ascenso de presión (figuras III.18 y III.19).

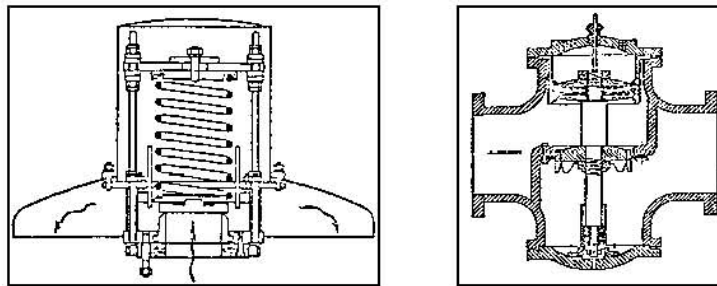


Figura III.18. Modelos de válvulas de alivio

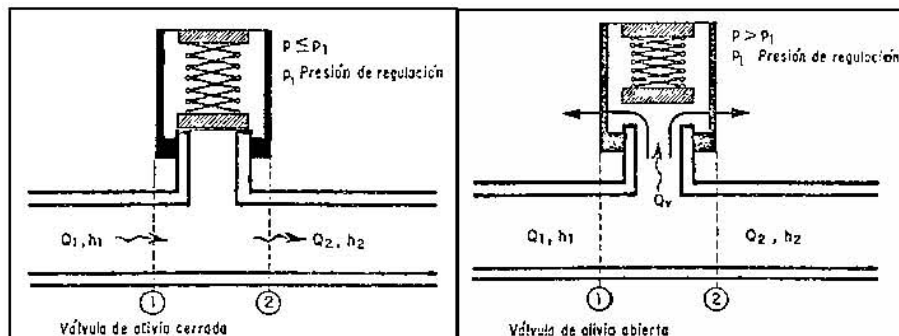


Figura III.19. Operación de la válvula de alivio

III.4.5 Incremento de la inercia de las masas rotatorias

Otro recurso que puede emplearse para reducir el efecto del paro accidental de una planta de bombeo es el aumento de la inercia de las masas giratorias de la unidad motor-bomba; dicho incremento da como resultado una reducción en las variaciones del gasto y de la carga para un mismo intervalo de tiempo, lo que puede implicar que el paro accidental se convierta de un fenómeno rápido a un fenómeno lento para una instalación dada, reduciendo considerablemente las presiones mínimas alcanzadas. El proceso de aumento del valor del momento de inercia es sin duda muy beneficioso; sin embargo, rara vez se recurre a ello en instalaciones grandes por el costo muy alto que implica la colocación de volantes o la fabricación de motores especiales con inercia sobredimensionada. En instalaciones de miles de kilowatts no es económica, en general, su implantación.



IV. ANÁLISIS DE OPCIONES PARA EL CONTROL DEL FLUJO TRANSITORIO

En el capítulo anterior se mostraron los dispositivos más usados para proteger los acueductos contra los efectos del flujo transitorio o disminuir éstos. En el presente capítulo se exponen tres arreglos alternativos para determinar el que mejor se adapte al caso particular del proyecto presa Arcediano-Guadalajara.

IV.1 Técnica de análisis del fenómeno de flujo transitorio

Los problemas que causa el flujo transitorio en las conducciones fueron tratados anteriormente; ahora para determinar a cuales de éstos se presentaría este acueducto, y dada la gran cantidad de cálculos que se requieren para obtener la solución numérica de las dos ecuaciones que representan el fenómeno de golpe de ariete (conservación de la masa y ecuaciones constitutivas del fluido y tubería, además de la ecuación generalizada de la energía), se realizó el análisis con la ayuda del programa de cómputo TRANS, que fue desarrollado por el Grupo de Hidromecánica del Instituto de Ingeniería de la UNAM.

El objetivo del programa es simular el transitorio hidráulico mediante el método de las características, determinando las posibles consecuencias del fenómeno en términos de las presiones extremas producidas a partir del comportamiento de las bombas y dispositivos instalados.



Los parámetros y variables que requiere el programa TRANS para realizar las simulaciones son los siguientes:

- Número de divisiones del primer tramo, se usa en la discretización de la solución numérica, para este caso se utilizó un $\Delta x = 50$ m.
- Tiempo de simulación, el cual se propuso fuera de 900 segundos, con una grabación de resultados a cada 0.10 segundos.
- Características geométricas de la conducción: Longitud, diámetro, factor de fricción y celeridad, tabla IV.1.

Tramo	D (in)	D (m)	f	L (m)	celeridad (m/s)
1	120	3.048	0.0134	200	1000
2	99	2.515	0.0134	1250	1000
3	120	3.048	0.0134	9610.12	1000
Longitud total (m)				11060.12	

Tabla IV.1. Características geométricas del acueducto

- Condiciones en flujo permanente: Nivel de agua en la presa, gasto y carga de bombeo, tabla IV.2.

	NAMO	NAMINO
Nivel en la presa	1110 msnm	1030 msnm
Gasto	15.257 m ³ /s	11.401 m ³ /s
Carga de bombeo	488.77 mca	563.13 mca

Tabla IV.2. Condiciones en flujo estable

- Datos para el bombeo: número de bombas en operación (4), condiciones de diseño por bomba, tabla IV.3.

Característica	Unidad	Valor
Carga nominal	H ₀ (m)	523.8
Gasto nominal	Q ₀ (m ³ /s)	3.467
Eficiencia nominal	η_0 (%)	89.6
Velocidad de giro	N ₀ (rpm)	1190

Tabla IV.3. Principales características de los equipos en PB

El funcionamiento completo de una bomba se representa a través de las curvas Knapp de cuatro cuadrantes. Sin embargo, los programas numéricos utilizan esta información por medio de curvas adimensionales. Como no se cuenta con la información completa de los equipos de bombeo, se pueden utilizar las curvas adimensionales de bombas con velocidad específica semejante.



A partir de las curvas carga – gasto del fabricante (Sulzer), se determinaron parámetros que fueron comparados con un banco de información de curvas adimensionales (curvas Knapp) para análisis transitorio.

Para la simulación del comportamiento transitorio de las bombas se consideró información de curvas características de carga y de momento de bombas con una velocidad específica $N_s = 35$, obtenida de un banco de datos, valor muy semejante al calculado para las bombas para este acueducto $N_s = 34.03$, figura IV.1 y tabla IV.4.

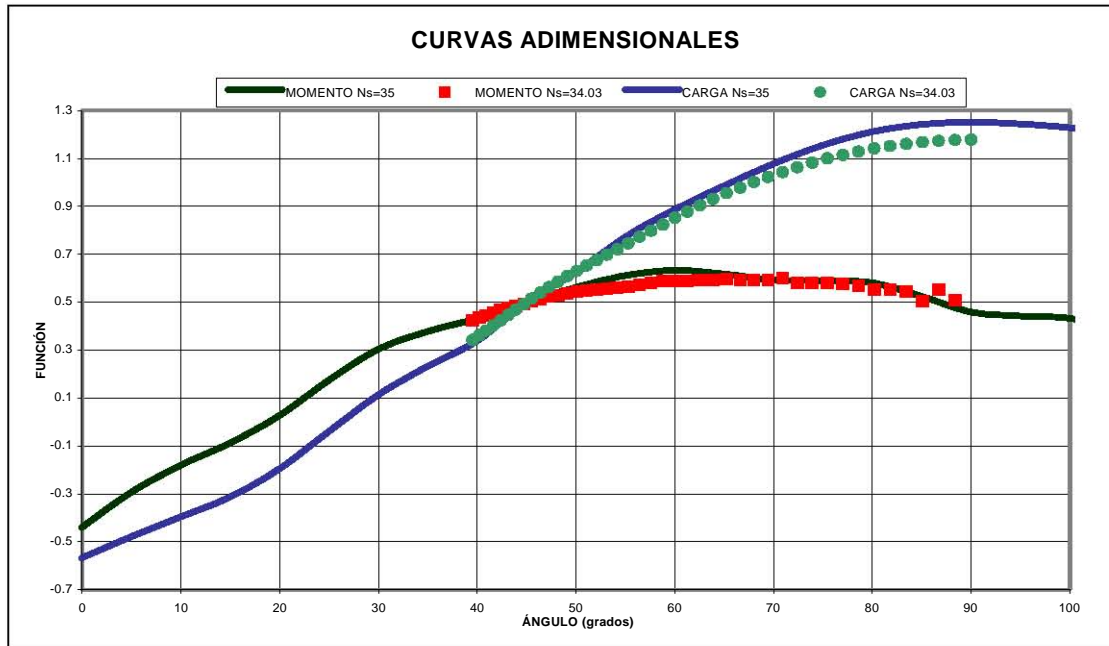


Figura IV.1. Curvas para el funcionamiento transitorio de las bombas

Ángulo (°)	F carga	F momento	Ángulo (°)	F carga	F momento	Ángulo (°)	F carga	F momento
0	-0.567	-0.44	130	1.019	0.412	230	0.497	0.152
5	-0.479	-0.293	135	0.972	0.497	240	0.562	0.003
10	-0.396	-0.18	140	0.947	0.594	250	0.58	-0.198
20	-0.195	0.027	150	0.912	0.731	260	0.625	-0.368
30	0.114	0.304	160	0.869	0.831	270	0.635	-0.644
40	0.339	0.432	170	0.781	0.884	280	0.495	-0.916
45	0.5	0.5	160	0.869	0.831	290	0.355	-1.213
50	0.625	0.562	170	0.781	0.884	300	0.016	-1.379
60	0.888	0.633	180	0.713	0.845	310	-0.21	-1.546
70	1.078	0.593	190	0.615	0.79	315	-0.295	-1.532
80	1.212	0.581	200	0.536	0.649	320	-0.403	-1.494
90	1.251	0.459	210	0.468	0.483	330	-0.589	-1.377
100	1.228	0.433	220	0.515	0.321	340	-0.63	-1.102
110	1.17	0.33	220	0.515	0.321	350	-0.637	-0.785
120	1.11	0.37	225	0.503	0.241	355	-0.625	-0.608

Tabla IV.4. Datos de las funciones de carga y momento para $N_s = 35$



Con estas variables de los equipos de bombeo, es posible determinar los siguientes parámetros para completar las referencias requeridas por el programa:

Potencia mecánica nominal en (kw):

$$P_o = \frac{9.81H_oQ_o}{\eta_o} \quad (IV.1)$$

Par motor nominal en (N m):

$$M_o = \frac{60,000P_o}{(2\pi N_o)} \quad (IV.2)$$

Velocidad específica:

$$N_s = \frac{N_o \sqrt{Q_o}}{H_o^{0.75}} \quad (IV.3)$$

Momento de inercia del motor (kg m²):

$$I_M = 0.0043 \left(\frac{P}{N} \right)^{1.48} \quad (IV.4)$$

Momento de inercia de la bomba (kg m²):

$$I_B = 0.03768 \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0.9556} \quad (IV.5)$$

Donde N_o representa revoluciones por minuto y H_o es la carga por paso de impulsión.

En la tabla IV.5 se presenta cada una de estas variables calculadas para el grupo-motor-bomba (GMB) de la planta de bombeo.

Potencia Nominal Po (kW)	Par Motor Nominal Mo (N m)	Momento de Inercia total I _M + I _B (kg m ²)	Velocidad Específica Ns (rpm, m ³ /s, m)
5171.28	41497.59	8410.99	34.03

Tabla IV.5. Variables de GMB de la planta de bombeo

Finalmente, el programa requiere datos de los dispositivos de control: dimensiones, ubicación y otras características, las cuales serán definidas a partir de los resultados obtenidos del análisis sin dispositivo(s).



Para correr el programa TRANS es necesario introducir los datos anteriores en un archivo ASCII, con una estructura determinada. Los resultados se pueden graficar con cualquier paquete de graficación que se alimente con archivos numéricos.

IV.2 Resultados de la simulación hidráulica

A partir de los datos presentados en los análisis en flujo permanente, se realiza la simulación en flujo transitorio por el disparo de los equipos de bombeo. Es importante mencionar que el análisis en flujo transitorio se realizó, en primer lugar, sin la simulación de dispositivos de control para observar la evolución de la envolvente de cargas extremas sin la protección del acueducto y, con base en el resultado, determinar la necesidad o no de dotar de estructuras de control de transitorios.

Sin dispositivos de control

La figura que representa los resultados en forma gráfica del análisis en flujo transitorio para el caso del disparo de los cuatro equipos de bombeo, sin la simulación de dispositivos de control se muestra a continuación, en ella se podrá apreciar que la envolvente de cargas mínimas se ubica prácticamente por debajo de todo el perfil de la conducción alcanzando presiones negativas, lo que pondría en riesgo de colapso inminente a la tubería.

