ANEJO Nº 11

CÁLCULOS Y DISEÑO DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO

ÍNDICE

1 INTRODUCIÓN 1
2 DESCRIPCIÓN GENERAL 2
3 CÁLCULO HIDRÁULICO 3
3.1 CAUDAL MÁXIMO 3
3.2 ALTURA DE PRESIÓN 3
3.3 NPSH DISPONIBLE 4
4 GRUPOS DE BOMBEO 6
4.1 CÁLCULO DE LOS GRUPOS DE BOMBEO 6
4.2 ELECCIÓN DE LAS BOMBAS 8
5 COLECTORES 15
6 VÁLVULERÍA Y ACCESORIOS 18
7 DESAGÜE 25

1 INTRODUCIÓN

Para la modernización de la zona objeto de este proyecto es necesario impulsar el agua desde el canal para asegurar la suficiente presión en los hidrantes para un riego eficiente. Por ello, se ha diseñado una estación de bombeo que abastece a toda la zona regable.

La estación de bombeo se diseña a partir de los datos calculados en el dimensionado de la red hidráulica, capaces de abastecer de caudal y de presión manométrica necesaria, en función de las demandas puntuales de las redes, a cada uno de los hidrantes que sirven a cada agrupación de la red de riego establecida.

En la alternativa elegida, se ha optado por un bombeo a balsa elevada. Por lo que estos equipos serán principalmente operados por arrancadores progresivos. Debido a que con el sistema de riego proyectado los caudales y alturas manométricas varían en función de la situación de la balsa elevada, es preciso dotar a algunos grupos de bombeo con variadores de velocidad, lo que les permite trabajar en un amplio margen de regímenes de velocidad, con esto se consigue un mejor ajuste entre las curvas de trabajo de la estación de bombeo y la demandada por el sistema de riego, aumentando así el rendimiento de los equipos de impulsión con el consiguiente ahorro energético que esto conlleva.

Será necesario automatizar el sistema para poder facilitar a los grupos motobomba un funcionamiento siempre en el punto óptimo y poder asegurar un correcto suministro de presión y caudal en la red de riego. Para ello, se instalará un autómata que regulará el arranque, la parada y el régimen de los diferentes grupos en función de las señales que reciba de los caudalímetros y de los transmisores de presión instalados en el propio bombeo y la balsa.

2 DESCRIPCIÓN GENERAL

La estación de bombeo está diseñada para dar servicio a 2.507 hectáreas pertenecientes a la Comunidad de Regantes de Campillo de Buitrago (Soria).

La ubicación de la estación de bombeo se encuentra en la parcela 5020 del polígono 7 en el término municipal de Garray (Soria).

La alimentación de agua a la estación de bombeo se hace desde el canal de Campillo, en el punto kilométrico aproximado 1+300. Mientras que el Canal toma del río Duero en el azud de Campillo de Buitrago.

Se trata de un bombeo con doble función, sirve tanto para la impulsión a la balsa elevada, como a la red de riego.

3 CÁLCULO HIDRÁULICO

Primero hay que determinar las necesidades de bombeo para dotar de presión y caudal a toda la zona regable. Así mismo, se debe saber que limitaciones tiene los equipos de bombeo para esta esta instalación con el fin de tenerlos en cuenta de cara a un correcto dimensionamiento del conjunto bombeo/red de riego.

3.1 CAUDAL MÁXIMO

El caudal de impulsión considerado para el cálculo se corresponde con la hipótesis B del estudio de alternativas, que contempla bombear a la balsa en horas P6 y P2 dentro de la tarifa elegida de alta tensión, que se corresponde con la 6.2.

El número de horas semanales de bombeo se realiza en 123 horas, repartidas de la siguiente manera: 8 horas diarias en P6 y otras 7 horas en P2 de lunes a viernes y 24 horas diarias los sábados y los domingos en P6. A efectos de cálculo, se considera un tiempo de un cuarto de hora para el arranque y parada progresiva de los equipos de bombeo, por lo que el tiempo total de bombeo útil es de 121,5 horas.

El caudal de bombeo se obtiene, por lo tanto, multiplicando el caudal ficticio continuo de la alternativa de cultivos para una semana, por la superficie de riego de la zona regable y dividida entre las horas útiles disponibles de bombeo:

$$\mathrm{Q} = \frac{0{,}6\left({}^{l}/_{s*ha}\right) * 2507\ (\mathrm{ha})\ x\ 7\ (\frac{días}{semana}) x\ 24\ (\frac{h}{día})}{121{,}5\ (\frac{hora}{semana})} = 2079{,}8\ l/s\ \cong 2080\ l/s$$

Al ser el caudal de bombeo menor al caudal transportado por el canal (2.357 l/s) no se hace necesario una balsa de acumulación previa al bombeo.

3.2 ALTURA DE PRESIÓN

Para determinar la altura manométrica se han empleado varios métodos de cálculo y varias iteraciones de red, realizadas manualmente en la aplicación informática GESTAR y con posteriormente con la herramienta especifica de la aplicación informática SIGOPRAM, dando como resultado óptimo una altura manométrica oscilante entre los 75 y 77 metros. Por ello se ha buscado una localización específica de la balsa con el fin de cumplir con ese requerimiento de altura de presión.

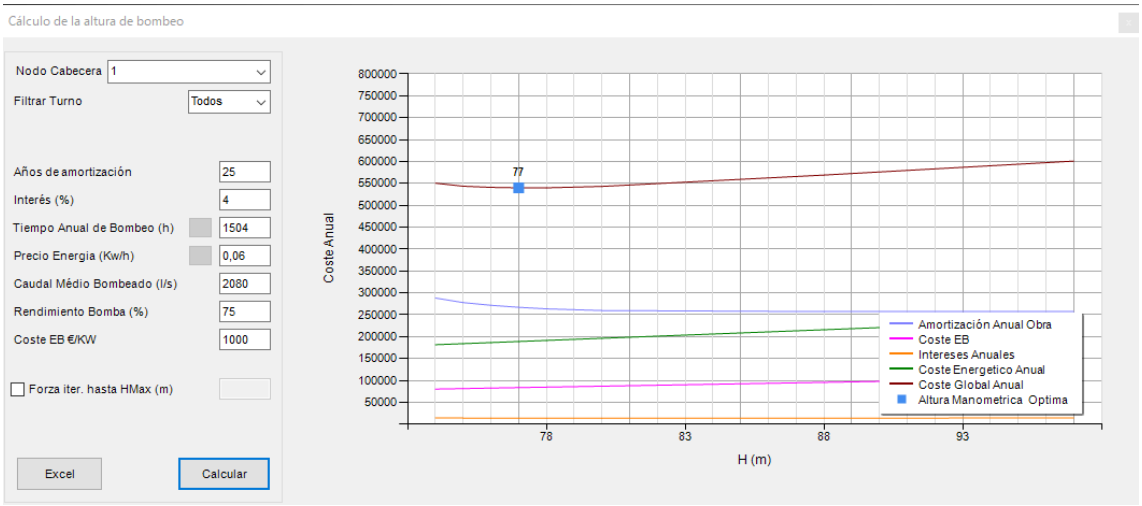


Ilustración 1 Resultados de la herramienta de SIGOPRAM de determinación de altura de bombeo.

