4.5 TUBERÍA FORZADA

4.5.1 Diámetro y pérdidas de carga

En primer lugar se introducirá brevemente la formulación utilizada para la determinación de las pérdidas de carga, las cuales serán consideradas a la hora de establecer el diámetro de la tubería forzada.

Al transportar fluidos por tuberías se generan esfuerzos de corte debido a la viscosidad de dicho fluido por lo que existe un roce con la tubería que se puede traducir en pérdidas de energía. Estas pérdidas de energía pueden ser continuas a lo largo de la tubería o localizadas provocadas por estrechamientos, válvulas, codos etc.[1]

Si ΔH son las pérdidas totales en la tubería forzada, entonces se tiene que:

$$\Delta H = h_{Fricción} + h_{Localizadas}$$

Para el cálculo de las pérdidas de carga por fricción se puede utilizar la fórmula de Darcy y Weisbach:

$$h_{Frición} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times 9{,}81}$$

Las pérdidas localizadas vienen dadas por esta otra expresión, donde K es un coeficiente adimensional que depende del número de Reynolds y las características del elemento:

$$h_{Localizadas} = \sum K \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Sumando las dos últimas fórmulas y reagrupando términos se obtiene:

[1] Laboratorio Nº4. Determinación de la Pérdida de Carga. Víctor Alfaro, Nedzad Junuzovic, Eduardo Luna.

$$\Delta H = h_{Fricción} + h_{Localizadas} = \left(f \times \frac{L}{D} + \sum K \right) \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Donde:

- $f(adimensional)$: Factor de fricción.
- $L\ (m)$: Longitud de la tubería.
- $D\ (m)$: Diámetro de la tubería.
- $V\ (\frac{m}{s})$: Velocidad media.
- $g\ (9{,}81\ \frac{m}{s^2})$: Constante gravitacional.

Según el manual de pequeña hidráulica[2]: Osborne Reynolds observó que si la velocidad del agua en una tubería es suficientemente baja, el flujo tendrá un comportamiento laminar, la velocidad máxima se da en el centro del tubo, la distribución de la velocidad toma la forma de un paraboloide de revolución cuya velocidad media es el cincuenta por ciento del valor máximo en el eje del tubo. Si se aumenta la velocidad llega un momento en el que las partículas cercanas a la pared frenan a las que circulan a mayor velocidad por el interior, el flujo pasa a ser turbulento, y la distribución de velocidad es más plana. El punto de transición viene determinado por un número adimensional conocido como número de Reynolds, el cual relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas viscosas:

$$R_e = \frac{D \times V}{v}$$

Dónde:

- $D\ (m)$: Diámetro de la tubería
- $V\ (\frac{m}{s})$: Velocidad media
- $v\ (\frac{m^2}{s})$: Viscosidad cinemática

[2] Celso Penche, Manual de Pequeña Hidráulica (1998), 25. (Versión actualizada de “Layman´s Handbook on how to develop a Small Hydro Syte” publicado en 1993 por la Dirección General de Energía de la Comisión de las comunidades Europeas).

$$Si\ R_e < 2300 \text{ Flujo laminar}$$
$$Si\ 2300 < R_e < 4000 \text{ Transición}$$
$$Si\ R_e > 4000 \text{ Flujo turbulento}$$

La pérdida de carga en régimen turbulento es siempre mayor que en régimen laminar. En un caso genérico se suele utilizar la fórmula de Colebrook-White para la obtención de f, el factor de fricción:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log\left(\frac{\frac{\text{Rugosidad absoluta}}{D}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re \times \sqrt{f}}\right)$$

Para valores muy altos del número de Reynolds, el factor de fricción puede suponerse que depende exclusivamente de la rugosidad relativa (cociente entre la rugosidad absoluta y el diámetro), de tal manera que desparece el segundo término de la ecuación anterior y puede utilizarse la siguiente fórmula deducida por Von Karman Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \times \log\left(\frac{\frac{\text{Rugosidad absoluta}}{D}}{3{,}7}\right)$$

Para tuberías completamente lisas, en las que la rugosidad absoluta es prácticamente 0, desaparece el primer término de la ecuación de Colebrook-White y puede utilizarse la siguiente fórmula deducida por Prandtl-Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log\left(\frac{2{,}51}{Re \times \sqrt{f}}\right)$$

En base a esta formulación se han obtenido las pérdidas para el rango del caudal de diseño y para cada diámetro de tubería considerado (Más adelante podrá verse como se aplican dichas fórmulas):