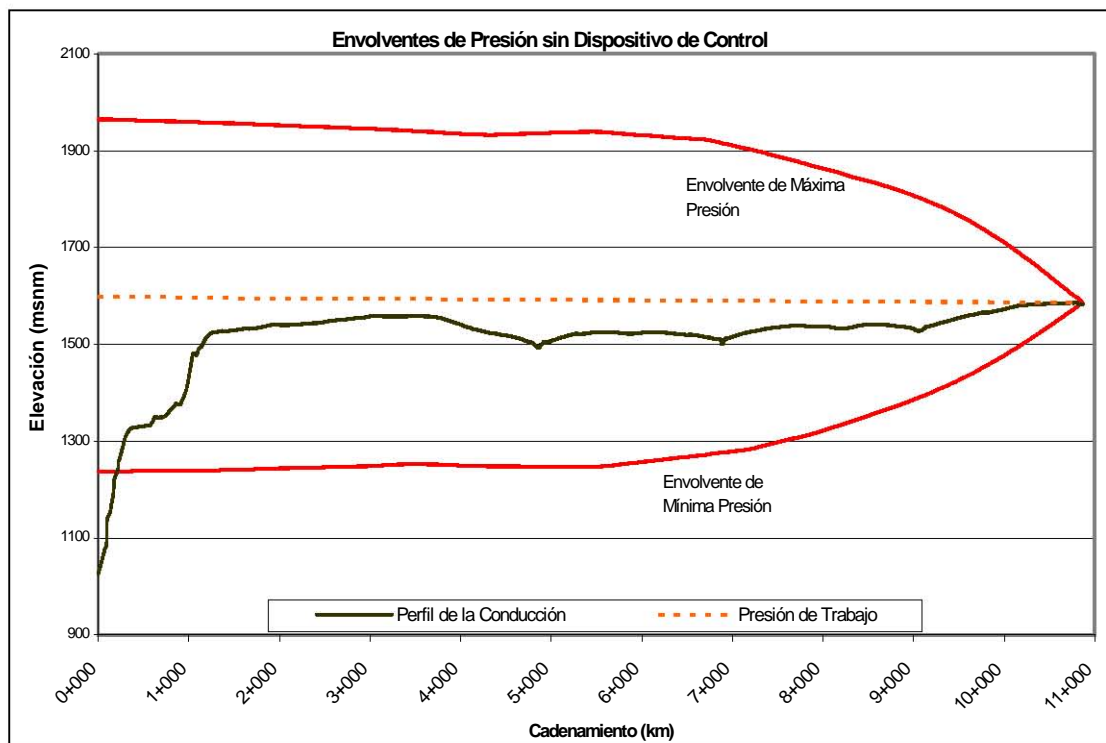


Figura IV.2. Envolturas de presión máxima y mínima sin dispositivos de control

Asimismo, se observa que la envolvente de cargas máximas excede de manera importante la piezométrica de operación normal (aproximadamente en promedio 300 m). Por lo tanto, disminuir el valor de las presiones máximas repercutirá favorablemente en el espesor de la



tubería y, por ende, en el costo de la misma, basta recordar la expresión (IV.15) del capítulo anterior para determinar un espesor de tubería capaz de soportar los esfuerzos actuantes:

$$P_t = \frac{2e}{D_i + e} \left(\frac{S}{f_s} \right)$$

De lo anterior, se observa claramente la necesidad de dotar al acueducto de un sistema de control de transitorios hidráulicos que lo proteja contra cambios bruscos en la operación del sistema. En este sentido se proponen tres arreglos alternativos de dispositivos para proteger el sistema.

IV.3 Alternativas para el control del flujo transitorio

El planteamiento de los posibles dispositivos se estableció de acuerdo a la forma del perfil topográfico. A continuación se presentarán dichas opciones.

IV.3.1 Primera propuesta

En la primera opción se proyecta como elemento de control una Torre o Tanque de Oscilación (TO) de **60.00m** de altura y de sección circular con **12.00m** de diámetro ubicada en el cadenamiento 1+800, protegiendo el acueducto como se muestra en la figura siguiente.

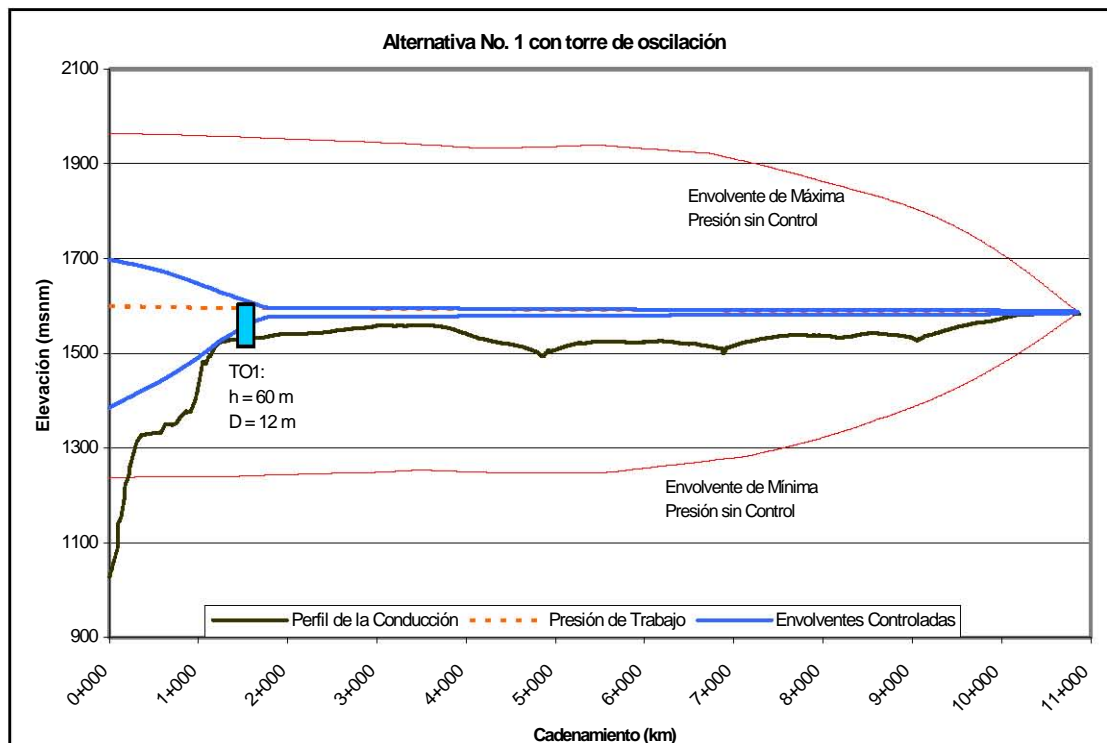


Figura IV.3. Revisión de envolventes de presión



Los resultados de este estudio muestran que con la operación de la torre de oscilación la envolvente de presiones mínimas presenta una mejoría notable, aunque a partir del cadenamiento 10+000 la envolvente de mínima presión se encuentra por debajo del perfil de la tubería, por lo que los problemas de depresión todavía ponen en riesgo a la línea de conducción. Es importante observar también que la envolvente de cargas máximas disminuyó considerablemente en todo el tramo con la simulación del tanque. Lo anteriormente expuesto implica la necesidad de complementar el sistema con algún otro dispositivo.

Debido a la magnitud del caudal transportado en este acueducto se propone instalar otra Torre de Oscilación (TO2), ya que la colocación de válvulas resulta poco práctico. Este tanque tendrá un diámetro de **10.00m** y una altura de **7.00m** . La tabla IV.5 resume algunas de las características óptimas de los elementos de esta alternativa y la imagen posterior representa el resultado.

Dispositivo		TO1	TO2
Ubicación	Cadenamiento	1+800	10+250
	Nivel de desplante	1536 msnm	1581 msnm
Altura		60 m	7 m
Diámetro		12 m	10 m
Área		113.09 m ²	78.54 m ²

Tabla IV.5. Características de los dispositivos para la Alternativa No.1

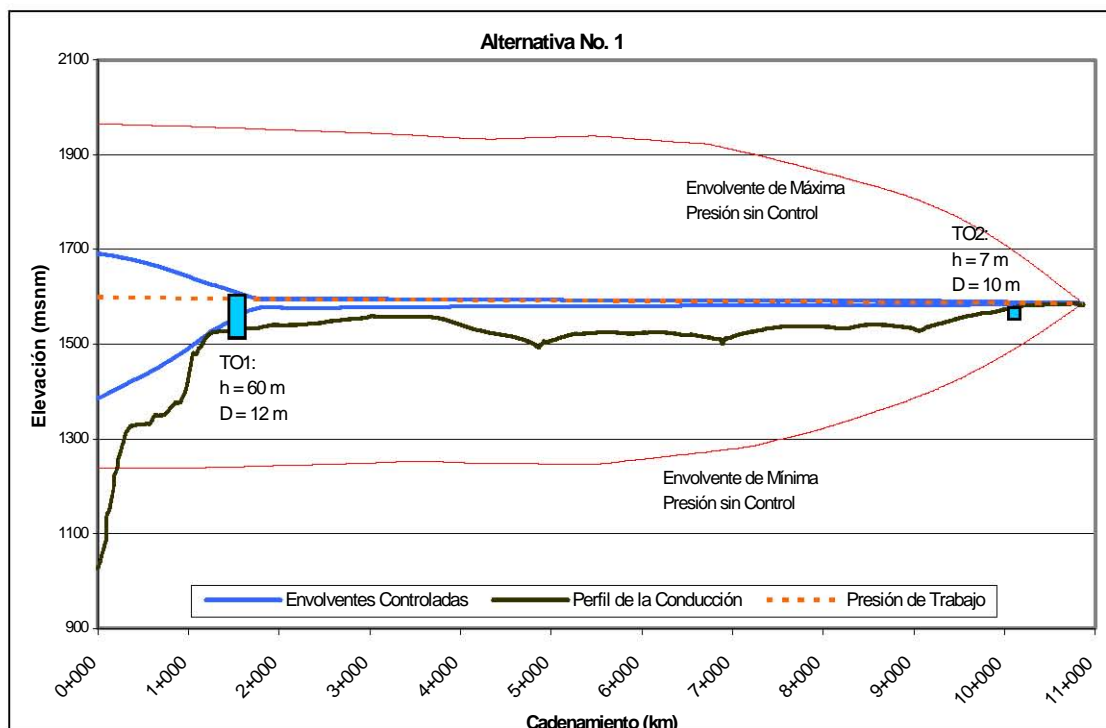


Figura IV.4. Perfil según análisis y resultados finales de Alternativa No.1



En seguida se muestra gráficamente el comportamiento de los dispositivos durante el transitorio hidráulico. Como se observa en la figura IV.5, después de haber ocurrido el paro simultáneo de las cuatro bombas el nivel del agua en TO1 desciende cerca de 23m hasta la cota 1,572.14m, en 175s, estabilizándose paulatinamente, por lo que no se presenta vaciado en la torre (con desplante en la cota 1,536 msnm); mientras que en TO2 el nivel del agua en desciende hasta la cota 1,585.36m, a los dos minutos (figura IV.6). De esta forma, se presenta como estos elementos son capaces de proteger la línea de conducción.

