Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología
Universidad de La Laguna

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

TRABAJO DE FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Héctor Arteaga Martín

Tutor: Vicente José Romero Ternero

Septiembre de 2018

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ÍNDICE GENERAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

Autor: Héctor Arteaga Martín

Tutor: Vicente José Romero Ternero

MEMORIA

1. Objeto 11
    1.1. Abstract 11
2. Alcance 12
3. Antecedentes 15
    3.1. Situación hidrológica a nivel mundial 15
    3.2. Situación hidrológica en Canarias 16
    3.3. Situación hidrológica en la isla de El Hierro 18
    3.4. Historia de la desalación en Canarias 21
    3.5. La desalación de agua 23
    3.6. La desalación por ósmosis inversa 25
        3.6.1. Configuración de las membranas 27
        3.6.2. Material de las membranas 29
        3.6.3. Esquema de una plata de ósmosis inversa 29
    3.7. La energía eólica 31
    3.8. Energías renovables en procesos de desalación 34
4. Normas y referencias 36
    4.1. Normas 36
    4.2. Bibliografía 36
        4.2.1. Libros 36
        4.2.2. Referencias electrónicas 37
    4.3. Software informático empleado 38
5. Definiciones y abreviaturas 40
    5.1. Definiciones 40
    5.2. Abreviaturas 40
6. Requisitos de diseño 42
    6.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora 42
    6.2. Características del agua de alimentación y producto 46
7. Análisis de soluciones 50
    7.1. Capacidad de la planta desaladora 50

7.2. Sistema de captación 52
7.2.1. Tipos de tomas de agua 52
7.2.2. Pozos de captación 53
7.2.3. Tuberías de captación 56
7.2.4. Bombas de captación 57
7.3. Pretratamiento 58
7.4. Núcleo de desalación 59
7.4.1. Bastidor de membranas 59
7.4.2. Intercambiadores de presión 61
7.4.3. Bomba de alta presión 64
7.4.4. Bomba booster 65
7.5. Postratamiento 66
7.6. Sistema de distribución 67
7.6.1. Tuberías de distribución 67
7.6.2. Bombas de distribución 68
7.7. Sistema de rechazo 69
7.7.1. Tuberías de rechazo 69
7.7.2. Bomba de rechazo 70
7.8. Sistema de abastecimiento energético 70
7.8.1. Consumo energético de la planta desaladora 70
7.8.2. Caracterización del recurso eólico 72
7.8.3. Selección del aerogenerador 73
8. Resultados finales 75
8.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora 75
8.2. Sistema de captación 75
8.3. Pretratamiento. 76
8.4. Núcleo de desalación. 76
8.5. Sistema de distribución 79
8.6. Sistema de rechazo 80
8.7. Sistema de abastecimiento energético 80
9. Conclusiones 81

ANEXO DE CÁLCULOS

1. Cálculo de la necesidad de producción 10
2. Dimensionamiento del núcleo de desalación 17
2.1. Dimensionamiento del bastidor de membranas 17
2.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de presión 27
2.3. Dimensionamiento de la bomba de alta presión 35
2.4. Dimensionamiento de la bomba booster 42
2.5. Cálculo del consumo específico del núcleo de desalacióm 48
3. Dimensionamiento del sistema de captación 50
3.1. Pozos de captación 50
3.2. Tuberías de captación 54
3.3. Bombas de captación 56
3.3.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de captación 59
3.3.2. Selección de las bombas de captación 68
4. Dimensionamiento del sistema de distribución 73
4.1. Tuberías de distribución 73
4.2. Bomba de distribución 75
4.2.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de distribución 75
4.2.2. Selección de la bomba de distribución 78
5. Dimensionamiento del sistema de rechazo 83
5.1. Tuberías de rechazo 83
5.2. Bomba de rechazo 85
6. Consumo específico de la planta 88
7. Dimensionamiento del aerogenerador 89
7.1. Determinación del recurso eólico 89
7.2. Selección del aerogenerador 91

HOJAS DE DATOS

1. Hoja de datos de la bomba de captación

2. Hoja de datos de las membranas de ósmosis inversa

3. Resultados de la simulación del software Q+ Projection de dimensionamiento de las membranas

4. Hoja de datos de la bomba de alta presión

5. Hoja de datos de la bomba booster

6. Hoja de datos de las bombas de distribución

7. Hoja de datos del aerogenerador

PLANOS

Plano nº 1. Situación 4

Plano nº 2. Emplazamiento. 5

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

MEMORIA

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

Autor: Héctor Arteaga Martín

Tutor: Vicente José Romero Ternero

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

Título del proyecto

Estudio de una planta de desalación de agua de mar alimentada mediante energía eólica situada en la isla de El Hierro.

Datos del peticionario

Razón social: Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna.

Dirección: Campus de Anchieta. Camino San Francisco de Paula, S/N. 38271, San Cristóbal de La Laguna, Tenerife, España.

Teléfono: +34 922 845 031

Datos del autor

Autor: Héctor Arteaga Martín

DNI: 54111003 F

Datos del tutor

Tutor: Vicente José Romero Ternero

Fecha

Septiembre de 2018

ÍNDICE

1. Objeto 11
    1.1. Abstract 11
2. Alcance 12
3. Antecedentes 15
    3.1. Situación hidrológica a nivel mundial 15
    3.2. Situación hidrológica en Canarias 16
    3.3. Situación hidrológica en la isla de El Hierro 18
    3.4. Historia de la desalación en Canarias 21
    3.5. La desalación de agua 23
    3.6. La desalación por ósmosis inversa 25
        3.6.1. Configuración de las membranas 27
        3.6.2. Material de las membranas 29
        3.6.3. Esquema de una plata de ósmosis inversa 29
    3.7. La energía eólica 31
    3.8. Energías renovables en procesos de desalación 34
4. Normas y referencias 36
    4.1. Normas 36
    4.2. Bibliografía 36
        4.2.1. Libros 36
        4.2.2. Referencias electrónicas 37
    4.3. Software informático empleado 38
5. Definiciones y abreviaturas 40
    5.1. Definiciones 40
    5.2. Abreviaturas 40
6. Requisitos de diseño 42
    6.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora 42
    6.2. Características del agua de alimentación y producto 46
7. Análisis de soluciones 50
    7.1. Capacidad de la planta desaladora 50

7.2. Sistema de captación 52
7.2.1. Tipos de tomas de agua 52
7.2.2. Pozos de captación 53
7.2.3. Tuberías de captación 56
7.2.4. Bombas de captación 57
7.3. Pretratamiento 58
7.4. Núcleo de desalación 59
7.4.1. Bastidor de membranas 59
7.4.2. Intercambiadores de presión 61
7.4.3. Bomba de alta presión 64
7.4.4. Bomba booster 65
7.5. Postratamiento 66
7.6. Sistema de distribución 67
7.6.1. Tuberías de distribución 67
7.6.2. Bombas de distribución 68
7.7. Sistema de rechazo 69
7.7.1. Tuberías de rechazo 69
7.7.2. Bomba de rechazo 70
7.8. Sistema de abastecimiento energético 70
7.8.1. Consumo energético de la planta desaladora 70
7.8.2. Caracterización del recurso eólico 72
7.8.3. Selección del aerogenerador 73
8. Resultados finales 75
8.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora 75
8.2. Sistema de captación 75
8.3. Pretratamiento. 76
8.4. Núcleo de desalación. 76
8.5. Sistema de distribución 79
8.6. Sistema de rechazo 80
8.7. Sistema de abastecimiento energético 80
9. Conclusiones 81

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1. Disponibilidad del agua en el mundo por país 15

Figura 3.2. Distribución de la obtención de los recursos hidrológicos en Canarias 17

Figura 3.3. Distribución del consumo de agua en Canarias 17

Figura 3.4. Procedencia de los recursos hidrológicos en la isla de El Hierro 18

Figura 3.5. Distribución de la obtención de los recursos hidrológicos en la isla de El Hierro 19

Figura 3.6. Estado actual de la zona conocida como Costa de Tiñor y fotografía de la boca de un aljibe de la zona 20

Figura 3.7. Boca de una de las dos galerías excavadas en la Costa de Tiñor 21

Figura 3.8. Primera planta desaladora de Canarias 22

Figura 3.9. Diferencia entre las membranas de arrollamiento en espiral y las membranas de fibra hueca 23

Figura 3.10. Esquema de principio de la electrodiálisis 25

Figura 3.11. Esquema del proceso de ósmosis 25

Figura 3.12. Esquema del proceso de ósmosis inversa 26

Figura 3.13. Esquema del núcleo de desalación de una planta desaladora por ósmosis inversa 30

Figura 3.14. Evolución de la potencia eólica instalada en el mundo 32

Figura 3.15. Evolución de la potencia eólica instalada en España 33

Figura 3.16. Parque eólico de Gorona del Viento en la isla de El Hierro 33

Figura 3.17. Esquema de un sistema de almacenamiento de energía en forma de aire comprimido 35

Figura 6.1. Costa de Tiñor 43

Figura 6.2. Zona destinada al cultivo entre los paisajes protegidos de Timijiraque y Ventejís 44

Figura 6.3. Parcela elegida para la construcción de la planta desaladora 44

Figura 6.4. Rosa de los vientos para las coordenadas del aerogenerador a una altura de 80 metros 45

Figura 6.5. Mapa eólico de la Isla de El Hierro 45

Figura 6.6. Ubicación elegida para el aerogenerador 46

Figura 6.7. Temperatura media del agua boya Tenerife Sur 47

Figura 7.1. Disposición de los pozos de captación 54

Figura 7.2. Esquema de los pozos de captación 55

Figura 7.3. Filtro de arena vertical y filtro de cartuchos 58

Figura 7.4. Interfaces de las hojas de cálculo de los fabricantes de intercambiadores de presión 62

Figura 7.5. Intercambiadores de presión del fabricante Energy Recovery instalados en la Refinería de Santa Cruz 63

Figura 7.6. Ubicación del depósito y recorrido de la tubería de distribución 67

Figura 7.7. Disposición del emisario submarino 69

Figura 7.8. Distribución de la probabilidad de la velocidad del viento a lo largo de un año tipo 72

Figura 8.1. Bomba Flowserve 12EMM y sus curvas características 75

Figura 8.2. Membranas LG SW 400 R 76

Figura 8.3. Bomba Flowserve 4WDX D y sus curvas características 77

Figura 8.4. Bomba Sulzer SNS2-80 (150-80-200) y sus curvas características 78

Figura 8.5. Bomba Lowara MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4 y sus curvas características 79

Figura 8.6. Aerogenerador Senvion MM82 y su curva de potencia 80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Distribución del consumo de agua en la isla de El Hierro 19

Tabla 3.2. Posibles combinaciones de fuentes de energía renovable y tecnologías de desalación 34

Tabla 6.1. Composición química del agua de alimentación de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife 48

Tabla 7.1. Producción diaria de agua necesaria para cada mes del año 51

Tabla 7.2. Estado del depósito a lo largo del año 52

Tabla 7.3. Diámetros y pérdidas de carga primarias en la captación 56

Tabla 7.4. Eficiencia de las bombas de captación 57

Tabla 7.5. Tipos de membrana para desalación de agua de mar 60

Tabla 7.6. Rendimiento de las bombas de alta presión 64

Tabla 7.7. Rendimiento de las bombas booster 65

Tabla 7.8. Diámetro y pérdidas de carga en la distribución 68

Tabla 7.9. Rendimiento de las bombas de distribución 68

Tabla 7.10. Diámetro y pérdidas de carga en el rechazo 70

Tabla 7.11. Consumo energético de cada uno de los equipos de la planta desaladora 71

Tabla 7.12. Resultados obtenidos para cada uno de los modelos de aerogenerador analizados 73

1. OBJETO.

Este estudio tiene como finalidad demostrar que se han adquirido los conocimientos y competencias necesarias para superar la asignatura Trabajo fin de Grado, y por lo tanto los estudios del Grado en Ingeniería mecánica. Algunas de las competencias desarrolladas han sido la capacidad para la redacción, firma y desarrollo de proyectos en el ámbito de la Ingeniería Industrial Mecánica, así como el conocimiento, compresión y capacidad para aplicar la legislación necesaria en el ejercicio de la profesión de Ingeniero Técnico Industrial, entre otras.

Con esta finalidad se ha elaborado este estudio de una planta desaladora de agua de mar con la que se pretende obtener cada día 2850 metros cúbicos de agua desalada mediante el método de ósmosis inversa, apta para el regadío de una plantación de aguacates con una extensión de 114 hectáreas situada en la isla de El Hierro. El abastecimiento energético de esta planta se realizará mediante la instalación de aerogeneradores que permitan minimizar la dependencia de la red eléctrica.

1.1. Abstract.

The aim of this document is proving that the knowledge and skills needed in order to pass the Final Degree Project subject, and therefore the Degree in Mechanical Engineering have been acquired. Some of the skills developed have been the ability to write, sign and develop industrial mechanical engineering projects, as well as knowledge, comprehension and ability to apply the necessary legislation in the profession as industrial technical engineer, among other.

To this end, this study of a seawater desalination plant has been developed, with which 2850 cubic metres of desalinated water are intended to be obtained every day using the reverse osmosis method, in order to irrigate a 114 hectares plantation of avocados placed in El Hierro island. The energy supply of this plant will be carried out through the installation of wind turbines that minimize the dependence on the electric grid.

2. ALCANCE.

Este documento está enfocado al estudio de una planta desaladora de agua de mar que, mediante la tecnología de ósmosis inversa, sea capaz de suministrar 2850 metros cúbicos de agua al día destinados al riego de una plantación de aguacates con una extensión de 114 hectáreas. Dicha plantación se situará en la zona conocida como Costa de Tiñor, mientras que, por su parte, la planta desaladora estará situada en la zona del Puerto de la Estaca.

El presente estudio, por lo tanto, incluirá el dimensionamiento de los distintos sistemas y equipos que requiere la instalación mencionada, incluyendo los sistemas de captación de agua de mar, núcleo de desalación, distribución del agua desalada, rechazo de salmuera y sistema eólico, puesto que el abastecimiento energético de la planta se realizará mediante esta tecnología. Para garantizar un funcionamiento continuo de la planta desaladora se realizará una conexión a la red eléctrica, que pasará a proporcionar la energía necesaria a todos los sistemas durante los períodos en los que la velocidad del viento no sea suficiente para lograr el autoabastecimiento.

A continuación, se indican los distintos puntos que formarán parte del estudio:

- Determinación de la situación de la planta y de la zona de plantación.
- Cálculo de la capacidad de la planta desaladora.
- Determinación de las propiedades del agua de mar en la zona.
- Sistema de captación:
  - Dimensionamiento de los pozos de captación.
  - Dimensionamiento de la línea de captación.
  - Dimensionamiento de las bombas de captación.

- Núcleo de desalación:

  - Dimensionamiento del bastidor de membranas.
  - Dimensionamiento de la bomba de alta presión.
  - Dimensionamiento de la bomba booster.
  - Dimensionamiento del sistema de recuperación de energía.

- Sistema de distribución:

  - Cálculo de la capacidad del depósito abierto de agua desalada.
  - Dimensionamiento de la línea de distribución.
  - Dimensionamiento de las bombas de distribución.

- Sistema de rechazo:

  - Dimensionamiento de la línea de rechazo.
  - Dimensionamiento de la bomba de rechazo.

- Sistema de abastecimiento energético:

  - Determinación y caracterización del recurso eólico.
  - Selección del aerogenerador.

Por otro lado, no forman parte de este estudio los siguientes apartados:

- Obra civil de la planta desaladora, pozos de captación, depósito abierto, cimentación de aerogeneradores y trazado de tuberías.

- Instalaciones eléctricas, electrónicas, de automatización, contraincendios o climatización.

- Elementos de control y distribución tales como válvulas, manómetros, caudalímetros o variadores de frecuencia.

- Sistemas de pretratamiento y postratamiento.

- Estudio de seguridad y salud.

- Estudio de impacto medioambiental.

- Análisis de viabilidad económica.

- Pliego de condiciones.

- Estado de mediciones.

- Presupuesto.

3. ANTECEDENTES.

3.1. Situación hidrológica a nivel mundial.

Se estima que en el mundo hay aproximadamente 1370 millones de kilómetros cúbicos de agua, pero tan solo un 2,5% del total, unos 35 millones de kilómetros cúbicos, corresponden a agua dulce, que se puede encontrar formando parte de ríos, lagos o agua subterránea.

El reparto de este recurso a lo largo de la superficie de la Tierra es bastante heterogéneo, debido principalmente a las diferencias en la distribución de las precipitaciones, lo que hace que no todas las regiones del planeta tengan la misma disponibilidad.

En los casos en los que la demanda de agua por parte de la población de un determinado lugar supera la cantidad de agua disponible, se habla del problema de la escasez, que se ha visto agravado en los últimos años debido al crecimiento de la población y, por lo tanto, al consecuente incremento de las superficies destinadas a cultivos de regadío o al aumento del consumo para usos no domésticos en las zonas urbanizadas.

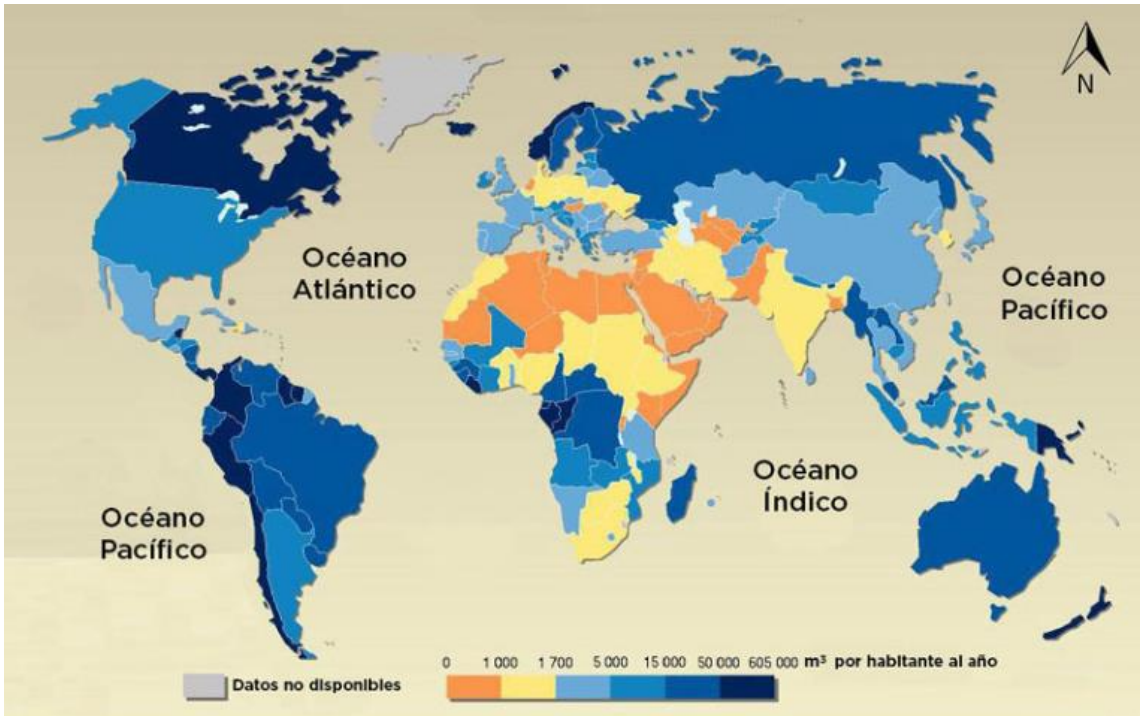


Figura 3.1. Disponibilidad del agua en el mundo por país.
Fuente: World Resources Institute Whashington DC, (2000).

Ante esta situación de creciente escasez de los recursos hidráulicos hay que plantear la necesidad de suministrar nuevos recursos al sistema hidráulico, y es en este punto donde entran en juego las distintas tecnologías de desalación tanto de aguas salobres como de mar, que se han convertido en un medio de supervivencia para numerosas poblaciones en el mundo, ya sea debido a la producción de agua potable, como al acondicionamiento de la misma para su utilización en determinadas industrias o explotaciones agrarias.

3.2. Situación hidrológica en Canarias.

La disponibilidad de los recursos hídricos naturales en el archipiélago canario es escasa por las características propias de las islas. Las aguas subterráneas son el recurso hídrico tradicional en el Archipiélago desde principios del siglo XX, sin embargo, se ha producido una sobreexplotación de los acuíferos debido a la intensificación de la agricultura, al aumento de la población y el desarrollo turístico en el último cuarto de siglo.

Debido a esta sobreexplotación del recurso hídrico tradicional de las islas, se ha producido en las últimas décadas un descenso drástico en la calidad y cantidad del agua obtenida mediante esta vía, por lo que la utilización de recursos no convencionales como la desalación de agua de mar y la reutilización de aguas regeneradas se ha convertido en una práctica muy extendida y con un elevado nivel de aceptación social. No obstante, la mayor proporción de los recursos hídricos en el Archipiélago siguen siendo subterráneos, excepto en Lanzarote y Fuerteventura que dependen casi exclusivamente del agua desalada para el suministro.

El gráfico mostrado a continuación y obtenido a través de la web del Centro Canario del Agua, muestra la procedencia de los recursos hídricos en Canarias donde, según estos datos, llegan a obtenerse 496,2 hectómetros cúbicos de agua al año entre todas las islas.

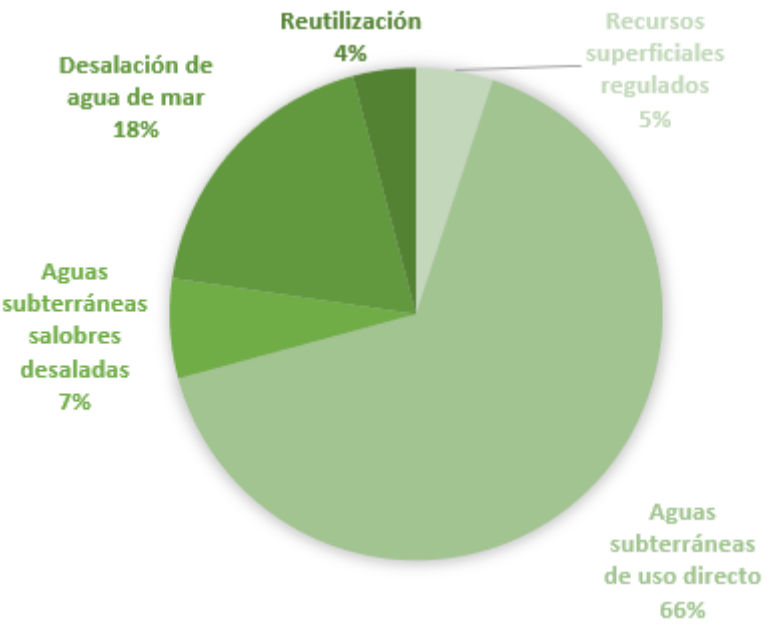


Figura 3.2. Distribución de la obtención de los recursos hidrológicos en Canarias.
Fuente: Centro Canario del Agua.

Por otro lado, y atendiendo una vez más a los datos del Centro Canario del Agua, en la figura 3.3 puede observar cómo se distribuye el consumo de agua en el Archipiélago.

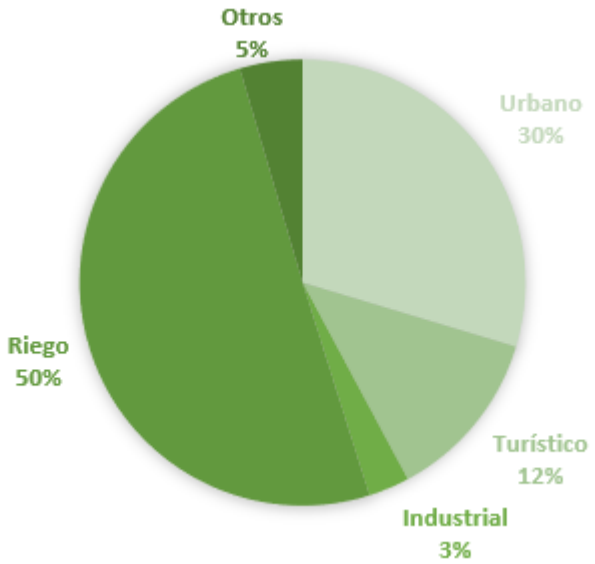


Figura 3.3. Distribución del consumo de agua en Canarias.
Fuente: Centro Canario del Agua.

3.3. Situación hidrológica en la isla de El Hierro.

Concretamente en la isla de El Hierro, la más occidental de todas las Islas Canarias, la producción acuífera total durante el año 2017 fue de 3.441.547 metros cúbicos, mientras que durante el mismo año el consumo ascendió a 3.373.160 metros cúbicos. De este volumen de producción, un 60% (2.061.251 metros cúbicos) se extrajo de los acuíferos de la isla a través de la explotación mediante los pozos de Tigaday (242.267 m^3), Los Padrones (1.064.393 m^3), La Frontera (632.025 m^3) y El Tamaduste (122.566 m^3). Por otro lado, el 40% restante (1.380.299 metros cúbicos) se obtuvo a través de las tres plantas desaladoras que operan en la isla, La Frontera (284.729 m^3), La Restinga (409.001 m^3) y El Cangrejo (686.569 m^3).

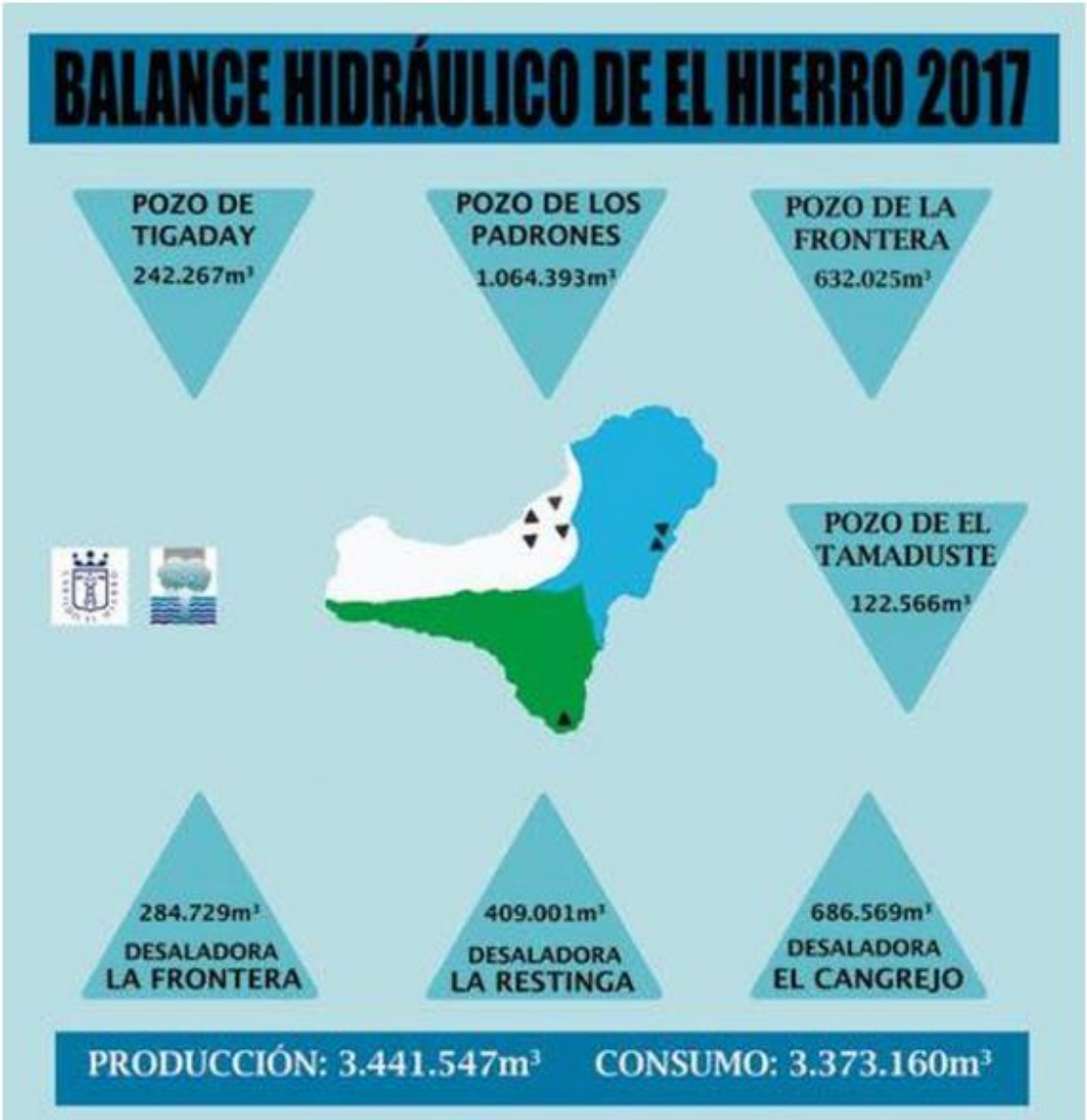


Figura 3.4. Procedencia de los recursos hidrológicos en la isla de El Hierro.
Fuente: eldiario.es/elhierroahora

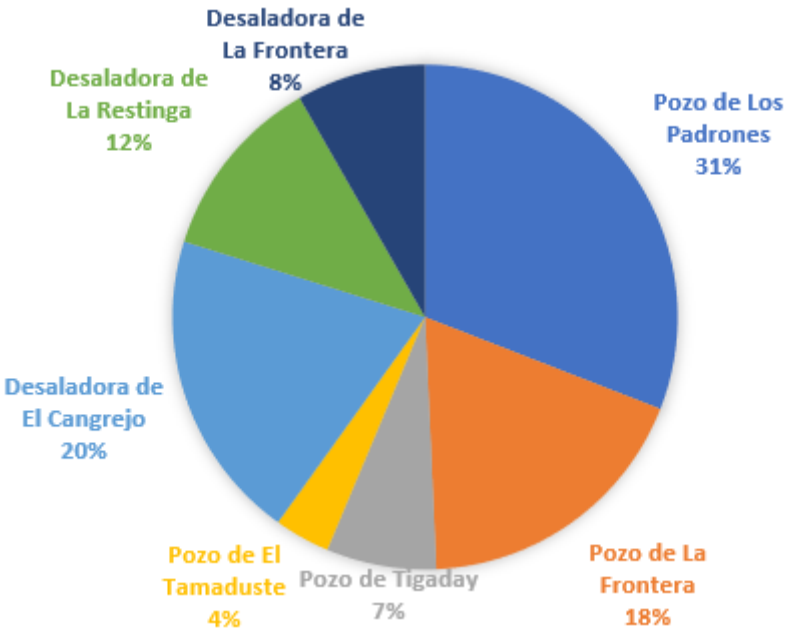


Figura 3.5. Distribución de la obtención de los recursos hidrológicos en la isla de El Hierro.
Fuente: eldiario.es/elhierroahora

En lo referente al consumo, éste se reparte básicamente entre la población (45,68%) y el regadío (53,31%), mientras que el 1% restante es consumido por Medio Ambiente y Gorona del Viento. La siguiente tabla refleja la distribución del consumo de agua en la isla.

Uso	Volumen de agua [m^3]	Porcentaje [%]
Población del Valverde	837.658	24,83
Población de La Frontera	417.210	12,37
Población de El Pinar	285.250	8,46
Llave del Pozo de los Padrones	923	0,03
Regantes de La Frontera	1.676.583	49,70
Regantes de Echedo-Costa Norte	97.953	2,90
Regantes del Sur-El pinar	16.005	0,47
Finca del Pozo los Padrones	7.985	0,24
Gorona del Viento	30.488	0,90
Medio Ambiente	3.105	0,09

Tabla 3.1. Distribución del consumo de agua en la isla de El Hierro.
Fuente: eldiario.es/elhierroahora

En lo referente a la Costa de Tiñor, la zona a la que irá destinada el agua producto de la planta desaladora diseñada mediante este estudio, hay que mencionar que se trata de una zona actualmente en estado de abandono debido a su dificultad de acceso, que solo puede realizarse a pie. Sin embargo, al tratarse de una tierra muy fértil e ideal para el cultivo de frutales y ante la posibilidad de construcción de una carretera que atraviese dicha zona (actualmente en trámite), se ha decidido realizar este estudio.

Hasta ahora, la zona solamente ha estado destinada a pastos y al cultivo de algunos frutales como higueras, viendo de esta manera desaprovechado el verdadero potencial de su tierra debido a la falta de agua, que únicamente ha sido posible obtener a través de aljibes en los que se almacenaba el agua procedente de la lluvia.

Figura 3.6. A la izquierda se puede apreciar el estado actual de la zona conocida como Costa de Tiñor. A la derecha fotografía de la boca de un aljibe de la zona.

Sin embargo, han sido varios los intentos de obtener agua en abundancia mediante otros métodos en la zona, y esta es la razón por la que durante los años sesenta se excavaron dos galerías de las que nunca llegaría a obtenerse nada de agua.

Figura 3.7. Boca de una de las dos galerías excavadas en la Costa de Tiñor.

3.4. Historia de la desalación en Canarias.

A día de hoy es imposible imaginar cómo sería la vida en Canarias sin la aplicación extensiva que se ha hecho de las técnicas de desalación. Antes de la aparición de las primeras plantas desaladoras, prácticamente todo el suministro de aguas procedía de recursos subterráneos (pozos, galerías y manantiales), y una pequeña parte de aguas superficiales (presas y embalses). La sobreexplotación de los acuíferos, que eran prácticamente la única forma de obtener agua, derivó en la salinización de algunos de ellos.

Por otra parte, las islas de Fuerteventura y Lanzarote, que prácticamente no contaban con recursos hidrológicos eran provistas de agua mediante buques aljibe de la Armada. No es de extrañar, por lo tanto, que la primera planta desaladora en las Islas Canarias se instalara en el año 1964 en la isla de Lanzarote. Mediante la tecnología de la evaporación súbita multietapa se desalaban 2300 metros cúbicos de agua al día.

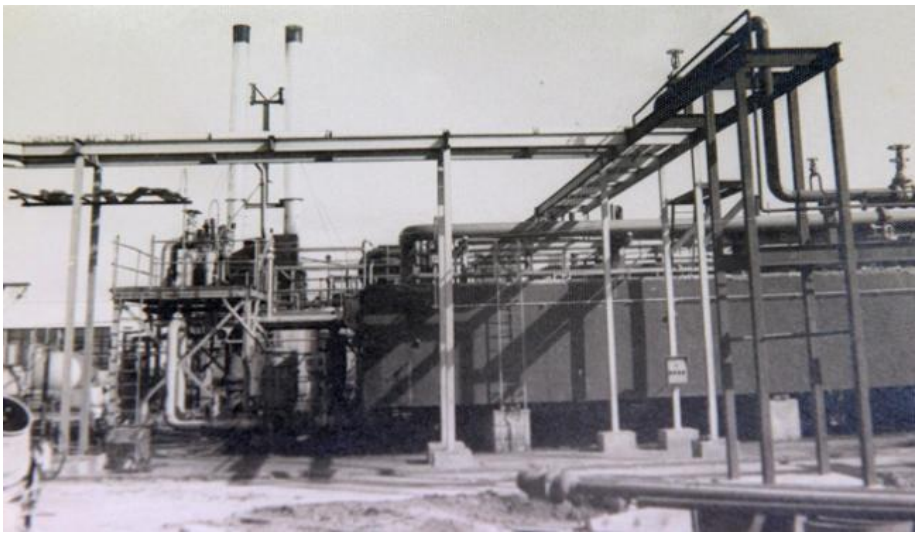


Figura 3.8. Primera planta desaladora de Canarias.
Fuente: laprovincia.es

Posteriormente y haciendo uso de la misma tecnología, entró en servicio en 1969 una nueva planta situada en la ciudad de Las Palmas de Gran Canaria, con una capacidad de 20.000 metros cúbicos al día. Esta planta contaba con la peculiaridad de funcionar con carácter dual, esto es, produciendo simultáneamente agua y energía eléctrica. Ya en 1970 Fuerteventura incorporó el uso de esta tecnología a través de una planta que también poseía carácter dual.

A partir del año 1972 comienzan a instalarse módulos desaladores que hacían uso de la tecnología de destilación por compresión de vapor, un método con un gran desarrollo en Canarias debido a su gran atractivo para el sector hotelero, industrial, e incluso de abastecimiento público.

Fue ya a mitad de los años setenta cuando se instaló en Gran Canaria la primera planta en Canarias que hacía uso de la tecnología de la ósmosis inversa. Se utilizó para la desalación, haciendo uso de membranas de fibra hueca, de agua salobre procedente de un pozo que sería destinada al riego de cultivos. Más tarde, y ante el poco éxito de la primera, en el año 1979 se instaló en la misma finca de Gran Canaria otra planta desaladora, esta vez usando membranas de arrollamiento en espiral y alimentándola mediante un pozo que presentaba una cantidad menor de sólidos en suspensión. Ya en 1982 se instaló en Arrecife la primera planta desaladora de agua de mar por ósmosis inversa.

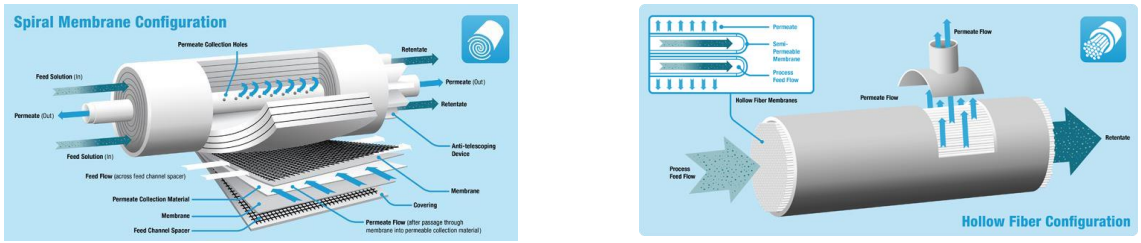


Figura 3.9. Diferencia entre las membranas de arrollamiento en espiral (izquierda) y las membranas de fibra hueca (derecha).