3.3 NPSH DISPONIBLE

Otro de los condicionantes hidráulicos para la elección de los grupos de bombeo es el Net Positive Suction Head (NPSH), Altura Neta Positiva en la Aspiración. Esta NPSH, indica la diferencia existente entre la presión en un punto y la presión de vapor del líquido. Si la presión existente en el punto es menor a la presión de vapor del líquido, el líquido ebulle y provoca el fenómeno de cavitación, lo cual generaría efectos indeseados tanto en los elementos existentes como en el correcto funcionamiento del sistema.

Todos los grupos motobomba tienen un NPSH requerido, que depende de las características propias del grupo que son suministrados por el fabricante. Por lo tanto, es un dato condicionante en la elección de las bombas atendiendo al NPSH disponible en el sistema.

La estación de bombeo es alimentada a través de una conducción de abastecimiento, que aporta el caudal necesario desde el Canal de Campillo de Buitrago. Por tanto, es necesario determinar el NPSH disponible que siempre debe ser superior al NPSH requerido.

$$NPSHdisponible = \frac{Patm}{\gamma} + H - h_t + \frac{Pvapor}{\gamma}$$

Para su cálculo, lo primero es determinar la presión atmosférica (P_{atm}), que tenemos en la balsa para la cota 1.024,8 m, cota de la lámina de agua en el canal en presión dinámica. El aire de la atmósfera es compresible, por tanto su densidad depende de la presión que sobre él se ejerza, la presión sobre una capa horizontal de aire es

proporcional al peso del aire que tiene encima, y por tanto, cuanto más alto se encuentre una capa de aire, menos aire tendrá encima, y menor será su densidad.

La presión atmosférica a ese punto y a una temperatura de 20ºC, puede establecerse en un mínimo de 8,5 m.c.a.

En el anejo de cálculo del canal se indica que el tirante normal del canal para un caudal nominal será de 1,4 metros, lo que supone una cota de lámina de agua de 1.024,8 m.s.n.m. Por ello, considerando un cierto margen de seguridad se coloca el eje de las bombas a la cota 1.022 m.s.n.m. lo que supone un desnivel de 2,8 metros al que hay que descontar las pérdidas existentes desde el canal hasta la bomba y que se estiman en menos de 0,8 mca con lo que la presión disponible para el caudal máximo es de 2 mca.

En la aspiración podemos considerar un NPSH mínimo disponible de 10,5 m.c.a.

4 GRUPOS DE BOMBEO

Se procede en este apartado a dimensionar y seleccionar los equipos de bombeo y los dispositivos que lo acompañan (valvulería, colector, etc.) para el buen funcionamiento de las instalaciones que conforman la infraestructura de la impulsión diseñada.

La estación de bombeo recibe el agua de la arqueta de toma del canal de Campillo de Buitrago por gravedad, a través de una tubería de acero de diámetro DN 1.600 mm y 12 mm de espesor.

Esta tubería llega al foso de la edificación de la estación de bombeo con cota de solera de 1.021 m donde se alojarán todos los elementos previstos, alcanzando el colector general de aspiración por un extremo. Desde este colector general de aspiración se derivan las aspiraciones de cada una de las bombas horizontales instaladas, y que se encuentran siempre en carga, tal como se detalla en apartados posteriores.

A continuación de las bombas, se inicia el colector general de impulsión, con un extremo asociado al comienzo del ramal T-2 de la red de riego y el en el otro extremo se inicia la tubería de impulsión y ramal T-1, que seguirá en acero con soldadura helicoidal nada más salir de la estación de bombeo hasta atravesar la carretera S-6019.

Según lo especificado en el epígrafe anterior, el caudal requerido para satisfacer las necesidades de los cultivos durante el mes de máxima demanda, es de 2.080 l/s. Este caudal es bombeado hasta la balsa de acumulación elevada desde la estación de bombeo situada al lado del canal, venciendo un desnivel geométrico máximo de 82,3 m y recorriendo una distancia de 850 m a través de una tubería de hormigón postesado con camisa de chapa y junta elástica de DN 1.500 mm.

De acuerdo con este planteamiento, se diseña a continuación los grupos de bombeo.

4.1 CÁLCULO DE LOS GRUPOS DE BOMBEO

Para proceder al cálculo de los grupos de bombeo, primeramente determinamos el punto de funcionamiento del conjunto electrobomba – tubería de impulsión, definido como la situación de equilibrio bajo la que ésta da un caudal a una altura manométrica dada, y que depende tanto de las características de la bomba como de las características geométricas e hidráulicas de la tubería de impulsión.

Por una parte, la altura manométrica de la bomba o presión que debe suministrar el grupo para elevar a una altura geométrica dada el caudal de diseño, venciendo la resistencia que se produce en la tubería, va a ser variable en función de dónde se

encuentre el nivel de la lámina libre de agua en la balsa de acumulación elevada, pues éste es variable entre la cota 1.098 y 1.105 m.s.n.m.

También habrá que tener en cuenta el nivel de la lámina libre de la captación, ya que puede variar entre la cota mínima de lámina libre en el canal (1.024,8 m.s.n.m.) menos las pérdidas estimadas (0,8 mca), lo que supone una cota efectiva de 1.024 m.s.n.m.

Así pues, se debe considerar en el cálculo de la altura geométrica que tiene que vencer la bomba, el recorrido de la balsa y el del canal.

Los datos más importantes para dimensionar los grupos de bombeo son:

- Cota nivel mínimo lámina de agua en balsa de acumulación elevada: 1.098 m.s.n.m.
- Cota nivel máximo lámina de agua en balsa de acumulación elevada: 1.105 m.s.n.m.
- Cota de eje brida de aspiración en bomba: 1.022 m.s.n.m.
- Cota nivel máximo lámina de agua en canal: 1.024,8 m.s.n.m.
- Desnivel geométrico máximo a elevar (Hg, máx): 1.105 – 1.024 = 81 m
- Desnivel geométrico mínimo a elevar (Hg, mín): 1.098 – 1.024 = 74 m
- Desnivel geométrico medio a efectos de cálculo (Hg): 81 m
- Caudal de impulsión: 2.080 l/s
- Longitud de la tubería de impulsión: 850 m
- Material de la tubería de impulsión: hormigón postesado con camisa de chapa
- Diámetro interior de la tubería de impulsión: 1.500 mm
- Coeficiente de rugosidad C de Hazen-Williams: 110 (conservador)

A continuación se desarrolla el cálculo de las pérdidas de carga que se producen en la tubería de impulsión, como la suma de las continuas y las singulares.

Las pérdidas continuas (hr) se calculan con la fórmula de Hazen-Williams, lo que supone 1,03 mca mayorando un 25 % de pérdidas singulares Esto es, las pérdidas de carga continuas hr son de 1,3 mca.