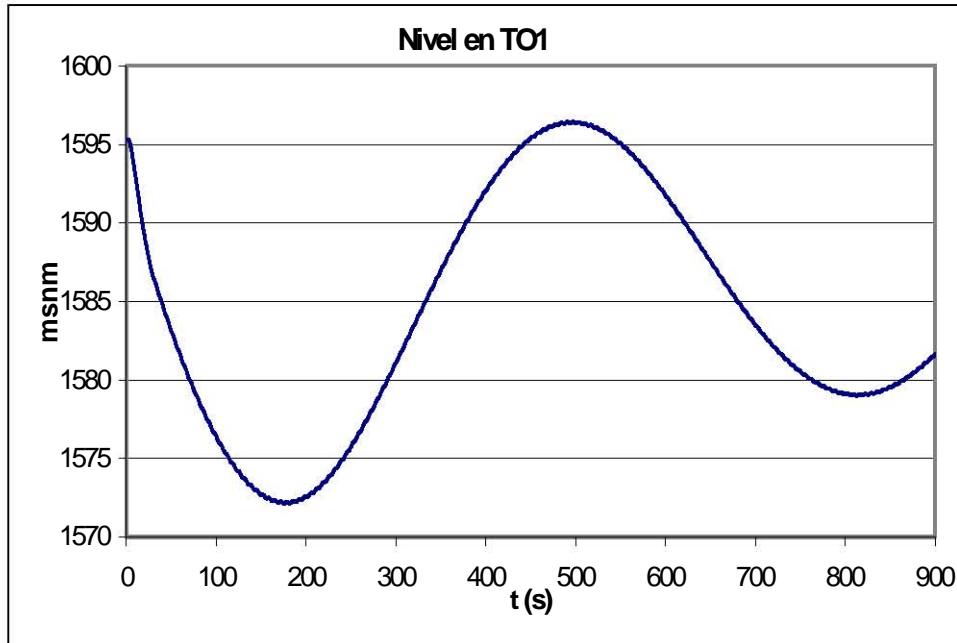


Figura IV.5. Nivel del agua en TO1 durante el transitorio

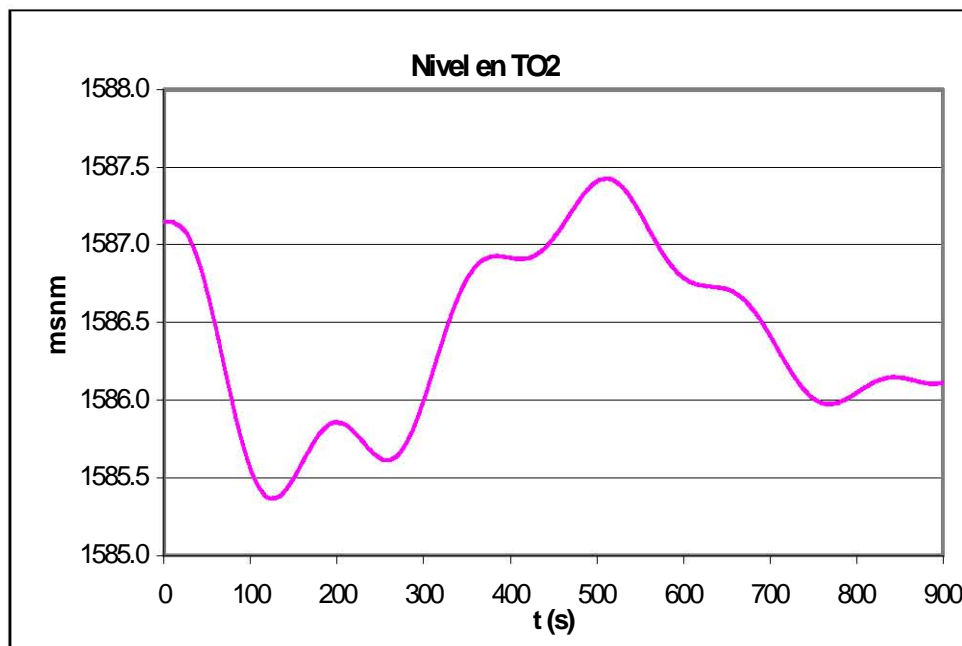


Figura IV.6. Nivel del agua en TO2 durante el transitorio



En la figura IV.7 se presenta la variación de la velocidad de giro de las bombas. Se muestra que las bombas disminuyen su velocidad de giro, hasta alcanzar valores negativos, para detenerse segundos después. Para evitar daños en la bomba al girar en sentido inverso se recomienda que ésta no gire a más del 35% de la velocidad nominal, es decir, para estas bombas, que giran a 1,190rpm, la máxima velocidad en sentido inverso sería de $-1,606$ rpm. Según los cálculos, la máxima velocidad a la que girarían las bombas es de $-1,295$ rpm, por lo tanto, no existe peligro de dañar los equipos al girar en sentido contrario durante el transitorio hidráulico.

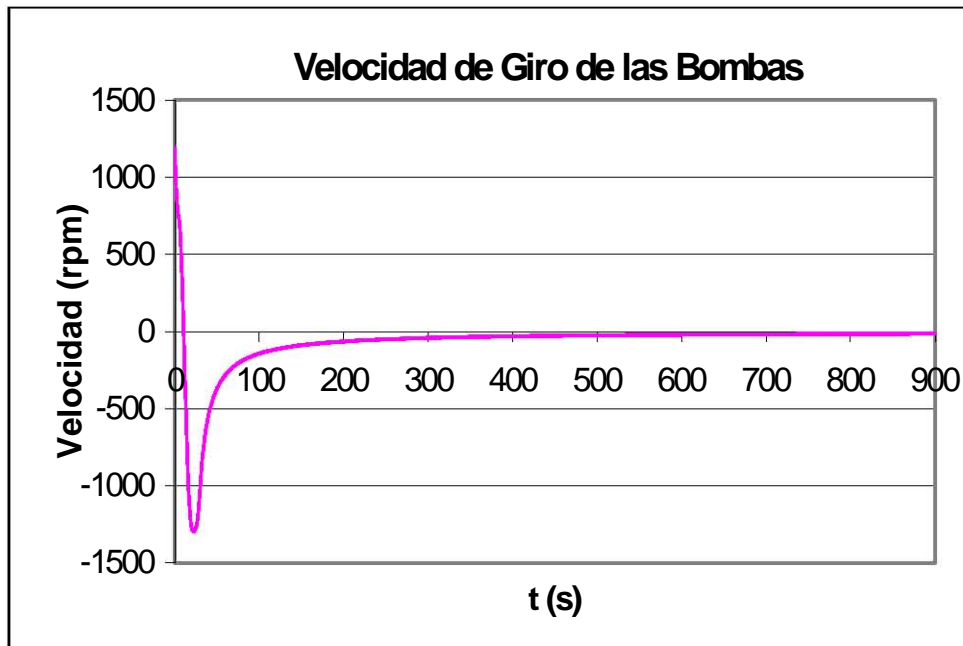


Figura IV.7. Velocidad de giro de las bombas durante el transitorio

IV.3.2 Segunda alternativa

La alternativa siguiente recomienda como dispositivo de protección una batería de cuatro Cámaras de aire con un volumen total de $100m^3$ de Aire (CA) que se localizarían a 1350m de distancia de la planta de bombeo; de acuerdo a la experiencia que se tiene en el diseño de otros acueductos se determinó que ese número de cámaras es adecuado en función de la construcción, operación y mantenimiento de estos equipos. Las dimensiones de cada una de estas unidades son $12.00m$ de altura y de diámetro $3.45m$ (136"). La representación de las líneas de presión a las cuales quedaría sujeta la conducción aparece en la figura IV.8

Según se observa en dicha imagen, la envolvente de presiones extremas se reduce considerablemente, aunque a poco más 1000m el perfil de la tubería se encuentran sobre la línea de mínima presión, lo que indica que es vulnerable a problemas de depresión. Para complementar esta alternativa, se propone un Tanque de Oscilación (TO) de $40.00m$ de altura y sección circular con $10.00m$ de diámetro situado en el cadenamamiento 3+000. La figura IV.9 representa el efecto de estos dos dispositivos en las envolventes de presión.

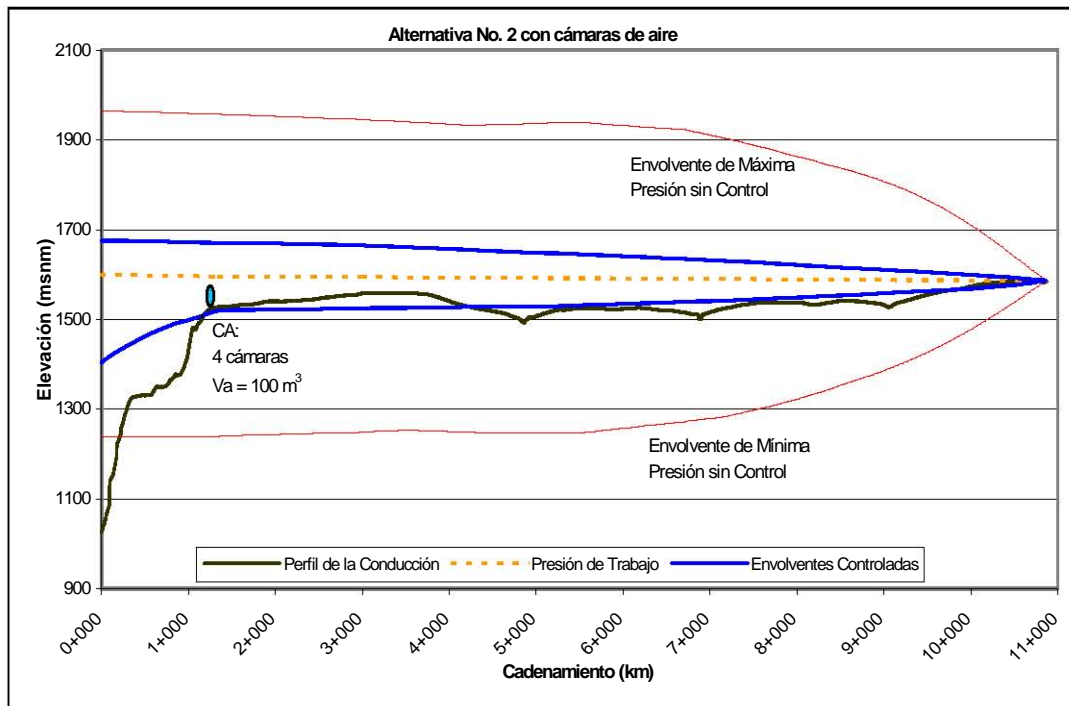


Figura IV.8. Revisión de envolventes de presión

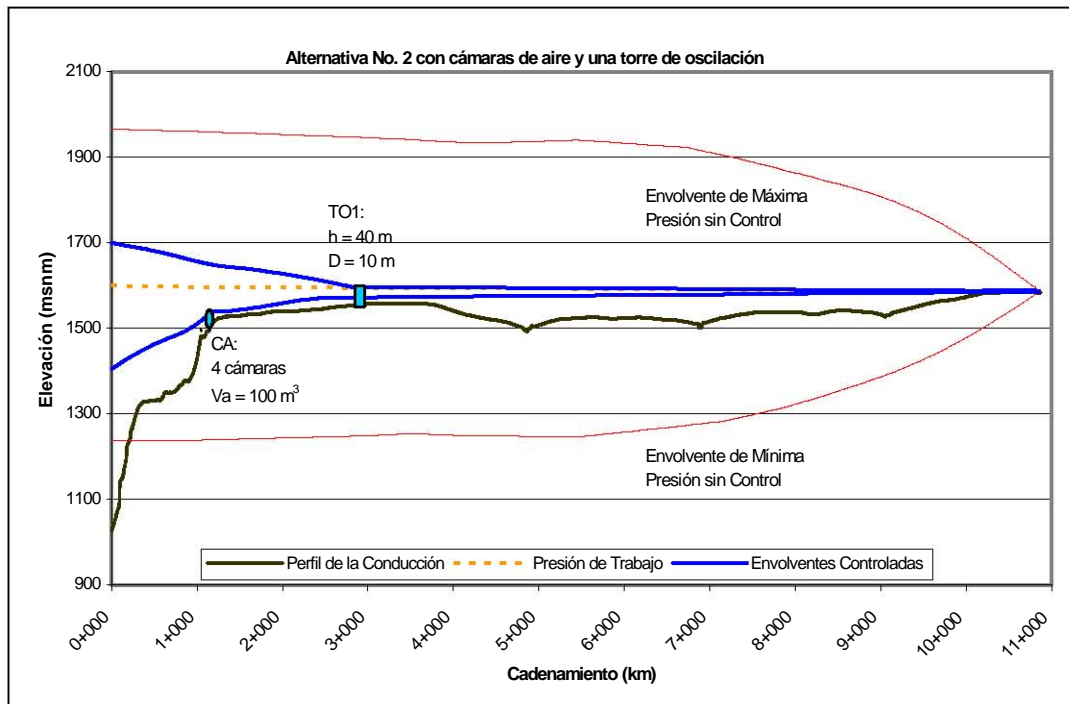


Figura IV.9. Revisión de envolventes de presión con dos dispositivos de control



Debido a la topografía en la zona de entrega, como en el caso de la alternativa número uno, los cálculos señalan que inclusive con las cámaras de aire y el tanque de oscilación la envolvente de presión mínima corta el perfil de la conducción cercano al punto de entrega y por ello se plantea construir un segundo tanque (TO2) cuyas dimensiones óptimas aparecen en la tabla IV.6 junto con las de los otros componentes. La configuración definitiva del sistema al igual que la representación de los resultados se muestran en la figura IV.10.