Para $Q = 0{,}9\ m^3/s$

DIÁMETRO (mm)	VELOCIDAD (m/s)	PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN (m)	PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS(m)	PÉRDIDAS TOTALES (m)
400	7,161	8,322	2,3	10,622
450	5,65	4,51	1,432	5,942
500	4,58	2,61	0,941	3,551
600	3,183	1,016	0,454	1,471
700	2,338	0,459	0,245	0,704
800	1,79	0,232	0,144	0,375
1000	1,146	0,074	0,059	0,133
1100	0,947	0,045	0,04	0,085
1200	0,795	0,03	0,028	0,058

Figura 22 – Estimación de las pérdidas según el diámetro de la tubería forzada para $Q = 0{,}9\ m^3/s$.

Para $Q = 0{,}7\ m^3/s$

DIÁMETRO (mm)	VELOCIDAD (m/s)	PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN (m)	PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS(m)	PÉRDIDAS TOTALES (m)
400	5,57	5,065	1,392	6,457
450	4,4	2,74	0,868	3,608
500	3,55	1,59	0,565	2,155
600	2,47	0,622	0,274	0,896
700	1,819	0,282	0,148	0,431
800	1,393	0,143	0,087	0,23
1000	0,891	0,046	0,036	0,082
1100	0,737	0,029	0,024	0,053
1200	0,619	0,019	0,017	0,036

Figura 23 – Estimación de las pérdidas según el diámetro de la tubería forzada para $Q = 0{,}7\ m^3/s$.

A continuación se muestran los cálculos y el razonamiento seguido para la determinación del diámetro de la tubería a partir de dos métodos distintos:

- *Determinar el diámetro de la tubería limitando las pérdidas de fricción a un determinado porcentaje de la potencia bruta*

Una manera de determinar el diámetro de la tubería es limitar las pérdidas de fricción a un determinado porcentaje de la potencia bruta. Se considera razonable un valor por debajo del 4%. A partir de la ecuación de Manning se tiene:

$$\frac{h_f}{L} = 10{,}3 \times \frac{n^2 \times Q}{D^{5{,}333}}$$

Siendo 'h_f' las pérdidas por fricción, 'L' la longitud de la tubería forzada, Q el caudal de diseño y D el diámetro de la tubería que se quiere calcular:

- $h_f = 0{,}04 \times H$
- $L = 90\ m$
- $n = 0{,}012$ (Coeficiente de rugosidad para acero soldado)
- $Q = 0{,}9\ m^3/s$

Despejando, teniendo en cuenta que las pérdidas por fricción se limitarán a un valor por debajo del 4% de la potencia bruta, y que el salto bruto para la solución propuesta es 13,41 m; se tiene que:

$$D = 2{,}69 \times \left(\frac{Q^2 \times n^2 \times L}{H}\right)^{0{,}1875}$$

Sustituyendo:

$$D = 2{,}69 \times \left(\frac{0{,}9^2 \times 0{,}012^2 \times 90}{13{,}41}\right)^{0{,}1875} \approx 700\ mm$$

A continuación se calculan las pérdidas en la tubería forzada. Se tomará una viscosidad cinemática de $1 \times 10^{-6}\ m^2/s$ y una rugosidad absoluta de la tubería de 0,1 mm (correspondiente al acero), se tendrá en cuenta que el diámetro de la tubería para la solución adoptada es de 700 mm y se supondrá que el caudal que fluye es de 0,9 m^3/s. No hay que olvidarse que al tratarse de una central fluyente el valor de este caudal no será constante y oscilará entre 0,7 y 0,9 m^3/s, con el objetivo de mostrar el procedimiento de cálculo se ha tomado un valor fijo. Entonces:

$$Q = A \times V$$

$$Q = \pi \times r^2 \times V$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0{,}9}{\pi \times \frac{0{,}7^2}{4}} = 2{,}33859\ m/s$$

$$R_e = \frac{D \times V}{v} = \frac{0{,}7 \times 2{,}33859}{1 \times 10^{-6}} = 1637018$$

$$1637018 \gg 4000$$

Por lo tanto se trata de flujo turbulento. Sustituyendo en la ecuación de Colebrook-White se tiene:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log\left(\frac{\frac{0{,}1}{700}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{1637018 \times \sqrt{f}}\right)$$

Iterando se obtiene el valor del factor de fricción:

$$f = 0{,}0136$$

Puesto que el número de Reynolds es muy elevado, también podría calcularse el factor de fricción utilizando la fórmula de Von Karman Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \times \log\left(\frac{\frac{0{,}1}{700}}{3{,}7}\right)$$

$$f = 0{,}01281$$

La diferencia del resultado utilizando una fórmula u otra es tan solo de $7{,}9\times 10^{-4}$ (adimensional).