La altura manométrica total de bombeo (Hb) será la suma de la altura geométrica (Hg), más las pérdidas de carga totales que se producen en la tubería de impulsión (ht), más las pérdidas de carga que se producen en el tramo de aspiración.

Como se detalla en los datos apuntados anteriormente, el eje de la brida de aspiración se encuentra a la cota 1.022 m.s.n.m. y como la lámina mínima de aspiración se encuentra a la cota 1.024 m.s.n.m., la bomba siempre se encuentra por debajo del nivel de aspiración y, por tanto, se encuentra en carga.

Finalmente la altura manométrica máxima total de bombeo es de:

Hb = Hg + ht = 81 + 1,3 = 82,3 m.c.a.

Para el cálculo de la potencia de bombeo se utiliza la siguiente expresión, para un rendimiento de bomba (ηb) del 82% y un rendimiento mecánico del motor eléctrico (ηm) del 91%.

$$P_B = \frac{0{,}736 \times Q(\frac{l}{s}) \times H(m)}{75 \times \eta_B} = \frac{0{,}736 \times 2.080 \times 82{,}3}{75 \times 0{,}82} = 2.048{,}64\ kW$$

Siendo: Q → Caudal total a bombear en l/s.
H → Altura manométrica en m.
η_B → Rendimiento de las bombas, siendo de 0,82.

La potencia necesaria de los motores para mover esas bombas se calcula como:

$$P_M = \frac{P_B}{\eta_B} = \frac{2.048{,}64}{0{,}91} = 2.251{,}25\ kW$$

Siendo: P_B → Potencia de las bombas en kW.
η_B → Rendimiento de los motores, siendo de 0,91.

Se obtiene unas necesidades de bombeo de 2.048,64 kW con una potencia del equipo de bombeo de 2.251,25 kW.

Los equipos de bombeo, por tanto, deberán estar dimensionados para un correcto funcionamiento en un rango de altura manométrica de 82,3 m.c.a, como situación máxima y 75,3 m.c.a. como situación mínima.

4.2 ELECCIÓN DE LAS BOMBAS

Teniendo en cuenta el caudal y altura requeridos, se considera la utilización de bombas centrífugas horizontales de cámara partida como las más idóneas para trabajar en el punto de funcionamiento calculado y para adaptarse a las condiciones de instalación dadas, dado que presentan curvas características muy planas, con la ventaja añadida frente a las bombas verticales de evitar la construcción de un depósito o cántara para almacenar el agua en la aspiración.

Además de lo anterior, las bombas horizontales de cámara partida presentan las siguientes ventajas:

● Se obtienen rendimientos en torno a un 4 % superiores que para el caso de bombas verticales.

● El coste de las bombas horizontales es en torno a un 40 % menor que el coste de una bomba vertical de potencia equivalente.

● El coste de la obra civil es en torno a un 15 % menor utilizando bombas horizontales que empleando bombas verticales, esto es debido a que la obra a realizar requiere menor profundidad puesto que no es necesaria la construcción de cántaras de aspiración.

● Se simplifica notablemente el mantenimiento de la instalación al encontrarse las bombas a nivel de suelo y a la vista frente a las bombas verticales que se encuentran por debajo de la cota del suelo. Por lo que la accesibilidad a las bombas es notablemente mayor.

● La vida útil de las bombas horizontales es mucho mayor que el de las bombas verticales.

No obstante, tienen el inconveniente de que tienen que estar siempre en carga. Por ello, para que las bombas estén siempre en carga se ha ubicado la estación de bombeo lo más cerca posible del canal y a profundidad suficiente por debajo de la cota del terreno para compensar las pérdidas de carga en el sistema de filtración, tubería de captación y elementos singulares. Esta instalación a priori puede parecer más cara pero realmente se ahorra en los grupos de bombeo cuya diferencia con respecto a los grupos verticales es significativa.

En cuanto al número de grupos a instalar, lo usual es elegir un fraccionamiento del caudal máximo comprendido entre 3 y 6 equipos. Instalándose además de una reserva y funcionar en caso de emergencia sin balsa, para lo cual se dimensionarán otros grupos auxiliares que realicen estas dos funciones. Del análisis realizado entre distintas ofertas de fabricantes de bombas y dada la gran demanda de caudal de esta impulsión, se ha convenido en adoptar la solución de 4 grupos iguales, cada uno de ellos capaz de impulsar una cuarta parte del caudal de máxima demanda, cuyas curvas y características técnicas generales se indican seguidamente:

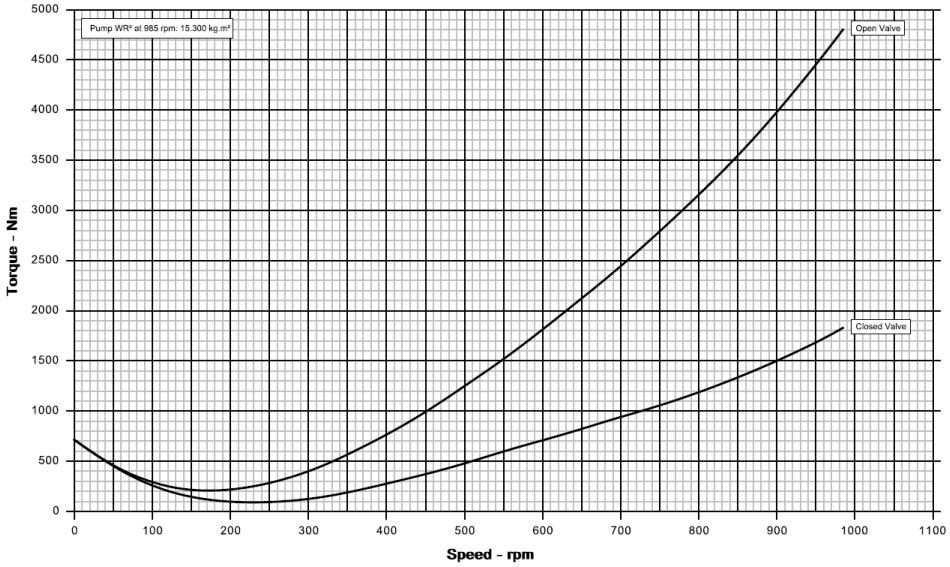
GRUPO PRINCIPAL (4 unidades)