En 1986 se introdujo la tecnología de la electrodiálisis en una planta con una capacidad de 22.000 m^3/día situada en la zona sur de la isla de Gran Canaria, y en 1988 se construyó la primera planta de desalación de agua de mar por ósmosis inversa destinada al riego agrícola (igual que en el caso de estudio). Esta planta contaba con una capacidad de 2.000 m^3/día y posteriormente fue ampliada a 6.000 m^3/día.

A lo largo de los años noventa se mantuvo un crecimiento continuo de la capacidad de producción instalada, siendo la tecnología de la ósmosis inversa la más ampliamente utilizada, que fue evolucionando gracias a las mejoras en las membranas y la utilización de equipos de recuperación de energía. Durante este período no solamente se construyeron nuevas plantas desaladoras, sino que muchas de las ya existentes vieron su capacidad ampliada.

Actualmente la desalación es una tecnología totalmente implantada en Canarias y absolutamente necesaria para el abastecimiento de las islas, sobre todo en islas como Fuerteventura y Lanzarote, la zona costera de Gran Canaria o la zona sur de la isla de Tenerife.

3.5. La desalación de agua.

La desalación consiste en un proceso de separación en el que se introduce una corriente de alimentación salina en la unidad desaladora, obteniéndose a la salida de la misma dos corrientes como mínimo. La corriente de producto, compuesta por agua con salinidad baja, y la de rechazo o salmuera, con el concentrado restante.

Desde la época de la Grecia clásica existe constancia de la definición de los principios para separar el agua de las sales, y fueron muchos los sabios que plasmaron en sus escritos la posibilidad de convertir el agua del mar en agua dulce, llegando incluso a describir dispositivos para destilar agua. Siglos después, se aceleró la búsqueda de sistemas de desalación para los barcos, y en el siglo XVI los navíos hacían uso de rudimentarios alambiques para abastecerse de agua mediante destilación.

Ya en el siglo XIX se logró la desalación de agua de mar por condensación haciendo uso de máquinas de vapor, pero no fue hasta los años cincuenta del siglo XX que aparecieron las primeras plantas desaladoras similares a las que conocemos hoy en día.

Los procesos de desalación que conocemos en la actualidad pueden ser divididos en dos grandes grupos en función de su tecnología básica, los procesos de evaporación o destilación, y los procesos de membranas. El primer grupo engloba tecnologías como la evaporación súbita multietapa (MSF), la evaporación multiefecto (ME) o la evaporación por compresión de vapor (CV), mientras que en el segundo grupo se encuentra la electrodiálisis (ED) y la ósmosis inversa (OI).

El proceso de evaporación súbita multietapa (MSF) es el más antiguo en uso industrial, aunque a día de hoy a caído en desuso en los países occidentales debido a su alto consumo de energía. Por su parte la evaporación multiefecto (ME) fue usada durante años en la industria química, pero solamente a finales del siglo XX comenzó a tener una aplicación significativa en la industria de la desalación. Por último, la evaporación por compresión de vapor presenta ventajas como la baja salinidad del agua producto, muy útil en algunas industrias, pero sin embargo se trata este de un proceso con un alto consumo de energía.

En cuanto a los procesos que hacen uso de membranas, la ósmosis inversa se tratará de forma más detallada en el siguiente apartado, al tratarse de la tecnología elegida para este estudio. Por otro lado, del método de la electrodiálisis hay que destacar que se trata de un proceso típicamente aplicado a aguas salobres y no a agua de mar por razones económicas y que conlleva un pretratamiento bastante sencillo, de

hecho, esta técnica es especialmente recomendable cuando se tratan aguas con sólidos en suspensión.

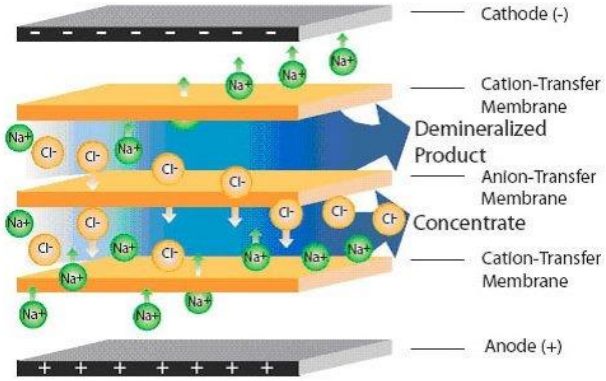


Figura 3.10. Esquema de principio de la electrodiálisis.

3.6. La desalación por ósmosis inversa.

La ósmosis es un proceso natural mediante el cual dos soluciones de distinta concentración salina puestas en contacto a través de una membrana semipermeable tienden a igualar sus concentraciones mediante un movimiento del disolvente desde la solución más diluida hacia la más concentrada hasta que se alcanza un equilibrio entre ambas concentraciones. La fuerza que provoca este movimiento se conoce como presión osmótica.

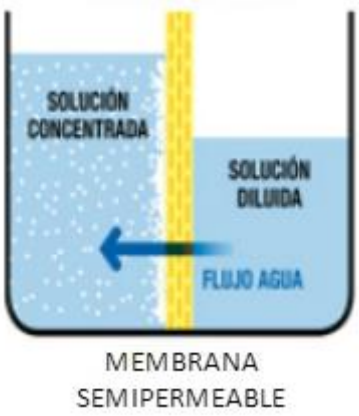


Figura 3.11. Esquema del proceso de ósmosis.

Si se invierte este proceso aplicando una presión superior a la presión osmótica del lado de la solución más concentrada, el movimiento del disolvente se produce desde ésta hacia la más diluida. Es este proceso el que recibe el nombre de ósmosis inversa.

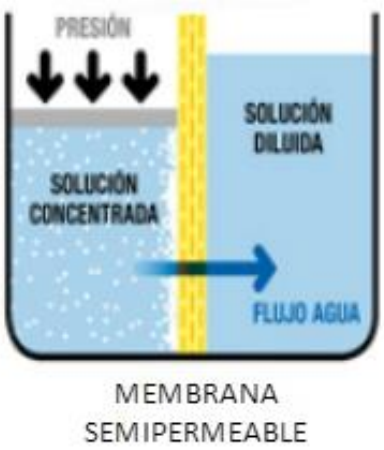


Figura 3.12. Esquema del proceso de ósmosis inversa.

Aunque el proceso de ósmosis inversa se pueda asemejar mucho a un proceso de filtración o microfiltración, existen varias diferencias fundamentales que hay que tener en cuenta:

- En la filtración, la totalidad del caudal atraviesa el elemento separador, que solamente impide el paso de partículas sólidas de un determinado tamaño. En la ósmosis inversa, por el contrario, solo una parte del caudal de alimentación atraviesa la membrana pasando a formar parte del flujo de producto, mientras que otra parte es eliminada sin atravesar la membrana y pasa a constituir el flujo de rechazo.

- En el proceso de ósmosis inversa no se produce la acumulación del material separado en la superficie de la membrana dado que el rechazo provoca el arrastre de este material.

- En la filtración el flujo de agua tratada tiene una dirección perpendicular al elemento separador, mientras que en la ósmosis inversa esta dirección es paralela.

3.6.1. Configuración de las membranas.

Existen, por otra parte, cuatro tipos distintos de configuraciones de membranas, pues éstas necesitan estar integradas en una estructura mecánica que les permita soportar los esfuerzos y ocupar el menor espacio posible. Estas cuatro configuraciones son las siguientes:

- Membranas de tipo plano:

Se trata de la configuración más sencilla y la que primero se utilizó. Están formadas por una lámina que se coloca dentro de un marco circular o rectangular. Su principal ventaja es que la separación entre membranas es amplia (entre 1 y 3 mm), por lo que se producen pocas obstrucciones y son fáciles de limpiar en caso de ensuciamiento. Sin embargo, su principal inconveniente es su pequeña capacidad productiva, que provoca que utilizarlas en instalaciones de tamaño medio implique utilizar pilas muy voluminosas, pesadas y complicadas de operar.

- Membranas tubulares:

En este caso, varias membranas con un diámetro aproximado de media pulgada van alojadas en el interior de un tubo de PVC de entre 1,5 y 2 pulgadas de diámetro. El agua alimenta las membranas por su interior y el permeado se obtiene por la parte exterior de las mismas. Esta configuración busca conseguir una mayor superficie unitaria que las de tipo plano sin renunciar a las ventajas de dificultad de ensuciamiento y fácil limpieza, pero aún así siguen siendo voluminosas en relación a su capacidad productiva.

- Membranas de fibra hueca (figura 3.9):

Esta configuración está formada por millones de tubos capilares de tamaño de un cabello humano huecos interiormente. En este caso el agua a presión se aplica a la membrana desde el exterior, por lo que por el interior circula el agua producto que ha atravesado la membrana. La superficie de estas membranas es muy grande al estar constituidas por un número tan elevado de pequeños tubos, lo que se traduce en un caudal importante.

- Membranas de arrollamiento en espiral (figura 3.9):

Formadas por varias láminas rectangulares enrolladas alrededor de un eje cilíndrico provisto de perforaciones que permiten recoger el agua producto. Estas láminas se alternan con un número igual de mallas plásticas que determinan los canales hidráulicos por los que circula el agua y que por su forma cuadriculada garantiza un régimen turbulento para reducir las posibilidades de obstrucción, y con unos separadores impermeables que permiten aislar el caudal que pasa por cada una de las láminas o membranas y separarlo de la salmuera.

Con esta configuración se ha conseguido reducir considerablemente el espacio ocupado por las membranas aumentando la capacidad de producción, y será la configuración utilizada a lo largo de este estudio.

Para poder compararlas y, en el caso de las membranas de arrollamiento en espiral, poder sustituir unas por otras, en la actualidad las membranas que se fabrican están normalizadas. Los diámetros utilizados son 4 u 8 pulgadas, y en cuanto a la longitud éstas suelen ser de 1 metro, aunque cada vez se están introduciendo más las membranas de 1,5 metros de longitud con el fin de aprovechar mejor el espacio disponible.

3.6.2. Materiales de las membranas.

Las primeras membranas comerciales eran de acetato de celulosa, y a día de hoy numerosos fabricantes siguen usando este material mejorado mediante distintas mezclas de polímeros de acetato y triacetato de celulosa. La presencia de cloro no tiene ningún efecto negativo sobre estas membranas, sin embargo, son sensibles al pH y susceptibles al ataque biológico. La superficie de estas membranas es lisa y, en consecuencia, resultan poco sensibles al ensuciamiento.

Por otro lado, existe una nueva generación de membranas de poliamida alifática y aromática que presenta numerosas ventajas frente a las membranas de acetato, pues estas membranas tienen caudales y rechazos muy superiores, además de operar a presiones más bajas, aunque su punto negativo radica en la sensibilidad que presentan ante la presencia de cloro.

En cuanto a la composición química de la capa separadora, ésta forma parte del conocimiento práctico de cada fabricante, pues en ella reside el alto rechazo de sales que caracteriza al producto, pero las diferencias entre los distintos fabricantes se han ido acortando cada vez más.

3.6.3. Esquema de una planta de ósmosis inversa.

Además de las membranas, existen otros elementos fundamentales para poder realizar la desalación de agua de mar mediante el proceso de ósmosis inversa, y por lo tanto se pueden distinguir diversas etapas a lo largo del proceso.

- Captación: puede realizarse mediante toma cerrada (pozo), o toma abierta (directamente del mar). En esta etapa encontramos elementos como las bombas de captación.

- Pretratamiento: de tipo tanto físico, para eliminar elementos sólidos, algas y materia orgánica, como químico, para evitar ataques a la membrana, así como precipitados de sales sobre la misma. En esta etapa se regula la cantidad de

ciertos componentes orgánicos e inorgánicos que contiene el agua para evitar un deterioro importante de las membranas. A lo largo de esta etapa encontramos elementos como filtros de distinto tipo y se produce la dosificación de diversos agentes químicos.

- Núcleo de desalación: durante esta etapa se produce la desalación propiamente dicha. Una parte del flujo de alimentación que entra en las membranas ve aumentada su presión en primer lugar mediante la bomba de alta presión (BAP ó HPP). Como resultado, tras el paso por la membrana se obtiene un flujo de producto, y un flujo de rechazo con una alta concentración de sales que apenas ha visto reducida su presión tras el paso por las membranas. Por este motivo, antes de ser devuelto al mar, este flujo pasa por un equipo de recuperación de energía donde su presión se reduce como consecuencia del aumento de presión de una parte del flujo de alimentación (intercambio de presión). Por último, la bomba booster o de circulación se utiliza para igualar la presión del flujo de alimentación a la salida del equipo de recuperación de energía y a la salida de la bomba de alta presión.

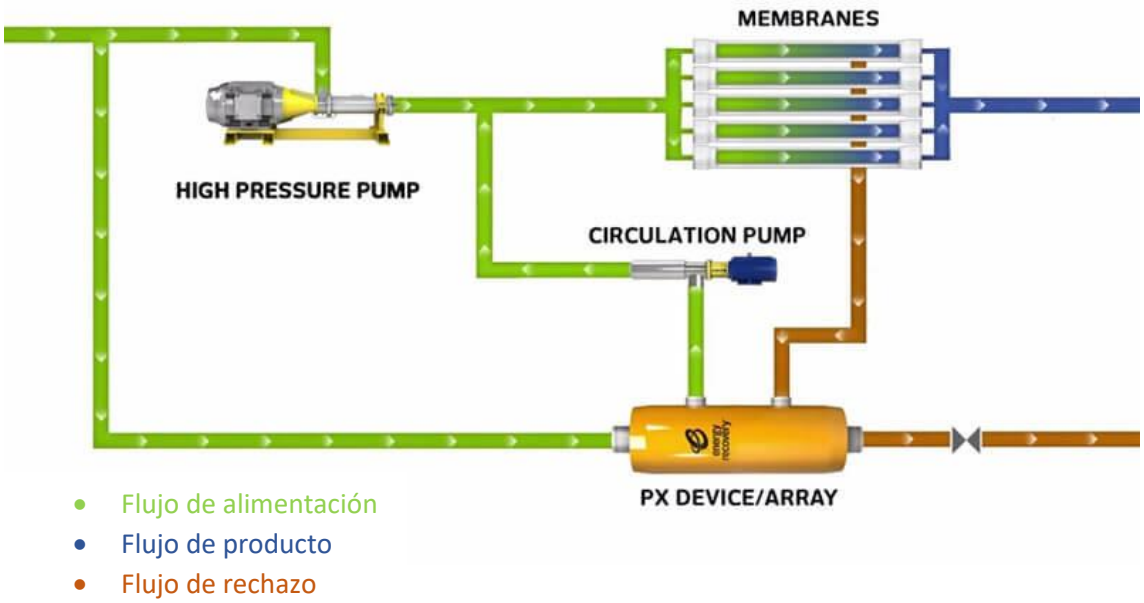


Figura 3.13. Esquema del núcleo de desalación de una planta desaladora por ósmosis inversa.

- Postratamiento: durante esta etapa se ajusta el pH del agua producto, que suele ser bajo tras el paso por las membranas, mediante procedimientos de descarbonatación o desgasificación, adición de productos químicos o mezcla con otras aguas. Además, si el agua va a ser utilizada para abastecimientos urbanos y puesto que al haber quedado desprovista de cloro existe riesgo de contaminación, se realiza una post-cloración.

3.7. La energía eólica.

En lo referente a la electricidad producida mediante energías renovables, las dos fuentes de energía primaria más importantes son la hidráulica y la eólica. La primera se conoce se utiliza desde hace más de un siglo, y la segunda, aunque mucho más moderna, ya ha alcanzado un nivel de madurez tecnológico y económico que la hace viable técnica y económicamente, con unos costes de producción atractivos en el mercado energético. Algunos de los progresos más importantes llevados a cabo en el campo de la energía eólica durante la última década, son mejoras de aspectos tales como la gestión y el mantenimiento de parque eólicos, la integración de la energía eléctrica en la red, la adaptación del diseño de los aerogeneradores a las características específicas de su emplazamiento o la predicción de producción a corto plazo.

Las principales ventajas que presenta la energía eólica son las siguientes:

- No emite gases contaminantes, efluentes líquidos ni residuos sólidos.
- No requiere minería de extracción subterránea o a cielo abierto.
- Los posibles incidentes que pueden tener lugar durante su explotación no implican riesgos ambientales de gran impacto.
- Tiene un período de recuperación de energía corto. Requiere pocos meses de funcionamiento para recuperar la energía empleada en la construcción y montaje de un gran aerogenerador eólico.

Sin embargo, también presenta algunos inconvenientes, siendo el principal que la velocidad como la dirección del viento es aleatoria y variable, por lo que muchos lugares no son adecuados para la explotación técnica y económicamente viable de la energía eólica.

Según datos obtenidos a través de la web de asociación empresarial eólica AEE (aeeolica.org) la potencia eólica instalada en el mundo creció un 9% en 2017, hasta situarse en 539.123 MW, siendo China, Estados Unidos, Alemania, India y España los principales productores mundiales.

En el siguiente gráfico se puede apreciar la evolución de la potencia eólica instalada en el planeta desde el año 2001.

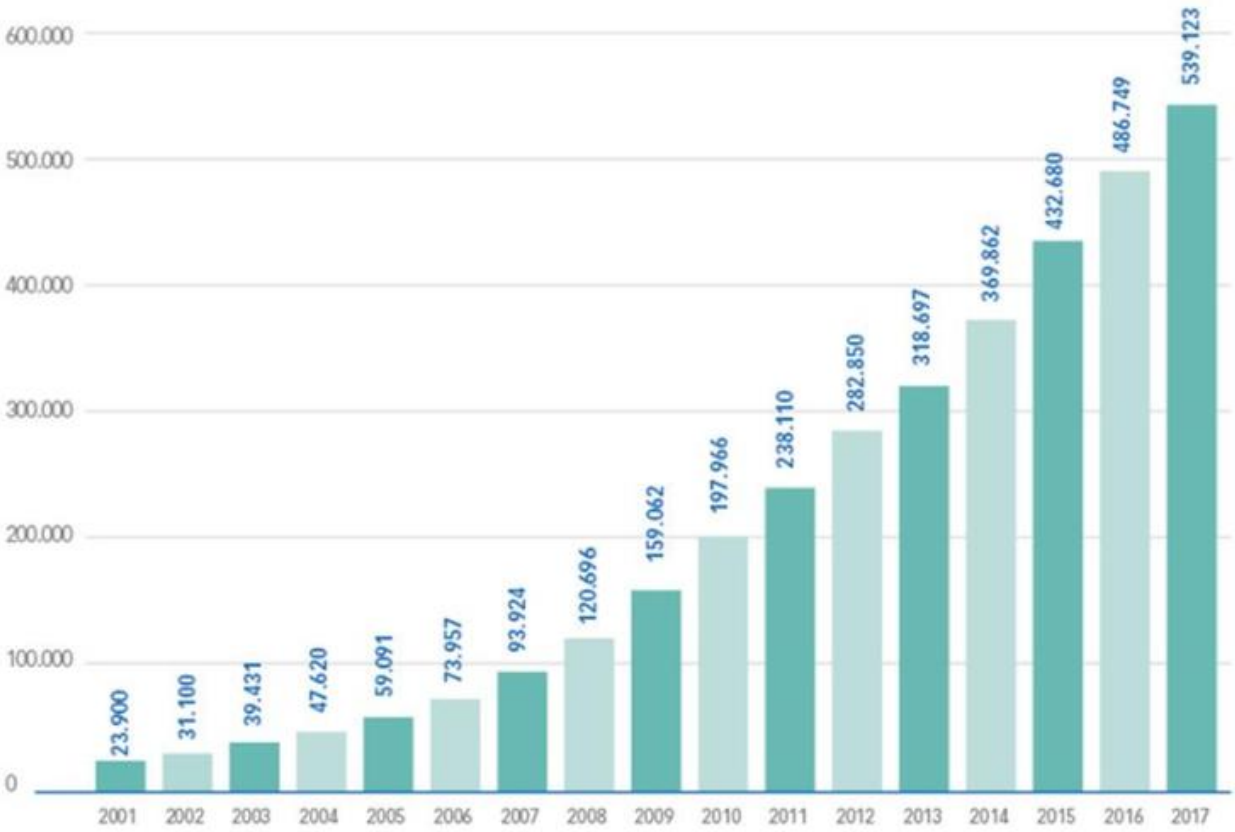


Figura 3.14. Evolución de la potencia eólica instalada en el mundo. Fuente: AEE.

España, por su parte ha sido pionera en este tipo de energía, llegando a acaparar durante el año 2007 un 20% de la producción mundial, además de ser líder en investigación y desarrollo de esta tecnología. Concretamente en nuestro país hay

instalados a día de hoy 23.092 MW, y durante el año 2015 se logró una generación de 48109 GWh, lo que supone un factor de carga del parque eólico español de casi el 24%.

En el siguiente gráfico obtenido también a través de la web de la AEE se muestra la evolución de la potencia eólica instalada en España.

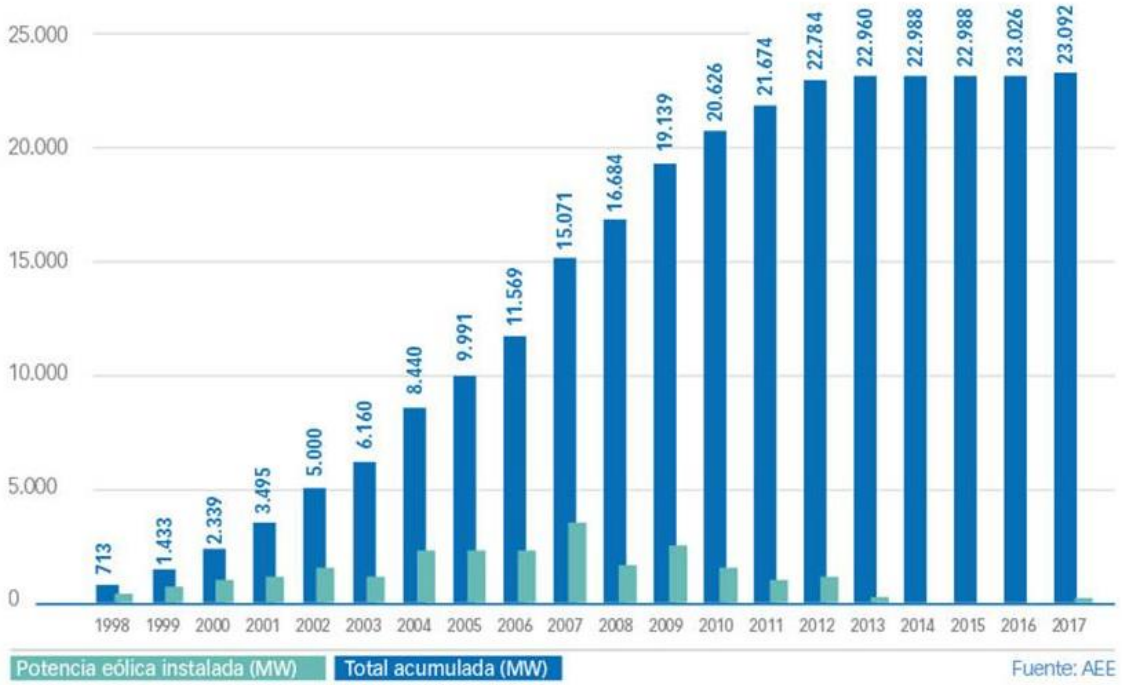


Figura 3.15. Evolución de la potencia eólica instalada en España. Fuente: AEE.

De estos 23.092 MW, 241 MW están instalados en las Islas Canarias, la cuarta comunidad autónoma con menor potencia instalada, de los cuales 11,5 MW están instalados en la isla de El Hierro, concretamente en el parque eólico de la central hidroeólica de esta isla.

Figura 3.16. Parque eólico de Gorona del Viento en la isla de El Hierro.

3.8. Energías renovables en procesos de desalación.

La desalación haciendo uso de energías renovables puede proporcionar una forma de generar agua dulce de manera sostenible. Se espera que esta práctica sea cada vez más atractiva económicamente dado el continuo aumento del precio de los combustibles fósiles, mientras que los costes de las energías renovables son cada vez más bajos. Concretamente, son las regiones remotas con baja densidad de población y con pobres instalaciones para la distribución del agua dulce y la electricidad, aquellas en las que el uso de energías renovables para la desalación es más rentable.

Sin embargo, la utilización actual de la desalación mediante energías renovables no refleja todas las ventajas de este tipo de tecnología, pues la capacidad de estas plantas a nivel mundial equivale tan solo a un 1% de la capacidad de desalación utilizando combustibles fósiles.

La fuente de energía más utilizada para este tipo de aplicaciones de desalación mediante energía renovable es la solar fotovoltaica (43%), seguida de la energía solar térmica y la energía eólica, mientras que la tecnología de desalación más empleada es la ósmosis inversa (62%), utilizándose en menor medida tecnologías como la evaporación súbita multietapa o la evaporación multiefecto.

Thermal Technologies	Membrane Technologies				
	MSF	MED	VC	RO	ED
Renewable Technologies	●	●	●	●	●
Solar thermal			●	●	●
Solar PV			●	●	●
Wind	●	●	●	●	●
Geothermal	●	●	●	●	●

Tabla 3.2. Posibles combinaciones de fuentes de energía renovable y tecnologías de desalación. Fuente: IEA-ETSAP e IRENA, 2012.

Actualmente la zona donde mayor desarrollo está alcanzando la desalación mediante energía renovable es la región MENA (Oriente Medio y Norte de África), al ser esta una región árida y con una enorme cantidad de recurso solar. En esta región, la gran mayoría de las plantas desaladoras son plantas de pequeña capacidad, hasta 100 m^3/día.

En lo referente a las plantas desaladoras alimentadas concretamente con energía eólica, como el caso tratado en este estudio, la principal desventaja que presenta esta forma de abastecimiento, al igual que el abastecimiento mediante energía fotovoltaica, es la intermitencia del recurso. Por este motivo, los emplazamientos más adecuados para plantas desaladoras alimentadas mediante energía eólica son zonas costeras con gran cantidad de recurso eólico. En la isla de Gran Canaria podemos encontrar una planta de este tipo, y en Fuerteventura un sistema híbrido de alimentación mediante aerogeneradores y motores diesel.

Debido a la mencionada intermitencia del recurso eólico, en los sistemas aislados que no estén interconectados a la red eléctrica, se debe prever la instalación de un sistema auxiliar para los períodos de calma o de baja intensidad de viento. Una posibilidad es apoyar el sistema con otra fuente de producción eléctrica auxiliar, constituyéndose de esta manera lo que se denomina como un sistema híbrido. Sin embargo, también existen diversos métodos de almacenamiento que permiten adaptar el abastecimiento energético a la demanda existente en cada momento, como son las baterías de tecnología ion-litio o el bombeo reversible (emplea el excedente de energía para aumentar la energía potencial del agua subiéndola a un embalse). A estas posibilidades podrían sumarse en un futuro tecnologías actualmente en desarrollo como las pilas de hidrógeno o el almacenamiento en forma de aire comprimido.

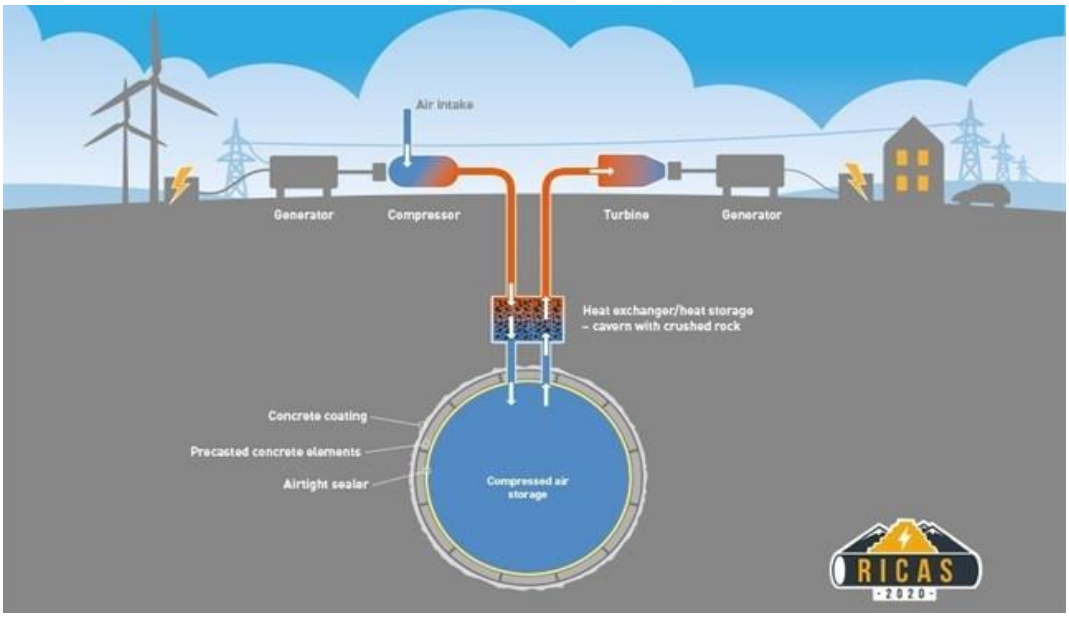


Figura 3.17. Esquema de un sistema de almacenamiento de energía en forma de aire comprimido.

4. NORMAS Y REFERENCIAS.

4.1. Normas.

- Plan hidrológico insular de El Hierro.
- Ley 4/2017, de 13 de julio, del Suelo y de los Espacios Naturales Protegidos de Canarias.
- Plan Insular de Ordenación de El Hierro (PIOH).
- Ley 24/2013, de 26 de diciembre, del Sector Eléctrico

4.2. Bibliografía.

4.2.1. Libros.

- Agüera Soriano, J. (2002). *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas* (5th ed.). Madrid: Ciencia 3.
- Byrne, W. (2002). *Reverse osmosis. A practical guide for industrial users* (2nd ed.). Littleton: Tall Oaks Publishing.
- Medina San Juan, J. A. (1999). *Desalación de aguas salobres y de mar. Osmosis inversa*. Madrid: Mundi-Prensa.
- Veza, J. M. (2002). *Introducción a la desalación de aguas*. Las Palmas de Gran Canaria: Servicio de publicaciones y producción documental de la Universidad de Las Palmas de Gran Canaria.

- Villarrubia López, M. (2012). *Ingeniería de la Energía Eólica*. Barcelona: Marcombo.

4.2.2. Referencias electrónicas.

- Aerogeneradores Enercon. www.enercon.de
- Aerogeneradores Goldwind Americas. www.goldwindamericas.com
- Aerogeneradores Senvion. www.senvion.com
- Aerogeneradores Suzlon. www.suzlon.com
- Agencia Estatal de Meteorología. www.aemet.es
- AgroCabildo. www.agrocabildo.org
- Agrosal. La salinidad en la agricultura. www.agrosal.ivia.es
- Asociación empresarial eólica. www.aeeolica.org
- Bombas Flowserve. www.flowserve.com
- Bombas KSB. www.ksb.com
- Bombas Lowara. www.lowara.com
- Bombas Sulzer. www.sulzer.com
- Fabricante de tuberías Flowtite. www.flowtite.com
- Horticom Plataforma. www.horticom.com
- iAgua. www.iagua.es

- Instituto Canario de Investigaciones Agrarias (ICIA). www.icia.es
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. www.idae.es
- Instituto Tecnológico de Canarias. www.itccanarias.org
- LG Water Solutions. www.lgwatersolutions.com
- Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación. www.mapama.gob.es
- Ministerio de Industria, Comercio y Turismo. www.mincotur.gob.es
- Puertos del Estado. www.puertos.es
- Recuperadores de energía Danfoss. www.danfoss.es
- Recuperadores de energía Energy Recovery. www.energyrecovery.com
- Sistema Español de Información sobre el agua. http://hispagua.cedex.es

4.3. Software informático empleado.

- Calculadora gráfica Geogebra.
- Calculadora online de la NOAA para el cálculo de la densidad de agua de mar.
- Google Maps.
- Hoja de cálculo Excel de elaboración propia para la estimación de la energía producida por un aerogenerador.
- Hoja de cálculo Excel para la selección de recuperadores de energía Danfoss.

- Hoja de cálculo Excel para la selección de recuperadores de energía Energy Recovery.
- Microsoft Office Excel 2016.
- Microsoft Office Word 2016.
- Q+ Projection Software para dimensionamiento de membranas LG.
- Selector online de bombas del fabricante Flowserve.
- Selector online de bombas del fabricante KSB.
- Selector online de bombas del fabricante Lowara.
- Selector online de bombas del fabricante Sulzer.
- Sistema de información territorial de Canarias GRAFCAN.
- Software online de AgroCabildo para el cálculo de las necesidades de riego del aguacate.

5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.

5.1. Definiciones.

- Caudal de alimentación: es el caudal de agua de mar que tras pasar por el pretratamiento se introduce en el bastidor de membranas.

- Agua producto o permeado: es el caudal que tras el paso por las membranas ha visto reducida su concentración de sales.

- Salmuera o rechazo: es el caudal de agua con una alta concentración de sales que se obtiene tras el paso por las membranas y es devuelto al mar.

- Conversión: es el porcentaje del caudal de alimentación que saldrá de las membranas como caudal de agua producto.

- Consumo específico: es común expresarlo en kWh/m^3 e indica la energía necesaria para producir cada unidad de agua producto.

- Potencia nominal de un aerogenerador: es la máxima potencia que se puede obtener de un aerogenerador cuando el viento alcanza una velocidad determinada.

5.2. Abreviaturas.

- AEE: asociación empresarial eólica.

- AEMET: Agencia Estatal de Meteorología.

- BAP o HPP: bomba de alta presión.

- BMVE: bajamar máxima viva equinoccial.

- CP: bomba de circulación o bomba booster.
- CV: evaporación por compresión de vapor.
- ED: electrodiálisis.
- FC: factor de carga.
- ITC: Instituto Tecnológico de Canarias.
- ME: evaporación multiefecto.
- MSF: evaporación súbita multietapa.
- OI o RO: ósmosis inversa
- PE: intercambiador de presión.
- PIOH: plan insular de ordenación de El Hierro.
- ppm: partes por millón.
- PRFV: poliéster reforzado con fibra de vidrio.
- TDS: sólidos disueltos totales.

6. REQUISITOS DE DISEÑO.

Existen diversos requisitos que deben ser cumplidos a la hora de diseñar la planta desaladora objeto de estudio. Algunos de estos requisitos han sido impuestos por la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna, la cual puede ser considerada como peticionario, mientras que otros requisitos, por su parte, dependen de diversos factores como a ubicación que se ha elegido y sus condiciones o el uso que se le quiere dar al agua producto y las características por tanto que ésta debe presentar.

6.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora.

Entre los requisitos impuestos por el peticionario se encuentra el de realizar el estudio de una planta desaladora que utilice la tecnología de la ósmosis inversa y que tenga una capacidad pequeña o media, esto es aproximadamente entre 1000 y 5000 m^3/día. Además, el abastecimiento energético de esta planta ha de llevarse a cabo mediante fuentes de energía renovables.

Para cumplir con estos requisitos se ha decidido ubicar la instalación en la isla de El Hierro, concretamente para abastecer la Costa de Tiñor. Aunque esta zona se encuentra actualmente en estado de abandono, como ya se ha mencionado en apartados anteriores debido a su gran dificultad de acceso, son muchos los agricultores de la zona que demandan la construcción de una pista que comunique mejor la zona para de esta manera poder aprovechar mejor el gran potencial agrícola de la misma. Gracias a las condiciones del suelo, altitud y orientación, es el cultivo de frutales y concretamente del aguacate el que se prevé como más adecuado en esta área.

Una vez elegida la zona a abastecer, se ha determinado, como se verá en el apartado 7 de este mismo documento, la capacidad de la planta desaladora en función de la superficie de dicha zona y del tipo de cultivo que se planea establecer, obteniéndose un valor de 2850 m^3/día que cumple con las exigencias impuestas en lo referente a la capacidad de desalación de la planta.

Figura 6.1. Costa de Tiñor. Fuente:Google Maps.

Además, se han tenido en cuenta otras consideraciones a la hora de establecer definitivamente esta ubicación además de la ubicación de la propia planta desaladora, como son la clasificación del terreno, la presencia de espacios protegidos o la presencia de recursos renovables que permitan abastecer energéticamente dicha planta.

En lo referente a la presencia de espacios protegidos, la zona destinada al cultivo se encuentra entre los paisajes protegidos de Timijiraque y Ventejís, sin embargo, se han respetado estos espacios como se puede observar en la siguiente figura 6.2, donde aparecen marcados en verde los paisajes protegidos y en amarillo la zona destinada al cultivo de aguacates.

Figura 6.2. Zona destinada al cultivo entre los paisajes protegidos de Timijiraque y Ventejís. Fuente: Google Maps.

En cuanto a la clasificación del terreno, toda la zona utilizada para el cultivo forma parte de suelo rústico de uso agrario destinado principalmente a pastos según datos catastrales. Para la ubicación concreta de la planta desaladora se ha elegido una parcela situada cerca del muelle de la Estaca, dada su cercanía al mar que facilita el abastecimiento de agua, y por ser la zona de clasificación urbana más cercana a la Costa de Tiñor.