Dispositivo		CA	TO1	TO2
Ubicación	Cadenamiento	1+350	3+000	10+350
	Nivel de desplante	1527 msnm	1558 msnm	1582 msnm
Altura		12 m	40 m	6 m
Diámetro		3.45 m	10 m	10 m
Área		9.37 m ²	78.54 m ²	78.54 m ²
Batería de cuatro cámaras de aire, 100 m ³				

Tabla IV.6. Características de los dispositivos para la Alternativa No.2

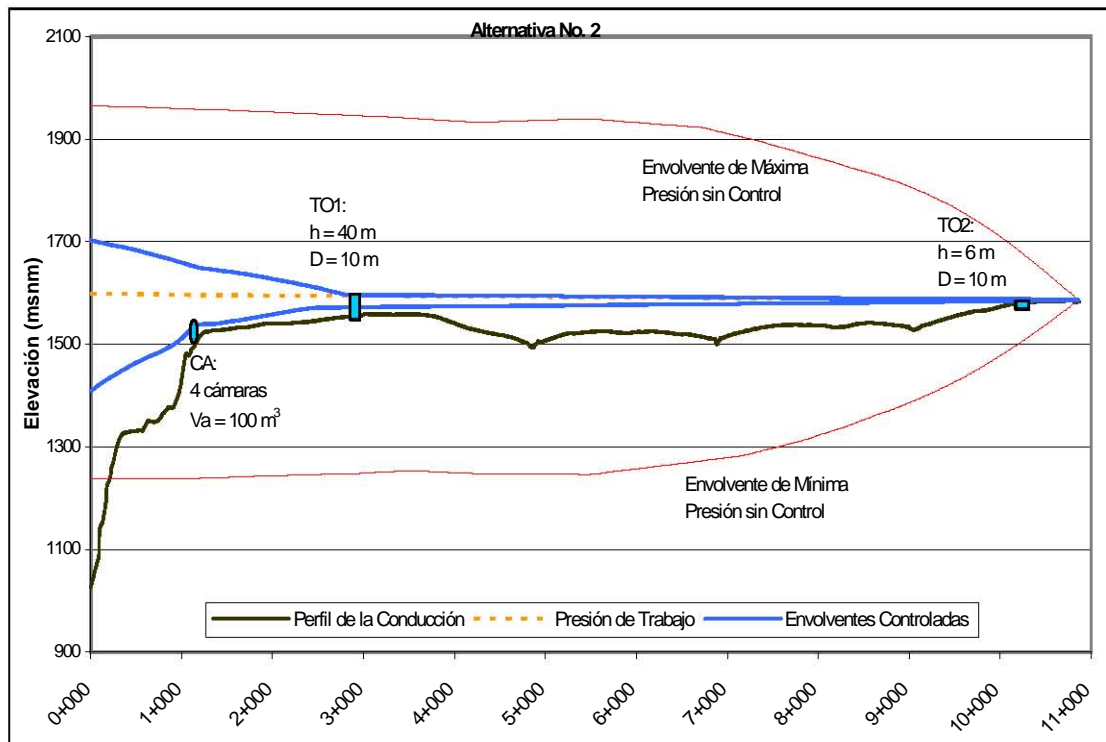


Figura IV.10. Perfil según análisis y resultados finales de Alternativa No. 2

Al igual que para la alternativa anterior, por seguridad, se revisaron los niveles de agua en los dispositivos para determinar si se presentaría el vaciado de alguno de ellos. Estos resultados se muestran en seguida.

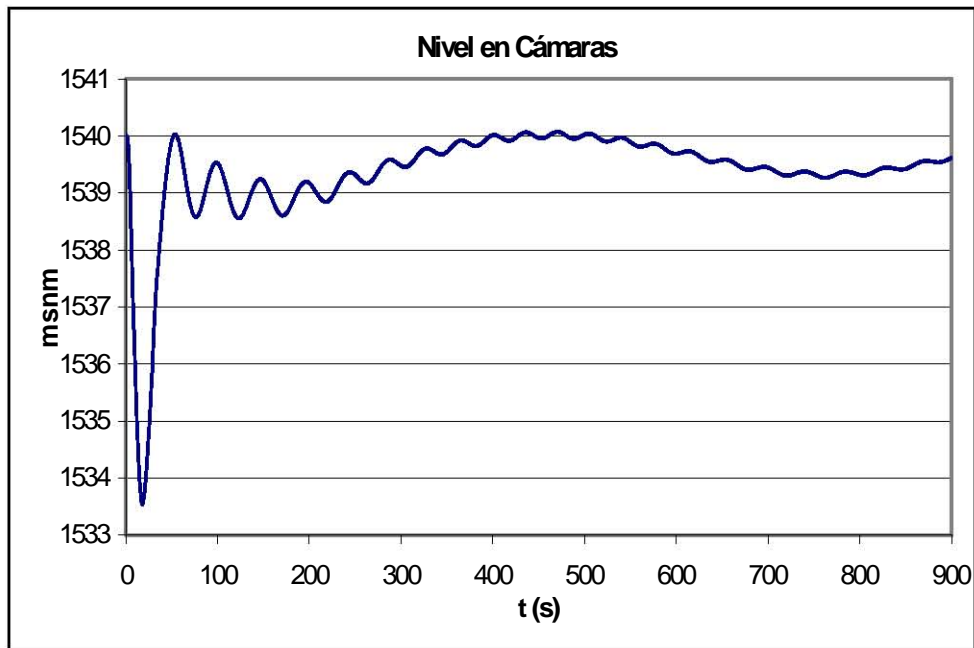


Figura IV.11. Nivel del agua en las cámaras de aire durante el transitorio

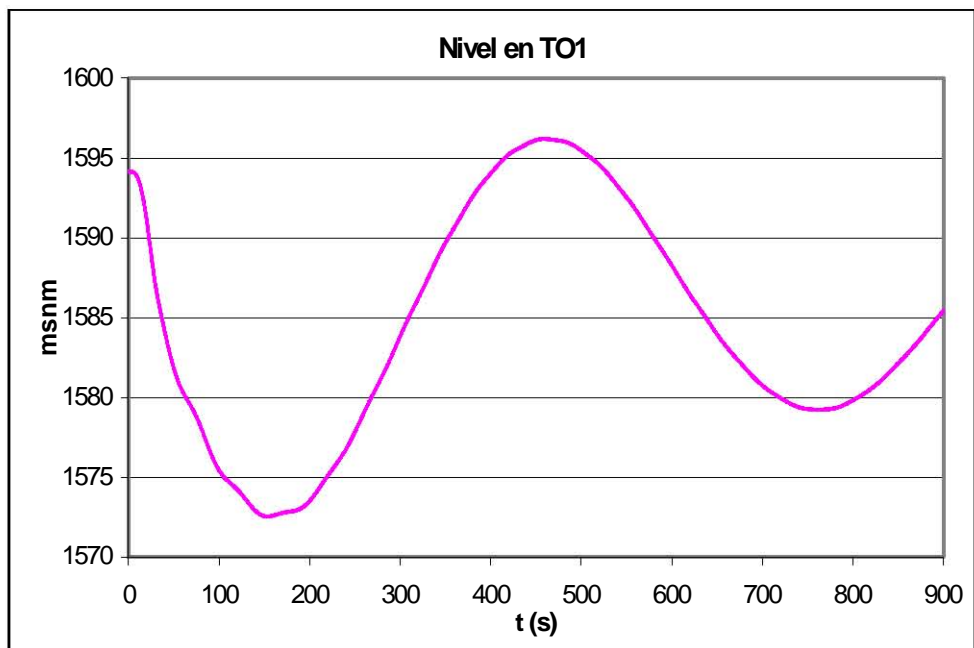


Figura IV.12. Nivel del agua en TO1, Alternativa 2, durante el transitorio

En las gráficas anteriores se observó el comportamiento hidráulico de los dispositivos durante el transitorio. En la primera de ellas, figura IV.11, después de haber ocurrido el paro simultáneo de las cuatro el nivel del agua en las cámaras de aire desciende hasta la cota 1,533msnm, estabilizándose paulatinamente, por lo que no se presenta vaciado en ellas, aunque sí una pequeña compresión del aire (7cm) casi 450s después de iniciado el transitorio, pero que no pone en peligro a estos elementos ni a la instalación. En cuanto a lo que ocurre en TO1 (figura IV.12), el nivel del agua desciende poco más de 22m, mientras



que en TO2, el nivel baja casi 2m (ver figura IV.13). De esta forma, se muestra como estos elementos son capaces de proteger la línea de conducción sin que derramen líquido por su corona o se vacíen.

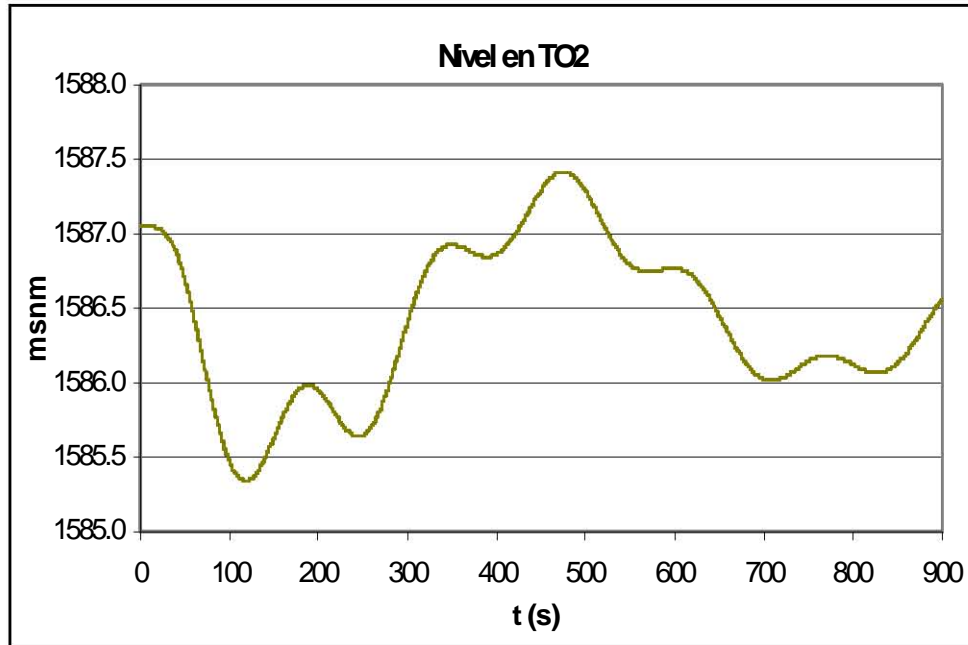


Figura IV.13. Nivel del agua en TO2, Alternativa 2, durante el transitorio

IV.3.3 Tercer sistema de protección propuesto

Como tercera y última propuesta se plantea un arreglo parecido al de la alternativa anterior pero con un cambio al segundo elemento de control, el cual sería un Tanque Unidireccional (TU) de **25.00m** de altura situado en el mismo punto que TO1 mientras que el tercer dispositivo, la Torre de Oscilación (TO) de **8.00m** de altura se movería al cadenamiento 10+200.

Las figuras IV.14 y IV.15 muestran la reducción de los efectos del golpe de ariete en el sistema, la primera representa el sistema sólo con cámaras de aire y tanque unidireccional, la segunda figura representa el arreglo completo. Las particularidades de los dispositivos de esta propuesta los contiene la tabla IV.7.