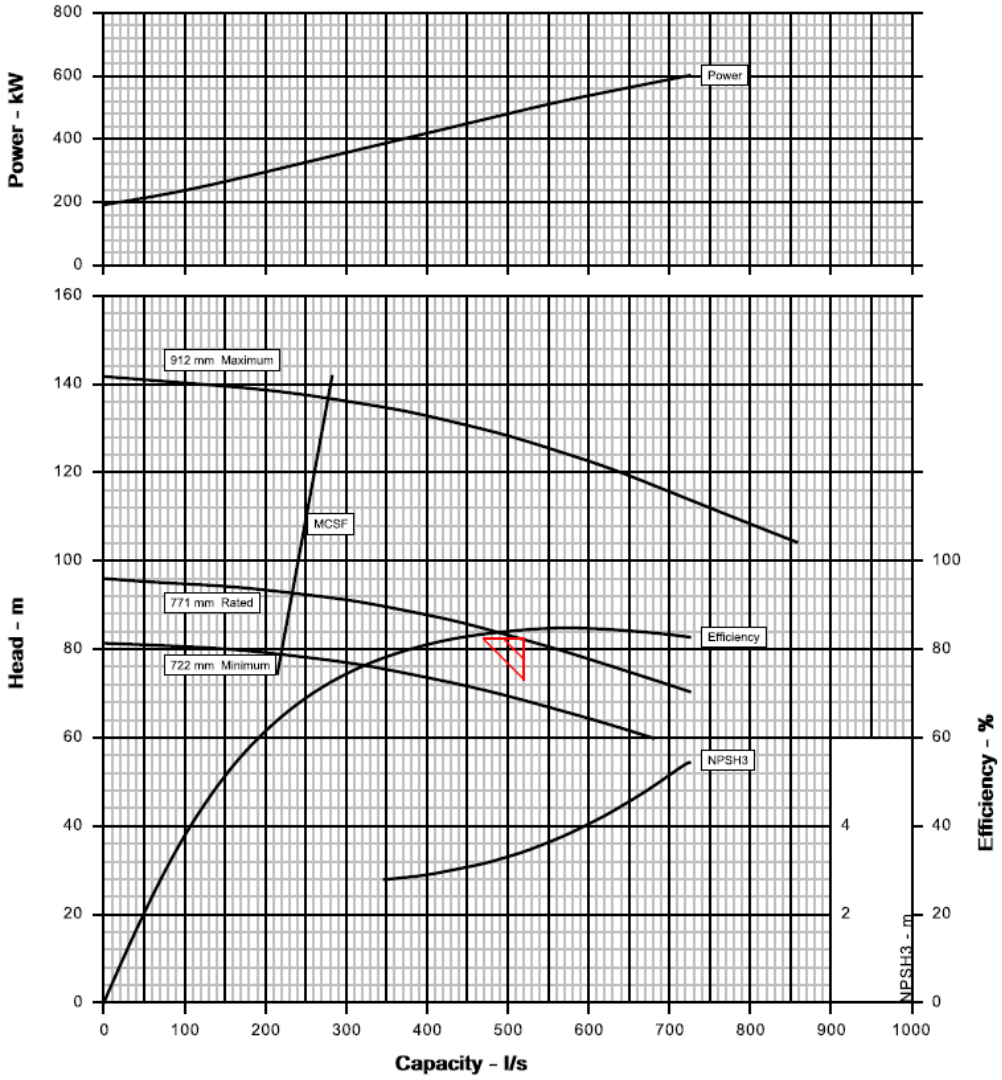
- Bomba tipo: Centrífuga horizontal de cámara partida
- Caudal: 520 l/s
- Altura manométrica: 82,3 m.c.a.
- Velocidad bomba: 985 r.p.m.
- Rendimiento: 85%
- NPSH: 5 m.c.a.
- DN Aspiración: 800 mm
- DN Impulsión: 700 mm
- Motor tipo: Eléctrico trifásico
- Potencia: 630 kW
- Voltaje: 400 V
- Frecuencia: 50 Hz
- Protección: IP-55
- Velocidad motor: 1.450 r.p.m.
- Nº de fases: 3

Para las bombas principales se ha seleccionado una bomba centrifuga horizontal, accionada a 985 r.p.m., suministrada por fabricantes de reconocido prestigio.

Se aportan las gráficas comerciales suministradas por un fabricante y consideradas para el estudio de los fraccionamientos y atendiendo a que cumplan con los rendimientos exigidos a lo largo de la curva de consigna en los diferentes puntos de corte.

En la curva puede observarse rendimientos en torno al 85 % en el punto de funcionamiento seleccionado (520 l/s, 82,3 m.c.a.) y un NPSH requerido de 3,4 m.c.a, inferior al disponible, aunque debe tenerse en cuenta atendiendo al margen existente.


Pump WR² at 985 rpm: 15.300 kg.m²
Open Valve
Closed Valve
Torque - Nm
Speed - rpm
0
500
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
5000
0
100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
1100



Además de estos grupos principales para abastecer la impulsión, se proyectará la instalación de un tipo de bomba auxiliar con variador de frecuencia, cuyo cometido será:

1. El llenado controlado de toda la instalación: tubería de impulsión y redes de riego, principalmente
2. Hacer las funciones de reserva activa
3. Poder dar suministro en caso de averías o problemas en la balsa.

Para cumplir con todos los objetivos debe tener variación de frecuencia para poder cubrir caudales desde 120 l/s hasta 270 l/s

Las características generales del grupo auxiliar son las siguientes:

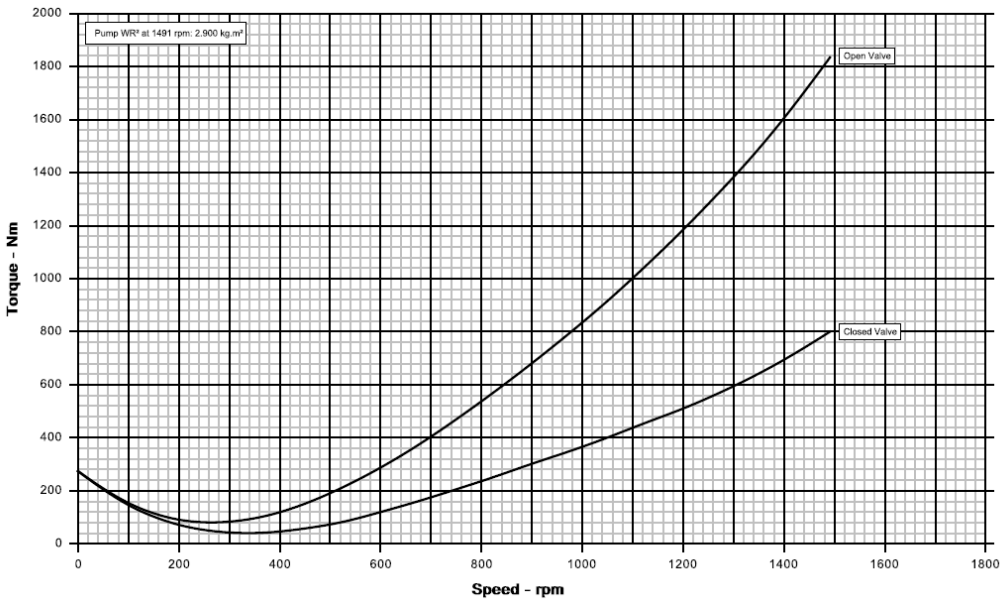
GRUPO AUXILIAR (2 unidades)