Sustituyendo en la fórmula de Darcy y Weisbach se obtienen las pérdidas por fricción:

$$h_{Frición} = 0{,}01281 \times \frac{90}{0{,}7} \times \frac{2{,}338^2}{2 \times 9{,}81} = 0{,}459\ m$$

Si el salto bruto son 13,41 m, las pérdidas por fricción tienen un valor del 3,42% con respecto al salto, lo cual sería aceptable según el criterio establecido.

Para el cálculo de las pérdidas localizadas se tendrá en cuenta:

- Se colocará una rejilla en la entrada de la tubería forzada, para el cálculo de las pérdidas debido a la rejilla se puede utilizar la fórmula de Kirchner:

$$h_{L=}k \times \left(\frac{t}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \times \left(\frac{V^2}{2 \times g}\right) \times sen\Phi$$

Donde ‘t’ es el espesor de la barra, ‘b’ es la separación entre barras, ‘V’ es la velocidad de la corriente, ‘g’ es la constante de la aceleración y ‘Φ’ es el ángulo de la rejilla. Si la reja no es perpendicular al flujo de la corriente se producirá una pérdida de carga adicional. A efectos prácticos se supondrán un coeficiente K= 0,15 para el cálculo de las pérdidas en la entrada de la tubería a la salida de la cámara de carga, pasando por la rejilla: Dos codos con un ángulo de 45º.

$$k = 0{,}9457 \times sen^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 2{,}047 \times sen^4\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$
$$Para\ \alpha = 45°\ ;\ k = 0{,}14$$

- Válvula de mariposa: k=0,35
- La entrada en la central: k=0,1

Por lo tanto:

$$h_{Localizadas} = \sum(0{,}15 + 2 \times 0{,}14 + 0{,}35 + 0{,}1) \times \frac{2{,}338^2}{2 \times g} = 0{,}24\ m$$

Resumiendo:

$$\Delta H = h_{Fricción} + h_{Localizadas} = 0{,}459 + 0{,}24 \approx 0{,}7$$

La pérdida de potencia total es del 5,21% con respecto al salto bruto. (valor aceptable).

- *Determinar el diámetro de la tubería como solución de compromiso entre costo y pérdida de carga*

A continuación se determinará el diámetro como resultado de un compromiso entre costo y pérdida de carga. Cabe mencionar que puesto que en este apartado se está justificando el diámetro de la tubería, se han tomado 10 mm como valor de referencia y acero como material para poder respaldar el criterio de elección del diámetro, en el siguiente apartado se justificará el espesor y el material a utilizar. El procedimiento es el siguiente:

A partir de una base de datos de precios del EMSHI[3] para distintos diámetros de una tubería de acero de 10 mm de espesor, protegida contra la corrosión y con recubrimiento tanto interior como exterior se han obtenido los siguientes precios por metro lineal:

[3] Entidad Metropolitana de Servicios Hidráulicos

Diámetro (mm)	Coste €/ml
400	218,77
450	252,89
500	273,21
600	317,58
800	409,91
1000	507,12
1200	596,32

Figura 24 – Precios por metro lineal para distintos diámetros de la tubería forzada (Base de datos del EMSHI).

Puesto que se trata de una central fluyente, el caudal no será constante y oscilará entre 0,7 y 0,9 m^3/s aproximadamente. Es por ello que a la hora de calcular la producción hay que tener en cuenta el caudal real que llevará el río. En el presente apartado se pretende seleccionar el diámetro de la turbina en función de los incrementos de la producción anual que conlleva. Para simplificar los cálculos, se realizará la simplificación de que se turbinará a lo largo de todo el año $Q = 0{,}9\ m^3/s$, más adelante cuando corresponda calcular la producción real se tendrá en cuenta el caudal real. Teniendo en cuenta el procedimiento de cálculo de pérdidas por fricción y pérdidas localizadas que se ha utilizado en el apartado anterior, que el salto bruto desde la cámara de carga son 13,41 m y suponiendo un precio fijo de MWh de 50€[4] y un rendimiento global de la central de 0,92 se obtiene la siguiente tabla:

[4] Precio orientativo extraído de la página oficial de OMIE (Operador del Mercado Ibérico de Energía)