Dispositivo		CA	TU	TO
Ubicación	Cadenamiento	1+350	3+000	10+200
	Nivel de desplante	1527 msnm	1558 msnm	1581 msnm
Altura		12 m	25 m	8 m
Diámetro		3.45 m	12 m	10 m
Área		9.35 m ²	113.09 m ²	78.54 m ²
Batería de cuatro cámaras de aire, 100 m ³				

Tabla IV.7. Características de los dispositivos para la Alternativa No.3

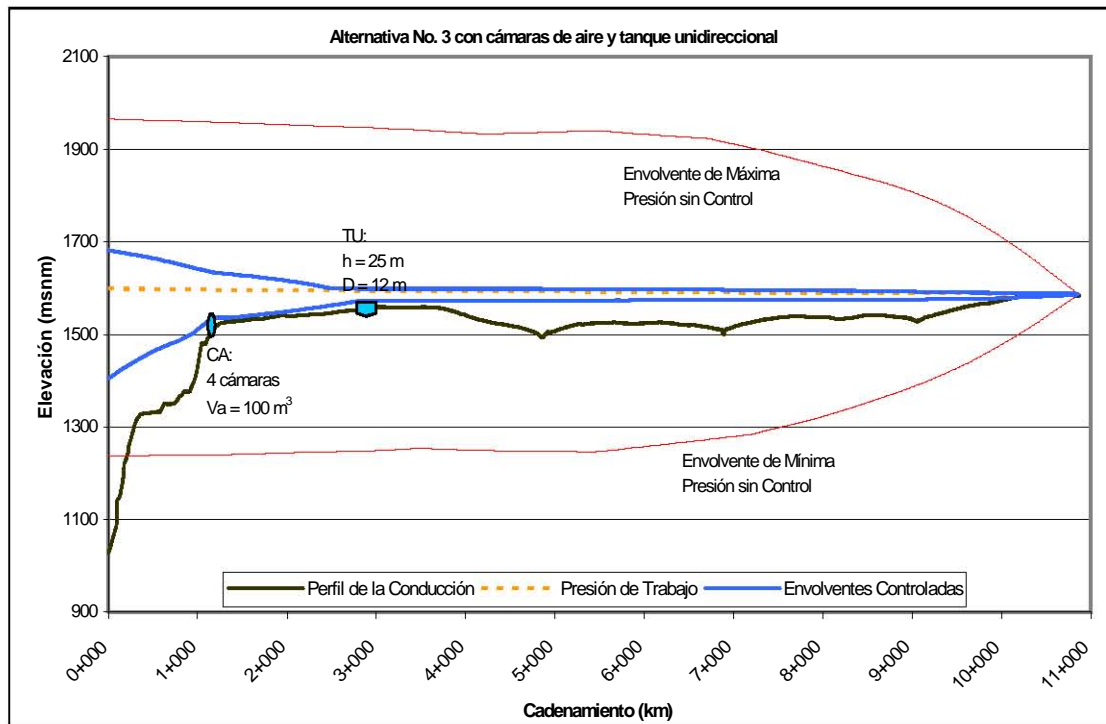


Figura IV.14. Revisión de envolventes de presión

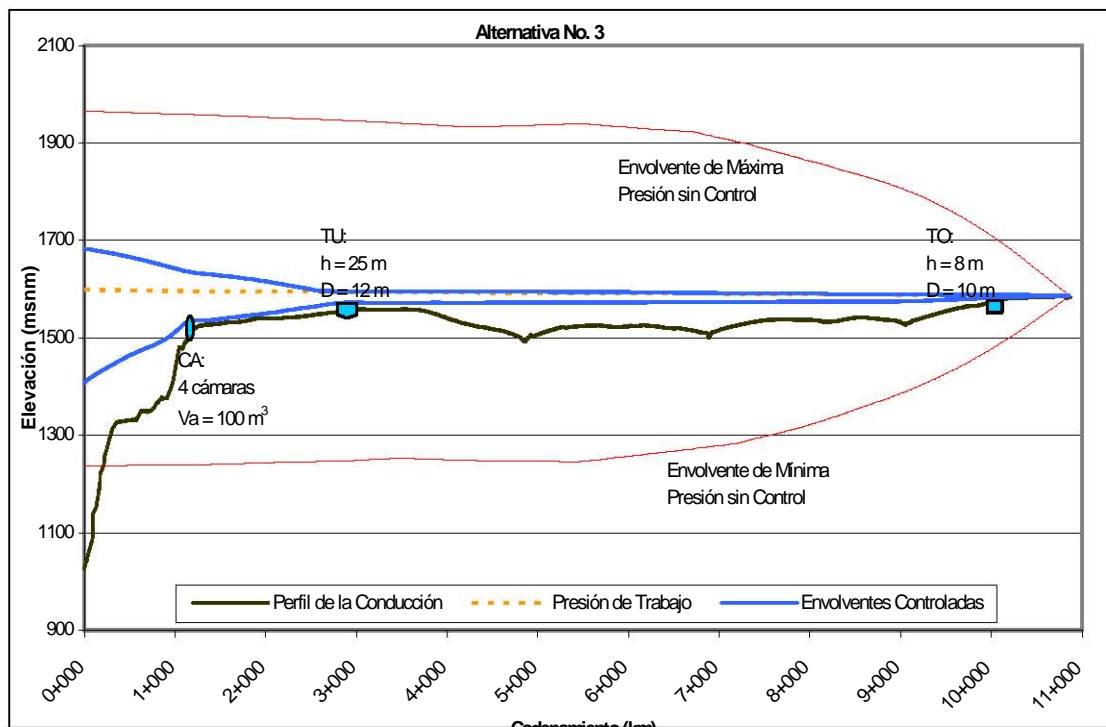


Figura IV.15. Perfil según análisis y resultados finales de Alternativa No.3



Los resultados de la inspección en los niveles de agua de los dispositivos para determinar si alguno de ellos presentaría problemas durante el transitorio aparecen en seguida. Las gráficas muestran el comportamiento hidráulico de estos elementos. En la primera de ellas figura IV.16, después de haber ocurrido el paro simultáneo de las cuatro bombas el nivel del agua en las cámaras de aire desciende cerca de la cota 1,532msnm, estabilizándose paulatinamente, por lo que no se presenta vaciado en ellas, aunque sí una pequeña compresión del aire de cinco centímetros (2cm menos que en la alternativa anterior) casi tres minutos después de iniciado el transitorio, pero que no pone en peligro a las cámaras ni a la conducción.

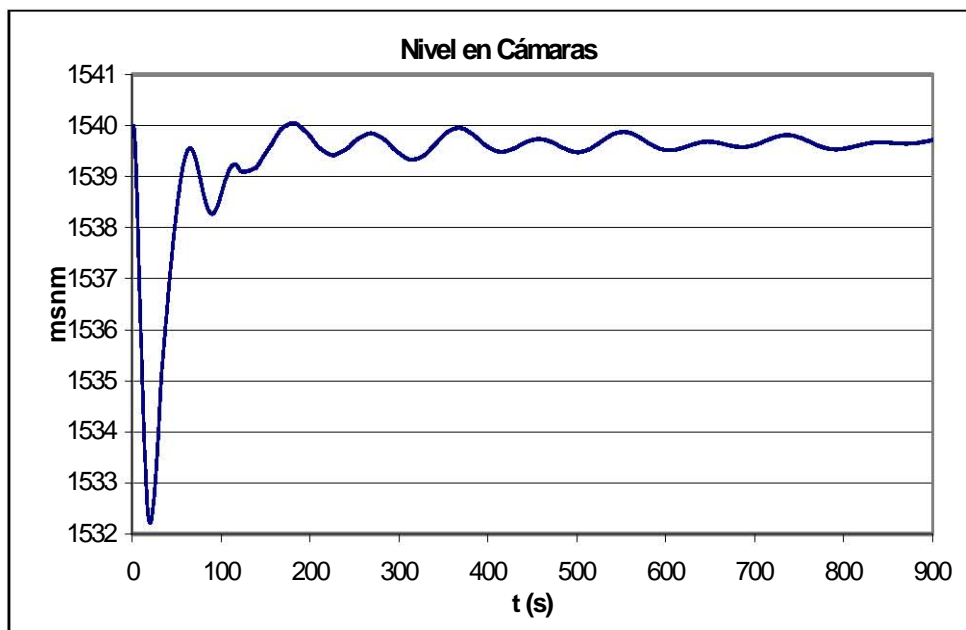


Figura IV.16. Nivel del agua en cámaras de aire, Alternativa 3, durante el transitorio

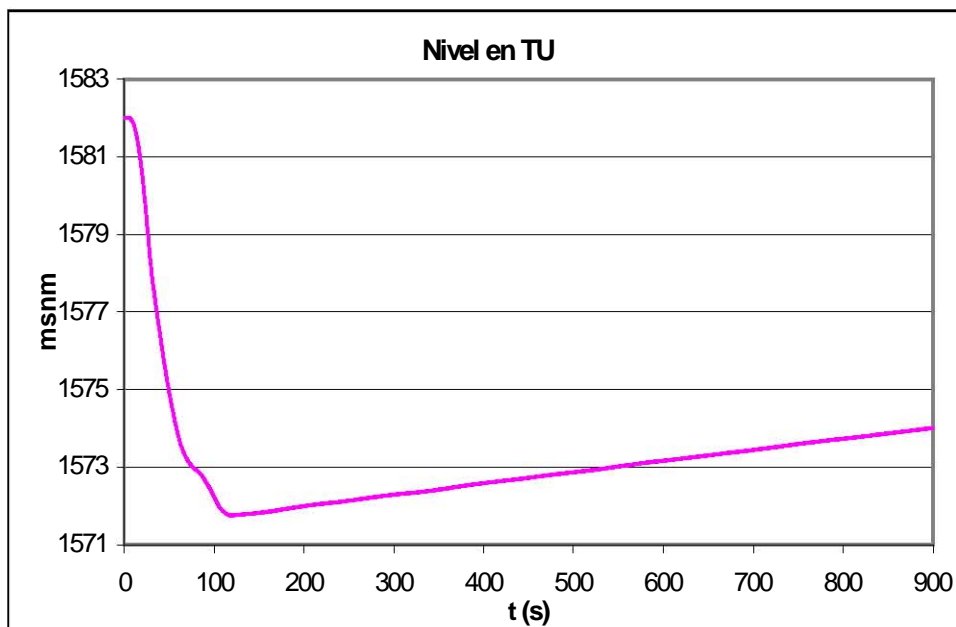


Figura IV.17. Nivel del agua en TU durante el transitorio



Respecto a lo que ocurre en TU (figura IV.17), el nivel del agua en desciende como máximo poco más de 10m retomando su nivel inicial paulatinamente, mientras que en TO, el nivel baja casi 3m (figura IV.18). De esta manera, se presenta como los elementos antes mencionados son capaces de proteger la línea de conducción sin que derramen líquido o se vacíen.

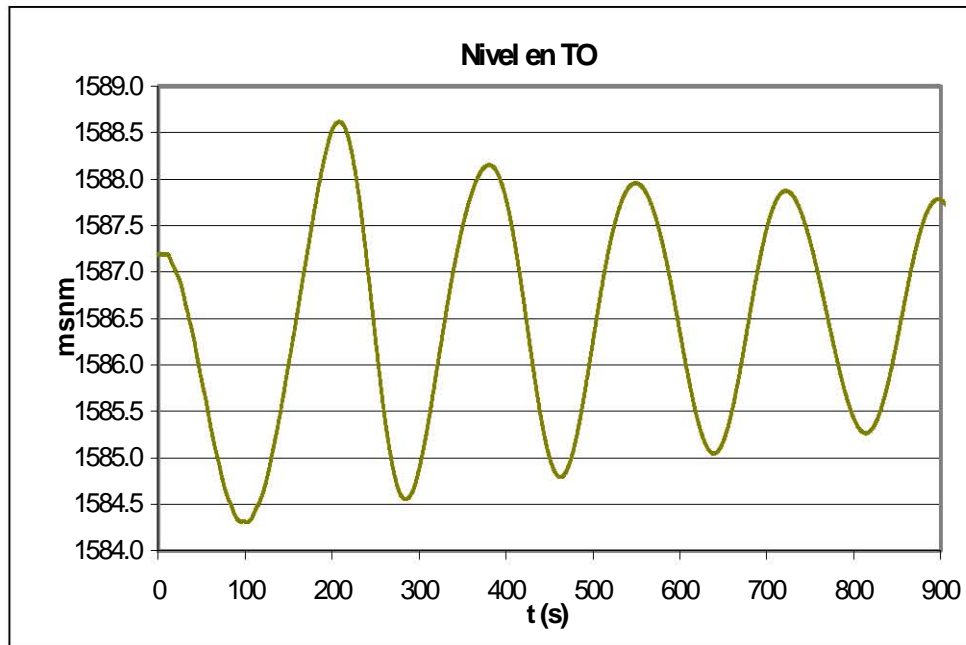


Figura IV.18. Nivel del agua en TO, Alternativa 3, durante el transitorio

IV.4 Evaluación técnica, estructural y económica de las opciones

Como se presentó en la sección previa, de acuerdo a su funcionamiento hidráulico, los sistemas para el control del flujo transitorio de estas tres propuestas protegen el acueducto de forma aceptable, pero para determinar cual es la mejor opción será necesario revisar la factibilidad de cada una de ellas y así seleccionar la más conveniente para este proyecto.

En este trabajo se complementará el análisis hidráulico de las propuestas que se plantearon con la revisión técnica y económica de las estructuras o dispositivos de dichas alternativas.

Conforme al mapa de regionalización sísmica (figura IV.19) la ubicación geográfica de la Ciudad de Guadalajara, y en particular de este proyecto (figura 4.20), se encuentra en una zona algo sensible a los efectos de estos movimientos por lo cual se realizará el análisis sísmico de los elementos de control propuestos y, para complementar el análisis estructural, dadas las características geométricas, principalmente del tanque de oscilación de la alternativa uno, se revisarán los efectos del viento.

Debido a la altura del elemento señalado (60m), éste se encuentra en el límite para ser analizado mediante el método estático de análisis sísmico o por el método dinámico modal espectral; para este caso, se usará el primero.