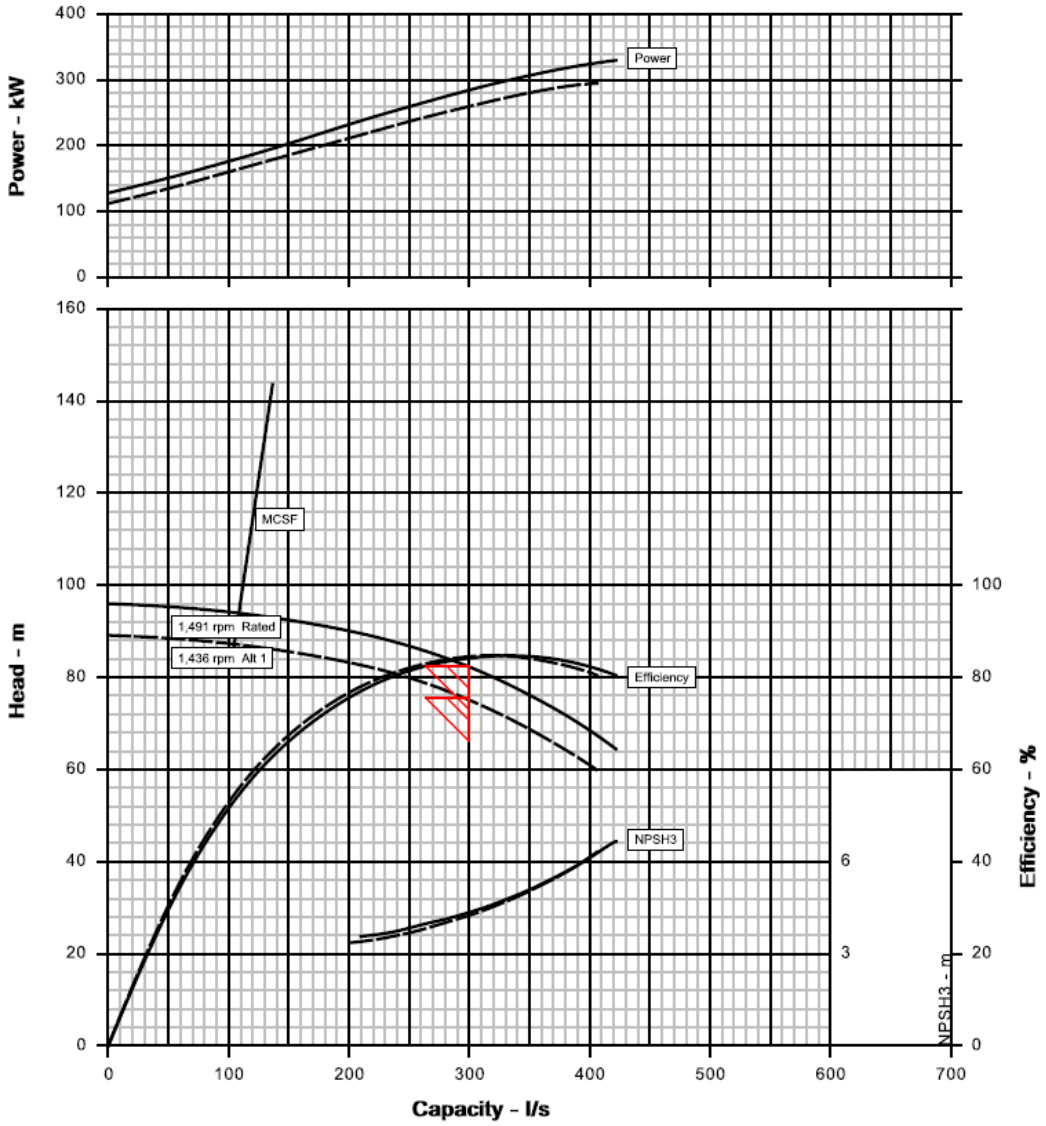
- Bomba tipo: Centrífuga vertical de cámara partida
- Caudal: 300 l/s
- Altura manométrica: 75,30 - 82,30 m.c.a.
- Velocidad bomba: 1.491 r.p.m.
- Rendimiento: 84,5 – 84,8 %
- NPSH requerido: 4,4 m.c.a.
- DN Aspiración: 350 mm
- DN Impulsión: 300 mm
- Motor tipo: Eléctrico trifásico
- Potencia: 355 kW
- Voltaje: 690
- Frecuencia: 50 Hz
- Protección: IP-55
- Velocidad motor: 1.500 r.p.m.

Para las bombas auxiliares se ha seleccionado una bomba centrifuga horizontal variada, accionada a 1.491 r.p.m., suministrada por fabricantes de reconocido prestigio.

Se aportan las gráficas comerciales suministradas por un fabricante y consideradas para el estudio de los fraccionamientos y atendiendo a que cumplan con los rendimientos exigidos a lo largo de la curva de consigna en los diferentes puntos de corte.

En la curva puede observarse rendimientos en torno al 85 % en el punto de funcionamiento seleccionado (300 l/s, 82,3 m.c.a.) y un NPSH requerido de 4,4 m.c.a, inferior al disponible, aunque debe tenerse en cuenta atendiendo al margen existente.





Determinados todos los condicionantes hidráulicos de la red se procede a la selección de los grupos de bombeo indicados anteriormente y en los que se adjunta la curva de las bombas comerciales elegidas. Atendiendo para ello, a que cumplan con los rendimientos exigidos a lo largo de la curva de consigna en los diferentes puntos de corte.

Por tanto, en máxima demanda funcionarán simultáneamente las 4 bombas de 630 kW. Es decir, 2.520 kW de potencia.

5 COLECTORES

En el diseño de los colectores tendremos en cuenta los condicionantes de trabajo. En nuestro caso, caudal, velocidad y presión.

Es necesario determinar primeramente los diámetros de los colectores atendiendo a unas velocidades de funcionamiento. El hecho de mantener las velocidades por debajo de unos valores mínimos recomendados se hace con el fin de evitar turbulencias y disminuir las pérdidas energéticas.

En aspiración se establece como velocidad recomendable para la entrada en el grupo motobomba, una velocidad próxima (V) a 1 m/s, estas condiciones mejoran las condiciones en la entrada del flujo.

$$Q = A_{colector} x V$$

- Colector aspiración (Q=2.080 l/s): DN 1600 mm.
- Colector aspiración bomba principal (Q=600 l/s): DN 800 mm.
- Colector aspiración bomba auxiliar (Q=270 l/s): DN 600 mm.

En los colectores de impulsión se establece una velocidad límite de 1,5 m/s.

- Colector impulsión (Q=2.080 l/s): DN 1400 mm.
- Colector impulsión bomba principal (Q=600 l/s): DN 700 mm.
- Colector impulsión bomba auxiliar (Q=270 l/s): DN 500 mm.

Una vez determinados los diámetros de los colectores, se tendrá en cuenta la separación de los mismos, atendiendo a las recomendaciones de la *American National Standard for Pump Intake Design,* donde se establece una longitud del colector de aspiración individual de cada bomba no menor a 5 veces el diámetro del colector individual de aspiración, a cualquier elemento que ocasione cambios en el flujo, y una separación entre colectores individuales superior a 2 veces el diámetro del colector de aspiración para evitar perturbaciones en el flujo de aspiración.