DIÁMETRO (mm)	VELOCIDAD (m/s)	PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN (m)	PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS(m)	PÉRDIDAS TOTALES (m)	SALTO NETO (m)	POTENCIA KW	PRODUCCIÓN (MWh)	FACTURACIÓN (€/AÑO)
400	7,161	8,322	2,3	10,622	2,788	22,646	198,38	9918,90
450	5,65	4,51	1,432	5,942	7,468	60,662	531,40	26569,89
500	4,58	2,61	0,941	3,551	9,859	80,082	701,52	35075,92
600	3,183	1,016	0,454	1,471	11,939	96,981	849,55	42477,49
700	2,338	0,459	0,245	0,704	12,706	103,205	904,08	45203,95
800	1,79	0,232	0,144	0,375	13,035	105,875	927,47	46373,37
1000	1,146	0,074	0,059	0,133	13,277	107,842	944,70	47234,98
1100	0,947	0,045	0,04	0,085	13,325	108,233	948,12	47406,01
1200	0,795	0,03	0,028	0,058	13,352	108,454	950,06	47503,05

Figura 25 – Estimación de la potencia según el diámetro de la tubería forzada.

Dónde:

$$Salto\ neto(m) = Salto\ bruto(m) - Pérdidas\ totales(m)$$

$$Potencia(KW) = Eficiencia \times Q(m^3/s) \times Salto\ neto(m) \times g(m/s^2)$$

$$Producción(MWh/año) = \frac{Potencia(KW)}{1000} \times 8760(h/año)$$

$$Facturación(€/año) = Producción(MWh/año) \times 50(€)/MWh$$

Representando los resultados se tiene:

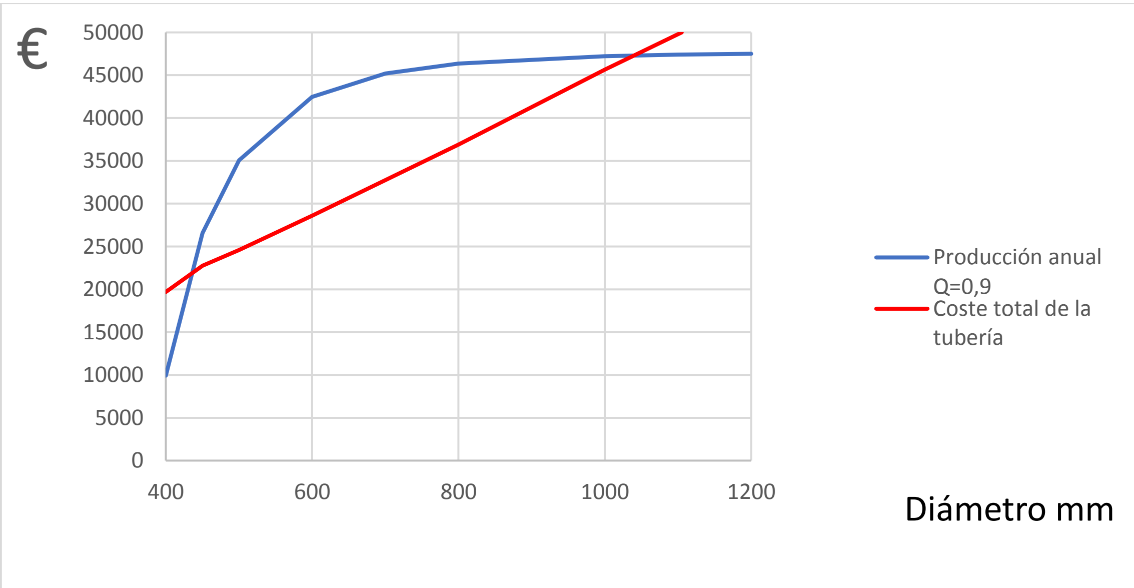

Figura 26 – Facturación anual y coste total de la tubería forzada, para el caudal máximo