Figura IV.19. Regionalización sísmica de México (referencia 13)



Figura IV.20. Ubicación del proyecto

De acuerdo al Manual de Diseño de Obras Civiles de CFE (referencia 13) este tipo de estructura, por su geometría e importancia, es clasificada para cuestiones sísmicas y de viento como Tipo B y Tipo 3, respectivamente. Con base a estas clasificaciones se determinaran parámetros que permitan examinar el comportamiento de las estructuras. Los parámetros son los siguientes:



Coeficiente Sísmico	Presión del Viento	Factor de Forma	Corrección por condiciones de exposición, altura y rugosidad		
			<i>K</i>	<i>a</i>	<i>C_z</i>
<i>C</i>	<i>P_o</i> (ton/m ²)	<i>C_p</i>	<i>K</i>	<i>a</i>	<i>C_z</i>
0.2	0.035	0.8	1.6	7	f = f (z, a)

Tabla IV.8. Parámetros para el análisis estructural

El procedimiento constructivo de las estructuras cilíndricas consiste en unir paneles o formaleas modulados (cimbra) de tres metros de altura, que se adaptan a los diámetros interno y externo, por ese motivo, se consideró a los puntos de unión como las zonas más desfavorables y en nuestra revisión será donde se concentren las fuerzas actuantes. Las expresiones usadas para establecer las acciones de los efectos que se presentarán en los elementos mencionados se exhiben a continuación.

Para considerar las fuerzas resultado del viento:

$$p = C_p \cdot C_z \cdot K \cdot p_o \tag{IV.6}$$

que determina la presión de diseño por efecto del viento, en donde $C_z = \left(\frac{z}{10}\right)^{\frac{2}{a}}$, y “z” es la altura, en metros, sobre el nivel de terreno de la zona en estudio.

Para determinar y considerar las fuerzas y empujes provocados por el agua se recurrió al método del prisma o cuña de presiones. La magnitud de la fuerza resultante la da el volumen del prisma y la línea de acción de la fuerza pasa por el centro de gravedad de este. La base del prisma es la superficie en contacto y su altura en cada punto queda determinada por la presión $p = \gamma \cdot z$. El centro de gravedad de las secciones analizadas se obtuvo a partir de la tabla 2.1 de la referencia 9.

En este caso, para los cálculos realizados se empleó la expresión para determinar la rigidez independiente de la fuerza para una columna empotrada en uno de sus extremos, que representaría una sección de la dovela de ancho unitario (figura IV.21).

$$K = \frac{3EI}{H^3} \tag{IV.7}$$

donde: K rigidez del elemento, en (ton/m),
 I momento de inercia, que depende del espesor de la dovela, en (m⁴),
 H altura de la dovela, en este caso, igual a tres metros, y
 E módulo de elasticidad del concreto, en (kg/cm²)

$$E = 14000 \sqrt{f'_c}$$

f'_c es la resistencia nominal del concreto, para este análisis se propuso de 250 (kg/cm²)



Con la rigidez obtenida se determinará la deformación o desplazamiento que existiría en los puntos de interés por medio de la ecuación $\Delta = \frac{V_i}{K}$ en la que V_i es la fuerza o la suma de fuerzas actuantes.

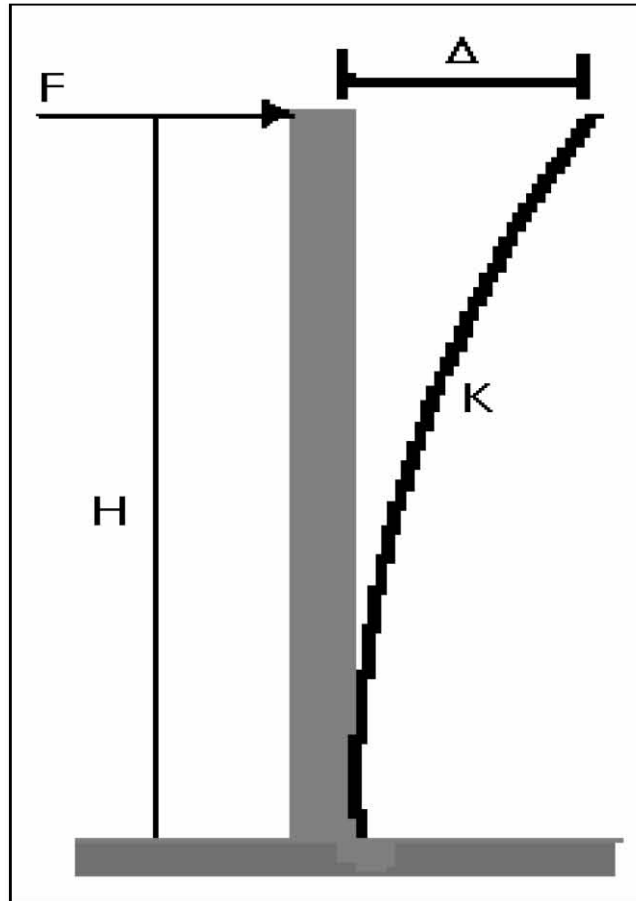


Figura IV.21. Representación del modelo de análisis

Otros datos y constantes que se requirieron en para realizar los cálculos son los indicados en la tabla IV.9. Los resultados obtenidos en el análisis de la torre de 60.00m de altura se presentan posteriormente en las tablas IV.10 a IV.12. En la primera de ellas se muestra la revisión de la estructura vacía con el análisis sísmico estático mientras que la segunda representa los efectos del viento.

h (m)	Diámetro exterior (m)	Diámetro interior (m)	espesor (m)	γ_{conc} (ton/m ³)	γ_{agua} (ton/m ³)	E (ton/m ²)	I (m ⁴)	K (ton/m)
60.000	13.000	12.000	1.000	2.400	1.000	2213594.362	0.083	20496.244

Tabla IV.9. Datos de la estructura analizada y propiedades de los materiales



Dovela	Wi (ton)	hi (m)	Wihi	Fi (ton)	Vi (ton)	$\Delta=Fi/k$ (m)	Δ_{perm} (m)
20	141.37	57.0	8058.19	53.72	53.72	0.003	0.018
19	141.37	54.0	7634.07	50.89	104.62	0.002	0.018
18	141.37	51.0	7209.96	48.07	152.68	0.002	0.018
17	141.37	48.0	6785.84	45.24	197.92	0.002	0.018
16	141.37	45.0	6361.73	42.41	240.33	0.002	0.018
15	141.37	42.0	5937.61	39.58	279.92	0.002	0.018
14	141.37	39.0	5513.50	36.76	316.67	0.002	0.018
13	141.37	36.0	5089.38	33.93	350.60	0.002	0.018
12	141.37	33.0	4665.27	31.10	381.70	0.002	0.018
11	141.37	30.0	4241.15	28.27	409.98	0.001	0.018
10	141.37	27.0	3817.04	25.45	435.42	0.001	0.018
9	141.37	24.0	3392.92	22.62	458.04	0.001	0.018
8	141.37	21.0	2968.81	19.79	477.84	0.001	0.018
7	141.37	18.0	2544.69	16.96	494.80	0.001	0.018
6	141.37	15.0	2120.58	14.14	508.94	0.001	0.018
5	141.37	12.0	1696.46	11.31	520.25	0.001	0.018
4	141.37	9.0	1272.35	8.48	528.73	0.000	0.018
3	141.37	6.0	848.23	5.65	534.38	0.000	0.018
2	141.37	3.0	424.12	2.83	537.21	0.000	0.018
	2686.06		80581.85				

Vbasal [ton]	537.21
------------------------	---------------

Tabla IV.10. Resultados del análisis sísmico

La última columna representa el desplazamiento máximo permisible y se define como $\Delta_{permisible} = 0.006H$, siendo $H=3.00m$. El recuadro que aparece después de la tabla es el valor del cortante basal, el cual sirve para el diseño de la cimentación.

En seguida se presentan los resultados de la revisión estructural por efectos del viento.



Dovela	zi (m)	Cz	P (ton/m ²)	Fi (ton)	$\Delta=Fi/k$ (m)	Δ_{perm} (m)
20	60	1.67	4.23	12.68	0.001	0.018
19	57	1.64	4.17	12.50	0.001	0.018
18	54	1.62	4.10	12.30	0.001	0.018
17	51	1.59	4.04	12.11	0.001	0.018
16	48	1.57	3.97	11.90	0.001	0.018
15	45	1.54	3.89	11.68	0.001	0.018
14	42	1.51	3.82	11.45	0.001	0.018
13	39	1.48	3.74	11.21	0.001	0.018
12	36	1.44	3.65	10.96	0.001	0.018
11	33	1.41	3.56	10.69	0.001	0.018
10	30	1.37	3.47	10.40	0.001	0.018
9	27	1.33	3.36	10.09	0.000	0.018
8	24	1.28	3.25	9.76	0.000	0.018
7	21	1.24	3.13	9.39	0.000	0.018
6	18	1.18	3.00	8.99	0.000	0.018
5	15	1.12	2.84	8.53	0.000	0.018
4	12	1.05	2.67	8.01	0.000	0.018
3	9	1.00	2.53	7.60	0.000	0.018
2	6	1.00	2.53	7.60	0.000	0.018
1	3	1.00	2.53	7.60	0.000	0.018

Momento total de volteo(t*m)	142.08
-------------------------------------	---------------

Tabla IV.11. Resultados del análisis por viento

El momento total de volteo, al igual que el cortante basal, se emplean para el diseño de la cimentación.

De acuerdo a los resultados mostrados, el comportamiento de la estructura vacía es bastante estable, sólo falta saber lo que ocurriría cuando el acueducto esté funcionando y el tanque contenga agua. En este análisis el nivel de agua en el tanque abarca toda su altura ya que la mayor parte del tiempo, durante la operación de las bombas (flujo permanente), la carga piezométrica así lo demanda. Se tomarán en cuenta los efectos provocados por el sismo combinados con los causados por el agua por ser los primeros, más significativos que los que genera el viento. A continuación se presentan estos resultados según el esquema de la estructura (figura IV.22).

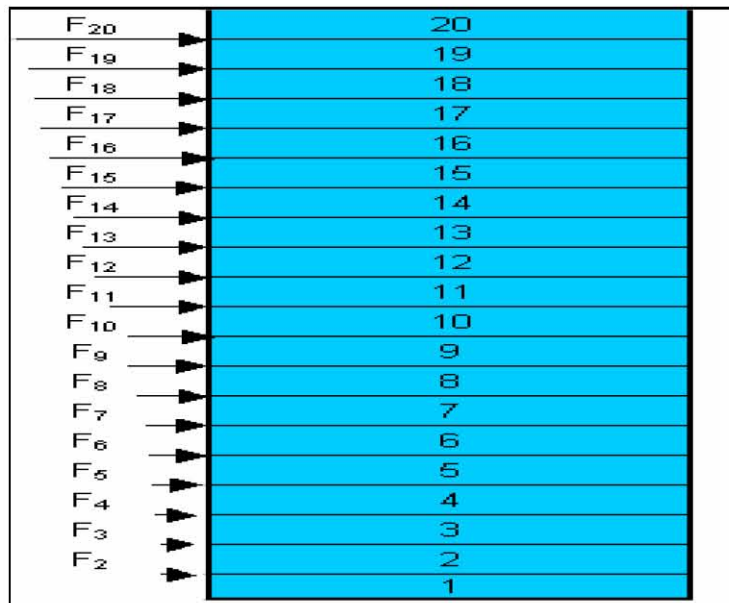


Figura IV.22. Dovelas del tanque y acciones ejercidas sobre este

Dovela	F _i (ton)	F _{agua} (ton)	ΣF _i (ton)	Δ=ΣF _i /k (m)	Δ _{perm} (m)
20	53.72	169.65	223.37	0.004	0.018
19	50.89	424.12	475.01	0.005	0.018
18	48.07	678.58	726.65	0.006	0.018
17	45.24	933.05	978.29	0.008	0.018
16	42.41	1187.52	1229.93	0.009	0.018
15	39.58	1441.99	1481.58	0.011	0.018
14	36.76	1696.46	1733.22	0.012	0.018
13	33.93	1950.93	1984.86	0.014	0.018
12	31.10	2205.40	2236.50	0.015	0.018
11	28.27	2459.87	2488.14	0.016	0.018
10	25.45	2714.34	2739.78	0.018	0.018
9	22.62	2968.81	2991.42	0.019	0.018
8	19.79	3223.27	3243.07	0.021	0.018
7	16.96	3477.74	3494.71	0.022	0.018
6	14.14	3732.21	3746.35	0.023	0.018
5	11.31	3986.68	3997.99	0.025	0.018
4	8.48	4241.15	4249.63	0.026	0.018
3	5.65	4495.62	4501.27	0.028	0.018
2	2.83	4750.09	4752.92	0.029	0.018