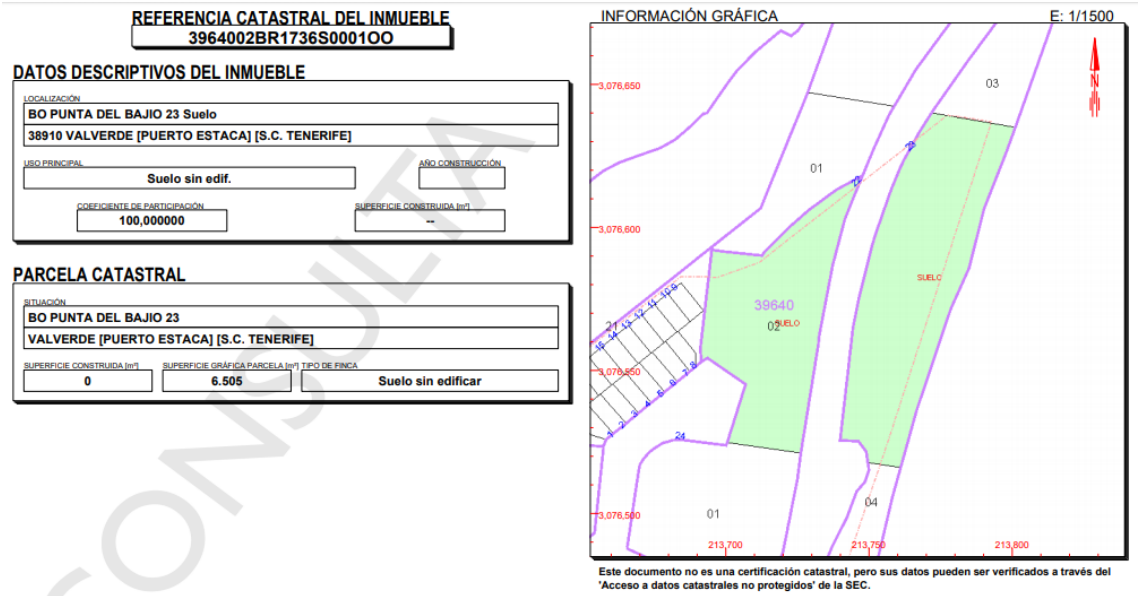


Figura 6.3. Parcela elegida para la construcción de la planta desaladora.

Para decidir la ubicación del aerogenerador, por otro lado, se ha recurrido al visor GRAFCAN, donde se puede consultar la rosa de los vientos, un diagrama polar en el cual se definen para diferentes direcciones o rumbos, distintos valores relacionados con la velocidad y dirección del viento.

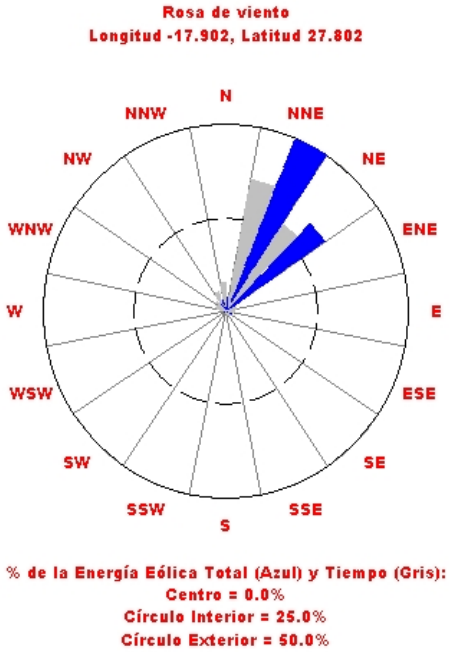


Figura 6.4. Rosa de los vientos para las coordenadas del aerogenerador a una altura de 80 metros. Fuente: GRAFCAN.

Además, en el visor GRAFCAN también se puede visualizar mediante mapas elaborados a partir de datos estadísticos tomados a lo largo de varios años cuál es la velocidad predominante del viento para cada zona. En la figura 6.5 se puede observar uno de estos mapas, que muestra la velocidad predominante del viento a una altura de 80 metros.

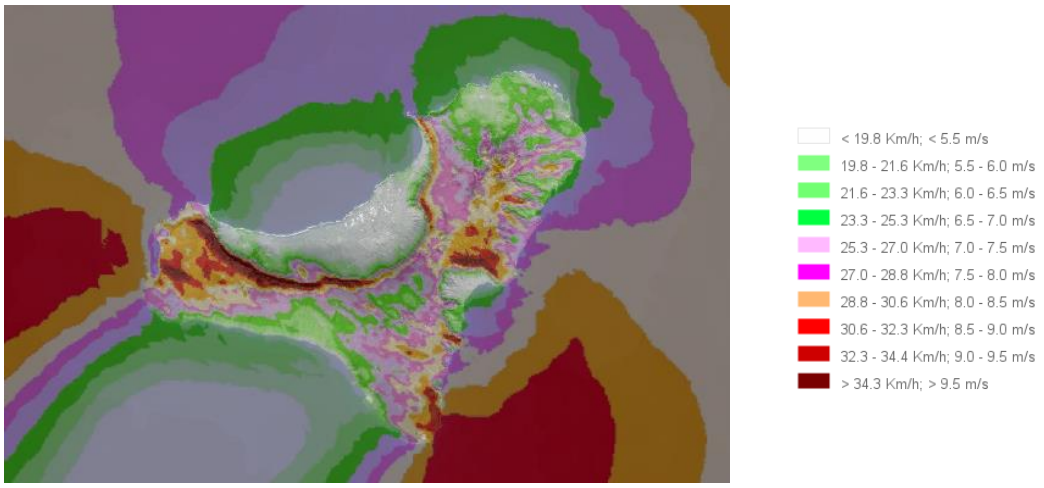


Figura 6.5. Mapa eólico de la Isla de El Hierro. Fuente: GRAFCAN.

Como se puede observar en la figura 6.5, son las zonas amarillas y rojas aquellas en las que la velocidad media del viento es más elevada, y por lo tanto las más adecuadas para colocar un aerogenerador. Por esta razón se decide colocar el aerogenerador para nuestra planta desaladora en el lugar indicado en la figura 6.6, una zona en la que la velocidad media del viento es de 8,45 m/s y en la que se prevé una buena exposición al viento debido a la ausencia de obstáculos.

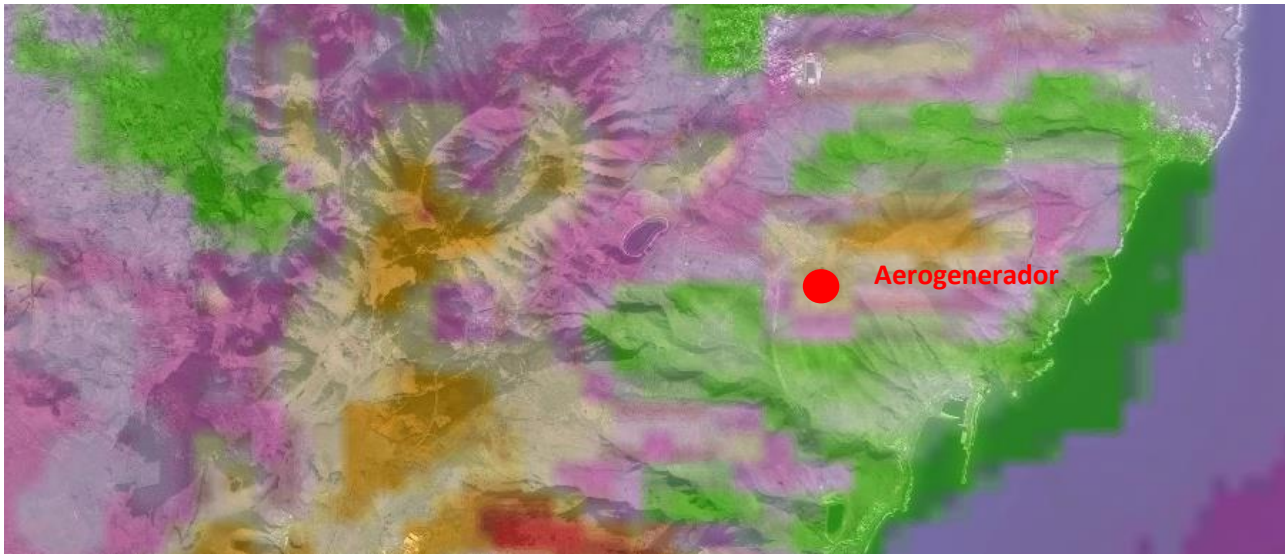


Figura 6.6. Ubicación elegida para el aerogenerador. Fuente: GRAFCAN.

6.2. Características del agua de alimentación y producto.

Para el diseño de algunos elementos de nuestra planta desaladora como por ejemplo las membranas del núcleo de desalación o determinados procesos como el pretratamiento y el postratamiento, es necesario conocer las características que presenta el agua de mar que va a ser empleada para la desalación, así como las propiedades que en función del uso que le vayamos a dar, es deseable que presente el permeado o agua producto. Algunas de estas características son la temperatura, la salinidad o el pH.

- ***Temperatura:***

La temperatura del agua a desalar varía bastante en función de la zona y de la época del año que se trate. Su influencia es importante en el funcionamiento de las membranas, pues hay que tener en cuenta que la solubilidad de determinadas sales aumenta con la temperatura y por tanto se reducen sus riesgos de precipitación a temperaturas elevadas. La temperatura además influye en la viscosidad del agua y en la dilatación de los materiales que forman parte de las membranas, aspectos que han de tenerse en cuenta y, además, la elevación de la temperatura favorece la actividad biológica de los microorganismos que ocasionan el ensuciamiento de las membranas.

Para establecer la temperatura media del agua de alimentación en el caso de nuestro estudio, se ha empleado información obtenida a través de la web de Puertos del Estado, que proporciona datos de la temperatura del agua en distintos puntos, siendo el más cercano a la planta diseñada una boya situada en el sur de la Isla de Tenerife. Analizando estos datos se ha obtenido una temperatura media a lo largo del año de 21 °C.

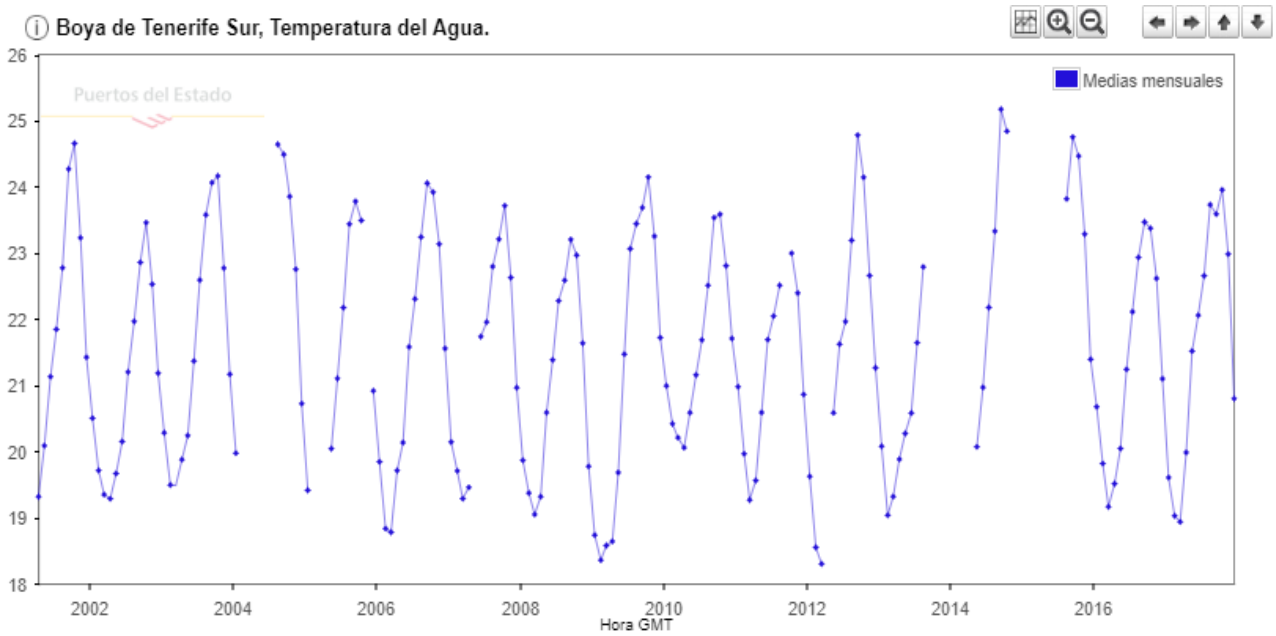


Figura 6.7. Temperatura media del agua boya Tenerife Sur. Fuente: Puertos del Estado.

- ***Salinidad:***

La salinidad de un agua es el contenido total de sales del mismo. Puede expresarse mediante el TDS (sólidos disueltos totales) que se mide normalmente en mg/l o ppm, o a través de la conductividad eléctrica, pues un agua químicamente pura no conduce la corriente, pero a medida que se van disolviendo en ella distintos elementos va aumentando su conductividad, por lo que cuanto mayor es la cantidad de elementos disueltos que contiene, más conductora será.

Son muchos los elementos causantes de la salinidad que pueden encontrarse en el agua y son diferentes los efectos de cada uno de ellos sobre el usuario final y sobre las membranas. En el caso de este estudio y ante la imposibilidad de obtener datos en localizaciones más próximas a la de nuestra instalación, se ha empleado un análisis de agua de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife.

Iones	ppm
Sodio	11870
Potasio	451
Magnesio	1470
Calcio	431
Estroncio	10
Bario	0,02
Fluoruros	0,86
Cloruros	21280
Sulfatos	3148
Nitratos	0,70
Bicarbonatos	141,50
Boro	5,23
Bromo	0,50
Sílice	1,10

Tabla 6.1. Composición química del agua de alimentación de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife.

Por otro lado, también hay que tener en cuenta la salinidad del agua producto, que dependiendo de la finalidad que se le vaya a dar deberá ser mayor o menor. Por ejemplo, en el caso que nos ocupa de agua destinada al riego de aguacates, según

información de la web agrosal.ivia.es, no se recomiendan conductividades superiores a 1,60 dS/m, siendo al aguacate un cultivo muy sensible a salinidades superiores. Esta salinidad equivale a un TDS de 1020 ppm.

Hay que tener cuidado también con ciertos elementos especialmente nocivos a partir de determinadas cantidades, siendo uno de ellos el boro, cuya concentración ha de ser especialmente baja en el caso del cultivo de frutales. Atendiendo a datos obtenidos a través de la web horticom.com, la concentración de boro en el agua de regadío empleada para aguacates, y por lo tanto en el flujo de agua producto de nuestra planta desaladora no ha de superar un valor de 0,6 ppm.

- ***pH:***

Es el logaritmo negativo de la concentración de iones hidrógeno del agua y por lo tanto este índice es una medida de su acidez o alcalinidad. Normalmente hay un valor óptimo de pH al que la membrana tiene el mayor rechazo de sales y, por lo tanto, es conveniente trabajar lo más cerca posible de este valor, aunque existe un rango de valores de pH en el que las membranas pueden funcionar. Las membranas de acetato de celulosa pueden actuar entre valores de pH de 4 a 7, mientras que fuera de estos valores se hidrolizan y pierden sus características irreversiblemente. Por otro lado, las membranas de poliamida son menos sensibles, pudiendo funcionar sin problema para valores de pH entre 4 y 11.

Atendiendo al mismo análisis de agua de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife que indicaba la salinidad del agua de mar, vemos que el pH del agua en la zona es igual a 8 y, una vez más, se ha usado este valor al no disponer de datos en la zona exacta en la que se ubicará nuestra planta desaladora.

Además, tras consultar diversas fuentes sobre el cultivo del aguacate, se ha podido comprobar que el agua de regadío del aguacate ha de tener un pH neutro o ligeramente ácido, concretamente con valores comprendidos entre 5,5 y 7.

7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.

A lo largo de este apartado se indicarán cada una de las posibilidades consideradas a la hora de diseñar los distintos procesos y equipos presentes en la planta desaladora estudiada, así como cuál ha sido la solución finalmente adoptada y las razones para ello.

7.1. Capacidad de la planta desaladora.

En primer lugar, para el dimensionamiento de la planta desaladora es necesario conocer su capacidad, es decir el caudal de agua producto que hemos de ser capaces de obtener a través de ella. Para ello, se hace necesario conocer cuál será nuestro consumo de agua, que no es otro que el consumo en forma de riego para la plantación que se ha planeado establecer.

El cálculo de este consumo se ha realizado mediante la utilización de un software disponible a través de la web de *agrocabildo.org*, donde introduciendo diversos datos se llega a obtener la necesidad de agua de riego de las plantas.

Los datos necesarios son:

- La disposición de las plantas sobre el terreno, pues el software realiza el cálculo en función de la superficie total de la plantación.
- El valor estimado de la evapotranspiración en la zona, obtenido a través de la web del Ministerio de Fomento.
- El valor de las precipitaciones registradas, pues la lluvia propiciará una disminución del agua que habrá que emplear para el riego.
- La conductividad del agua empleada.
- El tipo de riego y la eficacia de su aplicación.

Una vez introducidos estos datos el software proporciona un valor del caudal del riego en función de la superficie a abastecer. Establecida en el apartado 6.1 de este

mismo documento, ésta tiene un valor total de 134 hectáreas, de las cuales se ha decidido emplear para el cultivo un 85%, es decir 114 hectáreas. La figura 7.1 recoge los resultados obtenidos.

Mes	Coeficiente de cultivo Kc	Evapotranspiración estimada [mm/día]	Precipitaciones [mm/semana]	Necesidad de riego [m3/semana·Ha]	Necesidad de riego [m3/día]
Enero	0,30	3,70	6,32	60,90	991,80
Febrero	0,40		9,50	70,60	1149,77
Marzo	0,45		5,65	131,50	2141,57
Abril	0,50		3,03	179,80	2928,17
Mayo	0,55		0,45	228,10	3714,77
Junio	0,55		0,23	230,40	3752,23
Julio	0,55		0,00	232,80	3791,31
Agosto	0,55		0,23	230,40	3752,23
Septiembre	0,50		0,70	204,10	3323,91
Octubre	0,45		3,16	157,50	2565,00
Noviembre	0,45		8,63	100,60	1638,34
Diciembre	0,40		9,94	65,90	1073,23

Tabla 7.1. Producción diaria de agua necesaria para cada mes del año.

Como se puede observar, el consumo de agua de la plantación tiene un valor distinto cada mes debido a que la transpiración (consumo por parte del árbol) va variando a lo largo del año, y a que las precipitaciones tampoco se mantienen, como es lógico, constantes todos los meses. Sin embargo, la producción de la planta desaladora sí que ha de mantenerse constante durante todo el año, por lo que, llegados a este punto, se han considerado dos posibles soluciones.

En primer lugar, se ha contemplado la posibilidad de distribuir el caudal a desalar en un año a través de la planta desaladora de manera equitativa entre los 365 días del año, de manera que la capacidad de la planta sea una media del consumo de la plantación de aguacates a lo largo del año. El resultado es una capacidad de la planta desaladora de 2600 m^3/día. Durante los meses de invierno en los que la necesidad de riego de las plantas fuera menor que este valor, el excedente se conduciría hasta un depósito abierto, mientras que en los meses de verano se emplearía el agua de este depósito para completar el riego diario.

Sin embargo, esta alternativa presenta dos inconvenientes principales. Uno de ellos es que la planta tendría que operar durante todos los días del año, sin posibilidad

de paradas para mantenimiento, y el segundo es que se necesitaría un depósito de dimensiones demasiado grandes, casi 180.000 metros cúbicos. Por estas razones se ha optado finalmente por otra solución.

La solución adoptada finalmente consiste en realizar una parada de la producción durante el mes de enero, que es el mes en el que el consumo de la plantación es menor y por lo tanto permite minimizar las dimensiones del depósito, y dividir el consumo anual entre los 334 días restantes del año. De esta manera, la capacidad de la planta pasaría a ser de 2850 m^3/día, y la máxima capacidad del depósito se alcanzaría a finales del mes de marzo, antes de que empezaran los meses con un consumo superior a la producción, y sería de casi 140.000 metros cúbicos, lo que se traduce en un depósito más de un 20% más pequeño que en el supuesto anterior.

Mes	Producción [m3/mes]	Agua aportada al depósito al final de cada mes [m3] (signo – indica que ha sido extraída)	Agua en el depósito al final de cada mes [m3]
Enero	0	-30745,8	69518,82
Febrero	79800	47606,4	117125,22
Marzo	88350	21961,29	139086,51
Abril	85500	-2345,14	136741,37
Mayo	88350	-26807,91	109933,46
Junio	85500	-27066,86	82866,6
Julio	88350	-29180,74	53685,86
Agosto	88350	-27969,09	25716,77
Septiembre	85500	-14217,43	11499,34
Octubre	88350	8835	8835
Noviembre	85500	36349,71	45184,71
Diciembre	88350	55079,91	100264,62

Tabla 7.2. Estado del depósito a lo largo del año.

7.2. Captación.

7.2.1. Tipos de tomas de agua.

Existen dos tipos de tomas de agua, las tomas abiertas o superficiales y las tomas cerradas o a través de pozo. Las tomas abiertas suelen presentar algunos inconvenientes como que el agua de alimentación posea una gran actividad orgánica y biológica, además de altos contenidos de sólidos en suspensión. Por otra parte, están más expuestas a la contaminación y existe un amplio margen de variación de su temperatura. Por estas razones, el uso de este tipo de tomas suele quedar reservado para

instalaciones de agua de mar en las que las características de impermeabilidad del terreno no permitan el uso de tomas de agua cerradas.

Las tomas de agua cerrada, por su parte, no presentan tantos problemas, y son siempre que sea posible su construcción, más recomendables que las tomas de agua abiertas. Sus principales ventajas son la limpieza del agua debido al filtrado que ha experimentado a través del terreno, la ausencia de actividad orgánica y biológica, su baja contaminación y la estabilidad de sus temperaturas. Estas características permiten abaratar considerablemente procesos como el pretratamiento.

Las tomas de agua cerrada cuentan, no obstante, con algunos inconvenientes derivados de la propia permeabilidad del terreno, que impide que se obtengan grandes caudales mediante este tipo de tomas y, además, en ocasiones, el agua de alimentación puede presentar cantidades importantes de elementos secundarios como hierro, sílice o flúor.

La elección de un tipo u otro de toma de agua habría de realizarse apoyándose en un estudio del terreno que permitiera conocer a fondo sus características, sin embargo, este tipo de estudios no son objeto de este proyecto. Por lo tanto, basándonos en la capacidad de la planta desaladora, que no exige que el caudal de alimentación sea demasiado elevado, y tomando como referencia otras plantas desaladoras de Canarias, se ha decidido hacer uso de tomas cerradas para nuestra instalación, dado el gran número de ventajas que aportan respecto a las tomas abiertas.

7.2.2. Pozos de captación.

Una vez elegido el tipo de toma, que será mediante pozos, hay que decidir cuántos son necesarios y qué dimensiones han de tener, además de cuál sería el emplazamiento más adecuado para los mismos.

En lo referente al número de pozos, como ya se ha dicho, sería necesario un completo análisis del terreno para determinar cuál sería el número más apropiado. En el caso de este estudio lo que se ha hecho es tomar como referencia la desaladora de Santa Cruz de Tenerife, puesto que se dispone de una gran cantidad de datos acerca de

la misma. Esta desaladora en concreto, con una capacidad superior a 20.000 m^3/día, cuenta con ocho pozos para su abastecimiento que funcionan regularmente, y otros dos pozos de reserva que entrarían en funcionamiento si alguno de los anteriores dejara de operar para de esta manera poder mantener la producción en caso de mantenimiento en alguno de los pozos principales o de que se produjera algún imprevisto.

Teniendo en cuenta estos datos se ha establecido que lo más adecuado para el caso de la planta objeto de este estudio, de una capacidad de 2850 m^3/día, es la construcción de dos pozos principales y uno de reserva. Regularmente funcionarán los dos pozos principales, extrayéndose de cada uno de ellos la mitad del caudal de alimentación, mientras que la utilización del tercero quedará limitada a períodos en los que se lleven a cabo labores de mantenimiento en uno de los principales o ante situaciones imprevistas, como la avería de alguna de las bombas de captación.

En cuanto a la situación tres pozos de captación, lo más indicado es que fuera en un lugar no muy alejado de la planta desaladora, para de esta manera poder utilizar tuberías más cortas y en consecuencia bombas más pequeñas cuyo consumo energético fuera menor. Si nos fijamos en la parcela elegida para la construcción de la planta desaladora (figura 6.3), vemos que ésta se encuentra dividida en dos partes debido a que es atravesada por una carretera. La ubicación más adecuada para los pozos es el lado Este de la parcela, al encontrarse más próximo al mar, mientras que el lado Oeste quedará reservado para la construcción de la planta desaladora al ser de mayores dimensiones para albergarla.

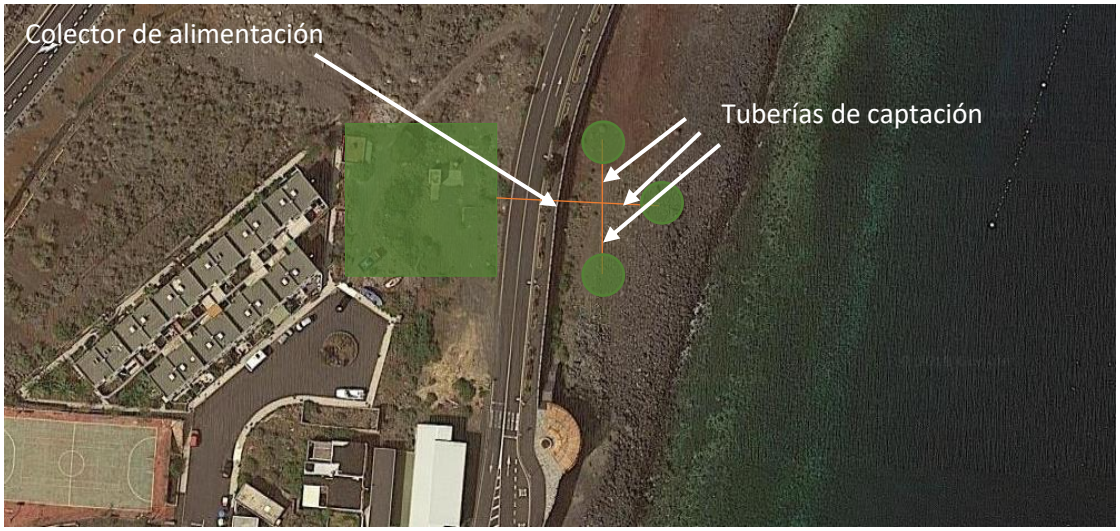


Figura 7.1. Disposición de los pozos de captación.

La figura 7.1 muestra un esquema de la ubicación de los pozos y de la planta desaladora. Las bocas de los pozos se encuentran situadas a una altura de 6 metros sobre el nivel del mar, mientras que la altura de cota de la planta desaladora es de 9 metros. Cada uno de los pozos cuenta con una tubería de captación con un tramo vertical y otro horizontal respectivamente, teniendo en todos los casos el tramo horizontal una longitud de 20 metros. Entre el punto donde coinciden las tres tuberías de captación y la planta desaladora hay una distancia de 30 metros, a través de la cual se lleva el agua mediante el colector de alimentación de 33 metros de longitud (los mencionados 30 metros de distancia más 3 metros para salvar la diferencia de cota).

Por último, teniendo en cuenta factores como la cota de la boca de los pozos sobre el nivel del mar, la bajamar máxima viva equinoccial, la disminución de altura debido al cono de succión y la pérdida de altura por filtración, se llega a la conclusión de que la máxima profundidad del agua en los pozos será de 10 metros, por lo que se decide construir pozos de 30 metros y situar las bombas a una profundidad de 25 metros, para aprovechar la columna de agua disponible y evitar fenómenos como la cavitación.

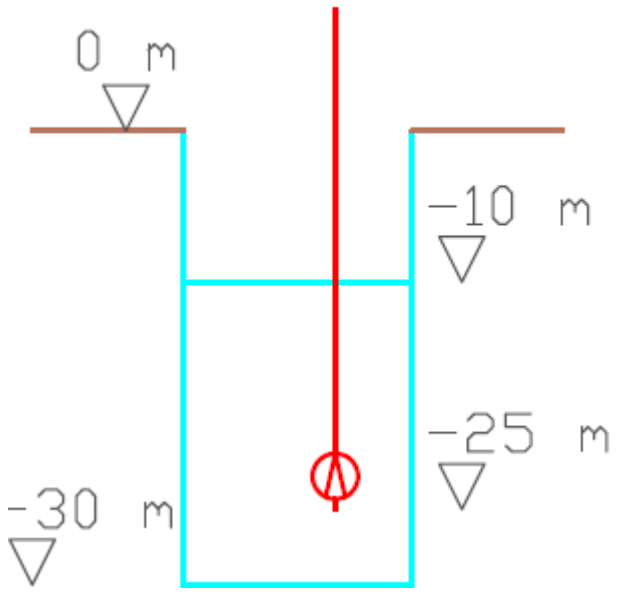


Figura 7.2. Esquema de los pozos de captación.

7.2.3. Tuberías de captación.

Para el dimensionamiento de las tuberías de captación hay que tener en cuenta que las tres tuberías de captación de cada uno de los pozos tendrán las mismas dimensiones. Como ya se explicó en el apartado 7.2.2 la longitud en los tres casos es la misma, pero también lo es el diámetro, al transportar cada una el mismo caudal. Por otro lado, se ha dimensionado también el colector de alimentación, que lleva el doble del caudal que las tuberías de captación, puesto que habrá siempre dos pozos trabajando simultáneamente.

Se ha elegido PRFV (poliéster reforzado con fibra de vidrio) como material para las distintas tuberías, un material muy usado en este tipo de aplicaciones, y se ha seleccionado el fabricante Flowtite por contar con un amplio catálogo que puede ser consultado a través de su página web.

Para elegir el diámetro más adecuado de cada tramo se ha empleado el criterio de Bonnet, y una vez calculado el diámetro se ha pasado al cálculo de las pérdidas de carga debidas a las conducciones o pérdidas de carga primarias. La siguiente tabla muestra los valores obtenidos.

	Tuberías de captación	Colector de alimentación
Caudal [m^3/s]	0,04123	0,08247
Diámetro [mm]	250	350
Coeficiente de fricción	0,01648	0,01535
Pérdida de carga [m]	0,107	0,054

Tabla 7.3. Diámetros y pérdidas de carga primarias en la captación.

Por otro lado, para el cálculo de las pérdidas de carga debidas a accesorios o secundarias en la captación se han considerado diversos accesorios como tres codos de 90°, un empalme en T, una válvula de pie con colador y una válvula de compuerta totalmente abierta, obteniéndose unas pérdidas de carga secundarias de 0,203 m.

7.2.4. Bombas de captación.

Para el dimensionamiento de las bombas de captación, que una vez más serán las tres iguales, es necesario conocer la altura que cada una de ellas debe aportar al fluido. Para ello hay que establecer dos puntos a ambos lados de la bomba entre los que se conozcan datos como la diferencia de altura (cinética, de cota y de presión) y las pérdidas de carga. Los puntos elegidos han sido la superficie libre de líquido (velocidad 0, cota -10 metros y presión relativa 0), y la entrada al pretratamiento (velocidad calculada a partir del caudal y el diámetro del colector de alimentación, cota 3 metros y presión 4 bar, puesto que desea que haya 2 bar antes de la bomba de alta presión para evitar la cavitación y se estima que la presión caerá 2 bar en el proceso de pretratamiento). Haciendo uso de estos datos y de las pérdidas de carga del apartado anterior, se calcula la altura de a bomba, que es de 53,09 metros.

Una vez tenemos el punto de operación de la bomba (Q = 0,04123 m^3/s y H = 53,09 m) se ha consultado el catálogo de diversos fabricantes en busca de una bomba sumergible de eje vertical, pues son las más indicadas para este tipo de aplicaciones en pozos profundos. Los fabricantes consultados han sido KSB, Lowara, Flowserve y Sulzer y a continuación se muestran los valores de rendimiento obtenidos en cada caso.

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	80,5
Lowara	77,0
Flowserve	83,4
Sulzer	79,4

Tabla 7.4. Eficiencia de las bombas de captación.

Teniendo en cuenta estos resultados y al no contar con datos sobre costes de instalación o mantenimiento, se ha elegido la bomba del fabricante Flowserve al tener un rendimiento superior al de las demás.

7.3. Pretratamiento.

El caudal de alimentación contiene determinados componentes orgánicos e inorgánicos que hay que controlar para que se mantengan dentro de unos determinados límites de manera que las membranas, que son unos elementos muy sensibles, no sufran grandes deterioros una vez el caudal de alimentación llegue a la etapa del núcleo de la desalación.

Los componentes físicos en suspensión del agua comprenden desde arenas hasta partículas coloidales, y el ensuciamiento por estos elementos sólidos no sólo tiene efectos de tipo físico por rozamiento y desgaste u obstrucción de los poros de las membranas, en muchos casos también, la película o capa de partículas que se deposita sobre la superficie de las mismas produce un cambio en las condiciones hidráulicas que induce a la formación de precipitados químicos.

Para evitar estas acumulaciones de material que pudieran dañar tanto las membranas como otros equipos, y teniendo en cuenta el tipo de captación empleada mediante pozos que asegura un determinado grado de limpieza como consecuencia de un primer filtrado a través del terreno, se recurre a la instalación, en primer lugar, de filtros de arena verticales, más recomendables que los horizontales en una planta de esta capacidad. Posteriormente se recurre a una etapa de filtración de afino mediante filtros de cartucho para asegurar un nivel de filtración mínimo de 5 micras.

Figura 7.3. A la izquierda filtro de arena vertical, a la derecha filtro de cartuchos.

En cuanto al pretratamiento de tipo químico, se dosifica bisulfito sódico en la captación para asegurar la desinfección, y posteriormente para prevenir problemas de incrustaciones se dosifica antiincrustante entre los filtros de arena y de cartuchos. De este modo se evitará que los primeros retengan parte del producto y los segundos retendrán las partes del producto que puedan no haberse disuelto bien para evitar que alcance las membranas.

7.4. Núcleo de desalación.

Como ya se mencionó y se puede observar en la figura 3.13, el núcleo de desalación está compuesto por cuatro elementos fundamentales cuya elección y dimensionamiento serán abordados en el presente apartado.

7.4.1. Bastidor de membranas.

Un bastidor de membranas es una estructura metálica sobre la que se colocan los distintos tubos de presión con sus correspondientes membranas. Es común que cada tubo de presión aloje seis o siete membranas.

A la hora de realizar la elección de las membranas, existen diversos fabricantes que ofrecen distintos tipos de membranas. Algunos de estos fabricantes son LG Water Solutions, Toray, Hydranautics, General Electric o Suez entre otros. Como este trabajo de fin de grado es desarrollado por tres compañeros más del Grado en Ingeniería Mecánica simultáneamente, y con el objetivo de que no haya varios compañeros utilizando membranas de un mismo fabricante, cada estudio emplea un fabricante distinto de membranas. Para este estudio en concreto se han empleado las membranas del fabricante LG.

El fabricante LG ofrece en su catálogo de membranas de ósmosis inversa para desalación de agua de mar ocho modelos distintos que a su vez se dividen en cuatro series que van desde la serie ES (energy saving), de bajo consumo pero también bajo rechazo, hasta la serie SR (super rejection), de alto rechazo pero con un consumo de energía más elevado, pasando por las series R (rejection) y GR (great rejection). Cada

una de estas series dispone además de dos membranas distintas que solamente se diferencian en su área superficial, unas de 400 ft^2 y otras de 440 ft^2.

Producto	Tamaño		Área Activa de Membrana		Flujo de Permeado		Rechazo de Sales Estabilizado	Rechazo de Boro
	mm	inch	ft^2	m^2	gpd	m^3/d	%	%
LG SW 400 SR	200	7.9	400	37	6,000	22.7	99.85	93
LG SW 440 SR	200	7.9	440	41	6,600	25.0	99.85	93
LG SW 400 GR	200	7.9	400	37	7,500	28.4	99.85	93
LG SW 440 GR	200	7.9	440	41	8,250	31.2	99.85	93
LG SW 400 R	200	7.9	400	37	9,000	34.1	99.85	93
LG SW 440 R	200	7.9	440	41	9,900	37.5	99.85	93
LG SW 400 ES	200	7.9	400	37	13,700	51.9	99.80	89
LG SW 440 ES	200	7.9	440	41	15,070	57.0	99.80	89

Tabla 7.5. Tipos de membrana para desalación de agua de mar. Fuente: lgwatersolutions.com

Para la elección del modelo más apropiado para nuestra instalación se ha empleado el software que proporciona el fabricante, Q+ Projection. Este software permite introducir varios datos relacionados con las condiciones del agua de alimentación y permite obtener como resultado las condiciones del caudal de permeado, para comprobar si se ajustan a los parámetros requeridos.

Los datos que hay que introducir en el software para poder realizar el cálculo son la composición química del caudal de alimentación, así como su pH, el tipo de toma empleada para la captación, el caudal de permeado, la conversión, el número de tubos de presión, el número de membranas en cada tubo de presión, el modelo de las membranas empleadas y la edad de dichas membranas.

La manera de proceder ha sido introducir todos estos datos y realizar diversas simulaciones para cada uno de los distintos modelos de membrana comprobando que el caudal de permeado cumplía las especificaciones exigidas (TDS inferior a 1020 ppm y concentración de boro inferior a 0,6 ppm). Para cada modelo a su vez se han realizado simulaciones tanto con 6 como con 7 membranas por tubo y se ha ido modificando la conversión (entre 40% y 50% que es el rango empleado en desalación de agua de mar)

hasta determinar cuál era el valor más adecuado además del número de tubos de presión necesarios en cada caso.

De los ocho modelos de membranas analizados (tabla 7.5) se ha determinado que el más adecuado para nuestra instalación es el LG SW 400 R en una configuración de 21 tubos de presión con 7 membranas por tubo y empleando una conversión del 40%. De esta manera se cumplen todos los requisitos que se exigen al caudal de permeado. Además, esta configuración es una de la que menor número de membranas requiere entre las analizadas, y además éstas pertenecen a la serie R, que se supone será más barata que las series GR y SR, disminuyendo así el coste inicial de la instalación.

Todos los resultados obtenidos para cada uno de los distintos modelos analizados pueden ser consultados en el anexo de cálculos apartado 2.1.

7.4.2. Intercambiadores de presión.

Tras el paso del agua a través de las membranas se obtienen dos flujos de agua, el flujo de permeado y el flujo de rechazo. El flujo de rechazo, que apenas ha visto reducida su presión respecto a la del flujo de alimentación, va a ser devuelto al mar, y esta es la razón por la que su emplea un recuperador de energía que permita aprovechar la energía que contiene el flujo de rechazo en forma de energía de presión.