Observando los resultados se comprueba que el coste de la tubería para los diámetros estudiados aumenta linealmente. Por otro lado la producción anual aumenta en gran medida cuando se aumenta el diámetro de la tubería de 400 mm hasta 800 mm aproximadamente. A partir de un diámetro de 800 mm, si se aumenta el diámetro de la tubería forzada, el incremento de la producción anual es muy bajo pero los costes siguen creciendo linealmente. Para ser más precisos, el incremento de la producción anual si en vez de instalar una tubería de 600 mm se instala una de 800 mm sería de 3896 € mientras que el incremento de la producción si se instala una tubería de 1000 mm en vez de una de 800 mm es tan solo de 800 € y dicho incremento de producción tiende a ir disminuyendo, si en vez de una tubería de 1000 mm se instala una de 1200 el incremento de producción anual sería tan solo de 268 €, etc. En los 3 casos mencionados se ha aumentado 200 mm el diámetro de la tubería y el incremento del coste total de los 90 m de tubería con respecto a ese aumento de diámetro se mantiene en un valor constante, aproximadamente 8500 €. Para ver esto más claramente se muestra a continuación el incremento de la producción anual y el incremento de los costes de la tubería cuando se aumenta el diámetro de 100 mm.

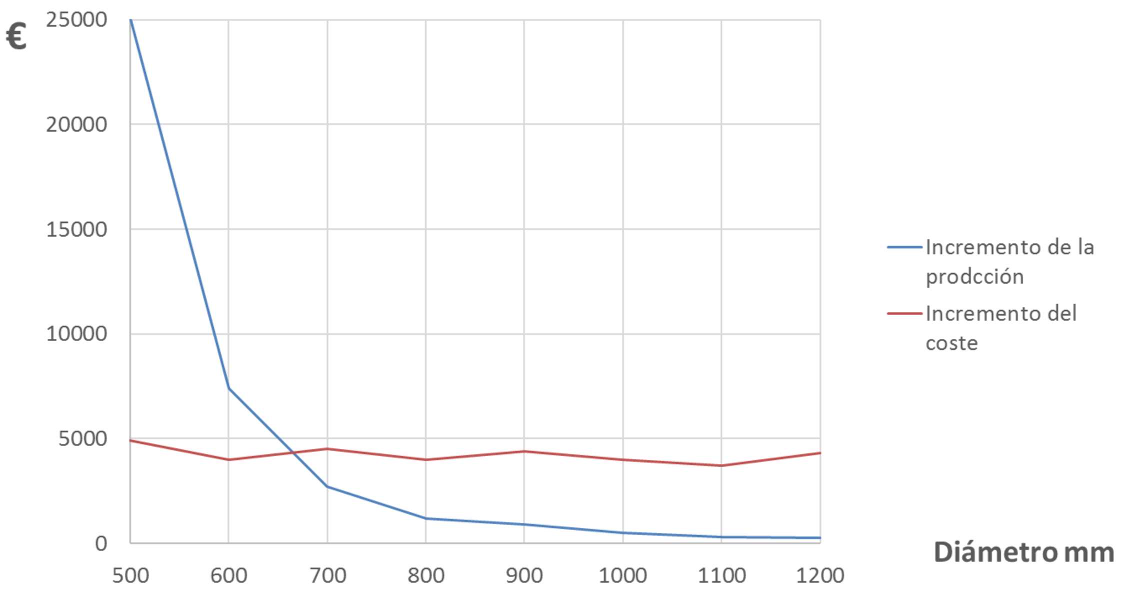

Figura 27 – Incremento de las producciones anuales y del coste total de la tubería forzada según se aumenta diámetro.

Por lo tanto el tiempo de recuperación de la inversión de la tubería forzada podría estimarse de la siguiente manera:

Diámetro	Coste total	Facturación anual	Recuperación de la inversión (AÑOS)
400	19689,3	9919	2,0
600	28582,2	42477	0,7
800	36891,9	46373	0,8
1000	45640,8	47235	1,0
1200	53668,8	47503	1,1

Figura 28 – Tiempo de recuperación de la inversión de la tubería forzada

Hay que recordar que el objeto del presente anejo es el de justificar las características de la tubería y determinar el salto neto. La producción anual deberá de calcularse teniendo en cuenta el caudal real que lleve el río. Más adelante se estudiarán estos apartados en profundidad, no obstante de modo orientativo para un $Q = 0{,}9\ m^3/s$ durante todo el año:

DIÁMETRO (mm)	VELOCIDAD (m/s)	PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN (m)	PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS(m)	PÉRDIDAS TOTALES (m)	SALTO NETO (m)	POTENCIA KW	PRODUCCIÓN (MWh/ AÑO)	FACTURACIÓN(€/ AÑO)
800	1,790	0,232	0,144	0,375	13,035	105,875	927,467	46373

Figura 29 – Estimación de la producción anual para el caudal máximo, instalando una tubería de 800 mm.