De la misma manera se establecen los conos de transición de los colectores a las bridas de aspiración e impulsión, con un ángulo no superior a 10° y con un diseño excéntrico para evitar concentraciones de burbujas de aire.

Los colectores deberán resistir la presión hidrostática que se genera, sobre todo en la impulsión. Se diseñan en acero electrosoldado, sometido a un tratamiento anticorrosivo exterior e interior, y se define el espesor que permita resistir la tracción mínima a la que estarán sometidos.

Ambos serán de acero al carbono con soldadura helicoidal, calidad mínima S-235-JR, sometido a un tratamiento anticorrosivo exterior e interior galvanizado y con pintura epoxi.

El espesor que deberá tener el tubo, viene determinado por la siguiente expresión:

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}}$$

siendo:

e = espesor mínimo teórico, en mm
MDP = Presión máxima de diseño, en MPa
D = diámetro del tubo, en metros
σ_{adm} = tensión a tracción admisible del acero, en MPa

Se ha previsto que la MDP será de 1,1 MPa debido a la estimación de la sobrepresión del golpe de ariete (se tendrá en cuenta la presión de impulsión en la zona de aspiración por seguridad).

La tensión a tracción admisible del acero tipo ST 235 es 235 MPa si tomamos un coeficiente de seguridad 2 y el espesor mínimo de éste resulta ser para la gama de diámetros y tubos a instalar en ambos colectores de:

<u>DN = 1600 mm (Colector individual de aspiración)</u>

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{2x1{,}1 \times 1600}{2x \times 170} = 10{,}3 \text{ mm}$$

<u>DN = 800 mm (Colector individual de aspiración)</u>

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{2x1{,}1 \times 800}{2x \times 170} = 5{,}17 \text{ mm}$$

<u>DN = 600 mm (Colector individual de aspiración)</u>

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{2x1{,}1 \times 600}{2 \times 170} = 3{,}88 \text{ mm}$$

<u>DN = 700 mm (Colector individual de impulsión)</u>

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{2x1{,}1 \times 700}{2 \times 170} = 4{,}53 \text{ mm}$$

DN = 1.400 mm (Colector general de impulsión)

$$e \geq \frac{MDP \times D}{2 \times \sigma_{adm}} = \frac{2x1{,}100 \times 1.400}{2 \times 170} = 9{,}06 \text{ mm}$$

A pesar de los distintos valores obtenidos en el cálculo y por tener unos espesores homogéneos, se recomienda espesores mínimos conforme a lo dispuesto en la norma UNE-EN 10224, UNE-EN 10025 o API 5L.

Por ello se adopta los siguientes espesores de tubo, valores consideramos del todo admisible, cubriendo con seguridad las tensiones previstas.

DN-600: e = 4 mm
DN-700: e = 6,4 mm
DN-800: e = 6,4 mm
DN-1.400: e = 10 mm
DN-1.600: e = 12 mm

6 VÁLVULERÍA Y ACCESORIOS

Una vez vistas las cuestiones en cuanto al diseño de los equipos de impulsión y colectores, se hace una breve descripción de los elementos hidráulicos que se deben colocar para el buen funcionamiento de la instalación, y que no forman parte de la bomba como tal.

En la aspiración, aguas arriba del grupo motobomba distinguimos los siguientes elementos:

- Colector general de aspiración, de acero helicoidal de DN 1600 mm (espesor mínimo 12 mm).
  En el mismo colector se dispone:
  - Válvula de mariposa embridada
  - Carrete de desmontaje.
  - Ventosa trifuncional de baja presión.

- Colector de aspiración individual, compuesto por los siguientes elementos:
  - Válvula de mariposa embridada o ranurada, atendiendo al diámetro.
  - Colector individual con una longitud igual o superior a 3 veces el diámetro
  - Un cono recto de ampliación excéntrico para enlazar la brida de salida de la bomba a la valvulería, con un ángulo igual o inferior a 10°.

De esta forma, en el lado de la impulsión, los equipamientos que se colocarán a la salida de cada bomba y ordenados en el sentido del flujo de líquido son los siguientes:

- Colector de impulsión individual formado por una calderería de acero compuesta por los siguientes elementos:
  - Un cono recto de ampliación excéntrico para enlazar la brida de salida de la bomba a la valvulería con un ángulo igual o inferior a 10º.
  - Una válvula antirretorno de doble clapeta o bola (según diámetro) ranurada. Distanciada 5 veces el diámetro para evitar efectos en las bombas.
  - Colector aguas arriba del caudalímetro, de longitud igual o superior a 5 veces el diámetro nominal.
  - Caudalímetro electromagnético.
  - Colector aguas arriba del caudalímetro, de longitud igual o superior a 3 veces el diámetro nominal, excepto en los grupos grandes que quedan ligeramente por debajo de 3 diámetros.
  - Válvula de mariposa ranurada actuador-reductor motorizada.
  - Codo de 45º de enlace con colector general.

- Colector general de impulsión general de acero helicoidal y diámetro variable nominal 1.400 mm (espesor 10 mm), en el colector se dispone:

- Ventosas trifuncionales intercaladas.
- Caudalímetro electromagnético.
- Carrete de desmontaje.

- Colector by-pass, donde se dispondrán elementos de seguridad contra sobrepresiones y depresiones, además de permitir el llenado parcial de la red por gravedad sin el uso de las bombas.
  - Válvula antirretorno clapeta ranurada.
  - Válvula de mariposa ranurada.
  - Caudalímetro electromagnético.
  - Dos Válvula anticipadora de onda DN 250.

Todos los equipos y accesorios anteriormente descritos se disponen como se indica en los planos correspondientes. La función de los elementos singulares es la siguiente:

Válvula de Antirretorno. El cometido de esta válvula es permitir el flujo de agua en un sentido e impedirlo en el otro, mediante el cierre mecánico automático de la misma cuando la bomba deja de funcionar, evitando que el agua retorne a la bomba y que haga girar el rodete de la misma en sentido contrario al de trabajo (y por igual al motor eléctrico de arrastre acoplado a ella), lo que produce un embalsamiento pernicioso de la máquina. Además evita el vaciado de la tubería de impulsión a través de la bomba cuando ésta está parada y se protege así a la bomba contra el exceso de presión.

Válvula de mariposa manual. Posibilita el aislamiento de la bomba y de la válvula de retención del colector de impulsión para cualquier reparación, inspección y desarme, pudiendo mantener el resto de la estación en funcionamiento.

Carrete telescópico de desmontaje. Facilita el montaje y desmontaje de la cadena de elementos asociada entre bridas.

Válvula anticipadora de onda: Válvula de protección contra sobrepresiones. Válvula de control, mediante pilotos diferenciales, que permiten detectar la bajada de la presión previa a una subida de presión aguas arriba de la válvula, que provoca su apertura automática para la descarga del exceso de volumen de agua generado. La misión fundamental en la instalación es el control de exceso de presión por la posibilidad de un arranque de los grupos de bombeo contra válvulas cerradas. Es importante considerar un elemento mecánico ante un fallo en el SCADA por parada o mal funcionamiento, que debe estar programado para evitar arranque con válvulas no abiertas. Esto puede realizarse de manera provocada en las puestas en marcha.