Tabla IV.12. Resultados finales de la revisión de la estructura de 60m



Como pudo notarse, las mayores solicitaciones se presentan cuando la estructura contiene agua. Se realizó el mismo tipo de análisis a la torre de oscilación de 40m de la alternativa 2 y al tanque unidireccional de la alternativa 3. Los datos de estos dispositivos y el producto de los análisis son mostrados en las tablas siguientes.

h (m)	Diámetro exterior (m)	Diámetro interior (m)	espesor (m)	γ_{conc} (ton/m ³)	γ_{agua} (ton/m ³)	E (ton/m ²)	I (m ⁴)	K (ton/m)
40.000	10.900	10.000	0.900	2.400	1.000	2213594.362	0.061	14941.762

Tabla IV.13. Datos de la estructura analizada y propiedades de los materiales

Dovela	Fi (ton)	F _{agua} (ton)	ΣFi (ton)	$\Delta = \Sigma Fi/k$ (m)	Δ_{perm} (m)
13	51.20	104.72	155.91	0.005	0.018
12	35.20	176.71	211.91	0.005	0.018
11	32.00	265.07	297.07	0.007	0.018
10	28.80	353.43	382.23	0.008	0.018
9	25.60	441.79	467.38	0.009	0.018
8	22.40	530.14	552.54	0.010	0.018
7	19.20	618.50	637.70	0.012	0.018
6	16.00	706.86	722.86	0.013	0.018
5	12.80	795.22	808.01	0.014	0.018
4	9.60	883.57	893.17	0.015	0.018
3	6.40	971.93	978.33	0.017	0.018
2	3.20	1060.29	1063.49	0.018	0.018

Tabla IV.14. Resultados finales de la revisión de la estructura de 40m

h (m)	Diámetro exterior (m)	Diámetro interior (m)	espesor (m)	γ_{conc} (ton/m ³)	γ_{agua} (ton/m ³)	E (ton/m ²)	I (m ⁴)	K (ton/m)
25.000	12.800	12.000	0.800	2.400	1.000	2213594.362	0.043	10494.077

Tabla IV.15. Datos de la estructura analizada y propiedades de los materiales

Dovela	Fi (ton)	F _{agua} (ton)	ΣFi (ton)	$\Delta = \Sigma Fi/k$ (m)	Δ_{perm} (m)
8	50.63	150.80	201.43	0.005	0.018
7	32.55	254.47	287.02	0.007	0.018
6	27.12	381.70	408.83	0.008	0.018
5	21.70	508.94	530.64	0.011	0.018
4	16.27	636.17	652.45	0.013	0.018
3	10.85	763.41	774.26	0.015	0.018
2	5.42	890.64	896.07	0.018	0.018

Tabla IV.14. Resultados finales de la revisión de la estructura de 25m



Cabe mencionar que cualquiera que sea la estructura que se elija, durante su construcción se debe revisar que el concreto sea de las características señaladas y de buena calidad, además de cuidar el fraguado, que el concreto esté bien hidratado y que no se agriete por efecto del aumento de la temperatura. Al concreto se le podría añadir aditivos que beneficien al proceso constructivo, pero de nada servirían si no se procura cumplir con los principios de elaboración y fraguado.

Respecto a las cámaras de aire, existen manuales y códigos en donde se establecen lineamientos para el diseño, fabricación y mantenimiento de recipientes a presión, entre los que destacan el Código ASME respecto a soldaduras y tanques presurizados y el Manual de CFE.

Análisis de costos

A continuación se presenta el análisis económico las variables que determinan el costo del proyecto. Los precios de materiales y obra civil provienen del Catálogo General de Precios Unitarios de CNA y el importe por consumo de energía se obtuvo de tarifas fijadas por CFE.

Recordando que el trazo, diámetros y longitud de la conducción son conocidos y que en el capítulo II se seleccionó el número y tipo de bombas, lo que falta y se mostrará en las siguientes tabla y gráfica son las variaciones en el precio de acueducto en función de las alternativas para protección de contra flujo transitorio, así como los montos que se pagarían anualmente por la inversión, considerando que el pago será de cantidades iguales al final de cada uno de los años de vida útil del proyecto. La cantidad que se pagará cada año aparece en la séptima columna de la tabla IV.15 y se determinó con la expresión (IV.8).

$$A = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (IV.8)$$

- donde A cantidad a pagar anualmente por la inversión,
 P costo de inversión,
 i tasa de interés, en este caso utilizaremos 12%
 n número del año en el cual se liquida el pago, el cual se considera 25 años

Alternativa	Costo Tubería [\$ x 10 ³]	Costo Planta de Bombeo + Tanque [\$ x 10 ³]	Costo Dispositivos de Control [\$ x 10 ³]	Costo de Inversión (Tubo + Planta de Bombeo+Tanque+ Dispositivos) [\$ x 10 ³]	Costo Anualizado de Inversión [\$ x 10 ³]	Costo Anual por bombeo [\$ x 10 ³]	Costo Total Anualizado [\$ x 10 ³]	Costo Unitario Total Anualizado [\$/m ³]
1	\$180,354	\$1,384,682	\$ 3,732	\$ 1,568,768	\$200,018	\$ 318,018	\$518,036	\$ 1.550
2	\$180,354	\$1,384,682	\$ 2,863	\$ 1,567,899	\$199,907	\$ 318,018	\$517,925	\$ 1.549
3	\$180,354	\$1,384,682	\$ 2,801	\$ 1,567,837	\$199,899	\$ 318,018	\$517,917	\$ 1.549

Tabla IV.15. Resultados de la evaluación económica



En el costo de inversión se ha incluido el tanque requerido en el punto de entrega para almacenar el agua durante el tiempo que no opere el sistema.

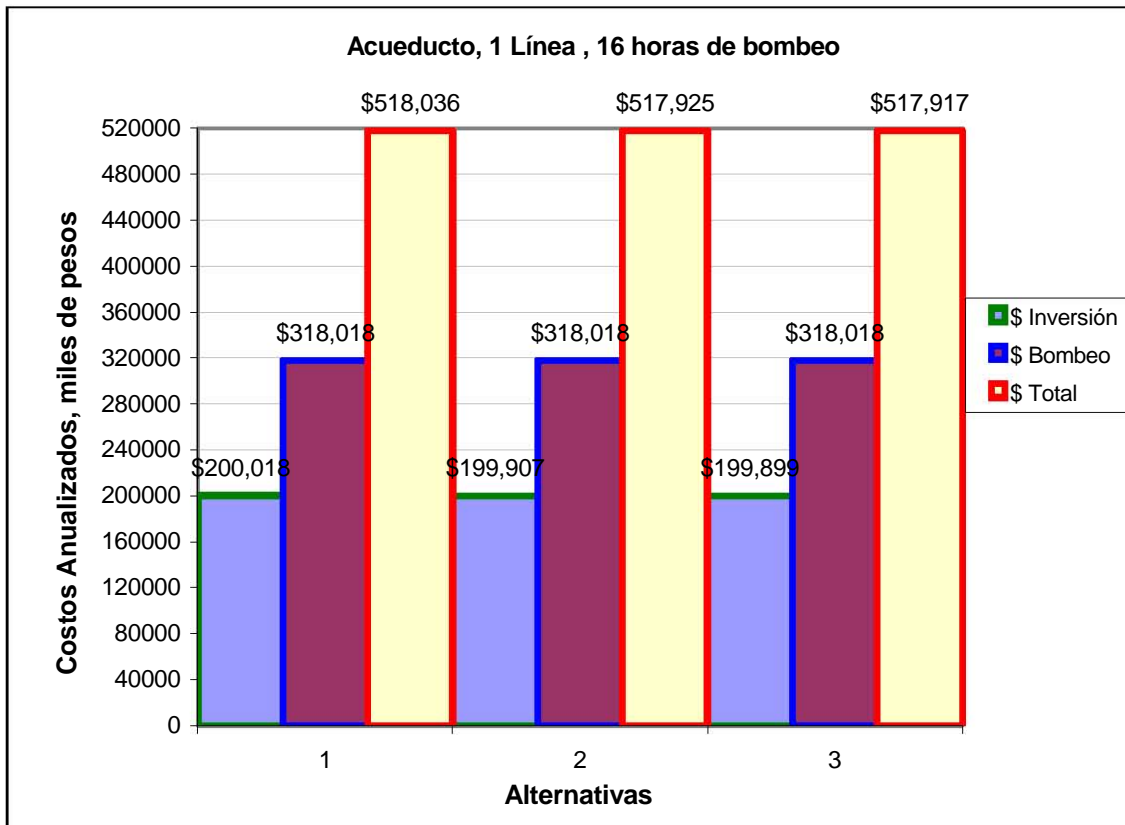


Figura IV.23. Representación gráfica de los costos del proyecto

IV.5 Selección de la mejor alternativa

De acuerdo a los análisis presentados anteriormente, la propuesta número uno es la que presenta mayor costo y en el ámbito técnico implicaría modificaciones para aumentar principalmente la rigidez del tanque más alto, lo que repercute en un gasto todavía mayor; las otras dos alternativas presentan prácticamente resultados similares pero se elegirá a la tercera opción como la más conveniente. Esta decisión es con base a lo siguiente:

- ❖ El aire de las cámaras para ésta alternativa sufre una menor compresión, lo que representa menor sobrepresión.
- ❖ El costo del proyecto tiene una pequeña variación entre las dos últimas propuestas, siendo la alternativa número tres ligeramente más económica.



V. CONCLUSIONES

Las principales conclusiones de este trabajo son:

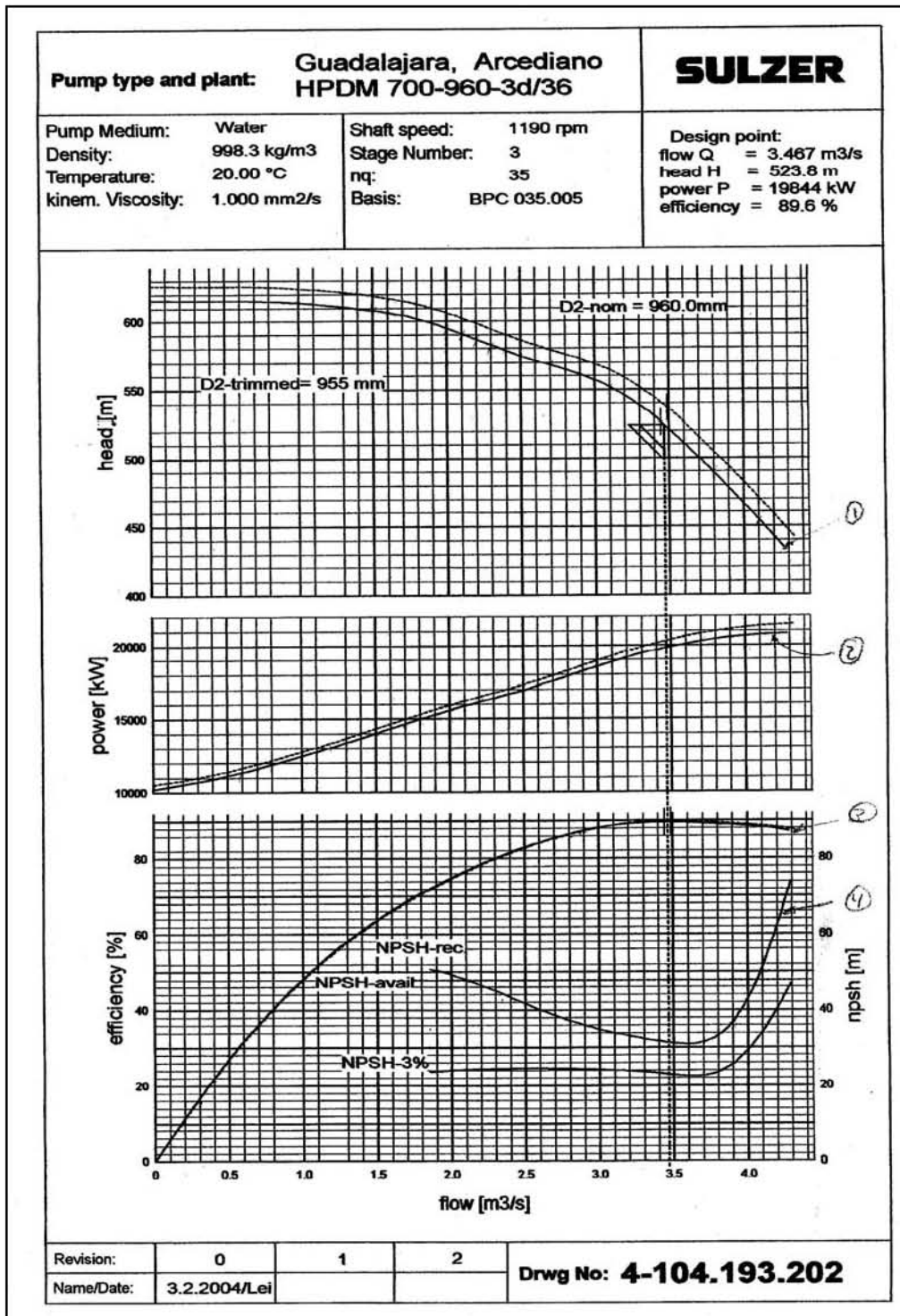
- El gasto de diseño con el que se realizaron los análisis hidráulicos para el acueducto es de $10.60 \text{ m}^3/\text{s}$, correspondiente al volumen diario de $915,840\text{m}^3$ necesarios para la cubrir las necesidades de la zona metropolitana de la Ciudad de Guadalajara para los próximos 25 años, según la información obtenida.
- Las propuestas presentadas en este trabajo, tanto de los equipos de bombeo como los referentes al control del flujo transitorio, son técnicamente factibles, por lo que el fallo a favor de cada una de ellas se refiere a una decisión económica.
- Con base en los resultados obtenidos al comparar diferentes modelos y número de bombas centrífugas, en condiciones de flujo establecido, se determinó que un arreglo en paralelo de cuatro bombas más una de reserva (4+1) del tipo y modelo HPDM 700-960-3d/36 de las producidas por Sulzer, representa el arreglo que mejor satisface las condiciones de consumo de energía en la planta de bombeo del acueducto.
- En este estudio no se consideró el envejecimiento de la tubería y el consecuente descenso de la capacidad de conducción que puede sufrir la tubería, ya sea por incrustaciones o acumulación de material orgánico, lo cual aumenta la rugosidad de la tubería y por lo tanto el coeficiente de resistencia ocasionando un mayor consumo de energía. Por lo que se recomienda la instalación de estructuras para lanzamiento de dispositivos de limpieza en forma periódica.