En la actualidad, los dispositivos más utilizados para este propósito son los intercambiadores de presión debido a su elevadísima eficiencia. Los hay de dos tipos, de rotación y de desplazamiento. Los intercambiadores de presión de desplazamiento están más indicados cuando se utilizan tomas abiertas para prevenir problemas de biofouling, mientras que si la planta desaladora emplea un sistema de captación mediante pozos es mejor emplear intercambiadores de rotación debido a su mayor eficiencia.

Dado que la planta desaladora objeto de este estudio emplea tomas de agua cerradas, como ya se ha indicado, se ha decidido analizar los intercambiadores de presión de rotación ofrecidos por dos fabricantes distintos, Energy Recovery y Danfoss,

con el objetivo de comparar los resultados obtenidos y elegir el que mejor se adapte a las condiciones impuestas.

Para determinar el modelo más adecuado de cada fabricante y el número de equipos necesarios en cada caso se ha hecho uso de hojas de cálculo proporcionadas por cada uno de los fabricantes, en las que se introducen las condiciones de cada uno de los flujos, ya conocidas gracias al software de simulación de las membranas. En ambos casos, las hojas de cálculo permiten seleccionar cada uno de los modelos disponibles e indican para cada caso el número de equipos necesarios y el consumo específico de la planta haciendo uso de los mismos.

En la siguiente figura se puede comprobar la interfaz de cada una de las hojas de cálculo, donde se aprecian cuáles son los valores solicitados y calculados en cada caso.

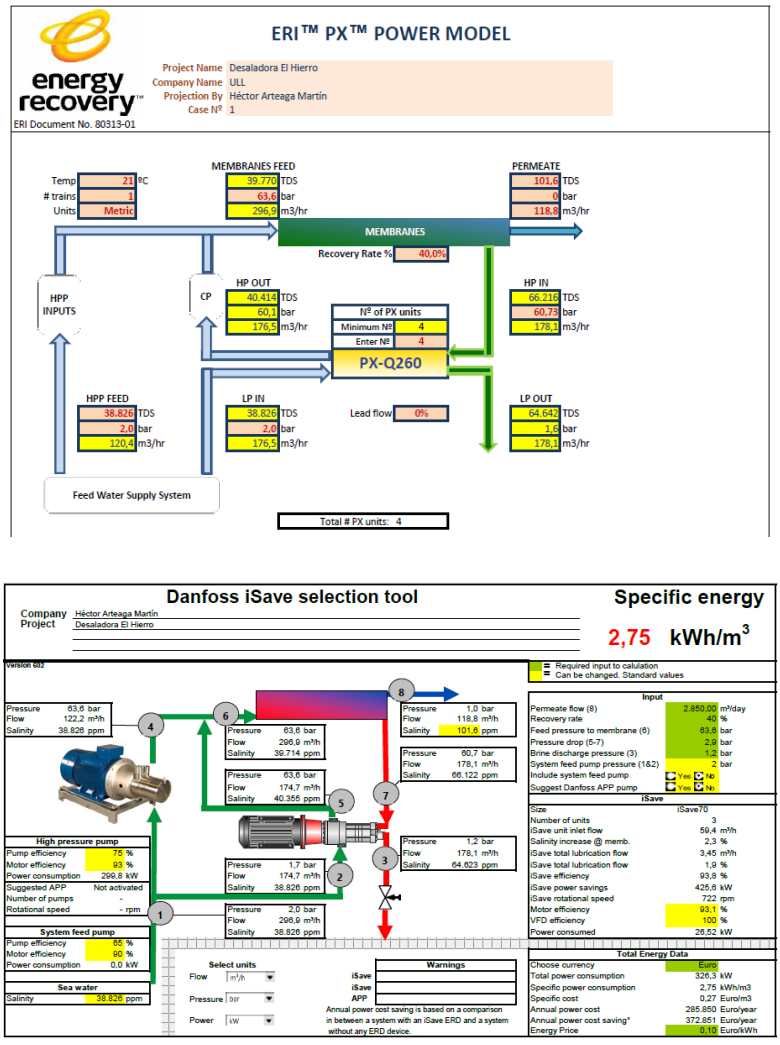


Figura 7.4. Arriba la interfaz de la hoja de cálculo del fabricante Energy Recovery y abajo la del fabricante Danfoss.

El fabricante Energy Recovery recomienda la instalación de cuatro intercambiadores del modelo PX-Q260, con una eficiencia del 97,38% y que situarían el consumo específico en 2,70 kWh/m^3, mientras que, por su parte, el fabricante Danfoss sugiere emplear tres dispositivos del modelo iSave 70, que proporcionan una eficiencia de 93,80% y un consumo específico de 2,75 kWh/m^3.

Figura 7.5. Intercambiadores de presión del fabricante Energy Recovery instalados en la Refinería de Santa Cruz.

Analizando los resultados obtenidos y a falta de conocer los costes de instalación y mantenimiento, se decide instalar los intercambiadores de la marca Energy Recovery al obtenerse un consumo de energía inferior mediante su utilización. No obstante. hay que tener en cuenta que el rendimiento de la bomba de alta presión y de la bomba booster, datos con los que aún no se cuenta, influyen en este resultado, por lo que se ha estimado su valor y se ha empleado el mismo en ambos casos para poder realizar la comparación. Una vez obtenidos estos valores se calculará el consumo específico de manera exacta.

7.4.3. Bomba de alta presión.

La bomba de alta presión es un equipo fundamental en un sistema de desalación por ósmosis inversa. Su función es aportar el caudal necesario de agua de alimentación a las membranas a la presión requerida. El consumo de energía de este equipo es uno de los más elevados en este tipo de plantas, por lo que su rendimiento energético es un parámetro muy importante a tener en cuenta.

Para su correcto dimensionamiento es necesario conocer el punto de operación de la bomba, es decir el caudal suministrado y la altura aportada al fluido. Para conocer el caudal hay que recurrir a la hoja de cálculo empleada para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión, que indica un caudal Q = 0,03344 m^3/s.

Por otro lado, para el cálculo de la altura aportada al fluido, se ha recurrido a un balance de energía entre puntos situados a la entrada de esta bomba y a la salida. En estos casos las diferencias de altura cinética y de cota se consideran nulas (el caudal y el diámetro se mantienen, y por tanto la velocidad, y la entrada y salida de la bomba se sitúan en la misma cota), por lo que la altura de la bomba se puede calcular como la diferencia de altura de presión.

La presión a la entrada de la bomba es 2 bar, mientras que la presión a la salida puede igualarse a la presión a la entrada del bastidor de membranas si consideramos nulas las pérdidas de carga entre estos puntos (tramo muy corto de tubería) y por lo tanto tiene un valor de 63,6 bar. Teniendo en cuenta estos valores, la altura de la bomba es igual a H = 611,16 m.

Una vez conocido el punto de operación de la bomba de alta presión se han consultado los catálogos de cuatro fabricantes, obteniéndose en cada caso los siguientes valores de rendimiento.

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	75,9
Lowara	76,1
Flowserve	77,6
Sulzer	76,7

Tabla 7.6. Rendimiento de las bombas de alta presión.

A falta de datos como los costes del equipo, imposibles de consultar, se decide emplear la bomba del fabricante Flowserve por tener el rendimiento más elevado de todas las alternativas estudiadas.

7.4.4. Bomba booster.

La bomba booster o bomba de circulación es un equipo que se utiliza para elevar la presión del flujo de alimentación a la salida de los intercambiadores de presión hasta la presión a la salida de la bomba de alta presión. Este equipo es de menores de dimensiones que la bomba de alta presión, pues el salto de presión es mucho menor, y por lo tanto su consumo de energía será más reducido.

Una vez más se ha hecho uso de la hoja de cálculo de dimensionamiento de los intercambiadores de presión para conocer las condiciones de funcionamiento de esta bomba, obteniéndose como resultado un caudal Q = 0,04903 m^3/s y una altura H = 34,73 m tras realizar un balance de energía entre su entrada y su salida y teniendo en cuenta las mismas consideraciones que en el caso anterior (diferencias de altura cinética y de cota nulas). Conocidos estos datos se consulta una vez más el catálogo de los distintos fabricantes elegidos y se decide elegir en este caso la bomba del fabricante Sulzer, al proporcionar un rendimiento bastante superior al de sus alternativas, como se puede observar en la siguiente tabla.

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	80,6
Lowara	80,9
Flowserve	80,2
Sulzer	84,1

Tabla 7.7. Rendimiento de las bombas booster.

7.5. Postratamiento.

En el caso de aguas para consumo humano, el caudal de permeado tiene que ser sometido a un postratamiento para ajustar algunos parámetros a los niveles de potabilidad antes de poder ser consumida.

Uno de los valores que tiene que ajustarse es el del pH, que suele ser bajo tras el paso por las membranas y según el Real Decreto 140/2003 debe situarse entre 6,5 y 9,5. Para ello pueden añadirse determinados productos químicos como sosa cáustica o mezclarse el caudal de permeado con otras aguas con un pH superior.

Por otro lado, con la adición de bisulfito sódico en la etapa de pretratamiento el agua queda desprovista de sus características oxidantes y en el caudal de permeado no existen rastros de cloro. Teniendo en cuenta que antes de su uso final el agua para consumo humano suele almacenarse en algún depósito, existen riesgos de que el agua se contamine, por lo que suele realizarse una etapa de post-cloración.

En el caso de este estudio, sin embargo, no se ha considerado necesario llevar a cabo una etapa de postratamiento.

En lo referente al pH, varias fuentes consultadas indican que en el agua de regadío empleada para aguacates un valor alto produce deficiencias, por lo que el pH del agua empleada debe ser neutro o ligeramente ácido, entre 5,5 y 7. Si consultamos a través del software de Q+ Projection de selección de las membranas el pH del caudal de permeado, podemos comprobar que tendrá un valor de 6,91, por lo que un ajuste del pH no tendría sentido en este caso.

Por otra parte, en el agua utilizada para el regadío de cultivos, la presencia de cloro solamente tendría efectos contraproducentes, por lo que se ha decidido prescindir también del tratamiento de post-cloración.

7.6. Sistema de distribución.

7.6.1. Tuberías de distribución.

Como ya se mencionó en el apartado 7.1 de este documento, es necesaria la construcción de un depósito abierto de 140.000 metros cúbicos en el que almacenar el agua producida sobrante durante los meses de invierno en los que las plantas requieren menos agua, para utilizarle durante los meses de verano. Se ha decidido construir este depósito a una cota superior a la que se sitúa la plantación a abastecer de manera que posteriormente el riego pueda realizarse por gravedad.

Figura 7.6. Ubicación del depósito y recorrido de la tubería de distribución.

En la figura 7.6 puede apreciarse la ubicación elegida para este depósito abierto que estará situado a una cota de 1000 metros sobre el nivel del mar. Para las conducciones se ha decidido instalar una vez más tuberías de PRFV cuya longitud total será de 4000 metros. Conociendo el caudal que circula por ellas y haciendo uso del criterio de Bonnet, se ha establecido también su diámetro, de 250 mm.

Conociendo estos datos se pueden calcular las pérdidas de carga primarias, y en el caso de las secundarias, se han calculado en este caso como un porcentaje de las primeras, establecido en un 2,5% al tratarse de un tramo de gran longitud (en el anexo de cálculos puede comprobarse el procedimiento para establecer este porcentaje). En la siguiente tabla se observan los datos empleados para el cálculo de las pérdidas de carga.

Caudal [m^3/s]	0,03299
Diámetro [mm]	250
Coeficiente de fricción	0,01694
Pérdidas primarias [m]	6,24
Pérdidas secundarias 2,5% [m]	0,16

Tabla 7.8. Diámetro y pérdidas de carga en la distribución.

7.6.2. Bombas de distribución.

En este caso el caudal de la bomba de distribución coincide, como es lógico, con la capacidad de la planta desaladora, por lo que Q = 2850 m^3/días = 0,03299 m^3/s. Por su parte, la altura que ha de aportar la bomba al fluido es igual a H = 1006,38 m.

Una vez se conoce el punto de operación de la bomba es posible utilizar los softwares de selección de los distintos fabricantes para elegir la bomba más adecuada. Sin embargo, en este caso, solamente dos de los fabricantes habitualmente consultados disponen de bombas capaces de suministrar una altura tan elevada para este valor de caudal, Flowserve y Sulzer. Por esta razón, se decide introducir en los softwares de selección de los otros dos fabricantes, KSB y Lowara, un punto de operación cuya altura corresponde a 503,19 m, la mitad de lo que se necesita, con la idea de realizar una asociación de bombas en serie.

Los valores de rendimiento obtenidos, que ante la falta una vez más de los costes del equipo, han sido determinantes a la hora de elegir la bomba, son los siguientes:

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	76,4 %
Lowara	77,4 %
Flowserve	75,7 %
Sulzer	74,7 %

Tabla 7.9. Rendimiento de las bombas de distribución.

A la vista de los resultados obtenidos, se ha optado por la asociación de dos bombas del fabricante Lowara, al ofrecer este conjunto el mayor rendimiento. Además, la asociación de dos bombas de esta manera permitiría colocar una de ellas a la salida del bastidor de membranas, y la otra aproximadamente a mitad del recorrido, cuando la presión se redujera, de manera que no se alcanzarían presiones tan elevadas en las conducciones.

7.7. Sistema de rechazo.

7.7.1. Tuberías de rechazo.

Para realizar la devolución al mar de la salmuera o caudal de rechazo, se ha proyectado la instalación de un emisario submarino. A la hora de elegir su recorrido se ha tenido en cuenta que la salida del mismo se encuentre lo suficientemente lejos de la costa para no afectar a la salinidad del agua próxima a los pozos de captación. También se ha considerado que, al estar la planta desaladora construida en una ubicación próxima al Puerto de la Estaca, la salida del emisario debe situarse más allá de los límites de dicho puerto para asegurar la disolución de la salmuera.

Figura 7.7. Disposición del emisario submarino.

En la figura 7.7 se puede apreciar la disposición del emisario que se instalará, cuya salida está situada a 50 metros de profundidad y a una distancia de los pozos de captación de 670 metros, aunque la longitud del mismo es de 700 metros.

Haciendo usa una vez más del criterio de Bonnet se calcula el diámetro de este emisario, y posteriormente las pérdidas de carga primarias y secundarias a lo largo del mismo. Los valores utilizados pueden ser consultados en la siguiente tabla.

Caudal [m^3/s]	0,04948
Diámetro [mm]	300
Coeficiente de fricción	0,01645
Pérdidas primarias [m]	0,96
Pérdidas secundarias 14,1% [m]	0,13

Tabla 7.10. Diámetro y pérdidas de carga en el rechazo.

7.7.2. Bomba de rechazo.

En este caso, no será necesario incorporar ninguna bomba al sistema de rechazo de la salmuera. Cuando se ha calculado el valor de la altura de la bomba, se ha comprobado que éste es negativo, lo que indica que la diferencia de cota es suficiente para que el caudal de rechazo abandone el emisario.

7.8. Sistema de abastecimiento energético.

7.8.1. Consumo energético de la planta desaladora.

Para poder establecer cómo será el sistema de abastecimiento energético de la planta desaladora, se necesita conocer en primer lugar las necesidades energéticas de la misma. Para ello es necesario conocer los consumos de todas las bombas presentes en la instalación, que son los equipos instalados que consumirán energía.

Para realizar este cálculo es necesario conocer el punto de operación de cada una de las bombas, el peso específico del fluido y el rendimiento tanto de la bomba como del motor eléctrico al que va acoplado. Estos motores suelen tener rendimientos muy altos, por lo que en este caso se han supuesto iguales al 95%. La siguiente tabla refleja los resultados obtenidos.

Equipo	Consumo [W]	Porcentaje del consumo total [%]	Consumo específico [kWh/m^3]
Bomba de alta presión	281215,6	34,8	2,37
Bomba booster	21647,9	2,7	0,18
Bombas de captación	56646,5	7,0	0,48
Bombas de distribución	448085,6	55,5	3,77
TOTAL	807595,6	100	6,80

Tabla 7.11. Consumo energético de cada uno de los equipos de la planta desaladora.

Si se analizan detenidamente estos resultados, se puede observar como el consumo más elevado es el de las bombas de distribución, que suponen más de la mitad del gasto de energía. Esto es así debido a la accidentada orografía de la isla de El Hierro, que provoca que para llevar el agua hasta el depósito de almacenamiento haya que vencer un desnivel de 1000 metros.

Por otro lado, diversas fuentes de información consultadas, como la web *iagua.es* y concretamente un artículo titulado *La importancia de los sistemas de recuperación de energía en la desalación de aguas en Canarias* destaca la importancia de la incorporación de los equipos de recuperación de energía. Este artículo señala que, entre todos los sistemas de recuperación de energía instalados en plantas desaladoras de Canarias, son los intercambiadores de presión del fabricante Energy Recovery aquellos que han permitido lograr mejores resultados, alcanzándose con ellos los consumos específicos más reducidos.

Concretamente, este artículo señala que: “en Canarias todas las instalaciones con recuperadores de energía basados en cámaras isobáricas presentan unos consumos de energía en el bastidor normalizados por debajo o muy cerca de los 3,0 kWh/m^3”. Como se puede observar, estas cifras se cumplen en la instalación proyectada, pues el consumo específico logrado en el bastidor, que se refiere al consumo específico del núcleo de desalación (bomba de alta presión más bomba booster) es de 2,55 kWh/m^3.

7.8.2. Caracterización del recurso eólico.

Para dimensionar el sistema de captación de energía eólica es necesario comprobar si la energía anual producida por un determinado aerogenerador situado en la zona deseada es superior a la energía requerida para alimentar la planta desaladora. Para ello es necesario conocer la curva de potencia del aerogenerador y la distribución de la velocidad del viento en el lugar escogido.

La distribución de probabilidad de la velocidad del viento a lo largo de un año tipo o año promedio, sigue aproximadamente la función de densidad de probabilidad de Weibull, cuyos factores de forma y de escala en la ubicación elegida para situar el aerogenerador (figura 6.6) pueden ser consultados a través de la web GRAFCAN. A continuación se presenta esta función de probabilidad una vez sustituidos estos valores.

$$p(v) = \frac{2{,}545}{9{,}25} \cdot \left(\frac{v}{9{,}25}\right)^{2{,}545-1} \cdot e^{-\left(\frac{v}{9{,}25}\right)^{2{,}545}}$$

En la siguiente figura, por su parte, aparece representada esta función en una gráfica en la que el eje de abscisas corresponde a la velocidad del viento en m/s, y el eje de ordenadas a la probabilidad de que el viento sople a cada velocidad.

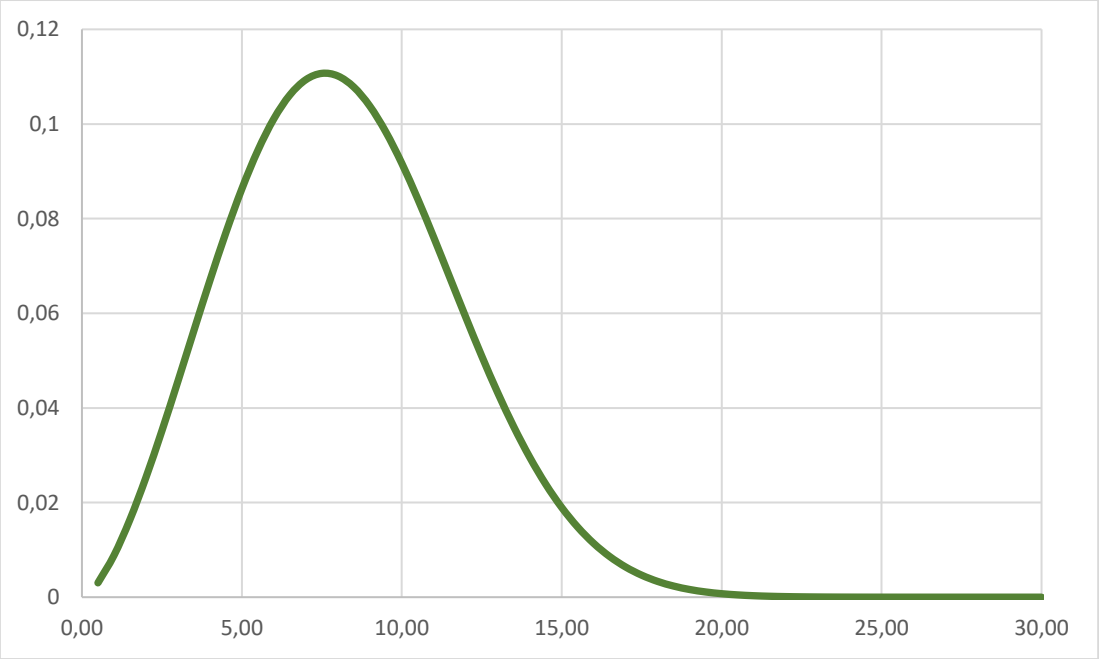


Figura 7.8. Distribución de la probabilidad de la velocidad del viento a lo largo de un año tipo.

7.8.3. Selección del aerogenerador.

A partir del valor del consumo total de potencia de la tabla 7.11 se calcula el consumo de energía de la planta desaladora a lo largo de un año (recordemos que la planta está en funcionamiento durante 334 días al año), que es de 6473686,33 kWh. Una vez obtenido este dato y haciendo uso de la curva de potencia de distintos aerogeneradores que indica la potencia obtenida en función de la velocidad del viento, y de la distribución de probabilidad de la velocidad del viento, se calcula la energía anual que se prevé obtener haciendo uso de diversos modelos distintos de aerogeneradores.

Para realizar este cálculo se ha empleado una hoja de cálculo de elaboración propia (consultar anexo de cálculos). A continuación se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los ocho aerogeneradores considerados de cuatro fabricantes distintos.

	Modelo	Potencia nominal [kW]	Energía [kWh/año]
Senvion	MM 82	2050	7952019,9
	MM 100	2000	9586417,0
Enercon	E - 92	2350	9812345,5
	E - 82	2100	8394741,6
Suzlon	S111 - 90m	2100	10891571,9
	S120 - 120m	2300	11757494,7
Goldwind Americas	GW 82	1500	8863920,9
	GW 87	1500	8422637,9

Tabla 7.12. Resultados obtenidos para cada uno de los modelos de aerogenerador analizados.

Analizando estos resultados, se ha llegado a la conclusión de que el aerogenerador más adecuado para nuestra instalación es el Senvion MM82. Si bien todos los aerogeneradores proporcionarían a lo largo de un año más energía de la necesaria para alimentar la planta, el modelo elegido es el que más se ajusta a las necesidades requeridas y por lo tanto el excedente energético no sería tan elevado.

Como ya se ha comentado en apartados anteriores, nuestro sistema está conectado a la red eléctrica, por lo que este excedente de energía podría ser vertido a la red cuando fuera necesario, teniendo en cuenta que según establece la ley 24/2013 del sector eléctrico, la electricidad procedente de fuentes de energía renovable (al igual

que la procedente de fuentes de cogeneración de alta eficiencia), tiene prioridad de acceso a la red.

Por último, se ha calculado el factor de carga del aerogenerador elegido, que es la relación entre la energía obtenida a lo largo de un año a través del mismo y la que se obtendría si éste hubiera funcionado durante todo este período de tiempo a su potencia nominal. El factor de carga obtenido tiene un valor de 44%, que atendiendo a la clasificación realizada por el autor Miguel Villarrubia López en su libro *Ingeniería de la energía eólica*, puede ser calificado de excelente.

8. RESULTADOS FINALES.

En este apartado se indicará la solución finalmente adoptada a la hora de diseñar y dimensionar cada uno de los sistemas y equipos que constituyen la planta desaladora por ósmosis inversa objeto de este estudio.

8.1. Ubicación y capacidad de la planta desaladora.

La ubicación elegida para la construcción de la planta desaladora se encuentra próxima al Puerto de la Estaca, situado en el municipio de Valverde, isla de El Hierro, Canarias, España. Mediante el agua desalada a través de esta planta se abastecerá una plantación de aguacates situada en la zona conocida como Costa de Tiñor, para lo que será necesario que dicha planta tenga una capacidad de 2850 m^3/día.

8.2. Sistema de captación.

El sistema de captación diseñado cuenta con tres pozos de 30 metros de profundidad próximos a la costa. En el interior de cada uno de estos pozos se hallará una bomba sumergible modelo 12EMM del fabricante Flowserve, estas bombas estarán situadas a 25 metros de profundidad.

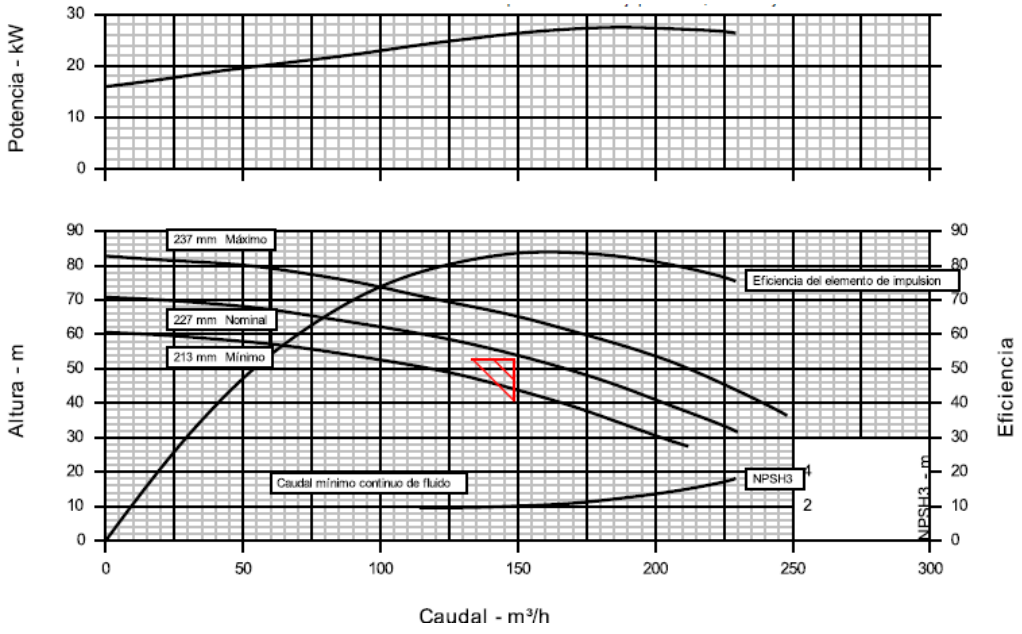


Figura 8.1. Bomba Flowserve 12EMM y sus curvas características.

Por otra parte, las conducciones elegidas para formar parte del sistema de captación son tuberías de PRFV proporcionadas por el fabricante Flowtite. Cada uno de los pozos contará con un tramo de 45 metros de longitud y un diámetro de 250 mm. Estos tres tramos convergerán en un punto situado a 30 metros de la planta desaladora hasta la cual otro tramo de 350 mm de diámetro conducirá el agua.

8.3. Pretratamiento.

Durante esta etapa se hará uso de filtros de arena y filtros de cartucho para evitar que partículas sólidas que se encuentren en el agua alcancen las membranas. También se dosificará bisulfito sódico para asegurar la desinfección del caudal de alimentación y antiincrustante para evitar incrustaciones en las membranas.

8.4. Núcleo de desalación.

Se instalará un bastidor de membranas del fabricante LG. Este bastidor estará formado por 21 tubos de presión con 7 membranas cada uno, lo que supone un total de 141 elementos del modelo LG SW 400 R. La conversión elegida por otro lado es del 40%.

Figura 8.2. Membranas LG SW 400 R.

Para el sistema de recuperación de energía se ha optado por la instalación de cuatro intercambiadores de presión del fabricante Energy Recovery, concretamente del modelo PX-Q260.

En cuanto a la bomba de alta presión se ha elegido 4WDX D del fabricante Flowserve. Esta es una bomba multietapa (concretamente 8 etapas), que elevará la presión del flujo de alimentación desde 2 bar a los 63,6 bar necesarios a la entrada del bastidor de membranas.

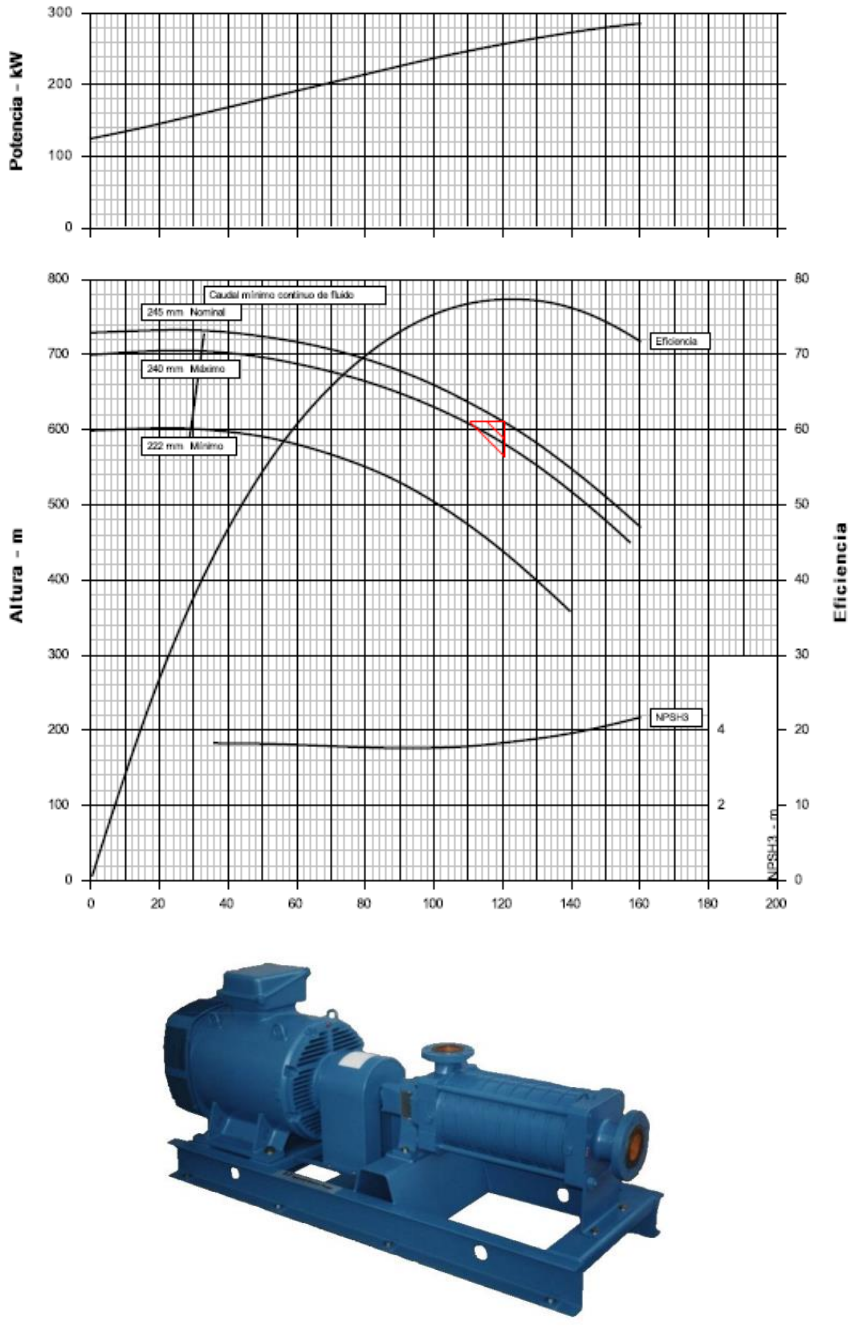


Figura 8.3. Bomba Flowserve 4WDX D y sus curvas características.

Por último, el equipo elegido para elevar la presión del flujo a la salida de los intercambiadores de presión con la presión a la salida de la bomba de alta presión es una bomba del fabricante Sulzer modelo SNS2-80 (150-80-200).

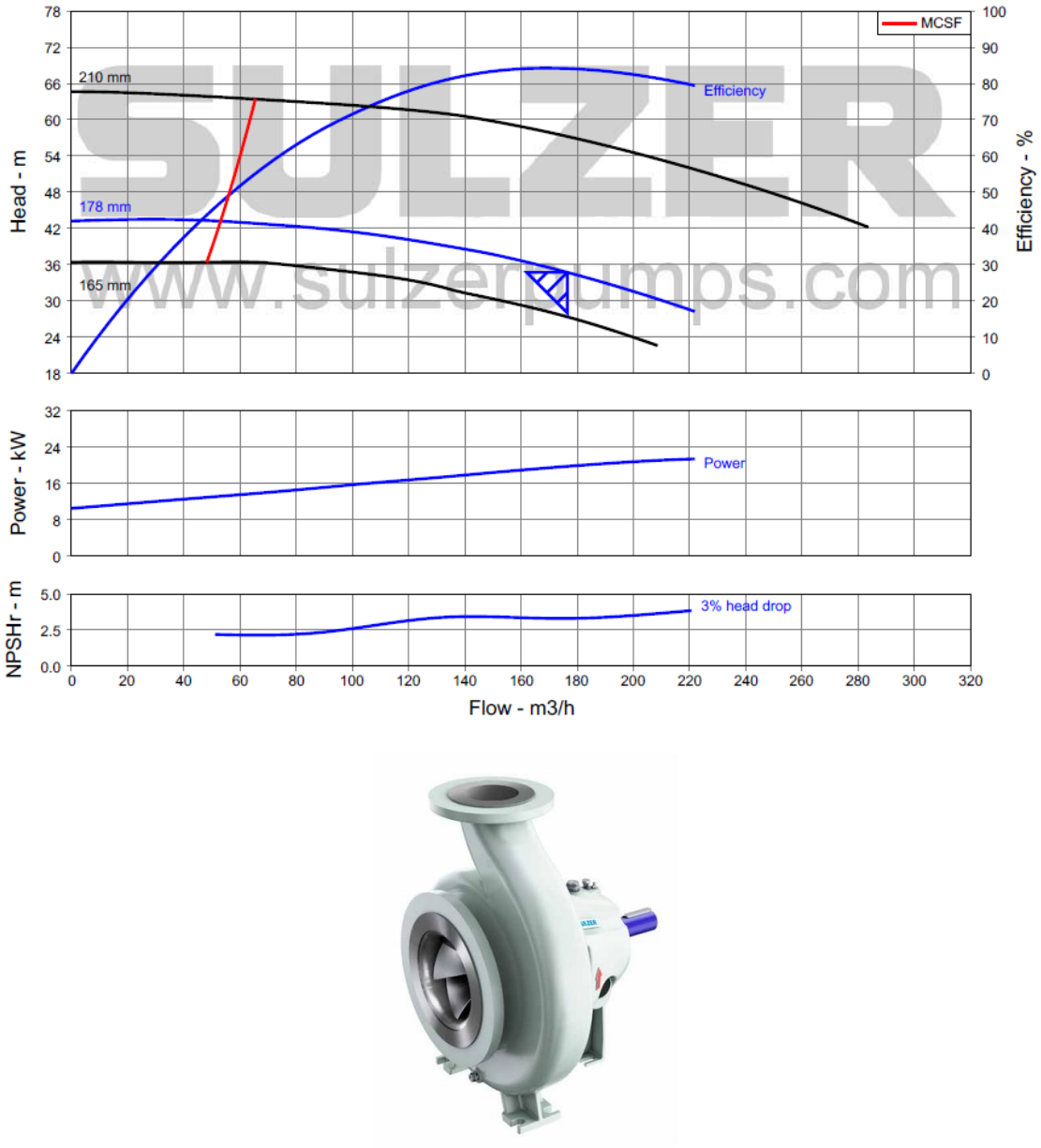


Figura 8.4. Bomba Sulzer SNS2-80 (150-80-200) y sus curvas características.

8.5. Sistema de distribución.

En lo referente al sistema de distribución del agua producto se ha proyectado la construcción de un depósito abierto de 140.000 metros cúbicos situado a una cota superior que la de la plantación a abastecer de tal manera que el riego pueda realizarse por gravedad.

Para llegar hasta este depósito se empleará una tubería de 4000 metros de longitud fabricada de PRFV y proporcionada por el fabricante Flowtite. En este caso se utilizarán dos bombas del fabricante Lowara para bombear el caudal de permeado hasta el depósito de almacenamiento, concretamente del modelo MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4.

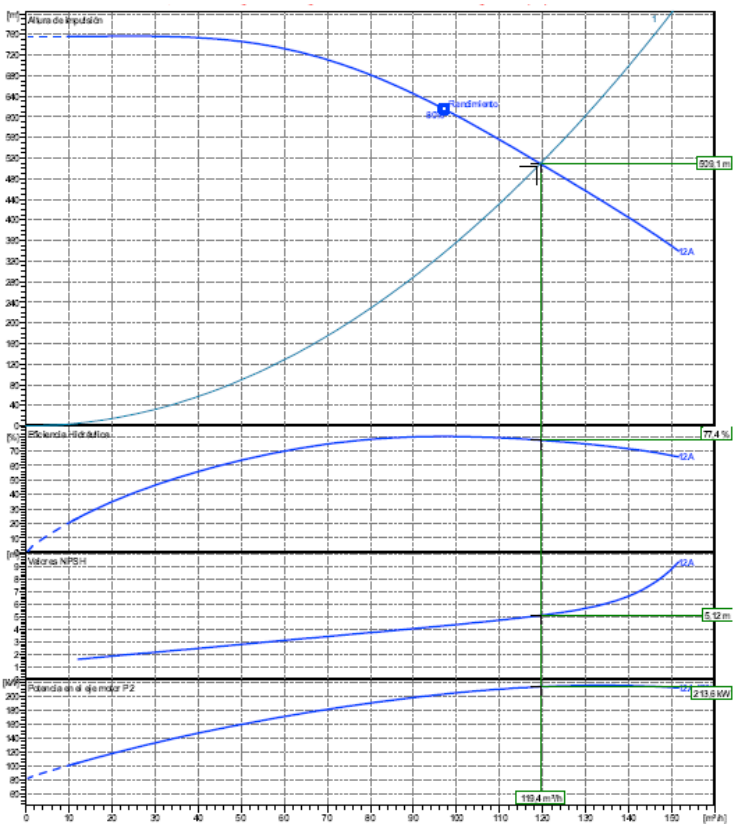


Figura 8.5. Bomba Lowara MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4 y sus curvas características.