Ventosa trifuncional: Combinan en un solo cuerpo o en dos cuerpos separados, las funciones de las de efecto automático y las de efecto cinético, actuando en tres momentos diferentes durante el funcionamiento de la instalación: evacuando el aire de

las tuberías en el momento de llenado, purgando pequeñas cantidades de aire cuando la red está presurizada y permitiendo la entrada de aire en el momento de la descarga. Durante el proceso de llenado debe permitirse la salida del aire para evitar sobrepresiones y durante el vaciado debe dejarse entrar el aire para evitar depresiones.

En el proceso de llenado como se ha comentado, existe la limitación en el colector de aspiración. La presión de trabajo será la correspondiente, en este caso, a la altura manométrica generada por la lámina de agua de la balsa. Esta presión en muchos casos es insuficiente para el cierre correcto de las ventosas, provocando la salida del agua.

En el colector de aspiración se deben disponer ventosas trifuncionales capaces de trabajar a presiones inferiores a 1,5 m.c.a.

La operación de llenado de una conducción supone la expulsión del aire a la atmósfera y su sustitución por agua, produciéndose fundamentalmente a través de las ventosas.

Durante el proceso de llenado, el aire que ocupa la tubería debe ser evacuado a la atmósfera a medida que el agua avanza por el interior de la conducción. Esto debe hacerse controlada y eficazmente para evitar sobrepresiones y golpes de ariete, de forma que el agua pueda llenar completamente la conducción sin dejar aire atrapado.

Si el orificio de salida de la ventosa es demasiado pequeño, la ventosa no será capaz de expulsar la cantidad suficiente de aire y éste se comprimirá dentro de la tubería dando lugar a importantes sobrepresiones que pueden ser perjudiciales para la instalación. Por el contrario, si el orifico de la ventosa es demasiado grande, el aire se expulsa con mucha rapidez y, en consecuencia, la columna de agua alcanza una gran velocidad. Cuando el agua llega a la posición de la ventosa, el flotador cierra ésta bruscamente generando un golpe de ariete que puede ser muy peligroso.

Se trata pues, de determinar el caudal máximo de agua de llenado tal que, al llegar el agua a la ventosa y cerrarse ésta, el golpe de ariete producido por este cierre en la tubería de conexión, y que se transmite a la tubería principal a través de la columna de agua que la llena, no origine en esta última una sobrepresión que pueda llegar a romperla.

El caudal de llenado de la tubería (Q_{ll}) será el correspondiente al de una velocidad de llenado de 0,4 m/s y, por lo tanto, será el mismo que el caudal volumétrico de aire evacuado en las condiciones del interior de la tubería, o sea, a la presión Pexp y que es del orden de 1,5 m.c.a. Este caudal de aire se deberá pasar a condiciones normales, Qaire atm, evidentemente a presión atmosférica Patm; que es el que se indica en las curvas de funcionamiento de las ventosas dadas por los fabricantes. Se utilizará la siguiente expresión:

$$Q_{\text{aire atm}} = \frac{P^*_{\exp} \cdot Q_{ll}}{P^*_{atm}}$$

donde Pexp* indica presión absoluta 11,5 m.c.a.

Todo lo anterior está condicionado a mantener un caudal de agua de llenado (Q_{ll}) que nunca supere los valores considerados. Ello puede realizarse de forma controlada mediante la estrangulación del flujo del agua con la válvula manual situada al principio del colector de aspiración.

Para determinar el diámetro nominal de la ventosa se deberá hacer uso de la información de catálogo dada por los fabricantes. Así, tomamos los siguientes valores de un fabricante para una presión interna de 1,5 m.c.a.

DN Ventosa	Q_{salida} (l/s)
25 mm	42
50 mm	152
80 mm	424
100 mm	622
150 mm	1.414
200 mm	2.829

Con la velocidad de llenado de 0,4 m/s, el caudal de llenado del tubo que le corresponde con esta velocidad, el caudal de salida que le correspondería a la ventosa y la transformación a caudal a evacuar por la ventosa para la presión es de 1,5 m.c.a.

Finalmente y conforme a los datos suministrado por el fabricante, se indica el diámetro de ventosa que le corresponde a cada tubo.

Colector Aspiración DN1600:

$$Q_{\text{aire atm}} = \frac{11{,}5 m.c.a \cdot 0{,}4 m/s \cdot \pi \cdot 0{,}8^2 \cdot m^2}{10 m.c.a} = 0{,}925 m^3/s = 925 l/s\,.$$

Colector Impulsión DN1400:

$$Q_{\text{aire atm}} = \frac{11{,}5m.c.a \cdot 0{,}4m/s \cdot \pi \cdot 0{,}7^2 \cdot m^2}{10m.c.a} = 0{,}708m^3/s = 708l/s$$

Ahora determinamos las ventosas necesarias ante el vaciado de la red. Al abrirse una válvula de vaciado, aguas abajo de la misma se tiene la presión atmosférica y, si en la tubería no se admitiese aire atmosférico, ésta no sólo no se vaciaría completamente, sino que se generarían depresiones en la tubería que podrían ocasionar el colapso de la misma.

Por este motivo, la operación de vaciado de la conducción exige la colocación de ventosas que permitan la entrada del aire para llenar el vacío dejado por el agua y evitar la separación de la columna líquida, la cual puede dar lugar a la formación de depresiones que podrían ser tan dañinas como la sobrepresión, produciendo el colapso de la tubería. Lógicamente, el caudal de agua que sale por las válvulas de vaciado debe ser repuesto con idéntico caudal de aire, entrando a través de las ventosas de gran orificio.

Tendremos que considerar la posibilidad existente en el colector de impulsión de la colocación de ventosas que permitan la entrada de aire ante el desagüe del colector, en este caso totalmente controlado o el caso de producirse una rotura franca de la instalación, y disponer para ello de la totalidad de carga entre la ventosa y el punto de la rotura como energía disponible.

En el caso de rotura franca, hay que tener en cuenta que esta posibilidad pudiera provocar en la continuidad de la red con la tubería de abastecimiento el vaciado de la balsa. Para evitar este caso se debe de disponer de una acción programada en el automatismo, que permita el cierre de las válvulas en caso de una bajada de presión por debajo de cierto valor.

Evitada esta posibilidad se considera como factor para la determinación de las ventosas la posibilidad de una rotura en el punto situado en la zona baja a la salida de la estación de bombeo. Este punto presenta una cota de 1.019,4 m en el ramal 1 pk 0+143. Las ventosas en este caso tendrán como misión principal cubrir la posibilidad de un vaciado descontrolado entre este punto y la propia estación.