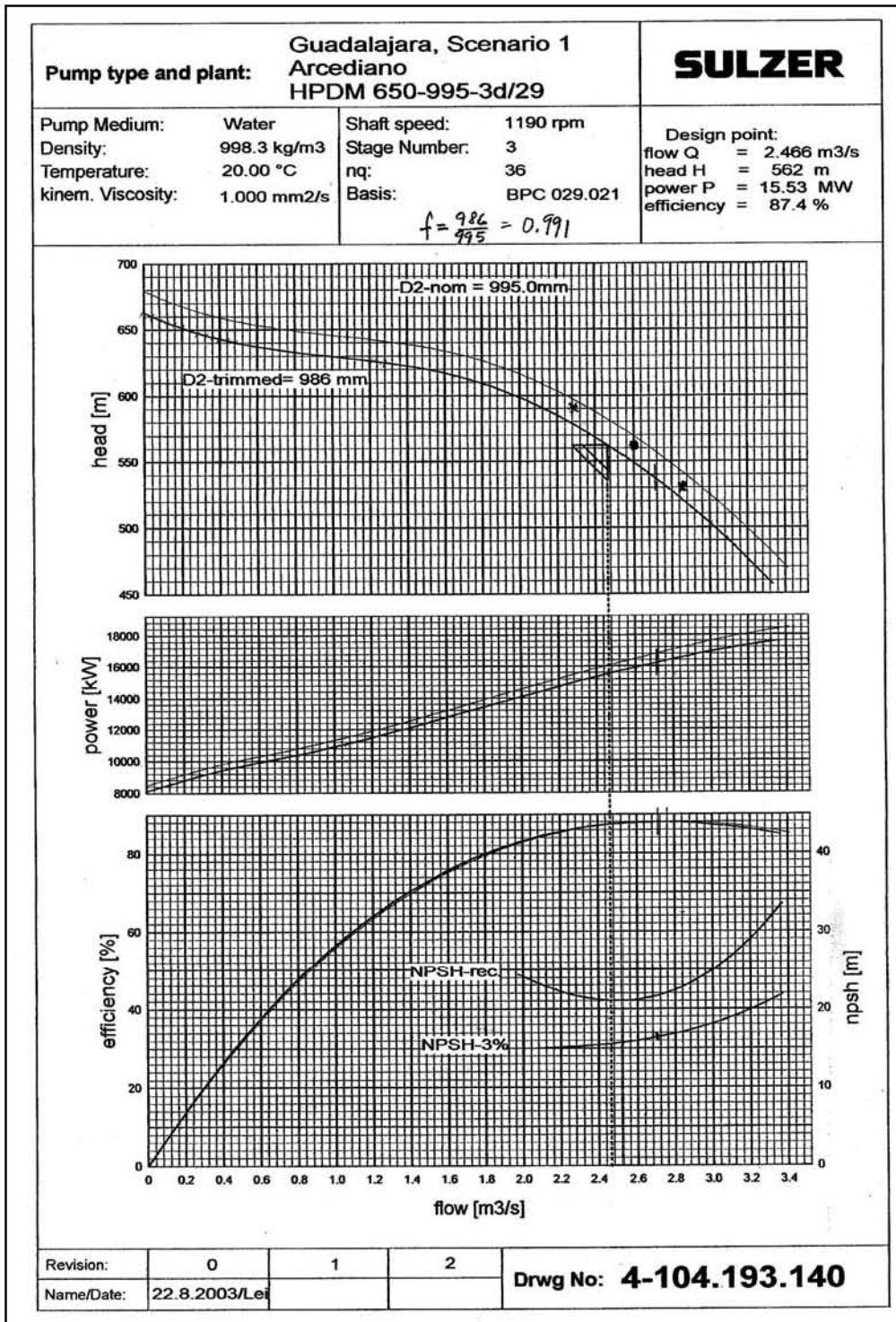
- Después de seleccionados los equipos de bombeo, con la instalación del sistema de protección ante flujo transitorio conformado por: una batería de cuatro cámaras de aire de 3.45m de diámetro y 12m de altura en el tramo 1+350; un tanque unidireccional de 25 y 12 metros de altura y diámetro, respectivamente, en el cadenamiento 3+000 y un tanque de oscilación de 8m de altura y 10 de diámetro en el tramo 10+200, se mitigan los problemas que presentaría algún evento transitorio.
- Finalmente, el monto total anualizado por la inversión y operación del acueducto Presa Arcediano – Guadalajara de acuerdo a los análisis presentados, es de \$517,917,000 al mes de abril de 2006, con un costo por metro cúbico transportado de \$1.55 (\$0.97 corresponden al pago por consumo de energía eléctrica)



ANEXO



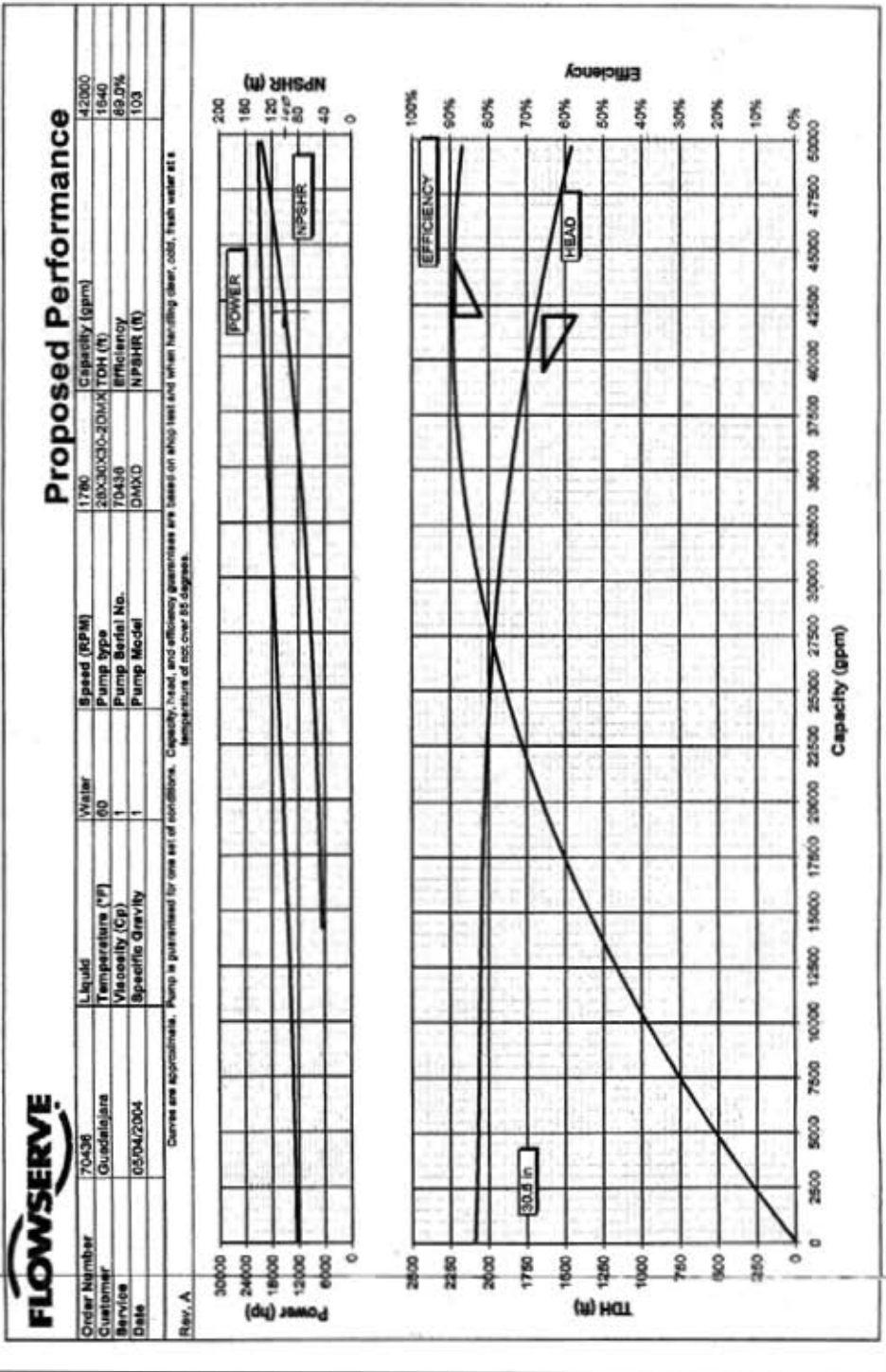
Curvas características bomba Sulzer modelo HPDM 700-960-3d/36



Curvas características bomba Sulzer modelo HPDM 650-995-3d/29



Arcadiano



Curvas características bomba Flowserve modelo 26x30x30-2DMX

BIBLIOGRAFÍA

1. ABREU, José M. y otros. “Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión”. U.P.U., España, 1995.
2. CHICUREL Uziel, Ricardo y otros. “Diseño, selección y aplicación de equipos de bombeo”. Facultad de Ingeniería, DEC, UNAM.
3. GARDEA Villegas, Humberto. “Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo”. Ed. Trillas, México, 1992.
4. KARASSIK, Igor J. y Roy Carter. “Bombas Centrífugas”. Ed. Continental, México, 1975.
5. MAGAÑA Orozco, Vidal. “Estudio de Alternativas para el Diseño Hidráulico del Acueducto Arcediano – Guadalajara”. Tesis de Maestría, DEPMI, UNAM, 2005.
6. MATAIX, Claudio. “Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas”. Ed. Harla, 1976.
7. MELI Piralla, Roberto. “Diseño Estructural”. Ed. Limusa, México, 2000.
8. SCHÂFER, August. “Hidráulica y construcciones hidráulicas”. Ed. Labor, Barcelona, 1959.
9. SOTELO Ávila, Gilberto. “Hidráulica General”. Vol. 1. Ed. Limusa, México, 2001.
10. VIEJO Zubicaray, Manuel. “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”. Ed. Limusa, 2º ed. México, 1975.
11. WARRING, R. H. “Selección de Bombas. Sistemas y aplicaciones”. Ed. Labor, Barcelona, 1977.
12. “Diseño y Operación Hidráulicos de Conducciones de Agua a Presión”. Instituto de Ingeniería de la UNAM, 1985.
13. “Manual de Diseño de Obras Civiles”. Comisión Federal de Electricidad, México 1993.
14. “Normas Técnicas Complementarias, Diseño por Sismo y Viento. Con Comentarios y ejemplos”. Instituto de Ingeniería de la UNAM. Publicaciones ES-7 1991 y 1992.
15. Código ASME. Soldaduras y Tanques Presurizados.
16. Página de internet de la Comisión Estatal de Agua y Saneamiento (CEAS), Jalisco.