8.6. Sistema de rechazo.

El sistema de rechazo estará compuesto por un emisario submarino que devolverá la salmuera al mar a una distancia de la planta desaladora de 670 metros y a una profundidad de 50 metros. Este emisario tendrá un diámetro de 300 mm y será de PRFV.

En este caso no será necesaria la instalación de ninguna bomba, pues la diferencia de cota es suficiente para que el rechazo alcance la presión necesaria.

8.7. Sistema de abastecimiento energético.

Por último, para abastecer energéticamente todos los equipos que forman parte de esta planta desaladora, se ha proyectado la instalación de un aerogenerador MM82 de 2050 kW de potencia nominal del fabricante Senvion. Con este aerogenerador se prevé obtener a lo largo de un año una energía igual a 7952019,9 kWh, superior a la cantidad necesaria para abastecer la planta desaladora y todos sus sistemas.

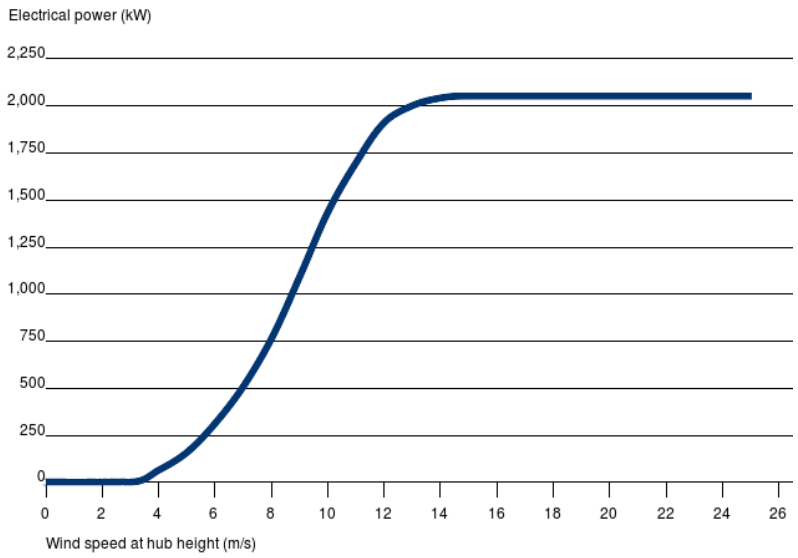


Figura 8.6. Aerogenerador Senvion MM82 y su curva de potencia.

9. CONCLUSIONES.

En el plano académico, la elaboración de este estudio ha requerido la utilización de la mayoría de conocimientos adquiridos a lo largo del Grado en Ingeniería Mecánica, lo que proporciona una idea de la cantidad de campos que llegan a tratarse a la hora de elaborar un proyecto de ingeniería. Se han podido desarrollar conocimientos tratados sobre todo en asignaturas como Ingeniería Fluidomecánica e Instalaciones y Máquinas Hidráulicas, pero también en otras como Oficina Técnica o Cálculo entre otras.

Por otro lado, otros campos abordados de carácter más específico eran completamente nuevos y desconocidos, este es el caso de campos como la desalación o la energía eólica. Esto indica la amplitud y diversidad de una disciplina como la ingeniería.

En el plano técnico, por su parte, se ha podido corroborar la complejidad de los procesos de desalación, pero también su importancia en el ámbito tanto industrial, de abastecimiento urbano y, como no, agrícola, especialmente en un territorio como las Islas Canarias, en las que el aumento de la población y la consecuente disminución del nivel de los acuíferos han convertido a esta tecnología en algo esencial debido a la falta de otras fuentes de abastecimiento de agua dulce.

De igual manera, se ha establecido un primer contacto con las energías renovables y concretamente con la energía eólica en este caso. Durante los últimos años el uso de este tipo de energía no ha hecho sino aumentar y se prevé que continúe el incremento de su uso debido a determinadas ventajas que presenta frente a la generación mediante la utilización de combustibles fósiles. Sin embargo, es evidente que todavía queda mucho camino que recorrer en este campo, como el desarrollo de sistemas de almacenamiento de mayor capacidad y eficiencia.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ANEXO DE CÁLCULOS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

Autor: Héctor Arteaga Martín

Tutor: Vicente José Romero Ternero

ÍNDICE

1. Cálculo de la necesidad de producción 10
2. Dimensionamiento del núcleo de desalación 17
2.1. Dimensionamiento del bastidor de membranas 17
2.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de presión 27
2.3. Dimensionamiento de la bomba de alta presión 35
2.4. Dimensionamiento de la bomba booster 42
2.5. Cálculo del consumo específico del núcleo de desalacióm 48
3. Dimensionamiento del sistema de captación 50
3.1. Pozos de captación 50
3.2. Tuberías de captación 54
3.3. Bombas de captación 56
3.3.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de captación 59
3.3.2. Selección de las bombas de captación 68
4. Dimensionamiento del sistema de distribución 73
4.1. Tuberías de distribución 73
4.2. Bomba de distribución 75
4.2.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de distribución 75
4.2.2. Selección de la bomba de distribución 78
5. Dimensionamiento del sistema de rechazo 83
5.1. Tuberías de rechazo 83
5.2. Bomba de rechazo 85
6. Consumo específico de la planta 88
7. Dimensionamiento del aerogenerador 89
7.1. Determinación del recurso eólico 89
7.2. Selección del aerogenerador 91

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción del tipo de cultivo y su disposición 11

Figura 1.2. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción de la época del año 12

Figura 1.3. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción de la disposición de las plantas sobre el terreno 12

Figura 1.4. Evapotranspiración media anual en España. Fuente: Ministerio de fomento 13

Figura 1.5. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción del tipo de riego y su eficacia 14

Figura 1.6. Consumo diario para cada mes y producción media 15

Figura 2.1. Temperatura media del agua boya Tenerife Sur. Fuente: Puertos del Estado 18

Figura 2.2. Interfaz del software Q+ Projection. Pantalla principal 20

Figura 2.3. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de las unidades 21

Figura 2.4. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de los caudales 21

Figura 2.5. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de los iones presentes en el agua de alimentación y de su procedencia 22

Figura 2.6. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción del número de tubos de presión, el número de membranas por tubo y del tipo de membranas 24

Figura 2.7. Resultados obtenidos mediante Q+ Projection 27

Figura 2.8. Presión, caudal y salinidad de los flujos de alimentación, permeado y rechazo 29

Figura 2.9. Introducción de los datos para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión ERI 30

Figura 2.10. Introducción de los datos para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión iSave de Danfoss 32

Figura 2.11. Cálculo de la densidad del flujo de alimentación 36

Figura 2.12. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante KSB 38

Figura 2.13. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Lowara 39

Figura 2.14. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Flowserve 40

Figura 2.15. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Sulzer 41

Figura 2.16. Curvas de la bomba booster del fabricante KSB 44

Figura 2.17. Curvas de la bomba booster del fabricante Lowara 45

Figura 2.18. Curvas de la bomba booster del fabricante Flowserve 46

Figura 2.19. Curvas de la bomba booster del fabricante Sulzer 47

Figura 3.1. Disposición de los pozos de captación 51

Figura 3.2. Altura a la que están situados los pozos de captación 52

Figura 3.3. Esquema de la instalación utilizado para el dimensionamiento de las bombas de captación 57

Figura 3.4. Cálculo del coeficiente de fricción en la tubería de captación 62

Figura 3.5. Cálculo del coeficiente de fricción en el colector de alimentación 65

Figura 3.6. Curvas de la bomba de captación del fabricante KSB 70

Figura 3.7. Curvas de la bomba de captación del fabricante Lowara 71

Figura 3.8. Curvas de la bomba de captación del fabricante Flowserve 72

Figura 3.9. Curvas de la bomba de captación del fabricante Sulzer 72

Figura 4.1. Tubería de distribución y depósito 74

Figura 4.2. Cálculo del coeficiente de fricción en la tubería de distribución 76

Figura 4.3. Curvas de la bomba de distribución del fabricante KSB 80

Figura 4.4. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Lowara 81

Figura 4.5. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Flowserve 82

Figura 4.6. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Sulzer 82

Figura 5.1. Disposición del emisario submarino 84

Figura 5.2. Cálculo del coeficiente de fricción en el emisario de rechazo 85

Figura 7.1. Situación del aerogenerador 90

Figura 7.2. Distribución de la probabilidad de la velocidad del viento a lo largo de un año tipo 91

Figura 7.3. Interfaz de la calculadora del ITC para calcular la energía producida mediante un aerogenerador 92

Figura 7.4. Ejemplo del procedimiento numérico para el cálculo de la energía generada por dos aerogeneradores 94

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Coeficiente de cultivo del aguacate para distintas zonas. Fuente: agrocabildo.org 11

Tabla 1.2. Precipitación media mensual en el municipio de Valverde. Fuente: AEMET 13

Tabla 1.3. Producción diaria de agua necesaria para cada mes del año 15

Tabla 1.4. Producción diaria para cada mes y agua aportada al depósito 16

Tabla 2.1. Composición química del agua de alimentación de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife 17

Tabla 2.2. Temperatura media mensual y anual en el sur de Tenerife en °C. Fuente: Puertos del Estado 19

Tabla 2.3. Tipos de membrana para desalación de agua de mar. Fuente: lgwatersolutions.com 24

Tabla 2.4. Soluciones a las distintas simulaciones realizadas con el software Q+ Projection 26

Tabla 2.5. Resultados obtenidos con cada modelo de intercambiadores de presión de la marca Energy Recovery 31

Tabla 2.6. Resultados obtenidos con cada modelo de intercambiadores de presión de la marca Danfoss 34

Tabla 2.7. Caudal y presiones de la bomba de alta presión 35

Tabla 2.8. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba de alta presión 37

Tabla 2.9. Eficiencia de las bombas de alta presión 41

Tabla 2.10. Caudal y presiones de la bomba booster 43

Tabla 2.11. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba booster. 44

Tabla 2.12. Eficiencia de las bombas booster. 47

Tabla 2.13. Cálculo del consumo de energía de las bombas de alta presión y booster. 49

Tabla 3.1. Estadísticas de bajamares y pleamares observadas en el Puerto de la Estaca. 53

Tabla 3.2. Diámetros comerciales de tuberías de PRFV del fabricante Flowtite. 55

Tabla 3.3. Viscosidad cinemática del agua de mar 60

Tabla 3.4. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga primarias en la tubería de captación 63

Tabla 3.5. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga primarias en el colector de alimentación 66

Tabla 3.6. Accesorios empleados en la captación y coeficientes de pérdidas 67

Tabla 3.7. Datos utilizados para el dimensionamiento de las bombas de captación 69

Tabla 3.8. Eficiencia de las bombas de captación 73

Tabla 4.1. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de distribución 77

Tabla 4.2. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba de distribución 79

Tabla 4.3. Eficiencia de las bombas de distribución 83

Tabla 5.1. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga en el emisario de rechazo 86

Tabla 6.1. Consumo de cada uno de los equipos de la planta desaladora 89

Tabla 7.1. Resultados obtenidos para cada uno de los modelos de aerogenerador analizados 95

Tabla 7.2. Comportamiento de un aerogenerador en función del factor de carga 96

1. CÁLCULO DE LA NECESIDAD DE PRODUCCIÓN:

Para el correcto desarrollo de un cultivo se hace necesaria la aportación de agua para mantener el suelo en unas condiciones óptimas de humedad. Se ha de verificar que la variación del contenido de agua en un determinado volumen de suelo considerado (dS) sea igual al agua aportada a ese determinado volumen de suelo menos el agua que salga del mismo.

La aportación de agua a un determinado volumen de suelo se realiza mediante el riego (R), pero también ocurre de forma natural mediante la lluvia (LL) y el ascenso capilar (AC) de agua desde capas inferiores. Por otro lado, las pérdidas de agua que experimenta un determinado volumen de suelo pueden ser debidas a la evapotranspiración (ET), causada por la evaporación de agua hacia la atmósfera y a la transpiración de las plantas, así como al drenaje (D) hacia capas inferiores del terreno y la escorrentía (Es).

$$ds = R + LL + AC - (ET + D + Es)$$

Tanto el valor del factor de ascenso capilar, así como el debido a la escorrentía resultan despreciables para este tipo de cálculo por lo que pueden ser aproximados a cero y, por otra parte, hay que tener en cuenta que para mantener unas buenas condiciones de humedad la variación del contenido de agua ha de ser mínima. De esta forma:

$$R = ET + D - LL$$

La resolución de esta ecuación se ha llevado a cabo a través de un software disponible en la página web *agrocabildo.org*. Este software permite determinar las

necesidades de riego para distintos cultivos como son el aguacate, los cítricos o el olivo a partir de la introducción de diversos datos.

En primer lugar, el software solicita el tipo de cultivo y la disposición que van a tener los distintos árboles sobre el terreno. Conocer el tipo de cultivo se hace necesario dada la existencia de un coeficiente llamado coeficiente de cultivo (Kc), que relaciona la evapotranspiración con las distintas especies que, como es evidente, presentan necesidades de riego diferentes.

Figura 1.1. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción del tipo de cultivo y su disposición.

En el siguiente apartado, el software solicita la fecha y el periodo a partir de esa fecha para el cual se quiere realizar el cálculo. Esto se debe a que el ya mencionado coeficiente de cultivo Kc varía dependiendo del mes del año; en la tabla 1.1 se recogen los distintos valores que toma el coeficiente de cultivo del aguacate en Tenerife a lo largo de los distintos meses del año. En nuestro caso, como la planta de desalación funcionará durante todo el año se ha ejecutado el programa para cada uno de los doce meses del año.

Lugar	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dec	Anual
Chile	0,72	0,72	0,72	0,72	0,75	0,75	0,75	0,75	0,72	0,72	0,72	0,72	0,730
Florida	0,70	0,70	0,86	0,86	0,98	0,98	0,98	0,98	0,86	0,86	0,70	0,70	0,847
California New	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,860
California old	0,40	0,50	0,55	0,60	0,65	0,65	0,65	0,65	0,60	0,55	0,55	0,50	0,571
Tenerife propu.	**0,30**	**0,40**	**0,45**	**0,50**	**0,55**	**0,55**	**0,55**	**0,55**	**0,50**	**0,45**	**0,45**	**0,40**	**0,471**

Tabla 1.1. Coeficiente de cultivo del aguacate para distintas zonas.

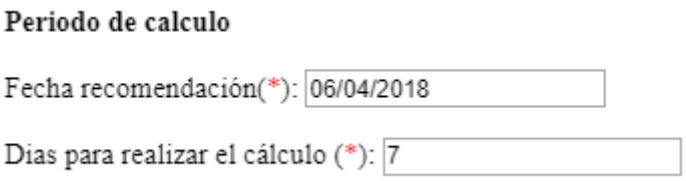


Figura 1.2. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción de la época del año.

Además, hay que introducir la distancia entre las distintas plantas de tal manera que la disposición de las mismas sobre el terreno quede totalmente definida, haciendo posible el cálculo de las necesidades de riego por unidad de superficie cultivada. En este caso, se ha decidido utilizar una distancia de 5 metros entre plantas y 6 metros entre pasillos, valores utilizados con frecuencia en el cultivo del aguacate.

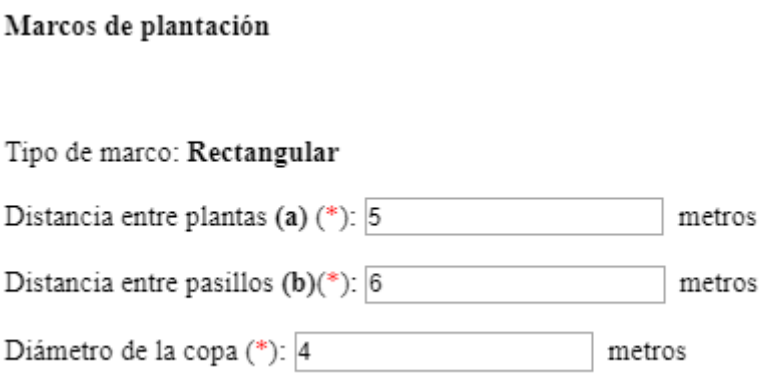


Figura 1.3. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción de la disposición de las plantas sobre el terreno.

Por otro lado, es necesario introducir el valor de la evapotranspiración estimada, el de la lluvia semanal y el de la conductividad eléctrica del agua empleada para el riego. La determinación de la evapotranspiración estimada se realiza a partir del mapa de la figura 1.4. Este mapa indica que la evapotranspiración anual media en la isla de El Hierro tiene un valor entre 1300 mm/año y 1400 mm/año, por lo que se ha decidido utilizar un valor medio de 1350 mm/año. Como el software pide este dato en mm/día se divide entre los 365 días del año, obteniendo de esta manera una evapotranspiración de 3,70 mm/día, un valor que se puede considerar típico.

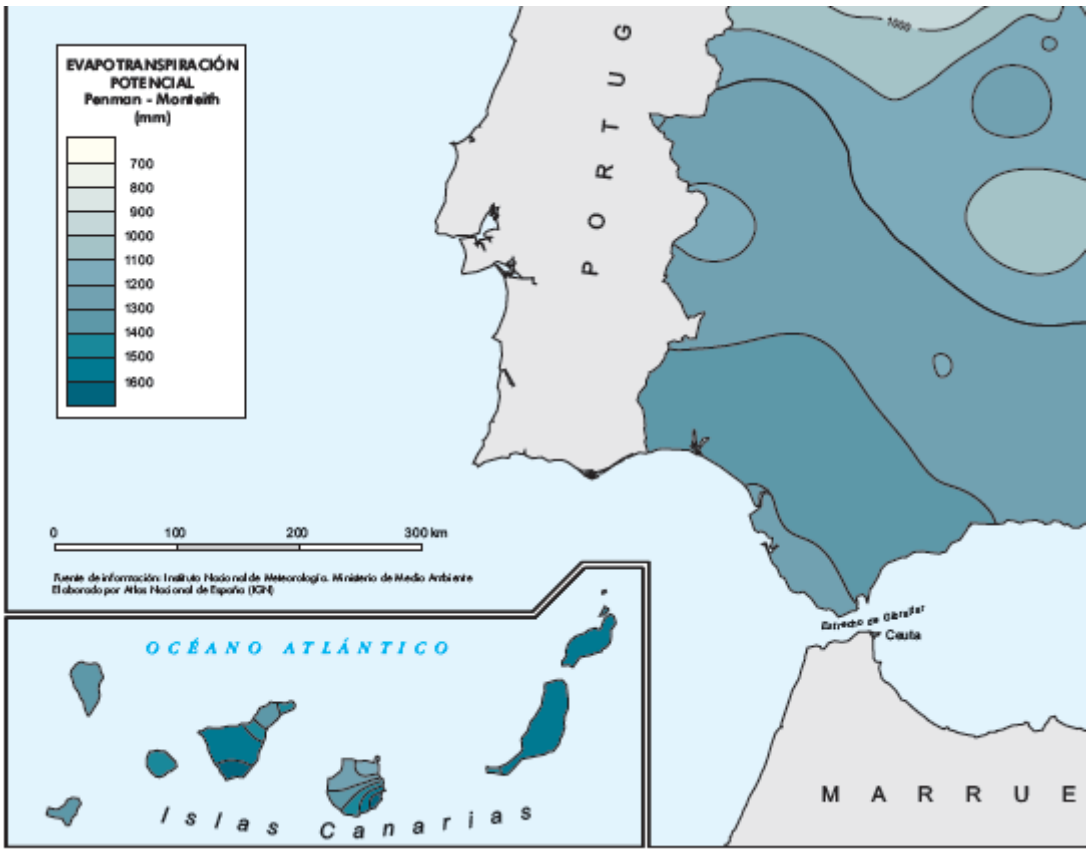


Figura 1.4. Evapotranspiración media anual en España. Fuente: Ministerio de fomento.

En cuanto a las precipitaciones semanales, se han utilizado los datos de la *Agencia Estatal de Meteorología – AEMET*. Como ya se ha indicado, se realizó una simulación para cada uno de los doce meses del año, de tal manera que este dato fue variando para cada una de las distintas simulaciones.

Mes	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
Enero	18.8	20.9	16.6	28	73	3.1	0.0	0.2	0.2	0.0	4.3	145
Febrero	18.6	20.8	16.4	38	74	2.7	0.0	0.2	0.0	0.0	4.4	157
Marzo	19.0	21.4	16.7	25	74	2.8	0.0	0.1	0.2	0.0	3.8	192
Abril	19.3	21.6	17.0	13	74	1.5	0.0	0.1	0.0	0.0	2.0	204
Mayo	20.3	22.6	17.9	2	73	0.7	0.0	0.0	0.0	0.0	3.5	243
Junio	21.7	24.0	19.3	1	74	0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	4.0	242
Julio	22.8	25.0	20.5	0	76	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	3.2	221
Agosto	23.7	26.1	21.3	1	77	0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	4.4	239
Septiembre	24.1	26.5	21.7	3	76	0.6	0.0	0.1	0.1	0.0	5.1	215
Octubre	23.3	25.6	20.9	14	76	2.5	0.0	0.1	0.0	0.0	3.8	194
Noviembre	21.6	23.7	19.5	37	74	3.3	0.0	0.2	0.0	0.0	3.6	152
Diciembre	20.0	22.2	17.8	44	73	4.6	0.0	0.3	0.1	0.0	3.6	139
Año	21.1	23.3	18.7	206	75	22.5	0.0	1.2	0.6	0.0	47.0	2382

Tabla 1.2. Precipitación media mensual en el municipio de Valverde. Fuente: AEMET.

Por último, para la conductividad del agua de regadío se empleó un valor de 1,6 dS/m, puesto que es el valor máximo de conductividad del agua que admite el aguacate, siendo esta planta muy intolerante a aguas con una cantidad de sales disueltas mayor y, por lo tanto, una conductividad mayor. Esta información se ha obtenido del portal web *agrosal.ivia.es* y se ha empleado este valor máximo que puede admitir el aguacate, porque se afronta en este supuesto la situación más desfavorable, puesto que, a mayor salinidad del agua, mayor cantidad de agua hay que emplear para el riego.

Los últimos datos que solicita este software son el tipo de riego, que será por aspersión, dado que es el método más usado para el riego de frutales como es el caso, y la eficacia de la aplicación, fijada en un 85% al tratarse este de un valor promedio ampliamente aceptado para este método de riego. Los campos de número de emisores por planta y caudal por emisor no han de ser rellenados obligatoriamente y únicamente sirven para indicar el tiempo de riego, por lo que se dejan sin rellenar.

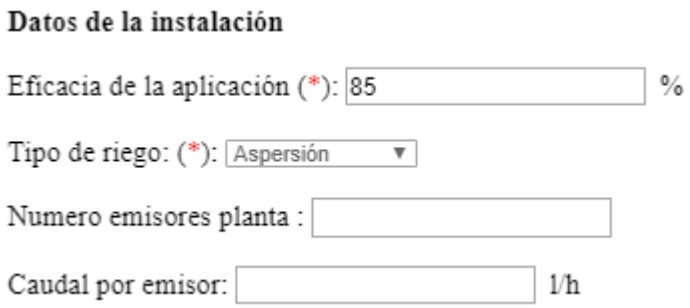


Figura 1.5. Interfaz del software de Agrocabildo. Introducción del tipo de riego y su eficacia.

A continuación, en la tabla 1.3 se muestran los resultados obtenidos. El software proporciona los resultados, distintos para cada mes del año, en metros cúbicos por semana y hectárea, por lo que multiplicando por las 114 hectáreas destinadas al cultivo y dividiendo entre los siete días de una semana se obtiene la producción diaria en metros cúbicos.

Mes	Coeficiente de cultivo Kc	Evapotranspiración estimada [mm/día]	Precipitaciones [mm/semana]	Necesidad de riego [m3/semana·Ha]	Necesidad de riego [m3/día]
Enero	0,30	3,70	6,32	60,90	991,80
Febrero	0,40		9,50	70,60	1149,77
Marzo	0,45		5,65	131,50	2141,57
Abril	0,50		3,03	179,80	2928,17
Mayo	0,55		0,45	228,10	3714,77
Junio	0,55		0,23	230,40	3752,23
Julio	0,55		0,00	232,80	3791,31
Agosto	0,55		0,23	230,40	3752,23
Septiembre	0,50		0,70	204,10	3323,91
Octubre	0,45		3,16	157,50	2565,00
Noviembre	0,45		8,63	100,60	1638,34
Diciembre	0,40		9,94	65,90	1073,23

Tabla 1.3. Producción diaria de agua necesaria para cada mes del año.

Se puede comprobar como la cantidad de agua necesaria para el riego varía cada mes del año, entre casi 1000 m^3/día en enero y prácticamente 3800 m^3/día en julio siendo, obviamente, mayor en los meses de verano, y menor en los meses de invierno. Sin embargo, la producción de agua en nuestra planta habrá de mantenerse constante a lo largo del año. Por este motivo, se han considerado diversas soluciones.

En primer lugar, se barajó la posibilidad de producir en la planta una cantidad media del agua que se consumiría de tal forma que en los meses de invierno habría un excedente de agua que se almacenaría en un depósito, para ser utilizada durante los meses de verano en los que el consumo fuera más alto que la producción.

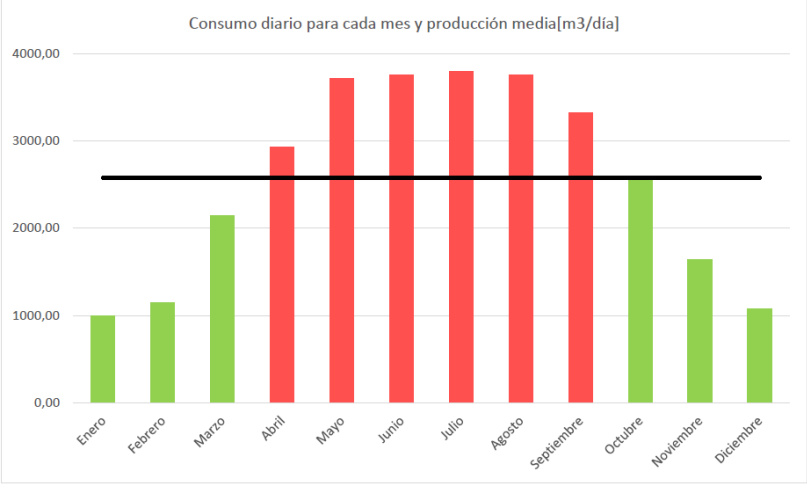


Figura 1.6. Consumo diario para cada mes y producción media.

Sin embargo, esta forma de operación presenta dos problemas principales. Por un lado, aunque en este tipo de plantas no es conveniente realizar muchas paradas en cortos períodos de tiempo, sí resulta necesario realizar una o dos paradas largas durante el año para llevar a cabo las operaciones de mantenimiento que puedan resultar necesarias. Además, se presenta el problema de la construcción de un depósito de agua de dimensiones demasiado grandes, pues si sumamos todo el excedente de agua al final del mes de marzo, cuando se ha almacenado agua durante seis meses, el depósito debería contar con 176.650 metros cúbicos de capacidad.

Por estos motivos se ha optado por realizar una parada en la producción de la planta durante el mes de enero, de tal manera que durante este mes se puedan realizar las pertinentes operaciones de mantenimiento. Se ha elegido el mes de enero, porque se trata del mes en el que el consumo de agua resulta mínimo y el almacenamiento de la misma sería máximo, por lo tanto, es el mes más adecuado para parar la producción dado que permite minimizar las dimensiones del depósito de agua.

Mes	Necesidad de riego [m3/mes]	Producción teórica [m3/mes]	Producción teórica [m3/día]	Producción real [m3/día]	Agua aportada al depósito al final de cada mes [m3]	Agua en el depósito al final de cada mes [m3]
Enero	30745,80	0,00	0,00	0,00	-30745,80	69518,83
Febrero	32193,60	78835,98	2815,57	2850,00	47606,40	117125,23
Marzo	66388,71	87282,70	2815,57	2850,00	21961,29	139086,51
Abril	87845,14	84467,12	2815,57	2850,00	-2345,14	136741,37
Mayo	115157,91	87282,70	2815,57	2850,00	-26807,91	109933,46
Junio	112566,86	84467,12	2815,57	2850,00	-27066,86	82866,60
Julio	117530,74	87282,70	2815,57	2850,00	-29180,74	53685,86
Agosto	116319,09	87282,70	2815,57	2850,00	-27969,09	25716,77
Septiembre	99717,43	84467,12	2815,57	2850,00	-14217,43	11499,34
Octubre	79515,00	87282,70	2815,57	2850,00	8835,00	8835,00
Noviembre	49150,29	84467,12	2815,57	2850,00	36349,71	45184,71
Diciembre	33270,09	87282,70	2815,57	2850,00	55079,91	100264,63
TOTAL año	940400,66	940400,66			Signo + agua aportada, signo - agua extraída	Máx = 139086,51 m3

Tabla 1.4. Producción diaria para cada mes y agua aportada al depósito.

En la tabla 1.4 se puede observar cómo el consumo anual de agua resulta de 940.400 metros cúbicos de agua. Si se divide esta cantidad entre los 334 días que hay entre febrero y diciembre, se calcula una producción teórica necesaria de 2815,57 m^3/día, por lo que se ha decidido producir un poco más, 2850 m^3/día, que será la producción real, para asegurar que se cubren las necesidades. La tabla refleja también la cantidad de agua en el depósito al final de cada mes, siendo al final del mes de marzo,

justo antes de que comiencen los meses con unos consumos de agua superiores a la producción, de casi 140.000 metros cúbicos, lo que supone 40.000 metros cúbicos menos que en el supuesto barajado anteriormente.

2. DIMENSIONAMIENTO DEL NÚCLEO DE DESALACIÓN.

2.1. Dimensionamiento del bastidor de membranas.

Una vez establecida la producción de agua necesaria, se procede a seleccionar el tipo de membranas más convenientes, así como su número. Para ello se hace uso del software Q+ Projection de la empresa de membranas que se ha seleccionado, LG. Para utilizar este software hay que tener en cuenta determinadas características del agua de alimentación, así como la composición que se requiere en el permeado o agua producto.

En lo referente al agua de alimentación procedente del mar, debido a la imposibilidad de acceder a resultados de análisis realizados en alguna zona más próxima, se han empleado los resultados de un análisis del agua de alimentación de la desaladora situada en Santa Cruz de Tenerife.

Iones	ppm
Sodio	11870
Potasio	451
Magnesio	1470
Calcio	431
Estroncio	10
Bario	0,02
Fluoruros	0,86
Cloruros	21280
Sulfatos	3148
Nitratos	0,70
Bicarbonatos	141,50
Boro	5,23
Bromo	0,50
Sílice	1,10

Tabla 2.1. Composición química del agua de alimentación de la desaladora de Santa Cruz de Tenerife.

Este mismo análisis informa de un pH del agua de 8. Para la temperatura del agua, como ya se ha mencionado, se empleará información obtenida de la web de *Puertos del Estado.* En esta web se pueden obtener gráficas de la temperatura media para cada mes del año entre los años 1998 y 2017. En el caso de la Provincia de Santa Cruz de Tenerife existen dos puntos en los que se toman estos datos, una boya situada en la ciudad de Santa Cruz, y otra situada en el sur de la isla. Para nuestro cálculo se ha empleado la boya situada en el sur de Tenerife, dada la mayor cercanía con la instalación proyectada.

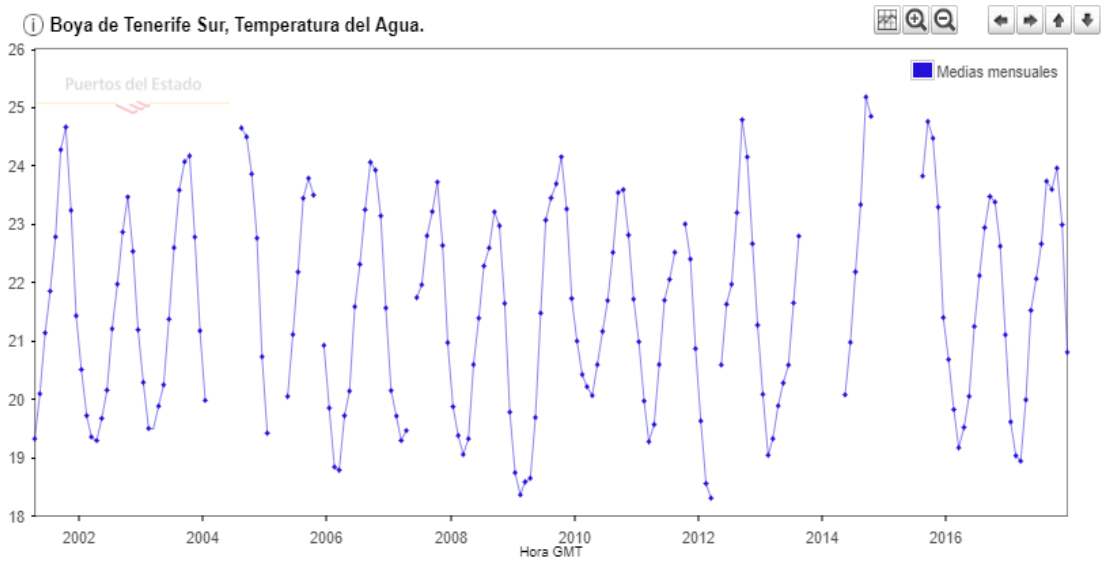


Figura 2.1. Temperatura media del agua boya Tenerife Sur. Fuente: Puertos del Estado.

Con los datos disponibles de temperatura media para cada mes a lo largo de veinte años se ha obtenido la temperatura media para cada mes del año, y con estas temperaturas la temperatura media anual, que ha resultado ser de 21°C, la cual emplearemos para el dimensionamiento del núcleo de desalación.

Enero	20,02
Febrero	19,29
Marzo	19,1
Abril	19,56
Mayo	20,3
Junio	21,29
Julio	22,12
Agosto	23,14
Septiembre	23,94
Octubre	23,87
Noviembre	22,77
Diciembre	21,11
Media anual	21,38

Tabla 2.2. Temperatura media mensual y anual en el sur de Tenerife en °C.

Fuente: Puertos del Estado.

En cuanto a las características del agua producto estas varían dependiendo de los distintos cultivos. Para el aguacate en concreto, no se recomienda utilizar agua con una conductividad superior a 1600 µS/cm, lo que equivale a un total de sólidos disueltos de 1020 ppm o 1020 mg/L.

El aguacate, al igual que muchos otros frutales, es especialmente sensible al exceso de boro en el agua de riego, no siendo recomendable utilizar un agua con una concentración superior a 0,6 mg de boro por litro de agua. Tanto esta condición como la anterior resultan bastante restrictivas si son comparadas, por ejemplo, con las características que ha de tener el agua para consumo humano, que según el Real Decreto 140/2003 por el que se establecen los criterios sanitarios de la calidad del agua de consumo humano, ésta puede llegar a tener un TDS de 1600 mg/L y una concentración de boro de hasta 1mg/L.

Con estos datos se puede iniciar la simulación en el software de dimensionamiento de las membranas Q+ Projection. En cuanto entramos al software se pueden introducir varios datos de información que luego aparecerán en el informe generado por el propio programa, como son el nombre del proyecto, el de la empresa o el del usuario del programa.

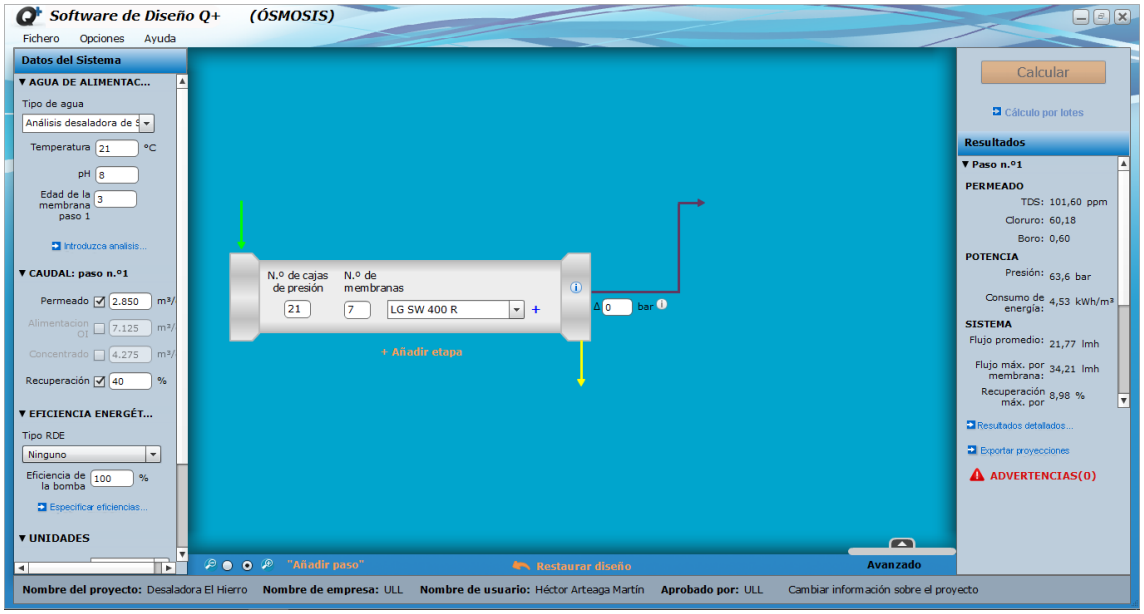


Figura 2.2. Interfaz del software Q+ Projection. Pantalla principal.