Se decide por lo tanto escoger una tubería de 800 mm puesto que esta opción tiene un período de recuperación de la inversión de la tubería forzada inferior a un año y, al mismo tiempo aprovecha en gran medida el salto disponible.

4.5.2 Espesor de la tubería

El espesor de pared se calcula para resistir la máxima presión hidráulica interna incluido:

- El golpe de ariete: Cuando se produce un cambio brusco de régimen en la tubería debido por ejemplo al cierre de una válvula, la fuerza generada por el cambio de velocidad de la masa del agua puede producir un incremento de presión en el tubo. A esta onda de presión se le conoce como golpe de ariete y pude ocasionar tanto el estallido por sobrepresión como el aplastamiento por vacío.

- En tuberías metálicas hay que tener en cuenta los esfuerzos inherentes a su trabajo como viga, esto es, porque en general las tuberías forzadas en acero se conciben como una serie de tramos rectos apoyados en unos pilares y anclados sólidamente. En tuberías de plástico puesto que no se elevan sobre el terreno no hace falta considerar dichos esfuerzos.

El espesor de una tubería es función de la presión interna, la carga de rotura, el límite elástico del material escogido y del diámetro. En una tubería de acero soldado como la que se pretende instalar, el espesor de la pared se calcula con arreglo de la siguiente ecuación:

$$e = \frac{P_i}{2 \times \sigma_f \times K_f} + e_s$$

- e_s: Es un sobreespesor de 1 mm (o 2 mm en los codos) para compensar los efectos de la corrosión.
- P_i: Presión a la que está sometida la tubería
- K_f: Es un factor de eficiencia de la soldadura, en la actualidad se tiende a utilizar un factor de eficiencia $K_f = 1$, ya que, en cualquier caso, las soldaduras de as tuberías en presión deben estar debidamente realizadas y controladas.
- σ_f: resistencia a la tracción

También habrá que tener en cuenta que se necesita un espesor mínimo para poder manipular los tubos en obra sin que se deformen. En centrales con gran altura puede resultar económico utilizar, en función de la carga hidráulica, tuberías del mismo diámetro interno, pero con diferentes espesores, en el caso de estudio, se utilizará un mismo espesor para toda a tubería pues el salto no es de gran altura.

A continuación se calcula la sobrepresión generada por el golpe de ariete. El cálculo correcto de la sobrepresión en tuberías es fundamental a la hora de dimensionar ya que puede evitar accidentes como la rotura o el aplastamiento de la tubería y ahorrar costes evitando sobredimensionamientos. Estos son los datos de partida:

- -Longitud de la conducción: 90 m.
- -Diámetro de la conducción: 0,8 m.
- -Caudal de diseño (se tomará el máximo del lado de la seguridad): 0,9 m^3/s.
- -Velocidad para el caudal de diseño: 1,790 m/s.
- -Salto bruto: 13,41 m.

A continuación se calcula la sobrepresión debida al golpe de ariete:

Lo primero será suponer un espesor de la pared de 6 mm para el cálculo de la velocidad de la onda y más adelante se comprobará si es suficiente, de no ser así se repetirán los cálculos:

$$c = \sqrt{\frac{10^{-3} \times K}{1 + \frac{K \times D}{E \times t}}}$$

Dónde:

-t (Espesor de pared) = 6 mm.

-K (Módulo de elasticidad del agua) = $2{,}1 \times 10^9\ N/m^2$

-D (Diámetro interno de la tubería) = 800 mm

-E (Módulo de elasticidad para el acero) = $2{,}1 \times 10^{11}\ N/m^2$

Sustituyendo:

$$c = \sqrt{\frac{2{,}1 \times 10^9}{1 + \frac{2{,}1 \times 10^9 \times 800}{2{,}1 \times 10^{11} \times 6}}} = 948{,}68\ m/s$$

El valor del tiempo de parada influye en el golpe de ariete de modo que, a menor tiempo, mayor golpe. Se debe no sólo al cierre de las válvulas, sino también al paro del motor que acciona a la bomba de la conducción y por consiguiente siempre tendremos la obligación de su cálculo. El valor del tiempo de parada viene expresado por una fórmula empírica, que expresa el tiempo en segundos. Se utilizará la fórmula de Mendiluce:

$$t_p = C_1 + C_2 \times \frac{L \times v}{g \times H_m}$$

C_1 y C_2 son constantes empíricas y se estimarán utilizando las tablas de los apuntes de la asignatura de Hidráulica e Hidrología de la Universidad Politécnica de Valencia "Tema 6, Transitorios hidráulicos en presión". C_1 depende de H_m/L en porcentaje, y su valor varía entre 1 y 0. Dónde, "H_m" es la altura manométrica y "L" la longitud de la tubería, estas son: 13,41 m y 90 m respectivamente, por lo tanto:

$$\frac{H_m}{L} \times 100 = \frac{13{,}035}{90} \times 100 = 14{,}48 < 20$$

H_m/L (%)	10	20	25	30	35	40
C_1	1	1	0.8	0.5	0.4	0

Figura 30 – Estimación de la constante empírica C_1

Se tomará un valor de C_1=1

Para el cálculo de C_2 se usará la siguiente tabla:

L (m)	<500	500	500 - 1500	1500	>1500
C_2	2	1.75	1.50	1.25	1

Figura 31 – Estimación de la constante empírica C_2

C_2 depende únicamente de la longitud L, y varía entre 2 y 1. Puesto que la longitud de la tubería es inferior a 500 m, el valor correspondiente según las tablas empíricas proporcionadas en los apuntes nos indica que C_2=2. La velocidad en el interior de la tubería es:

$$V_O = \frac{Q}{A} = \frac{0{,}9}{\pi \times \frac{0{,}8^2}{4}} = 1{,}79\, m/s$$

Sustituyendo en la fórmula de Mendiluce:

$$t_p = 1 + 2 \times \frac{90 \times 1{,}79}{g \times 13{,}035} = 3{,}51\, segundos$$

Ahora se comprueba el tipo de cierre:

-Si $t_c \geq \frac{2\times L}{a}$ Se trata de un cierre lento y utilizaremos la fórmula de Michaud para el golpe de ariete.

-Si $t_c < \frac{2\times L}{a}$ Se trata de un cierre rápido y utilizaremos la fórmula de Allievi.

Puesto que:

$$\frac{2 \times 90}{948{,}68} = 0{,}189\, segundos$$

$$3{,}51 \gg 0{,}189$$

Se trata de un cierre lento. Ahora se realiza la comprobación con la longitud crítica, esta es la distancia a partir de la cual el golpe de ariete no crece con la longitud del conducto.

$$L_{Cr} = \frac{a \times t_c}{2} = \frac{948{,}68 \times 3{,}51}{2} = 1664\, m$$

$$L = 90\, m$$

$$L < L_{Cr}$$

Luego se tiene una conducción corta. Por lo tanto puesto que se trata de un cierre lento, se utiliza la fórmula de Michaud para la obtención del golpe de ariete:

$$\Delta h = \pm \frac{2 \times L}{g} \times \frac{v}{t_c}$$

$$\Delta h = \pm \frac{2 \times 90}{9{,}81} \times \frac{1{,}7904}{3{,}51} = 9{,}35\ m$$

La presión máxima soportada por la tubería es la suma de la presión estática más el golpe de ariete:

$$P_{max} = P_{estática} + P_{Golpe\ de\ ariete} = 13{,}41 + 9{,}35 = 22{,}76\ mca$$

$$22{,}76\ mca = 2{,}28\ kg/cm^2$$

De modo esquemático:

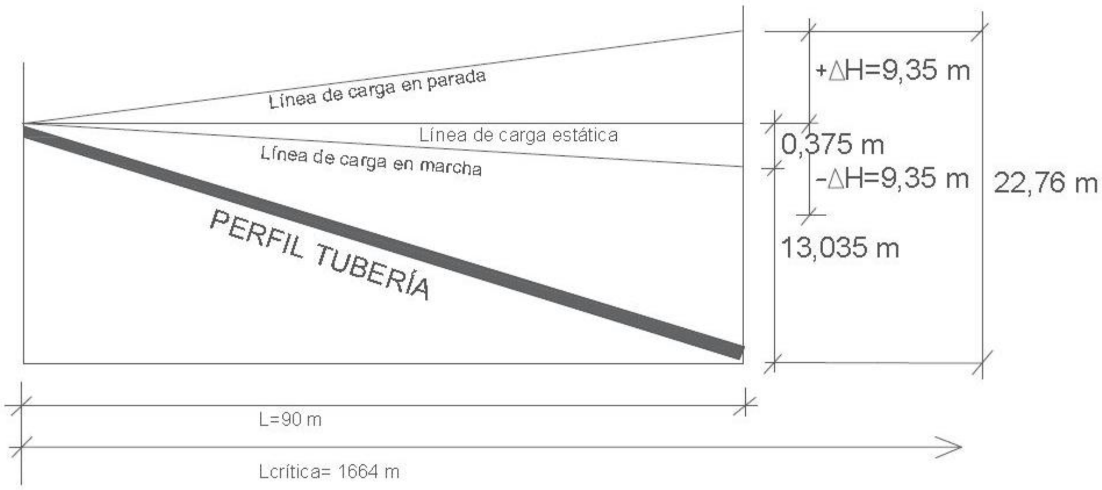

Figura 32 – Esquema de las sobrepresiones en la tubería

El espesor de una tubería es función de la presión interna, la carga de rotura, el límite elástico del material escogido y del diámetro. En una tubería de acero soldado como la que se pretende instalar, el espesor de la pared se calcula con arreglo de la siguiente ecuación:

$$e = \frac{P_i \times D}{2 \times \sigma_f \times K_f} + e_s$$

- e_s: Es un sobreespesor de 1 mm (o 2 mm en los codos) para compensar los efectos de la corrosión.
- P_i: Presión a la que está sometida la tubería
- K_f: Es un factor de eficiencia de la soldadura, en la actualidad se tiende a utilizar un factor de eficiencia $K_f = 1$, ya que, en cualquier caso, las soldaduras de as tuberías en presión deben estar debidamente realizadas y controladas.
- σ_f: resistencia a la tracción

También habrá que tener en cuenta que se necesita un espesor mínimo para poder manipular los tubos en obra sin que se deformen. En centrales con gran altura puede resultar económico utilizar, en función de la carga hidráulica, tuberías del mismo diámetro interno pero con diferentes espesores, en el caso de estudio se utilizará un mismo espesor para toda a tubería pues el salto no es de gran altura. Tomando un valor de referencia de $\sigma = 1730\ kg/cm^2$ para el acero, entonces:

$$e = \frac{P(\frac{kg}{cm^2}) \times D(mm)}{2 \times \sigma(\frac{kg}{cm^2}) \times 1} + 1 = \frac{2{,}28 \times 800}{2 \times 1730 \times 1} + 1 = 1{,}53\ mm$$

Luego para una tubería de acero con un espesor comercial de 6 mm, por ejemplo, es suficiente como para resistir la sobrepresión.
Puesto que las presiones no son elevadas se ha estudiado la posibilidad de instalar una tubería de PVC capaz de resistir la sobrepresión debida al golpe de ariete. La ventaja de estas tuberías frente a las de acero es que podrán ir enterradas ya que no sufrirán problemas de corrosión y además serán más económicas. A continuación se muestra una

imagen extraída del catálogo de “TUYPER GRUPO”, empresa especializada en tuberías de presión de PVC ($1\ kg/cm^2 = 0{,}980665\ Bar$) :

	PN (Bar)						
Diámetro nominal (mm)	6	7,5	8	10	12,5	16	20
	Espesor (mm)						
63	2,0		2,5	3,0	3,8	4,7	5,8
75	2,3		2,9	3,6	4,5	5,6	6,8
90	2,8		3,5	4,3	5,4	6,7	8,2
110	2,7	3,2	3,4	4,2	5,3	6,6	8,1
125	3,1	3,7	3,9	4,8	6,0	7,4	9,2
140	3,5	4,1	4,3	5,4	6,7	8,3	10,3
160	4,0	4,7	4,9	6,2	7,7	9,5	11,8
180	4,4	5,3	5,5	6,9	8,6	10,7	13,3
200	4,9	5,9	6,2	7,7	9,6	11,9	14,7
225	5,5	6,6	6,9	8,6	10,8	13,4	16,6
250	6,2	7,3	7,7	9,6	11,9	14,8	18,4
280	6,9	8,2	8,6	10,7	13,4	16,6	20,6
315	7,7	9,2	9,7	12,1	15,0	18,7	23.2
355	8,7	10,4	10,9	13,6	16,9	21,1	26,1
400	9,8	11,7	12,3	15,3	19,1	23,7	29.4
450	11,0	13,2	13,8	17,2	21,5	26,7	33,1
500	12,3	14,6	15,3	19,1	23,9	29,7	36,8
560	13,7	16,4	17,2	21,4	26,7		
630	15,4	18,4	19,3	24,1	30,0		
710	17,4	20,7	21,8	27,2			
800	19,6	23,3	24,5	30,6			

Figura 33– Catálogo tuberías de presión de PVC “Tuyper Grupo”

Luego el espesor para este tipo de tuberías es:

$$e = 19{,}2\ mm$$