A partir de la pendiente hidráulica disponible y de las características de la instalación determinamos el caudal máximo que puede salir por rotura utilizando la expresión de Bernoulli entre dos puntos de la red.

$$z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^{\,2}}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^{\,2}}{2g} + \Delta H$$

En las pérdidas de carga empleamos la fórmula de Hazen-Williams, con un coeficiente C del material de 140 y mayorando las pérdidas continuas un 5% para tener en cuenta las singularidades:

$$\Delta H = 1{,}05 \text{ x } \frac{10{,}62 \text{ x } L \text{ x } Q^{1{,}85}}{140^{1{,}85} \text{ x } D^{4{,}87}} \qquad \Rightarrow \qquad Q_{aire}\left(\frac{m^3}{s}\right) = 38{,}02x^{1{,}85}\sqrt{\frac{\Delta H}{L} x D(m)^{4.87}}$$

Dicho caudal máximo es el que se adopta como caudal máximo de aire admitido (Qadm) por la ventosa por encima del punto de rotura.

El principal inconveniente que se presenta a la hora de realizar el cálculo del caudal de rotura es establecer la pendiente hidráulica que hay que fijar en la fórmula, pues si asumimos la máxima pendiente existente en toda la instalación, estaríamos sobredimensionando todas las ventosas para todos los diámetros de tuberías y en todos los tramos del red, en este caso establecemos como pendiente hidráulica la posibilidad de rotura y vaciado en el tramo, con una presión estática (P0) en la red de 82,3 m.c.a.

Además, el caudal de rotura depende del tipo de rotura franca o parcial, en nuestro caso se supone una rotura parcial. Hay que tener en cuenta que se supone un fallo en un punto determinado desfavorable de la red, que pueda condicionar la ubicación de ventosas en el colector de la estación de bombeo, pero por otro lado se disponen las ventosas relativas a la propia red de riego, que en el presente caso no se tienen en cuenta.

Este caudal hay que pasarlo a condiciones normales para determinar el diámetro de la ventosa, mediante la expresión:

$$\mathrm{Q}_{\text{aire atm}} = \frac{\mathrm{P}^*_{\text{adm}} \cdot Q_{adm}}{P^*_{atm}}$$

donde P* indica presión absoluta. Respecto a la presión de admisión (P*adm), se estima una máxima depresión de -3,5 m.c.a. que puede aguantar la tubería, resultando un valor absoluto de: P*adm = -3,5 + 10 = 6,5 m.c.a.

Con la diferencia de presión establecida (-3,5 m.c.a.) y con el caudal de aire que debe admitir la ventosa para suplir el caudal de agua que sale por la rotura, se selecciona la ventosa más adecuada respecto a los datos que suministra los fabricantes.

DN Ventosa	$Q_{entrada}$ (l/s)
25 mm	71
50 mm	311
80 mm	650
100 mm	877
150 mm	2.263
200 mm	3.678
250 mm	5.941
300 mm	8.488
350 mm	11.600
400 mm	16.409

Atendiendo al perfil de la tubería principal, ramal 1:

$$\Delta H = (z_o - z_1) = (1021{,}2 - 1020{,}4) = 0{,}8\ m$$

$$Q_{aire}\left(\frac{m^3}{s}\right) = 38{,}02x\sqrt[1{,}85]{\frac{\Delta H}{L}xD(m)^{4.87}} = 38{,}02x\sqrt[1{,}85]{\frac{0{,}8}{220}x1{,}4^{4.87}} = 4{,}3\ m^3/s$$

$$Q(l/s\,) = 4.335\ l/s$$

$$Q_{aire\ atm} = \frac{6{,}5\ m.c.a.\ x\ 3.707\ l/s}{10\ m.c.a.} = 2.817\ l/s$$

En conclusión se dispondrá de 4 ventosas de 100 mm en el colector de aspiración que permitan la evacuación del aire en el proceso de llenado, con un caudal de expulsión de aire de 622 l/s.

En el colector de impulsión para contrarrestar el posible vaciado de la red, se limita con 4 ventosas de 100 mm con un caudal de entrada de aire de 877 l/s.

Se opta por las ventosas trifuncionales que permitan mediante la disposición de un purgador la salida del aire en disolución provocado en el bombeo.

7 DESAGÜE

En la estación de bombeo se dispondrá de un colector de desagüe que evacue una posible inundación interior de la estación por fallo en las uniones o rotura de algún elemento.

Determinamos en este caso el caudal de desagüe y, más concretamente se establece el diámetro de la tubería que permita evacuar el agua dentro de la estación.

En primer lugar se establece mediante la ecuación de Bernoulli, la sección de la tubería de desagüe fijando dentro de la estación de bombeo, como cota 1.021 m existente en solera, permitir únicamente una subida del nivel de agua dentro de la estación de tan solo medio metro por encima de la cota de la solera. El punto de desagüe, ubicado tal como refleja el perfil longitudinal en la cota 1.018,5 m (eje de tubería en el punto de vertido), correspondiente con una desagüe existente.

$$z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_0^{\,2}}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^{\,2}}{2g} + \Delta H$$

Donde tenemos que $\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma}$ y v0=0, por lo tanto:

$$z_0 = z_1 + \frac{v_1^{\,2}}{2g} + \Delta H$$

Por lo tanto, la diferencia de cota entre ambos puntos (Ha), debe permitir vencer el conjunto de pérdidas existentes y en la creación de velocidad.

$$H_a = z_0 - z_1$$

En el análisis de las pérdidas de carga, en este caso analizamos las perdidas continuas en la conducción (hr) y las singulares (hs) propia del diseño del desagüe.

$$\Delta H = hr + hs$$

En este caso para la determinación de las perdidas en la conducción hacemos uso de la ecuación de Manning:

$$hr = L \times n^2 \times \frac{v_1^{\,2}}{R_h^{4/3}}$$

Siendo los parámetros:
L = longitud, en este caso 542 m.
n= coeficiente de Manning, (para tubería plástica de PVC; 0,008)
Rh= Radio hidráulico:

$$R_h = \frac{\pi \times r^2}{2\pi \times r} = \frac{r}{2}$$

Las pérdidas singulares atiende al pozo de registro de la estación de bombeo, y las pérdidas de carga en régimen turbulento se expresan:

$$hs = k\ x \frac{v_1^{\ 2}}{2g}$$

k = coeficiente de pérdidas singulares:
K codo 45º=0,2.
K codo 90º= 0,45
K embocadura = 2x0,1.

$$Q_{desagüe} = \sqrt{\frac{H_a \times D^{5,333}}{\left(0,08268(1+k) \times D^{1,333} + 10,3 \times L \times n^2\right)}}$$

El caudal a desaguar se corresponderá con el 25% del caudal bombeado:

Q_desagüe=0,25 x Q_bombeo=0,25 x 2,080 m³/s= 0,59 m³/s

Para dicho caudal se opta por una tubería de PVC corrugado DN 800 mm, que considerando su sección hidráulica proporciona una capacidad de desagüe de aproximadamente 1,4 m³/s, más de 67 % del total necesario. Por lo tanto, se considera un manteniendo del nivel de seguridad importante para que no afecte a los motores eléctricos.