En primer lugar, hay que seleccionar las unidades con las que se va a trabajar. En nuestro caso seleccionaremos las siguientes unidades:

- Temperatura en grados Celsius (°C). También disponibles grados Fahrenheit (°F).
- Caudal en metros cúbicos por día (m^3/día). También disponibles galones por día (gpd), galones por minuto (gpm), metros cúbicos por hora (m^3/h) y millones de litros por día (mld).
- Presión en bar. También disponibles libras por pulgada cuadrada (psi) y megapascales (MPa).
- Flujo de agua que atraviesa la membrana en litros por metro cuadrado y hora (lmh). También disponibles galones por pie cuadrado y día (gfd).

Una característica bastante interesante del programa es que convierte automáticamente los datos que hemos introducido a las distintas unidades disponibles.

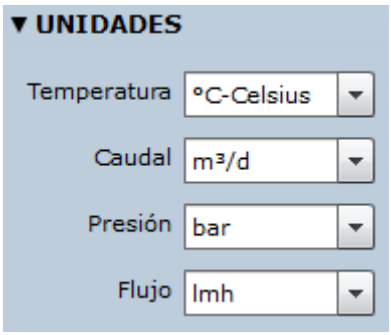


Figura 2.3. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de las unidades.

Seguidamente hay que introducir en las unidades especificadas en el paso anterior los siguientes datos:

- Caudal de permeado, que como ya se ha mencionado será de 2850 m^3/día en nuestra instalación.
- Caudal de alimentación.
- Caudal de concentrado o rechazo.
- Recuperación o conversión.

Solamente es necesario introducir dos de estos cuatro valores, pues el software calcula automáticamente los dos restantes.

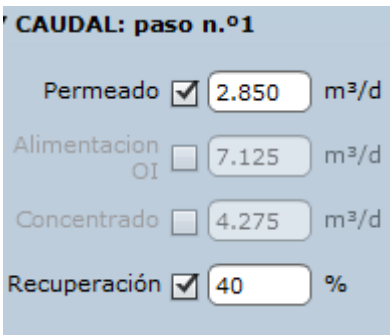
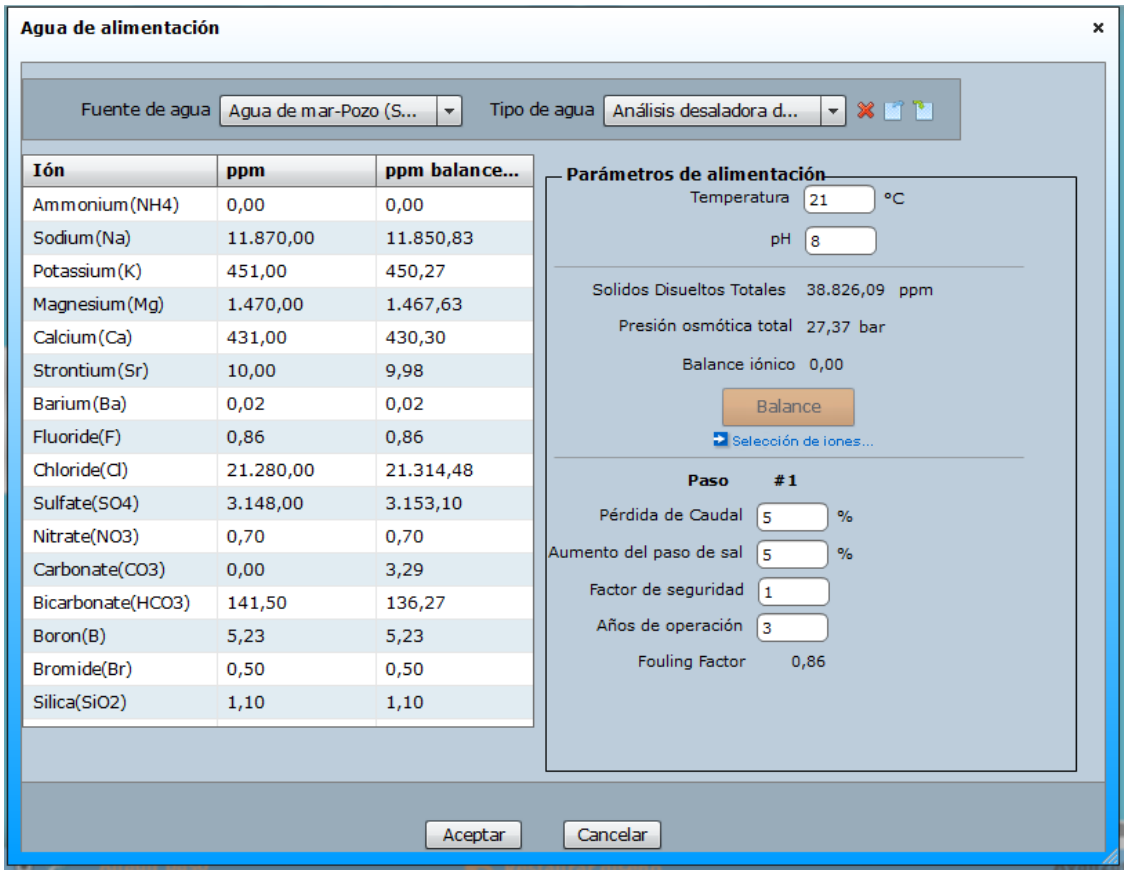


Figura 2.4. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de los caudales.

A continuación, hay que introducir los datos que se refieren a las características del agua de alimentación. En primer lugar, se indica que el agua de alimentación se trata de agua de mar que procederá de un pozo, para posteriormente pasar a introducir los valores de los iones presentes en el agua que, como ya se ha mencionado, son valores facilitados por la desaladora de Santa Cruz.



Ión	ppm	ppm balance...
Ammonium(NH4)	0,00	0,00
Sodium(Na)	11.870,00	11.850,83
Potassium(K)	451,00	450,27
Magnesium(Mg)	1.470,00	1.467,63
Calcium(Ca)	431,00	430,30
Strontium(Sr)	10,00	9,98
Barium(Ba)	0,02	0,02
Fluoride(F)	0,86	0,86
Chloride(Cl)	21.280,00	21.314,48
Sulfate(SO4)	3.148,00	3.153,10
Nitrate(NO3)	0,70	0,70
Carbonate(CO3)	0,00	3,29
Bicarbonate(HCO3)	141,50	136,27
Boron(B)	5,23	5,23
Bromide(Br)	0,50	0,50
Silica(SiO2)	1,10	1,10

Figura 2.5. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción de los iones presentes en el agua de alimentación y de su procedencia.

Una vez introducidos estos datos se utiliza el botón “balance” situado en la parte izquierda de la ventana para equilibrar las cargas. Además, este análisis introducido puede guardarse de tal manera que pueda volver a ser utilizado por el usuario en cualquier momento sin tener que introducirlo de nuevo.

Como se puede apreciar, también en la parte izquierda de la ventana, se introducen los datos de temperatura del agua (21 °C) y pH (8). El programa contempla la posibilidad de añadir determinadas sustancias al agua de alimentación para modificar su pH y que sea adecuado para su paso a través de las membranas de ósmosis inversa. En definitiva, habría que indicar un pH objetivo y elegir entre un tratamiento con ácido sulfúrico (H_2SO_4) o con ácido clorhídrico (HCl) si se quiere obtener un pH más ácido, o un tratamiento con sosa cáustica (NaOH) si lo que se quiere lograr es un pH más básico. El software calculará en cualquier caso la concentración de dichos componentes que habrá de tener el agua de alimentación para alcanzar el pH objetivo.

En las hojas de datos de las distintas membranas de ósmosis inversa de la marca LG no se indica en ningún caso el pH más adecuado para la circulación del agua a través de las membranas, sin embargo, los datos de rechazo de sales y de boro en concreto presentes en estas hojas han sido tomados realizando pruebas con agua de alimentación de unas determinadas características, entre las que se incluye un pH igual a 8. Por este motivo se ha concluido que no resulta necesario modificar el pH del agua de alimentación de nuestra instalación desaladora, pues como se ha indicado su pH ya es igual a 8.

Otros datos solicitados por el software, como se puede observar en la ventana de la figura 2.5, son la pérdida de caudal y el aumento de paso de sal, los denominados factores de envejecimiento de las membranas. En este caso se han supuesto valores para estos factores de un 5% en ambos casos, valores típicos para el tipo de agua de alimentación empleada.

En esta ventana, el último dato solicitado es la edad de la membrana que se ha establecido en tres años. No sería adecuado realizar la simulación para membranas en su primer año de vida, puesto que a medida que aumenta la edad de las mismas irá aumentando la presión del agua de alimentación y la concentración de sales presentes en el permeado.

Por último, hay que introducir en el software de simulación el tipo de membrana utilizada, el número de membranas presentes en cada tubo de presión, y el número de tubos de presión

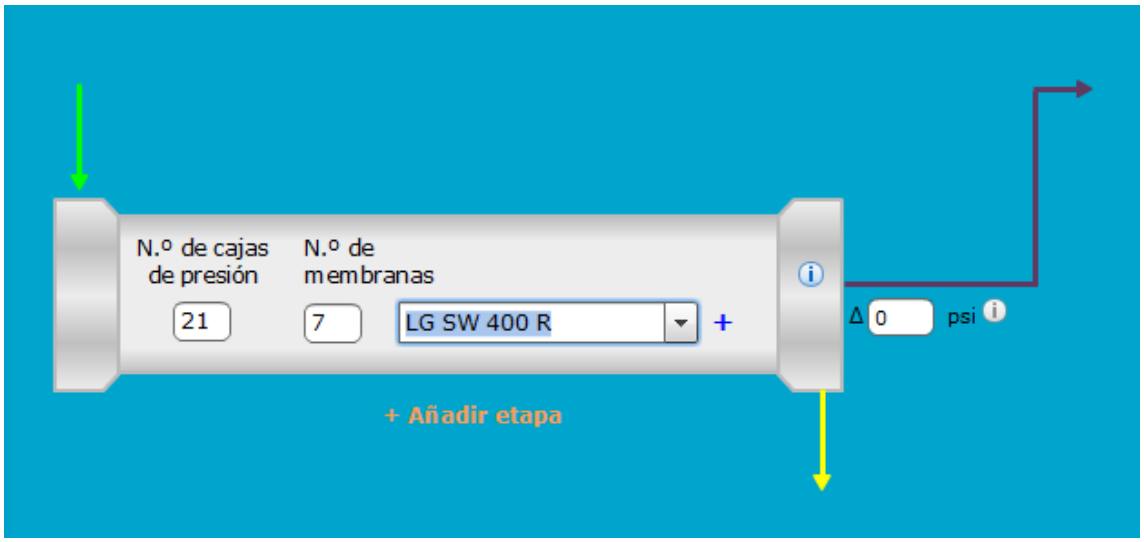


Figura 2.6. Interfaz del software Q+ Projection. Introducción del número de tubos de presión, el número de membranas por tubo y del tipo de membranas.

- Tipos de membranas:

La empresa LG ofrece, para desalación industrial de agua de mar, ocho tipos distintos de membranas de ocho pulgadas.

Producto	Tamaño		Área Activa de Membrana		Flujo de Permeado		Rechazo de Sales Estabilizado	Rechazo de Boro
	mm	inch	ft^2	m^2	gpd	m^3/d	%	%
LG SW 400 SR	200	7.9	400	37	6,000	22.7	99.85	93
LG SW 440 SR	200	7.9	440	41	6,600	25.0	99.85	93
LG SW 400 GR	200	7.9	400	37	7,500	28.4	99.85	93
LG SW 440 GR	200	7.9	440	41	8,250	31.2	99.85	93
LG SW 400 R	200	7.9	400	37	9,000	34.1	99.85	93
LG SW 440 R	200	7.9	440	41	9,900	37.5	99.85	93
LG SW 400 ES	200	7.9	400	37	13,700	51.9	99.80	89
LG SW 440 ES	200	7.9	440	41	15,070	57.0	99.80	89

Tabla 2.3. Tipos de membrana para desalación de agua de mar. Fuente: lgwatersolutions.com

La principal diferencia entre los distintos tipos de membrana reside en que la serie ES (energy saving) ofrece un bajo consumo de energía, pero con la consecuente disminución del rechazo de sales, mientras que, la serie SR (super rejection) ofrece un alto rechazo de sales, lo que conlleva un mayor gasto de energía. Las series R y GR se situarían en puntos intermedios entre las dos primeras. Por otra parte, la única

diferencia entre las membranas cuyo nombre contiene el número 400 o 440 es el área superficial de las mismas, que es de 37 y 41 metros cuadrados respectivamente.

- Número de membranas por tubo:

En las instalaciones de desalación de agua de mar por ósmosis inversa suelen colocarse 6 o 7 membranas por tubo.

- Número de tubos de presión:

El número de tubos de presión depende de diversos factores. Algunos de estos factores han sido impuestos por el propio software que envía avisos de error si se superan determinadas presiones o un flujo de 35,7 lmh en alguna de las membranas, pues este es el valor límite para el caso de agua de mar procedente de un pozo, como es el caso.

Por otro lado, y como ya se ha indicado, el agua de permeado no puede superar una concentración de boro de 0,6 ppm, ni un TDS de 1020 ppm, por lo que el número de tubos de presión también dependerá de que en ningún caso se superen estos valores.

Por estas razones y dados los distintos tipos de membranas existentes se ha decidido realizar diversas simulaciones para posteriormente analizar los resultados obtenidos y elegir la configuración más adecuada. Realizando estas simulaciones se ha podido comprobar que, al aumentar la conversión, aumentaba también la presión de alimentación necesaria, por lo que para mantener una presión en torno a los 60 bar (valor típico en este tipo de instalaciones) se decidió fijar la conversión en un 40%, el mínimo valor utilizado para desalación de agua de mar, donde se utilizan valores entre el 40% y el 50%.

Además, se pudo comprobar que a mayor número de tubos de presión mayor era la concentración de boro en el permeado, sin embargo, bajaba significativamente el consumo específico de energía. Por esta razón se ha decidido emplear el máximo número posible de tubos de presión mientras se cumpliera con la especificación del boro, para de esta manera minimizar el consumo específico de la planta.

En la tabla 2.4 se muestran los resultados obtenidos para cada una de las simulaciones realizadas mediante el software. Se puede comprobar que se ha simulado

el comportamiento de la instalación empleando todos los tipos de membranas de desalación de agua de mar disponibles y tanto 6 como 7 membranas por tubo, así como conversiones del 40% y del 41%.

Tipo de membrana	Nº de membranas por tubo	Nº de tubos	Conversión [%]	Boro [ppm]	Presión [bar]	Consumo [KWh/m3]	P máx [bar]
LG SW 400 ES	6	27	40	1,31	54,60	3,88	82,70
		30	45	1,45	56,52	3,57	
	7	24	40	1,33	54,19	3,85	
		28	45	1,51	55,41	3,50	
LG SW 440 ES	6	25	40	1,33	54,24	3,86	82,70
		28	45	1,47	56,03	3,54	
	7	22	40	1,34	54,09	3,85	
		25	45	1,49	55,55	3,51	
LG SW 400 R	6	24	40	0,60	63,93	4,55	82,70
		24	41	0,60	64,48	4,48	
	7	21	40	0,60	63,60	4,53	
		21	41	0,61	64,14	4,45	
LG SW 440 R	6	22	40	0,60	63,76	4,53	82,70
		21	41	0,58	65,46	4,54	
	7	19	40	0,60	63,89	4,54	
		19	41	0,61	64,43	4,47	
LG SW 400 GR	6	29	40	0,60	63,50	4,52	82,70
		28	41	0,59	64,96	4,51	
	7	25	40	0,60	63,45	4,51	
		25	41	0,60	64,00	4,44	
LG SW 440 GR	6	26	40	0,59	63,84	4,54	82,70
		26	41	0,60	64,39	4,47	
	7	23	40	0,60	63,22	4,50	
		22	41	0,59	64,86	4,50	
LG SW 400 SR	6	36	40	0,60	63,41	4,51	82,70
		36	41	0,60	64,02	4,44	
	7	31	40	0,59	63,32	4,50	
		31	41	0,60	63,86	4,43	
LG SW 440 SR	6	33	40	0,60	63,18	4,50	82,70
		32	41	0,59	64,55	4,48	
	7	28	40	0,59	63,52	4,52	
		28	41	0,60	64,06	4,45	

La presión en los casos señalados cumple con un coeficiente de seguridad de 1,3.

Tabla 2.4. Soluciones a las distintas simulaciones realizadas con el software Q+ Projection.

Finalmente, y analizando los resultados obtenidos se ha decidido emplear para esta instalación las membranas LG SW 400 R en una configuración de 21 tubos de presión y 7 membranas por tubo con una conversión del 40%. Como se puede observar, ninguna de las membranas de bajo consumo de energía cumple las especificaciones en cuanto a la concentración del boro, por lo que automáticamente quedan descartadas.

Además, se ha decidido que la presión en los tubos cumpla con un coeficiente de seguridad de 1,3, y son los casos señalados en color verde en la tabla 2.4 los únicos que cumplen este requisito. Entre estas ocho configuraciones se ha elegido la de membranas LG SW 400 R debido a su, con toda seguridad, menor coste, pues como se puede observar, es la que requiere un menor número de tubos de presión, y además, estas membranas de la serie R serán más baratas que las de las series de alto rechazo GR y SR. La única desventaja que se puede observar es un mayor consumo específico, pero esta diferencia es prácticamente nula.

Una vez decidido el tipo de membranas que se utilizarán, el programa ofrece la posibilidad de generar un informe con todos los datos introducidos, así como las soluciones obtenidas.

Caudal de permeado:	2.850 m³/d	**Flujo promedio:**	21,77 lmh	**Temperatura:**	21 °C
Caudal de alimentación de la OI:	7.125 m³/d	**Fuente de agua:**	Agua de mar-Pozo (SDI < 3)	**NDP promedio:**	23,09 bar
Caudal de concentrado:	4.275 m³/d	**TDS de alimentación:**	38.826,09 ppm	**Consumo específico:**	4,53 kWh/m³
Recuperación:	40 %	**Presión osmótica de alimentación:**	27,37 bar	**Presión de alimentación:**	63,6 bar
Número de membranas:	147	**Presión osmótica del concentrado:**	45,55 bar	**TDS de permeado:**	101,60 ppm

Figura 2.7. Resultados obtenidos mediante Q+ Projection.

Como se mencionó, esta configuración cumple con la especificación del boro, pues era una de las condiciones impuestas a la hora de elegir el número de tubos de presión, pero en la figura 2.7 se puede comprobar cómo, además, también se cumple ampliamente con la presencia de sólidos disueltos en el permeado, que es de 101,60 ppm frente a las 1020 ppm que podría llegar a alcanzar.

2.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de presión.

Con la finalidad de optimizar el consumo de energía de la planta de ósmosis se instalarán los correspondientes recuperadores de energía para transferir la energía del flujo de rechazo a alta presión al flujo de alimentación. Los dispositivos más utilizados actualmente para realizar esta función son los intercambiadores de presión, que podemos dividir en dos tipos, los intercambiadores de presión de rotación y los intercambiadores de presión de desplazamiento.

Los intercambiadores de presión de rotación son los utilizados con mayor frecuencia debido a que alcanzan eficiencias de transferencia de hasta un 80% y acarrean ahorros de energía de hasta un 60%, además de por su bajo coste de mantenimiento y su pequeño tamaño y gran modularidad. Sin embargo, estos intercambiadores pueden tener un peor comportamiento en casos de instalaciones de toma abierta pudiendo presentar fenómenos de biofouling. En estos casos son más aconsejables los intercambiadores de presión de desplazamiento.

Al no tratarse nuestra planta de una instalación con toma abierta se ha decidido emplear intercambiadores de presión de rotación. En concreto se ha estudiado la utilización de intercambiadores de dos fabricantes distintos, Energy Recovery, cuyos intercambiadores son los más utilizados, y Danfoss, cuyo sistema iSave tiene muy buenos resultados en plantas de pequeña y mediana capacidad (inferior a 3000 m^3/día), como es el caso.

i) Dimensionamiento de los intercambiadores de presión del fabricante Energy Recovery.

Para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión se ha utilizado el software proporcionado por el fabricante en forma de hoja Excel. Esta hoja solicita diversos parámetros de la instalación y establece cuál es el intercambiador más adecuado de entre todos los modelos que fabrica la marca y de cuántos es necesario disponer, además de proporcionar, entre otros valores, la eficiencia de los equipos, así como el consumo específico del núcleo de la instalación.

Los valores que es necesario introducir en el software son los siguientes:

- Número de bastidores.
- Temperatura del flujo de alimentación. Como ya se mencionó en el apartado de dimensionamiento de las membranas es de 21 °C.
- Unidades de medida empleadas, pudiéndose seleccionar unidades del sistema métrico o imperial.
- Presión de alimentación de las membranas, contrapresión del permeado y presión del rechazo.

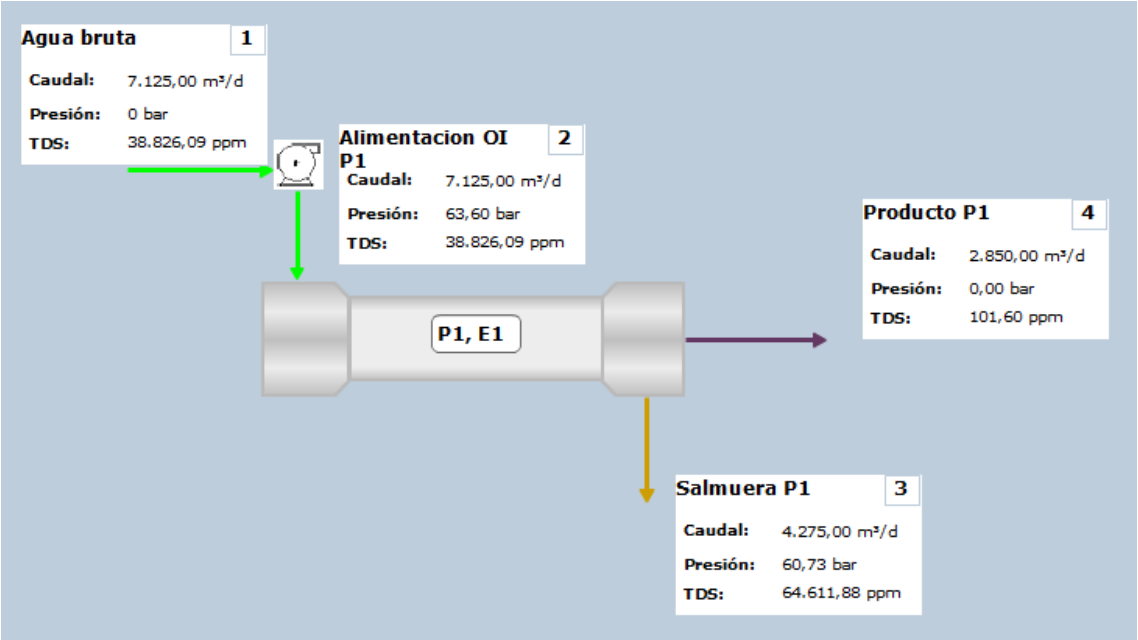


Figura 2.8. Presión, caudal y salinidad de los flujos de alimentación, permeado y rechazo.

Como se puede observar en la figura 2.8 que muestra un diagrama generado por el software Q+ Projection de dimensionamiento del bastidor de membranas, las presiones necesarias para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión son de 63,60 bar para el flujo de alimentación de las membranas, 0 bar para el flujo de permeado, y 60,73 bar para el flujo de rechazo.

- Presión de alimentación de la bomba de alta presión, fijada en 2 bar para evitar el fenómeno de cavitación.
- Salinidad de los flujos de permeado y de alimentación. Se puede observar de igual manera en la figura 2.8 que estos valores son de 101,60 ppm y 38826,09 ppm respectivamente.
- Valor de la conversión, fijada en el apartado de dimensionamiento del bastidor de membranas en un 40%.
- Caudal de permeado. Este caudal es de 2850 m^3/día, que equivale a 118,75 m^3/h, que son las unidades en las que lo solicita el software.

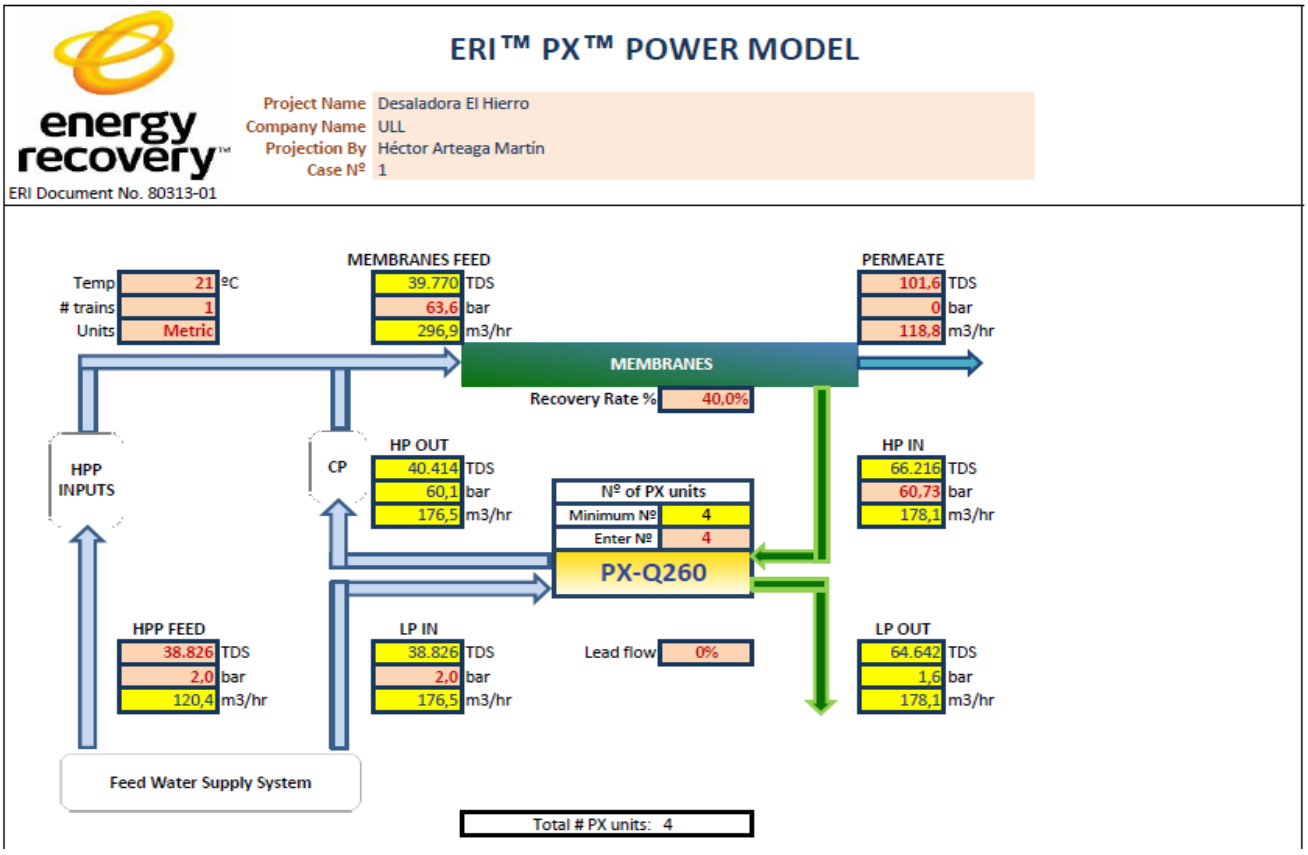


Figura 2.9. Introducción de los datos para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión ERI.

Las celdas rojas que muestra la figura 2.9 son aquellas en las que se deben introducir los datos, mientras que las celdas amarillas corresponden a cálculos que realiza el propio software y que no pueden ser modificadas.

Una vez introducidos todos los datos el software ofrece dos posibilidades, seleccionar el modelo de intercambiador de entre una lista de once modelos distintos o, mediante un botón situado en la parte derecha de la pantalla, permitir que el software realice una selección automática del modelo.

En la siguiente tabla se muestran los valores obtenidos para cada uno de los distintos modelos de intercambiadores de presión que ofrece el fabricante:

Modelo	Equipos necesarios	Eficiencia [%]	Consumo específico [KWh/m3]
PX-30S	27	94,13	2,81
PX-45S	18	94,54	2,80
PX-70S	12	95,49	2,78
PX-90S	9	95,12	2,78
PX-140S	6	94,40	2,79
PX-180	5	96,83	2,73
PX-220	4	96,56	2,72
PX-260	4	96,93	2,71
PX-Q260	4	97,38	2,70
PX-300	3	96,31	2,72
PX-Q300	3	96,71	2,71

Tabla 2.5. Resultados obtenidos con cada modelo de intercambiadores de presión de la marca Energy Recovery.

Hay que mencionar que para el cálculo del consumo específico el software solamente tiene en cuenta los consumos de la bomba de alta presión (HPP en la figura 2.9) y de la bomba booster (CP en la figura 2.9), pero no la energía necesaria para elevar la presión del flujo de alimentación hasta los 2 bar ya mencionados en la aspiración de la bomba de alta presión. Para estos cálculos el software permite introducir los valores de las eficiencias tanto de las propias bombas, como de los motores a los que van acopladas, pero también ofrece la posibilidad de utilizar valores predeterminados de eficiencias estimados según las condiciones de operación.

Para este caso en concreto, el software ha sugerido la utilización de tres intercambiadores del modelo PX-Q300 (eficiencia del 96,71% y consumo específico de 2,71 KWh/m^3), pero sin embargo se ha decidido utilizar el modelo PX-Q260. Como no es posible contar con datos acerca de los costes de estos equipos para la elaboración de este estudio, la decisión ha sido tomada en base a la mayor eficiencia lograda (97,38%), y al menor consumo obtenido empleando este modelo (2,70 KWh/m^3), siendo la parte negativa que habría que comprar cuatro elementos, en vez de tres, en este supuesto.

ii) Dimensionamiento de los intercambiadores de presión del fabricante Danfoss.

Para establecer cuál es el modelo de intercambiador de presión de este fabricante idóneo para nuestra instalación se ha utilizado igualmente un software proporcionado por el propio fabricante en forma de hoja Excel, al igual que en el caso de los intercambiadores de la marca Energy Recovery. El procedimiento para la elección de los equipos es muy similar en ambos casos, sin embargo, existen ligeras diferencias.

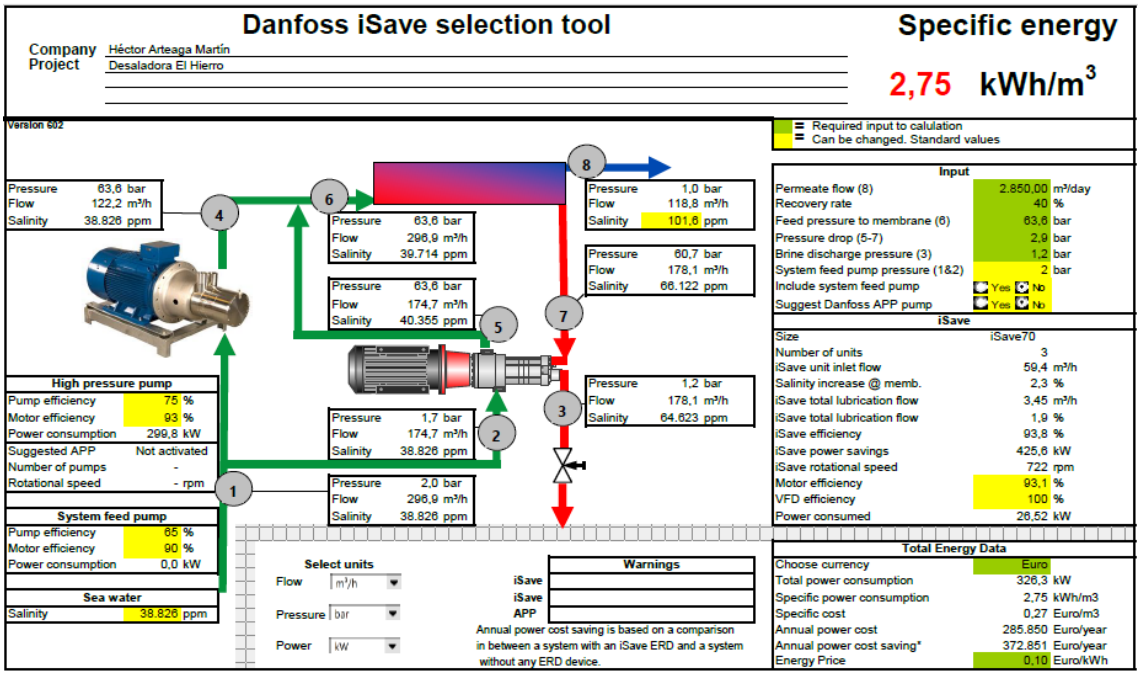


Figura 2.10. Introducción de los datos para el dimensionamiento de los intercambiadores de presión iSave de Danfoss.

En este caso son las celdas verdes las que hay que completar con los datos obtenidos hasta ahora para nuestra instalación, y las amarillas presentan valores predeterminados que pueden ser modificados, como de hecho ha sido necesario.

Algunos de los datos requeridos coinciden con los solicitados por el software de dimensionamiento de Energy Recovery, como por ejemplo el caudal del flujo de permeado (2850 m^3/día), el valor de la conversión (40%), la presión de alimentación del bastidor de membranas (63,60 bar), la salinidad del flujo de permeado (101,60 ppm), y

la salinidad del flujo de alimentación (38826,09 ppm). Por otra parte, en este caso el programa no solicita la presión del flujo de rechazo como en el caso anterior, sino la diferencia entre las presiones de alimentación y de rechazo (2,87 bar), calculando la presión del flujo de rechazo a partir de este dato.

En lo referente al resto de datos que hubo que introducir, y con el fin de igualar al máximo las condiciones de operación en ambos casos, para de esta manera podernos decantar por uno u otro fabricante, se emplearon los mismos valores que se habían utilizado en el caso de los intercambiadores de Energy Recovery:

- La presión de alimentación de la bomba de alta presión volvió a fijarse en 2 bar.
- La presión del flujo de rechazo a baja presión, es decir, la presión del flujo de rechazo tras su paso por el intercambiador de presión se ha establecido en 1,2 bar, que es el valor obtenido mediante la simulación con el software de Energy Recovery.
- La eficiencia de la bomba de alta presión (75%), así como la del motor al que ésta va acoplada (93%), ha sido tomada igualmente de la simulación anterior que recordemos, establecía unos valores estimados mediante las condiciones de operación impuestas.
- En cuanto a la bomba booster, en este segundo caso este equipo va directamente acoplado al intercambiador de presión y el fabricante proporciona todo el conjunto, por lo que no se ha podido introducir la eficiencia de esta bomba ya que el software directamente la calcula a partir de los datos del caudal que atraviesa la bomba y la diferencia de presión del fluido entre la entrada y la salida de la misma. Sin embargo, sí se ha podido establecer el valor de la eficiencia del motor al que va acoplada (93,1%, igual que para el caso anterior).
- Por último, y una vez más, se ha indicado al software que no tenga en cuenta el consumo para elevar la presión del fluido hasta 2 bar en la aspiración de la bomba de alta presión, pues se calculará en apartados posteriores y de esta manera podemos comparar los dos casos de dimensionamientos de los intercambiadores de presión.

Una vez introducidos todos los datos, este software también permite seleccionar uno de los modelos de intercambiador de presión que fabrica la marca, cuatro modelos en total, o bien dejar esta elección en manos del propio programa que recomendará el más adecuado.

En la siguiente tabla se pueden observar los resultados obtenidos utilizando cada uno de los cuatro modelos diferentes que se pueden elegir:

Modelo	Equipos necesarios	Eficiencia [%]	Consumo específico [KWh/m3]
iSave 21 Plus	8	86,30	2,95
iSave 40	5	90,10	2,84
iSave 50	4	94,20	2,75
iSave 70	3	93,80	2,75

Tabla 2.6. Resultados obtenidos con cada modelo de intercambiadores de presión de la marca Danfoss.

En esta ocasión, cuando dejamos que el software seleccione el intercambiador de presión más adecuado para nuestra instalación, el modelo seleccionado resulta ser el iSave70. Realmente esta es la mejor elección, pues permite obtener el consumo específico más reducido junto con el iSave50, con la diferencia de que de este último sería necesario instalar cuatro dispositivos, mientras que del iSave70 solamente tres. Por esta razón, y una vez más a falta de conocer el precio de cada uno de los modelos, ya que podría ocurrir que tres dispositivos iSave70 fueran más costosos que cuatro iSave50, lo más adecuado es sería instalar tres dispositivos del modelo iSave70.

Observando los resultados obtenidos con cada uno de los intercambiadores de presión de los fabricantes Energy Recovery y Danfoss, se ha decidido que en esta planta se instalen cuatro equipos PX-Q260 de la marca Energy Recovery, puesto que el consumo específico alcanzado es significativamente más bajo que con los intercambiadores iSave70 de la marca Danfoss (2,70 KWh/m^3 frente a 2,75 KWh/m^3).

2.3. Dimensionamiento de la bomba de alta presión.

Para dimensionar la bomba de alta presión, se necesitan los datos del caudal y de la altura que es necesario que ésta aporte al fluido. El caudal es un dato conocido, mientras que para el cálculo de la altura de la bomba se ha hecho uso de un balance de energía, por lo que es necesario conocer las presiones a la entrada y la salida de la bomba. La siguiente tabla refleja estos datos:

Caudal	$Q = 120{,}4\ m^3/h$
Presión a la entrada de la bomba	$P_{in} = 2{,}0\ bar$
Presión a la salida de la bomba	$P_{out} = 63{,}6\ bar$

Tabla 2.7. Caudal y presiones de la bomba de alta presión.

Estos datos han sido extraídos de la figura 2.9 que muestra las condiciones de operación del sistema utilizando el sistema de recuperación de energía finalmente elegido para la instalación, el del fabricante Energy Recovery. Si bien, la mencionada figura nos indica una presión de 63,6 bar para la alimentación del bastidor de membranas, y no exactamente a la salida de la bomba de alta presión, las pérdidas de carga entre estos dos puntos de la instalación pueden considerarse despreciables, y por lo tanto sus presiones pueden ser consideradas iguales.

$$H_1 + H_B - H_{r,1-2} = H_2 \qquad \text{(ec. 1)}$$

Esta ecuación 1 muestra la expresión general para un balance de energía entre dos puntos de la instalación, donde H_1 y H_2 son las alturas del fluido correspondientes a dos puntos de dicha instalación, H_B es la altura de la bomba, y $H_{r,1-2}$ es el valor de las pérdidas de carga entre dichos puntos. Aplicando este balance de energía entre la entrada de la bomba (1), y la entrada al bastidor de membranas (2), y suponiendo las pérdidas de carga despreciables entre estos puntos como ya se ha mencionado, se obtiene la siguiente expresión.

$$H_B = H_{out} - H_{in}$$

$$H_B = \left(\frac{V_{out}^2 - V_{in}^2}{2 \cdot g}\right) + (Z_{out} - Z_{in}) + \left(\frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma}\right)$$

Considerando despreciables las variaciones de energía cinética y potencial entre la entrada y la salida de la bomba, los dos primeros términos de esta ecuación pueden ser aproximados a cero, por lo que la expresión resultante sería:

$$H_B = \frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma} \qquad \text{(ec. 2)}$$

Donde:

- P_{out} y P_{in} son las presiones del fluido en la aspiración e impulsión de la bomba respectivamente, y aparecen reflejadas en la tabla 2.7.
- γ es el peso específico del fluido, que se calcula como la densidad por la aceleración de la gravedad. El valor de la aceleración de la gravedad considerado fue 9,81 m/s^2, mientras que para el cálculo de la densidad del agua de mar se utilizó una calculadora online desarrollada conjuntamente por la Universidad de Michigan y la NOAA (National Oceanic and Atmospheric Administration). Esta calculadora permite obtener el valor de la densidad del agua a partir de los valores de temperatura y salinidad, reflejados anteriormente en la figura 2.7.

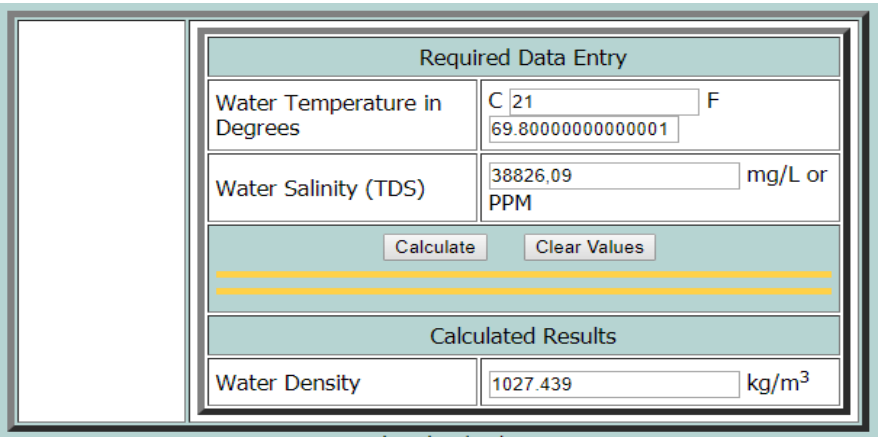


Figura 2.11. Cálculo de la densidad del flujo de alimentación.

Haciendo uso de estos datos:

$$H_B = \frac{(63{,}6 - 2{,}0) \cdot 10^5 \ \frac{N}{m^2}}{1027{,}44 \ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \ \frac{m}{s^2}} = 611{,}16 \ m$$

Es necesario calcular también, para un correcto dimensionamiento del equipo, el NPSH disponible (NPSHd), que tendrá que ser mayor que el NPSH requerido (NPSHr, un parámetro aportado por el fabricante de la bomba), para asegurarnos de que no se produzca el fenómeno de la cavitación.

$$NPSHd = \frac{V_1^2 - V_e^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1 - P_s}{\gamma} + Z_1 - Z_e - H_{r,1-e} \qquad \text{(ec. 3)}$$

El sufijo "1" se refiere a un punto situado en la tubería de alimentación de la bomba y el sufijo "e" a la boca de entrada de la bomba. Por lo tanto, la diferencia de altura cinética se puede considerar nula (mismo caudal y mismo diámetro), así como la diferencia de cota (puntos al mismo nivel). También la pérdida de carga entre estos dos puntos se considera cero por ser puntos muy cercanos.

- $P_1 = 3{,}01325 \ bar$, se emplea en este caso presión absoluta.
- $P_s(21°C) = 0{,}024882 \ bar$, es la presión de vapor del agua a una temperatura de 21 °C.

$$NPSHd = \frac{3{,}01325 \cdot 10^5 \ \frac{N}{m^2}}{1027{,}44 \ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \ \frac{m}{s^2}} - \frac{0{,}024882 \cdot 10^5 \ \frac{N}{m^2}}{1027{,}44 \ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81 \ \frac{m}{s^2}} = 29{,}65 \ m$$

Caudal	$Q = 120{,}4 \ m^3/h$
Altura de la bomba	$H_B = 611{,}16 \ m$
NPSH disponible	$NPSHd = 29{,}65 \ m$

Tabla 2.8. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba de alta presión.

Con estos datos de la tabla 2.8 se han consultado los catálogos de distintos fabricantes para de esta manera tener varias opciones y poder elegir la bomba más adecuada para esta instalación en concreto. A continuación, se muestran las curvas características de la bomba que se ha considerado más adecuada de cada fabricante.

i) Fabricante KSB:

Modelo Multitec A 100/ 9-7.1 27.167

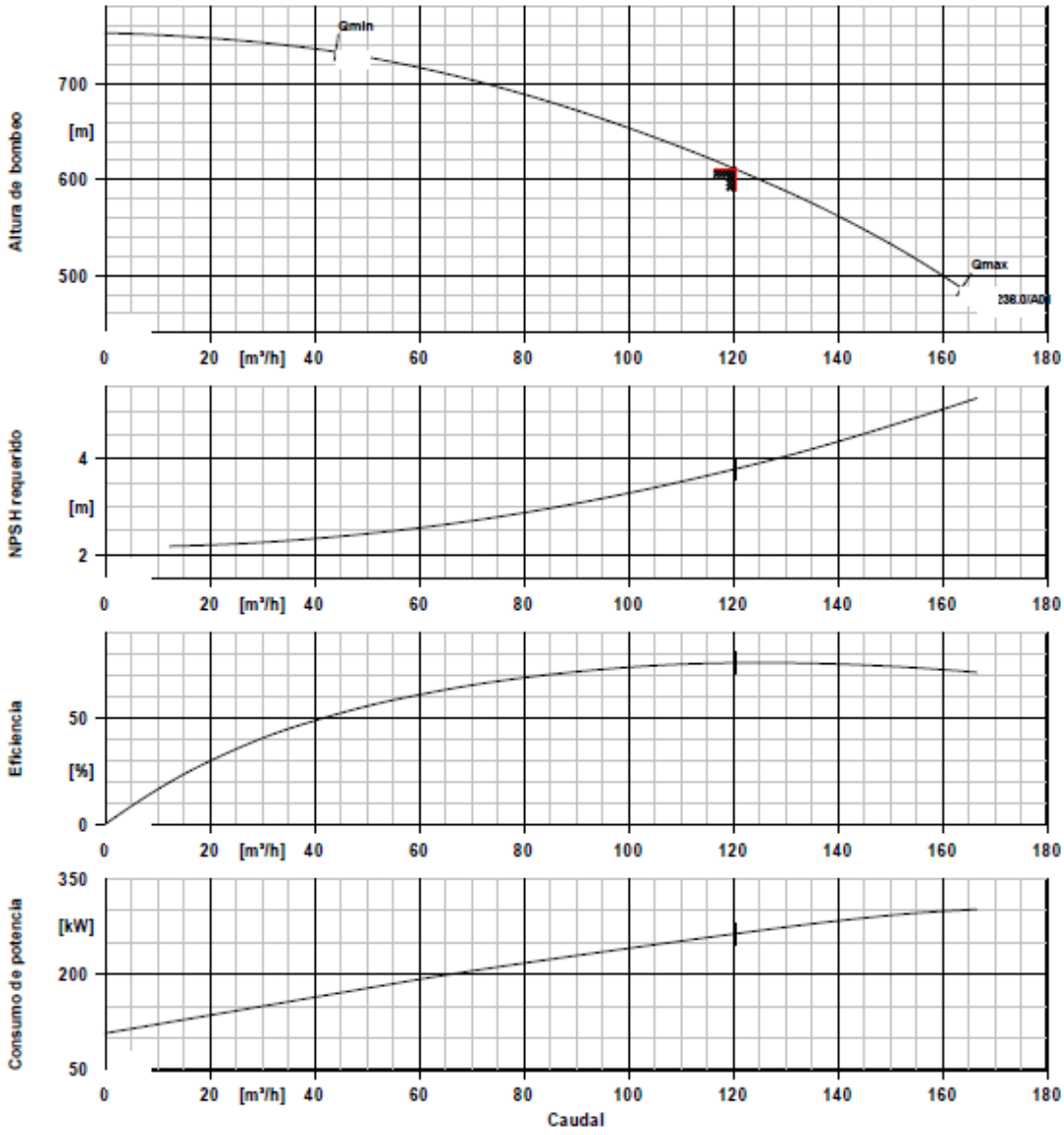


Figura 2.12. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante KSB.

ii) Fabricante Lowara:

Modelo MPAE100A/09A/BF3150/W25VDCC4

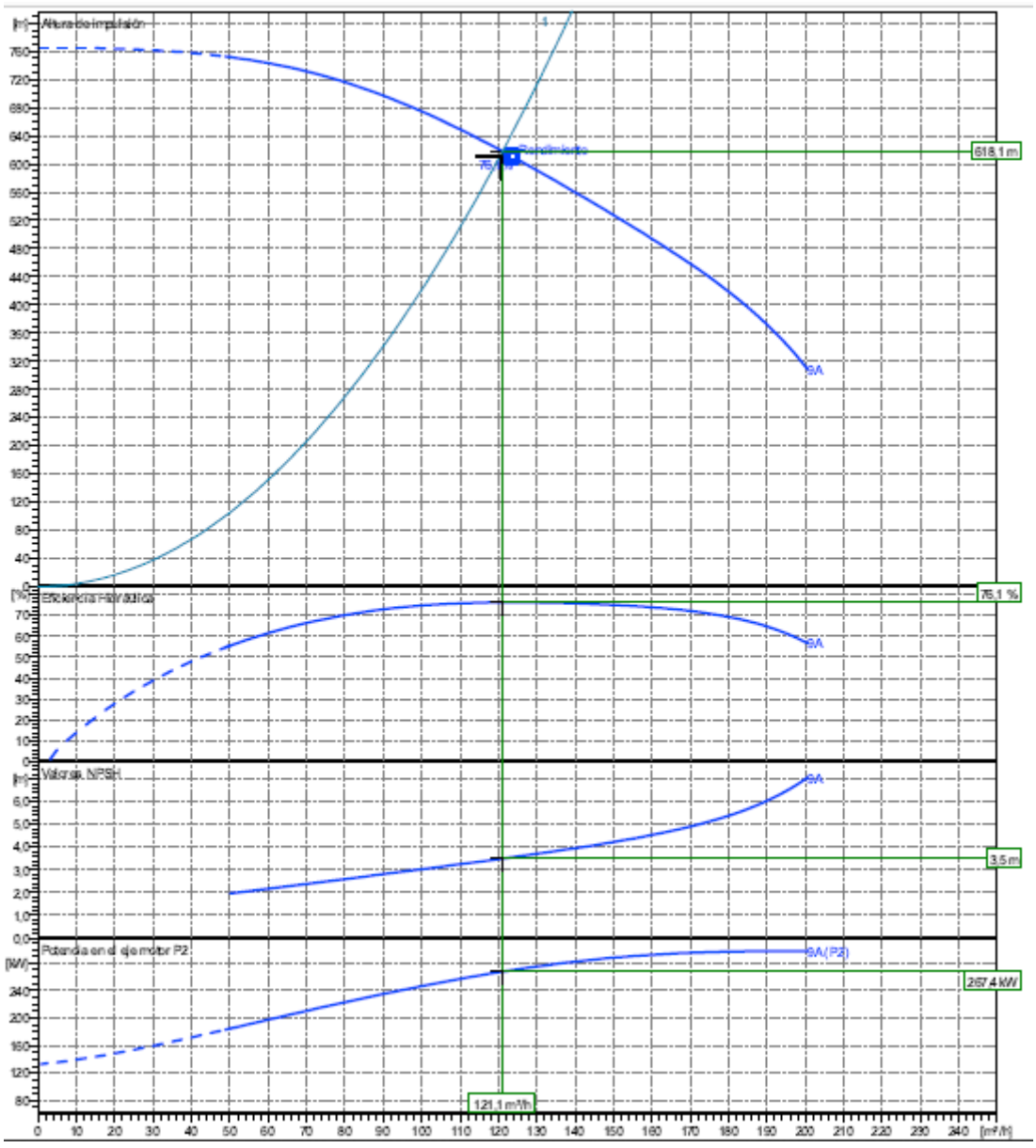


Figura 2.13. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Lowara.

iii) Fabricante Flowserve:

Modelo 4WDX D

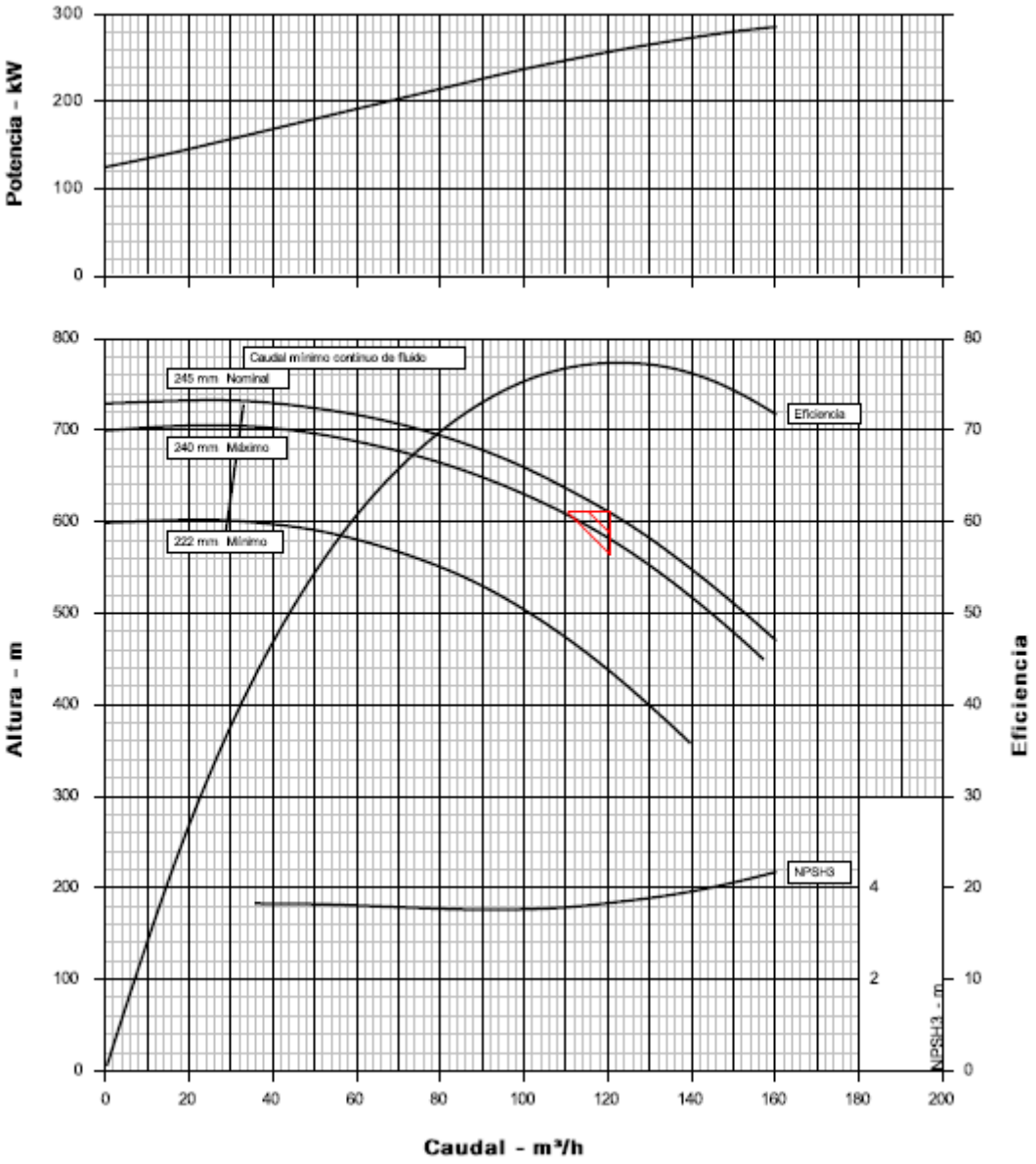


Figura 2.14. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Flowserve.

iv) Fabricante Sulzer:

Modelo HPH 24-12.5-22.5°f

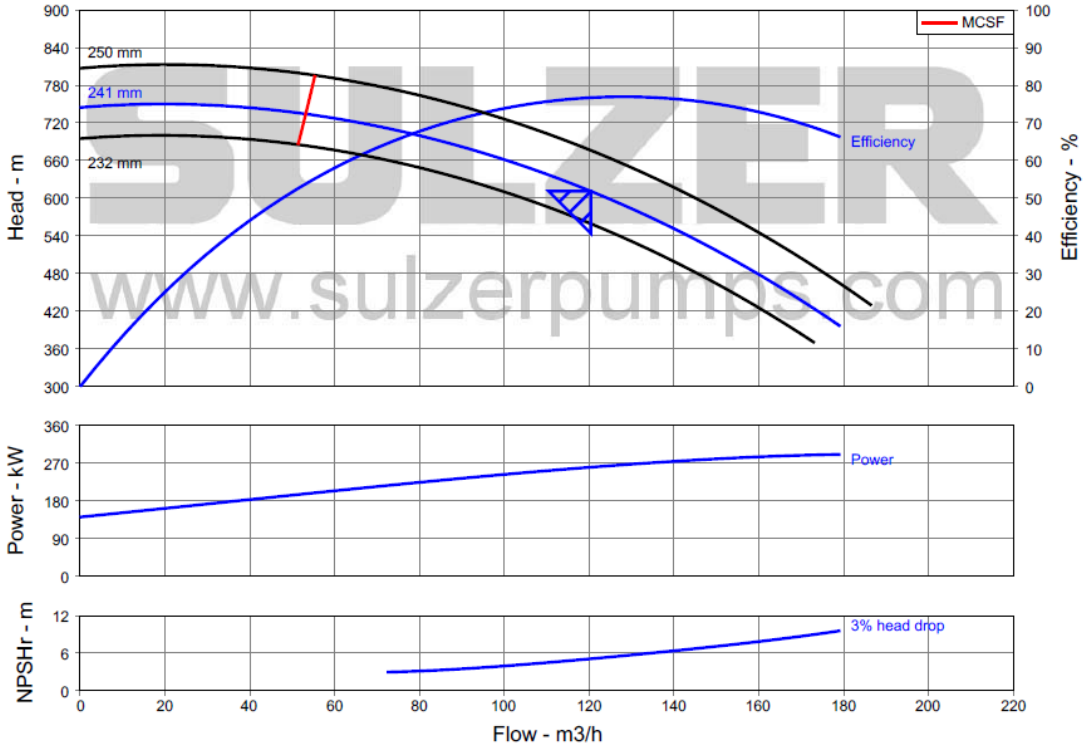


Figura 2.15. Curvas de la bomba de alta presión del fabricante Sulzer.

Una vez estudiados cada uno de los modelos ofrecidos por estos fabricantes, la elección de la bomba de alta presión se realizó atendiendo a la eficiencia de las mismas, al no disponer una vez de los precios de estas. En la siguiente tabla se muestran las eficiencias de cada una de las bombas analizadas:

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	75,9
Lowara	76,1
Flowserve	77,6
Sulzer	76,7

Tabla 2.9. Eficiencia de las bombas de alta presión.

Como se puede comprobar, el fabricante cuya bomba ofrece un mayor rendimiento es Flowserve, por lo que será ésta la que se emplee en la instalación. Esta es una bomba horizontal multietapa que consta concretamente de ocho etapas.

Otros datos que se pueden obtener de las gráficas de esta bomba del fabricante Flowserve son el consumo de la misma, 258 KW y el NPSH requerido, que es 3,7 metros, muy por debajo del NPSH disponible, 29,65 metros, por lo que no se producirán problemas de cavitación.

$$NPSHr = 3{,}7\ m < NPSHd = 29{,}65\ m$$

2.4. Dimensionamiento de la bomba booster.

El dimensionamiento de la bomba booster es muy similar al de la bomba de alta presión, sin embargo, esta bomba será de menores dimensiones y menor consumo pues, aunque por ella circule un caudal mayor que en el caso anterior, el salto de presión, y por lo tanto la altura aportada al fluido es muchísimo menor en este segundo caso. No obstante, también será muy importante conseguir un buen rendimiento en esta bomba, si bien no tan crítico como en la bomba de alta presión que es la principal fuente de consumo de energía en la planta desaladora.

Una vez más es necesario conocer, al igual que en el caso anterior, el caudal, así como las presiones tanto a la entrada como a la salida de la bomba, para de este modo poder aplicar el balance de energía entre la aspiración y la impulsión de la misma y poder calcular la altura. Podemos obtener estos datos de la figura 2.9 donde aparecen las condiciones de operación de las bombas cuando se utilizan los intercambiadores de presión de la marca Energy Recovery que finalmente se ha decidido instalar. De nuevo se suponen despreciables las pérdidas de carga entre la salida de la bomba booster y la entrada al bastidor de membranas, por lo que se pueden igualar las presiones en estos puntos.

Caudal	$Q = 176{,}5\ m^3/h$
Presión a la entrada de la bomba	$P_{in} = 60{,}1\ bar$
Presión a la salida de la bomba	$P_{out} = 63{,}6\ bar$

Tabla 2.10. Caudal y presiones de la bomba booster.

Puesto que para este caso también se consideran despreciables las variaciones de energía cinética y potencial entre la entrada y la salida de la bomba, para el cálculo de la altura se recurre directamente a la ecuación 2, en la que solamente cambia el valor de la presión a la entrada de la bomba donde gracias al uso de los recuperadores de energía, el fluido ya ha aumentado su presión desde los 2,0 bar hasta 60,1 bar. Tanto la presión de salida (63,6 bar), como obviamente la aceleración de la gravedad (9,81 m/s^2) y la densidad del fluido (1027,44 según la figura 2.11) se mantienen invariables. Por lo tanto:

$$H_B = \frac{(63{,}6 - 60{,}1) \cdot 10^5\ \frac{N}{m^2}}{1027{,}44\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 34{,}73\ m$$

En este caso no se producirá cavitación, debido a que se trabaja con presiones muy alejadas de la presión de vapor del fluido. No obstante, si se quisiera comprobar, se podría recurrir a la ecuación 3. Respecto al caso anterior solamente varía el valor de la presión de entrada a la bomba, pero el resto de datos se mantiene:

- $P_1 = 61{,}11325\ bar$ (presión absoluta).
- $P_s(21°C) = 0{,}024882\ bar$
- $\gamma = \rho \cdot g = 1027{,}44\ \frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 10079{,}19\ \frac{N}{m^3}$

$$NPSHd = \frac{(61{,}11325 - 0{,}024882) \cdot 10^5\ \frac{N}{m^2}}{10079{,}19\ \frac{N}{m^3}} = 606{,}08\ m$$

Como se puede observar se obtiene un valor de NPSHd muy elevado.

Caudal	$Q = 176{,}5\ m^3/h$
Altura de la bomba	$H_B = 34{,}73\ m$
NPSH disponible	$NPSHd = 606{,}08\ m$

Tabla 2.11. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba booster.

Con estos datos ya es posible realizar simulaciones en los softwares de distintos fabricantes de bombas para de este modo elegir la bomba booster que mejor se adapte a las condiciones requeridas para esta planta. A continuación se muestran las curvas características de la bomba que se ha considerado más adecuada de cada fabricante.

i) Fabricante KSB:

Modelo ETB 100-080-200 GGSAV11D302202 B.

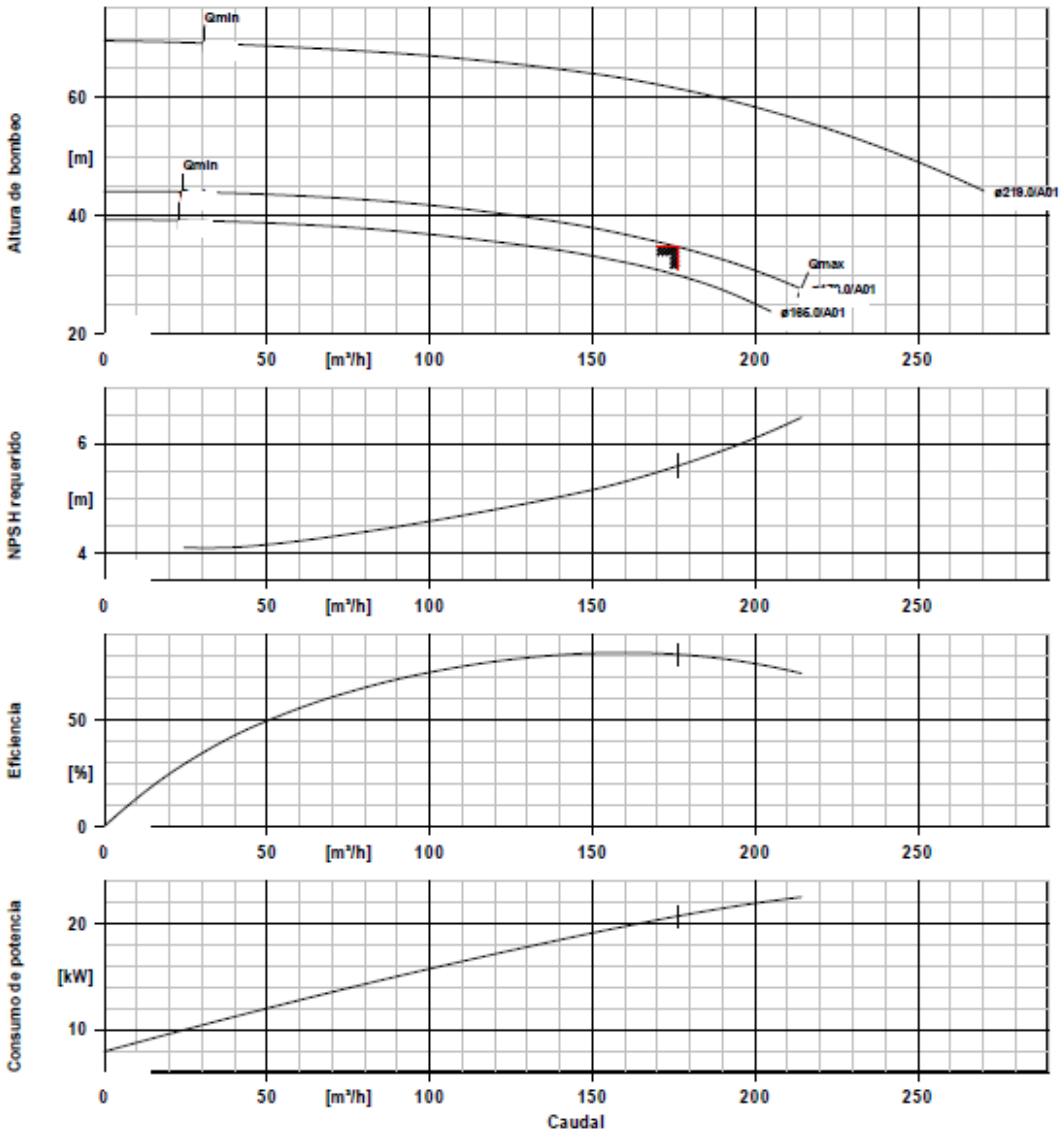


Figura 2.16. Curvas de la bomba booster del fabricante KSB.

ii) Fabricante Lowara:

Modelo NSCF 100-315/300/W45VCC4.

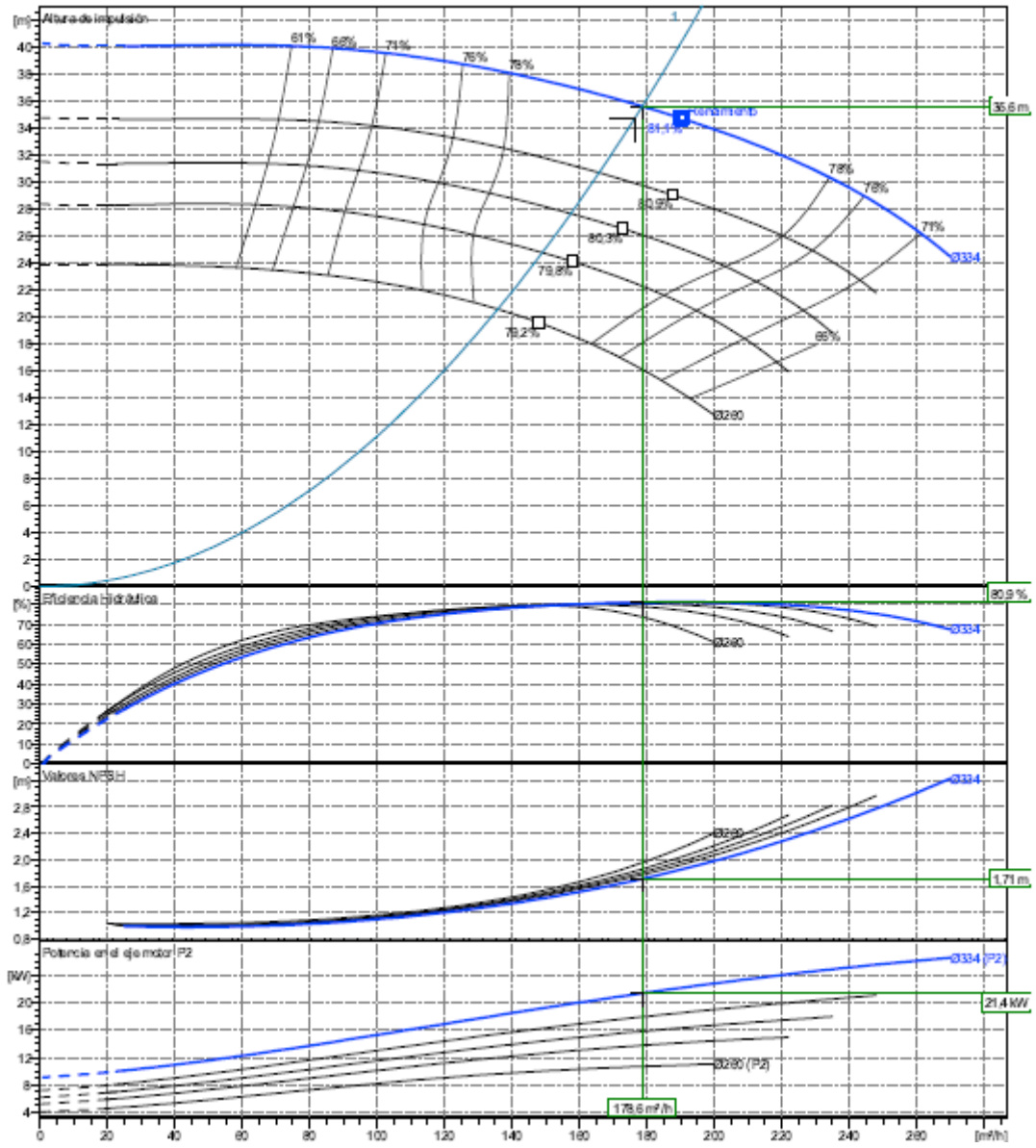


Figura 2.17. Curvas de la bomba booster del fabricante Lowara.

iii) Fabricante Flowserve:

Modelo 6HPX12A.

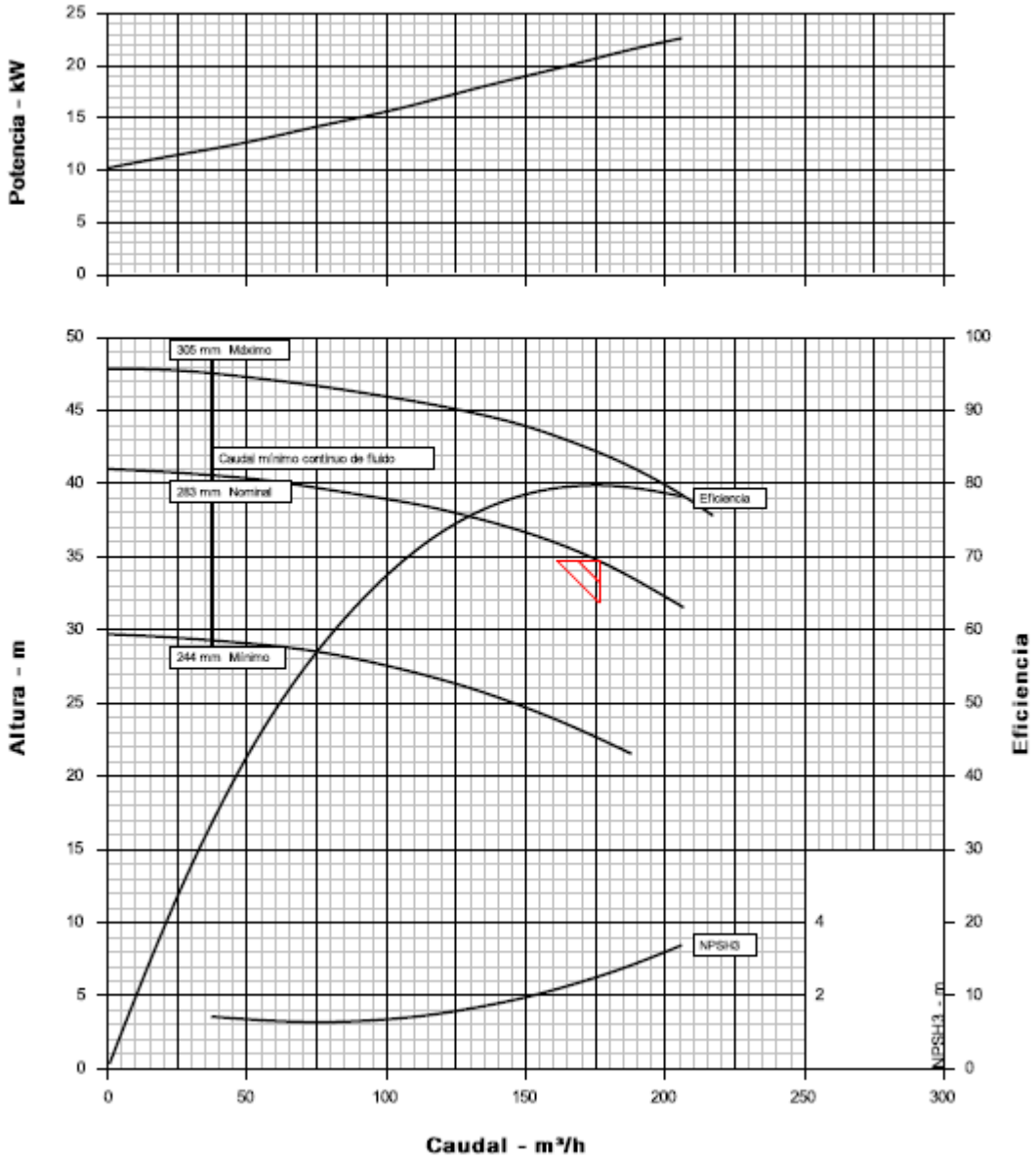


Figura 2.18. Curvas de la bomba booster del fabricante Flowserve.

iv) Fabricante Sulzer:

Modelo SNS2-80 (150-80-200).

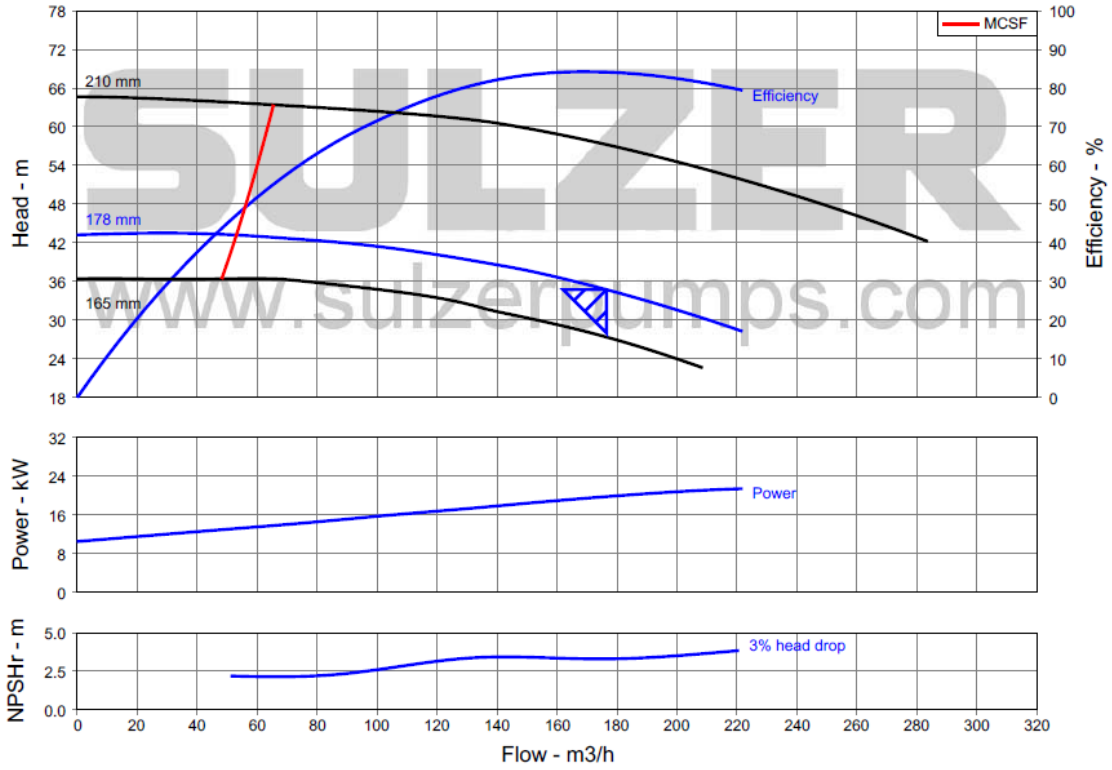


Figura 2.19. Curvas de la bomba booster del fabricante Sulzer.

A continuación, se muestran las eficiencias obtenidas para cada una de las bombas de estos cuatro fabricantes:

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	80,6
Lowara	80,9
Flowserve	80,2
Sulzer	84,1

Tabla 2.12. Eficiencia de las bombas booster.

Analizando los rendimientos que muestra la tabla 2.12 se ha considerado que la bomba booster más adecuada para la instalación es la proporcionada por el fabricante Sulzer pues, no solamente tiene un rendimiento más alto que las demás, sino que hay una diferencia bastante significativa respecto a las otras tres bombas. Como en otras ocasiones la elección se ha realizado atendiendo meramente a la eficiencia y por lo tanto, al consumo de la misma, sin tener en cuenta datos de los que no es posible disponer como el precio del equipo o su coste de mantenimiento, que probablemente sea más elevado que en los otros casos.

Se trata en este caso de una bomba monoetapa, y como ya se mencionó anteriormente, en este caso no hay problemas de cavitación, pues se observa que el NPSHd es claramente más elevado que el NPSHr.

2.5. Cálculo del consumo específico del núcleo de desalación.

Una vez escogidos los equipos que se van a emplear en el núcleo de la desalación (bastidor de membranas, equipos de recuperación de energía, bomba de alta presión y bomba booster), es posible calcular el consumo de esta parte de la planta desaladora. Para calcularlo basta con sumar los consumos de las dos bombas que van a ser instaladas, pues son los dos equipos que consumen energía en esta parte de la instalación. Para calcular la potencia eléctrica consumida por una bomba hay que tener en cuenta su rendimiento, pero también el del motor al que vaya acoplada. A continuación, se muestra la ecuación para el cálculo del consumo de potencia del conjunto motor más bomba:

$$P = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_B}{\eta_B \cdot \eta_M} \qquad \text{(ec. 4)}$$

Donde:

- Q es el caudal de la bomba.
- γ es el peso específico, que como ya se ha indicado anteriormente equivale a 10079,19 N/m^3.
- H_B es la altura de la bomba.
- η_B es el rendimiento de la bomba.
- η_M es el rendimiento del motor eléctrico al que va acoplada la bomba. El rendimiento de estos equipos suele tener un valor alto, entre un 95% y un 96%. Por esta razón para los cálculos de estos estudios se ha decidido emplear un valor de 95%, puesto que nos dará un valor del consumo mayor y por lo tanto más desfavorable a la hora de dimensionar los demás equipos en apartados posteriores.

La siguiente tabla, por su parte, muestra los valores considerados e introducidos en la ecuación 4 para el cálculo del consumo de cada bomba, así como el resultado de la misma. El valor del caudal puede observarse en la tabla 2.8 en el caso de la bomba de alta presión y en la tabla 2.11 en el caso de la bomba booster. Por otro lado, los valores de las alturas de las bombas han sido obtenidos a partir de sus curvas características (figuras 2.14 y 2.19 respectivamente), y por último, los valores de los rendimientos de las bombas elegidas aparecen en las tablas 2.9 y 2.12 respectivamente.

	Bomba de alta presión	Bomba booster
Q [m^3/h]	120,4	176,5
γ [N/m^3]	10079,19	10079,19
H_B [m]	615,00	35,00
η_B	0,776	0,841
η_M	0,95	0,95
P [W]	281215,6	21647,9

Tabla 2.13. Cálculo del consumo de energía de las bombas de alta presión y booster.

Por último, el consumo específico en el núcleo de la desalación se calcula como la suma de estos consumos de energía entre el producto obtenido, que es el caudal del flujo de permeado, que como sabemos tiene un valor de 2850 m^3/día.

$$CE = \frac{\frac{(281215{,}6 + 21647{,}9)}{1000}\ KW}{2850\ \frac{m^3}{día} \cdot \frac{día}{24\ h}} = 2{,}55\ \frac{KWh}{m^3}$$

Como se puede observar, este valor del consumo específico es menor que el que había sido obtenido mediante el software de dimensionamiento de los equipos de recuperación de energía en el apartado 2.2 de este documento, concretamente el reflejado en la tabla 2.5. Esto ocurre debido a que en el momento de dimensionar estos equipos no se contaba con los rendimientos de las bombas y se supusieron unos determinados valores que tras el dimensionamiento de las mismas han resultado ser más elevados de los inicialmente supuestos, lo que ha repercutido en un consumo energético menor y por lo tanto, un consumo específico más bajo.

3. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN.

3.1. Pozos de captación.

El sistema elegido para la captación del agua de mar es el de tomas cerradas, siempre preferible frente al sistema de tomas de agua abiertas por presentar determinadas ventajas frente a este último. La principal ventaja es la limpieza del agua debido a su filtrado a través del terreno, que permite obtener unos flujos con índices de turbidez (NTU) y de colmatación (SDI) bajos, pero también proporciona otras ventajas como la ausencia de actividad orgánica y biológica, el bajo contenido de oxígeno disuelto, la baja contaminación y la estabilidad en las temperaturas del agua. Gracias a estas ventajas, la captación de agua de mar mediante pozos permite abaratar considerablemente los tratamientos del agua, especialmente químicos. Por otro lado, la principal desventaja de este sistema es la propia permeabilidad del terreno, que no permite conseguir grandes caudales de extracción.

Mediante un análisis basado en el sistema de captación de la desaladora de la ciudad de Santa Cruz que para una producción superior a los 20.000 m^3/día emplea ocho pozos de captación y dos más de reserva, se ha estimado que para nuestra planta desaladora es necesario construir tres pozos. De estos tres pozos, normalmente habrá

dos en funcionamiento, y el tercero (pozo de reserva) pasará a emplearse en caso de que debido a cualquier circunstancia sea necesario detener la operación de alguno de los dos pozos principales, por ejemplo, por una avería en alguna de las bombas de captación de estos pozos. De esta manera la producción de agua de la planta no se vería afectada por posibles problemas en los pozos principales.

Los tres pozos tienen, por lo tanto, las mismas dimensiones, y cada uno de ellos ha de contar con una bomba sumergible capaz de proporcionar la mitad del caudal de alimentación. Para calcular este caudal puede hacerse uso de la figura 2.8 que muestra los caudales y presiones de cada uno de los flujos de agua presentes en la instalación, o también puede calcularse mediante la siguiente expresión, teniendo en cuenta que la conversión elegida en el bastidor de membranas es del 40%.

$$Q_p = 40\%\, Q_a \; ; \; Q_a = \frac{2850\ \frac{m^3}{día}}{0{,}40} = 7125\ \frac{m^3}{día}$$

De cada uno de los dos pozos principales ha de extraerse la mitad de este caudal, 3562,5 m^3/día, cantidad que equivale a 148,44 m^3/hora.

Figura 3.1. Disposición de los pozos de captación.

En la figura 3.1 se puede observar la disposición elegida para situar los tres pozos mencionados para la captación de agua de mar. Cada uno de los tres pozos queda conectado al colector de alimentación mediante un tramo de tubería (tubería de captación) de 20 metros en cada caso, de tal manera que se asegura una separación suficiente entre los pozos. Por otro lado, desde el punto de unión de estas tres tuberías de captación al colector principal de alimentación hasta la entrada a la planta desaladora hay una distancia de 30 metros.

Para calcular la profundidad de los pozos de tal manera que puedan asegurar el suministro de agua necesario para nuestra necesidad de producción, hay que tener en cuenta diversos factores:

- La cota sobre el nivel del mar a la que están situados los pozos:

En la figura 3.2, obtenida mediante Goolzoom, una aplicación de mapas web que permite realizar mediciones o consultar datos catastrales entre otras aplicaciones, se puede apreciar que la boca de los pozos está situada a 6 metros sobre el nivel del mar aproximadamente.

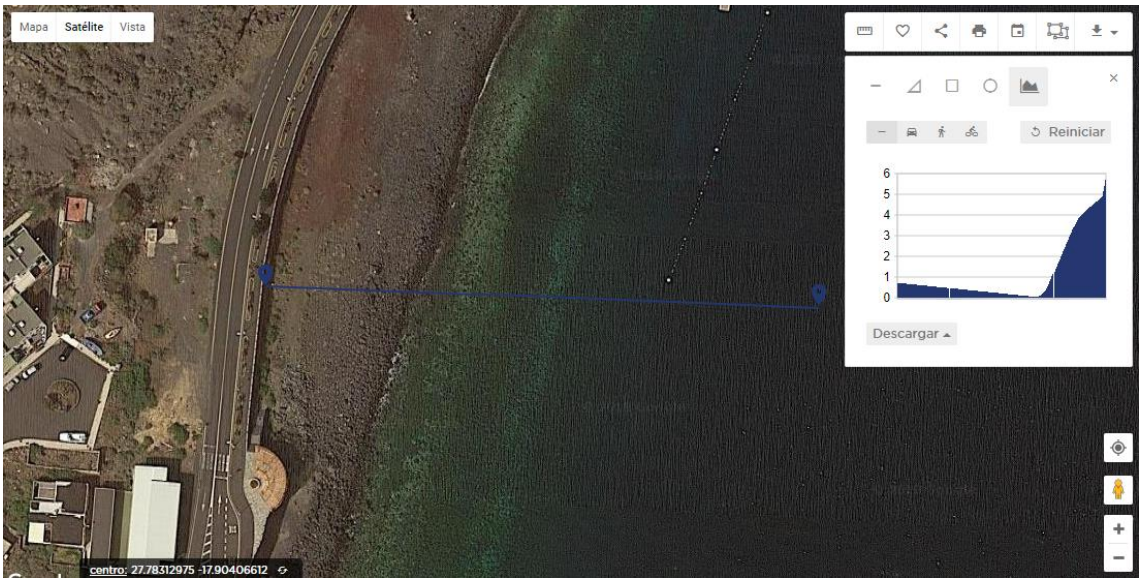


Figura 3.2. Altura a la que están situados los pozos de captación.

- La bajamar máxima viva equinoccial:

Es la marea más baja teórica cuando se suman todas las condiciones astronómicas causantes de las mareas bajo condiciones meteorológicas medias. De acuerdo con la información disponible en la web de Puertos del Estado

obtenida mediante un mareógrafo situado en el Puerto de la Estaca, este valor equivale a 1,58 metros.

Estadística Bajamares	
Mínima (m):	0.32
Máxima (m):	1.58
Media (m):	0.95
Desv.Est. (m):	0.22
Moda (m):	0.88
Mediana (m):	0.96
Sesgo:	0.07
Curtosis:	-0.63

Estadística Pleamares	
Mínima (m):	1.60
Máxima (m):	2.95
Media (m):	2.20
Desv.Est. (m):	0.23
Moda (m):	2.18
Mediana (m):	2.21
Sesgo:	0.11
Curtosis:	-0.51

Tabla 3.1. Estadísticas de bajamares y pleamares observadas en el Puerto de la Estaca.

- Disminución de altura debido al cono de succión: se considera 1 metro.
- Pérdida de altura por filtración: se considera 1 metro.

Teniendo en cuenta estos factores, se obtiene como resultado la necesidad de sumergir las bombas de captación como mínimo a 9,58 metros (aproximaremos a 10 metros desde este punto en adelante). Sin embargo, se ha decidido construir los pozos con una profundidad similar a los pozos utilizados en la desaladora de Santa Cruz, en la que se emplean diez pozos de captación con una profundidad media de 30 metros. De esta forma se puede situar la bomba varios metros por debajo de la superficie libre de líquido y así evitar la aparición del fenómeno de la cavitación y asegurar en todo momento que la bomba se encuentra sumergida.

Por estos motivos, finalmente se decide construir pozos de 30 metros de profundidad, y se sitúan las bombas de captación a 25 metros de profundidad en cada uno de estos pozos, es decir, 15 metros por debajo de la superficie libre de líquido en el caso más desfavorable.

3.2. Tuberías de captación.

El siguiente paso consiste en determinar el material y el diámetro de las tuberías empleadas para la conducción de los distintos flujos, para de esta manera, posteriormente, poder calcular las pérdidas de carga en dichas tuberías y así poder seleccionar las bombas utilizadas para la captación del agua de mar.

En este apartado se han determinado las características tanto de las tuberías de captación, que van desde los pozos hasta el colector de alimentación, como de la tubería de alimentación, que empieza donde confluyen los flujos procedentes de los distintos pozos y va hasta la entrada de la planta. En el caso de las tuberías de captación ha bastado con realizar el cálculo para uno de los tres tramos, puesto que los tres son exactamente iguales.

Se ha proyectado la utilización de tuberías de poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV) dado que este material presenta diversas ventajas y se emplea ampliamente para este tipo de aplicaciones. Entre las ventajas que aporta se encuentran las siguientes:

- Es un material resistente a la corrosión, por lo que ofrece una larga vida útil con bajos costes de mantenimiento y propiedades hidráulicas que se mantienen constantes con el paso del tiempo.
- Su superficie interior es lisa, lo que supone bajas pérdidas de carga que repercuten en menores exigencias de bombeo y menores costes operativos, además de permitir una menor acumulación de lodos.
- Es un material muy ligero, lo que permite reducir los costes de transporte y facilita su manipulación.

El fabricante de tuberías de PRFV elegido ha sido Flowtite por contar con un amplio y completo catálogo que puede ser consultado a través de su página web. De este catálogo se ha obtenido el valor de la rugosidad de las tuberías fabricadas con este material ($k = 0{,}029\ mm$), un valor que será necesario más adelante para el cálculo de las pérdidas de carga en las conducciones. También se han podido consultar cuáles son los diámetros de las tuberías disponibles, que el fabricante pone a la venta.

Diámetros

La tubería FLOWTITE se fabrica en los diámetros nominales (mm) que siguen, si bien se puede fabricar tubería de otros diámetros, hasta 3700 mm, bajo pedido:

• 100	• 300	• 500	• 900	• 1600
• 150	• 350	• 600	• 1000	• 1800
• 200	• 400	• 700	• 1200	• 2000
• 250	• 450	• 800	• 1400	• 2400

Para otros diámetros consulte con el fabricante.

Tabla 3.2. Diámetros comerciales de tuberías de PRFV del fabricante Flowtite.

Puesto que se aconsejan velocidades en las conducciones del orden de 0,6 m/s para evitar que se produzca la decantación de partículas sólidas, y dado que velocidades excesivas conducen a mayores pérdidas de carga, a golpes de ariete más fuertes y a erosiones y ruidos en las tuberías (Agüera Soriano J., 2002: 288), se ha empleado el criterio de Bonnet para calcular el diámetro mínimo de las conducciones para un determinado caudal.

$$D_{mín} = 0{,}835 \cdot Q^{2/5} \qquad \text{(ec. 5)}$$

Para poder emplear esta ecuación se hace necesario contar con los caudales en los tramos cuyos diámetros se quieren calcular. Como ya se calculó en el apartado 3.1 de este documento, el caudal que circula por el tramo de alimentación (caudal de alimentación), equivale a:

$$Q_a = 7125\ \frac{m^3}{día} = 296{,}88\ \frac{m^3}{hora} = 0{,}08247\ \frac{m^3}{s}$$

Mientras que el caudal que circula por cada uno de los tramos de captación (caudal de captación), tiene un valor igual a la mitad del caudal de alimentación, puesto que siempre se extraerá agua de dos pozos simultáneamente.

$$Q_{cap} = 3562{,}5\ \frac{m^3}{día} = 148{,}44\ \frac{m^3}{hora} = 0{,}04123\ \frac{m^3}{s}$$

Con estos valores de los caudales se puede hacer uso de la ecuación 5 para determinar el valor mínimo del diámetro de las conducciones:

$$D_{mín,a} = 0{,}835 \cdot 0{,}08247^{2/5} = 0{,}308\ m$$

$$D_{mín,cap} = 0{,}835 \cdot 0{,}04123^{2/5} = 0{,}233\ m$$

Como los diámetros obtenidos para las conducciones son mayores de 150 mm el criterio de Bonnet es aplicable para estos casos y se procede entonces a seleccionar de la tabla 3.2 los diámetros comerciales inmediatamente superiores a los calculados, de tal manera que se trabajará de ahora en adelante con los siguientes diámetros:

$$D_a = 350\ mm \qquad\qquad D_{cap} = 250\ mm$$

3.3. Bombas de captación.

Se procede ahora al dimensionamiento de las bombas de captación situadas en el interior de los pozos de captación. Aunque como se ha indicado se ha proyectado la construcción de tres pozos, las bombas que se empleen en cada uno de ellos serán iguales, puesto que todos los pozos tienen la misma profundidad y las pérdidas de carga son iguales en los tres casos, al haberse establecido anteriormente que las tres tuberías de captación tendrán la misma longitud. Por lo tanto, por las tres bombas circulará el mismo caudal y todas ellas tendrán que aportar una altura idéntica al fluido, y por esta razón bastará con dimensionar solamente una de ellas.

Para el dimensionamiento de las bombas se aplica el mismo procedimiento que se aplicó en los apartados 2.3 y 2.4 de este documento para dimensionar la bomba de alta presión y la bomba booster. En primer lugar, se realiza un balance de energía entre dos puntos de la instalación (ecuación 1).

$$H_1 + H_B - H_r = H_2$$

En este caso el volumen de control elegido puede apreciarse en el siguiente esquema:

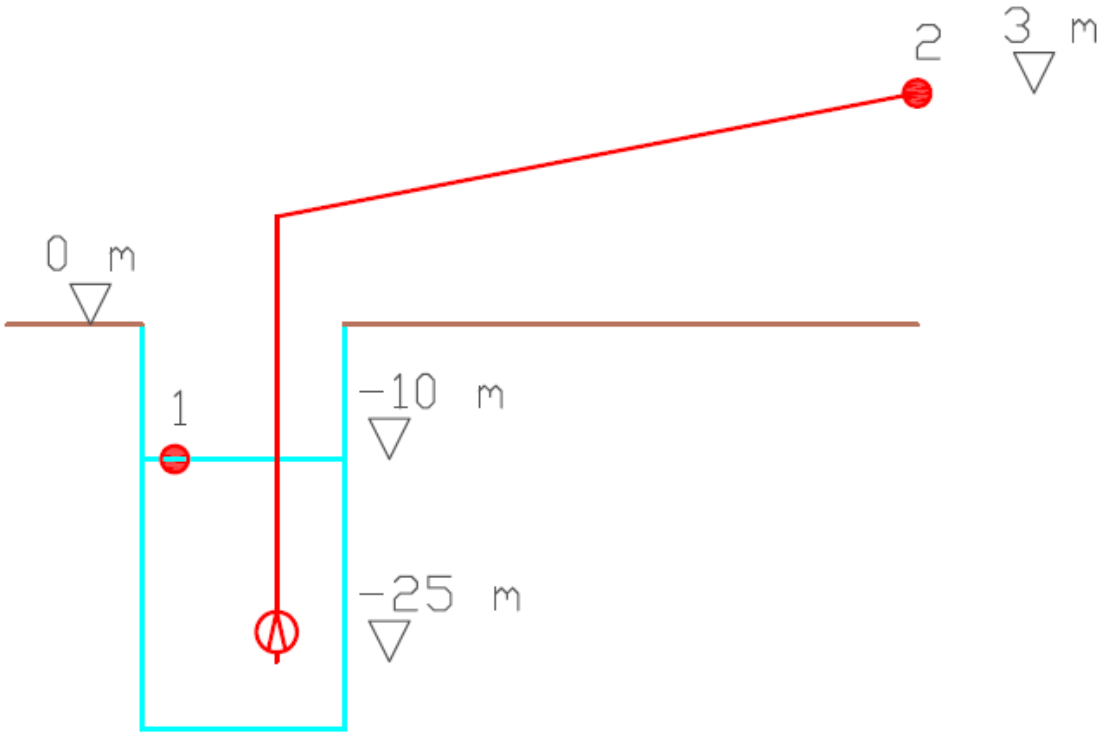


Figura 3.3. Esquema de la instalación utilizado para el dimensionamiento de las bombas de captación.

Se ha situado el punto 1 en la superficie libre de líquido que como se indicó en el apartado 3.1 está situada 10 metros por debajo del nivel de las bocas de los pozos para el caso más desfavorable. El punto 2, por su parte, se ha situado en la entrada a la planta desaladora. La cota de este punto de la instalación se ha obtenido nuevamente mediante la utilización de la herramienta Goolzoom, que indicaba que este punto está

situado a 9 metros por encima del nivel del mar, esto es, 3 metros por encima de las bocas de los pozos, puesto que éstas están situadas a 6 metros sobre el nivel del mar.

Desarrollando el balance de energía planteado se obtiene la siguiente expresión:

$$H_B = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}\right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma}\right) + H_r$$

Donde:

- $V_1 \approx 0$. El nivel del pozo descenderá muy lentamente por lo que este término puede ser aproximado a cero.

- $V_2 = \frac{4 \cdot Q_a}{\pi \cdot D_a^2} = \frac{4 \cdot 0{,}08247 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}350^2 \, m^2} = 0{,}8572 \, \frac{m}{s}$

- $Z_1 = -10 \, m$

- $Z_2 = 3 \, m$

- $P_1 = 0 \, Pa$. Se ha decidido trabajar con presiones relativas.

- $P_2 = 4 \, bar = 4 \cdot 10^5 \, Pa$. Como se mencionó en el apartado 2.2 de este documento la presión a la entrada de la bomba de alta presión es de 2 bar, sin embargo, se estima que las pérdidas de carga en el pretratamiento sean iguales a 2 bar.

- H_r es el término correspondiente a las pérdidas de carga entre los puntos 1 y 2 y hay que calcularlo para poder calcular posteriormente H_B.

3.3.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de captación.

A lo largo de este apartado se emplearán las siguientes ecuaciones para el cálculo de las pérdidas de carga en las conducciones (pérdidas de carga primarias), así como en los distintos accesorios (pérdidas de carga secundarias).

- Ecuación de Darcy-Weisbach:

$$H_{r,prim} = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D \cdot g} = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} \quad \text{(ec. 6)}$$

- Ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k/D}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re_D \cdot \sqrt{f}}\right) \quad \text{(ec. 7)}$$

- Ecuación del número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{D \cdot V}{v} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D \cdot v} \quad \text{(ec. 8)}$$

- Ecuación para el cálculo de las pérdidas de carga secundarias:

$$H_{r,sec} = \sum K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \sum K \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4} \quad \text{(ec. 9)}$$

i) Cálculo de las pérdidas de carga primarias en la tubería de captación.

Para calcular las pérdidas de carga primarias se recurre en primer lugar a la ecuación del número de Reynolds (ec. 8).

$$Re_D = \frac{4 \cdot Q_{cap}}{\pi \cdot D_{cap} \cdot v}$$

Donde:

- Q_{cap} es el caudal de agua de mar que circula por la tubería de captación y tiene un valor de $0{,}04123\ \frac{m^3}{s}$.
- D_{cap} es el diámetro de la tubería de captación y tiene un valor de 250 mm.
- v es el valor de la viscosidad cinemática del agua de mar captada a través de los pozos. Para conocer su valor se han empleado unas tablas de propiedades termofísicas del agua de mar obtenidas a través de la página web del MIT.

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	17.92	18.06	18.23	18.43	18.54	18.65	18.90	19.16	19.46	19.77	20.11	20.46	20.84	21.24
10	13.07	13.20	13.35	13.51	13.60	13.69	13.89	14.10	14.33	14.57	14.82	15.09	15.38	15.67
20	10.04	10.16	10.29	10.43	10.50	10.58	10.75	10.92	11.10	11.30	11.50	11.71	11.93	12.17
25	8.93	9.04	9.17	9.30	**9.37**	9.44	9.59	9.75	9.92	10.09	10.28	10.47	10.67	10.87
30	8.01	8.12	8.23	8.36	8.42	8.49	8.63	8.77	8.93	9.09	9.25	9.43	9.61	9.80
40	6.58	6.68	6.78	6.89	6.95	7.00	7.12	7.25	7.38	7.52	7.66	7.81	7.96	8.11
50	5.53	5.62	5.71	5.81	5.86	5.91	6.02	6.13	6.24	6.36	6.48	6.61	6.74	6.87
60	4.74	4.82	4.91	4.99	5.04	5.08	5.18	5.28	5.38	5.48	5.59	5.70	5.81	5.93
70	4.13	4.20	4.28	4.36	4.40	4.44	4.52	4.61	4.70	4.79	4.89	4.98	5.08	5.19
80	3.65	3.71	3.78	3.85	3.89	3.93	4.00	4.08	4.16	4.24	4.33	4.42	4.51	4.60
90	3.26	3.32	3.38	3.45	3.48	3.51	3.58	3.65	3.73	3.80	3.88	3.96	4.04	4.12
100	2.94	3.00	3.05	3.11	3.14	3.17	3.24	3.30	3.37	3.44	3.51	3.58	3.65	3.73
110	2.68	2.73	2.78	2.83	2.86	2.89	2.95	3.01	3.07	3.13	3.20	3.26	3.33	3.40
120	2.46	2.51	2.55	2.60	2.63	2.65	2.71	2.76	2.82	2.87	2.93	3.00	3.06	3.12

Tabla 3.3. Viscosidad cinemática del agua de mar.

Realizando una doble interpolación se puede obtener la viscosidad cinemática del agua de mar con una salinidad igual a $38826{,}09\ \frac{mg}{L} = 37{,}79\ \frac{g}{kg}$ y a una temperatura de 21 °C.

El resultado obtenido es de $10{,}31 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$.

Con estos datos se puede calcular el número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{4 \cdot 0{,}04123 \ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}250 \ m \cdot 10{,}31 \cdot 10^{-7} \ \frac{m^2}{s}} = 203668{,}93$$

Que el número de Reynolds tenga un valor superior a 2300 indica que el régimen es turbulento (Agüera Soriano J., 2002: 213), y por lo tanto se puede emplear la ecuación de Colebrook (ec. 7) para calcular el coeficiente de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k/D_{cap}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re_D \cdot \sqrt{f}}\right)$$

Donde:

- f es el coeficiente de fricción, la incógnita que se quiere calcular.
- k es la rugosidad de la tubería de captación y tiene un valor de $0{,}029 \ mm$ como se indicó en el apartado 3.2 de este documento.

Existen varias maneras de resolver la ecuación de Colebrook, puesto que no es posible despejar la incógnita f. Una de estas formas es realizar un proceso iterativo, sin embargo, en este estudio se ha optado por realizar una resolución gráfica. Para ello se han representado en un sistema de ejes de coordenadas las siguientes funciones correspondientes a cada uno de los miembros de la ecuación de Colebrook, encontrándose por lo tanto la solución a dicha ecuación en el punto de corte entre las dos funciones representadas.

$$f(f) = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

$$g(f) = -2 \cdot \log\left(\frac{0{,}029\ mm/250\ mm}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{203668{,}93 \cdot \sqrt{f}}\right)$$

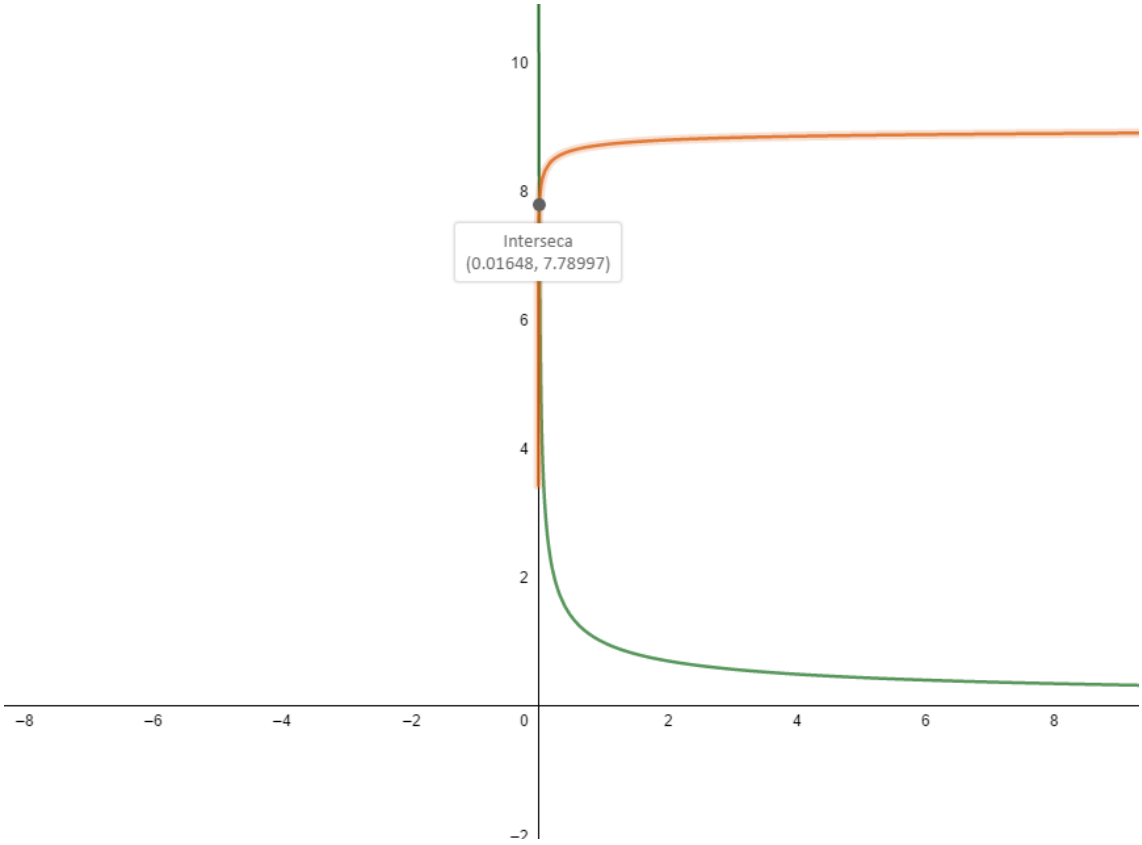


Figura 3.4. Cálculo del coeficiente de fricción en la tubería de captación.

Como se puede observar en la gráfica, las funciones se intersecan para un valor de $f = 0{,}01648$.

Por último, se hace uso de la ecuación de Darcy-Weisbach (ec. 6) para calcular las pérdidas de carga primarias en la tubería de captación. Hay que tener en cuenta que la longitud de esta tubería es de 45 metros, que equivalen a la suma de los 20 metros que existen entre el pozo y la unión al colector de alimentación más los 25 metros del tramo vertical a lo largo del pozo.

$$H_{r,cap,prim} = \frac{8 \cdot 0{,}01648 \cdot 45\ m \cdot \left(0{,}04123\ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}250^5\ m^5} = 0{,}107\ m$$

En la siguiente tabla se pueden observar los distintos valores utilizados y obtenidos durante el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de captación.

Caudal	$Q_{cap} = 0{,}04123\ \frac{m^3}{s}$
Diámetro	$D_{cap} = 250\ mm$
Viscosidad cinemática	$v = 10{,}31 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = 203668{,}93$
Rugosidad	$k = 0{,}029\ mm$
Coeficiente de fricción	$f = 0{,}01648$
Longitud	$L = 45\ m$
Aceleración de la gravedad	$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$
Pérdidas de carga	$H_{r,cap,prim} = 0{,}107\ m$

Tabla 3.4. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga primarias en la tubería de captación.

ii) Cálculo de las pérdidas de carga primarias en el colector de alimentación.

Se calcula en primer lugar, al igual que para el caso anterior, el valor del número de Reynolds haciendo uso de la ecuación 8:

$$Re_D = \frac{4 \cdot Q_a}{\pi \cdot D_a \cdot v}$$

En este caso:

- Q_a es el caudal de agua de mar que circula por el colector de alimentación y tiene un valor de $0{,}08247\ \frac{m^3}{s}$.
- D_a es el diámetro del colector de alimentación y tiene un valor de 350 mm.
- v es el valor de la viscosidad cinemática del fluido y tiene el mismo valor que para el apartado anterior, $10{,}31 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$.

$$Re_D = \frac{4 \cdot 0{,}08247 \ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}350 \ m \cdot 10{,}31 \cdot 10^{-7} \ \frac{m^2}{s}} = 290990{,}90$$

Una vez más, el número de Reynolds obtenido es superior a 2300, lo que indica un flujo turbulento, por lo que se emplea la ecuación de Colebrook (ec. 7) para calcular el valor del coeficiente de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k/D_a}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re_D \cdot \sqrt{f}}\right)$$

Se plantean de nuevo las dos funciones a representar para realizar una resolución gráfica de esta ecuación, y se halla el punto de corte entre ellas.

$$f(f) = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

$$g(f) = -2 \cdot \log\left(\frac{0{,}029 \ mm/350 \ mm}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{290990{,}90 \cdot \sqrt{f}}\right)$$

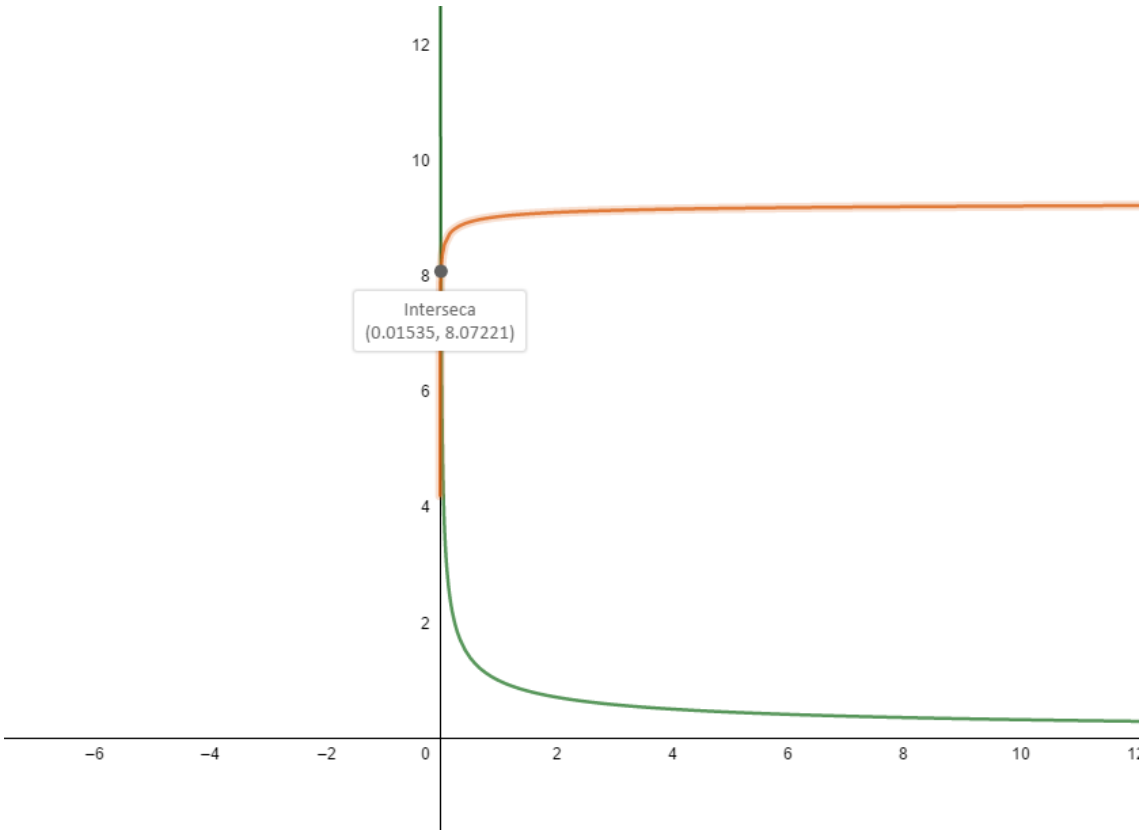


Figura 3.5. Cálculo del coeficiente de fricción en el colector de alimentación.

El valor obtenido para el coeficiente de fricción es $f = 0{,}01535$.

Por último, se hace uso de la ecuación de Darcy-Weisbach (ec. 6) para el cálculo de la pérdida de carga a lo largo del colector de alimentación. En este caso, la longitud de este tramo de tubería es de 33 metros. Como ya se había mencionado en el apartado 3.1 de este documento, la distancia en línea recta desde el comienzo de este tramo hasta la entrada a la planta desaladora es de 30 metros, y a esto hay que añadir el desnivel que hay que vencer de 3 metros. Además, en el apartado siguiente se considerarán los dos codos de 90° que habrá que emplear.

$$H_{r,cap,prim} = \frac{8 \cdot 0{,}01535 \cdot 33\ m \cdot \left(0{,}08247\ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}350^5\ m^5} = 0{,}054\ m$$

A continuación, se muestra nuevamente una tabla que refleja los distintos datos utilizados y obtenidos durante el cálculo de las pérdidas de carga en el colector de alimentación.

Caudal	$Q_a = 0{,}08247\ \frac{m^3}{s}$
Diámetro	$D_a = 350\ mm$
Viscosidad cinemática	$v = 10{,}31 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = 290990{,}90$
Rugosidad	$k = 0{,}029\ mm$
Coeficiente de fricción	$f = 0{,}01535$
Longitud	$L = 33\ m$
Aceleración de la gravedad	$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$
Pérdidas de carga	$H_r = 0{,}054\ m$

Tabla 3.5. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga primarias en el colector de alimentación.

iii) Cálculo de las pérdidas de carga secundarias.

Las pérdidas de carga secundarias son las ocasionadas debido a la utilización de distintos accesorios a lo largo de las conducciones. Para calcularlas se ha hecho uso de la ecuación 9. El coeficiente de pérdida K que aparece en esta ecuación es un adimensional que al ser multiplicado por la altura cinética da la pérdida que origina el accesorio (Agüera Soriano J., 2002: 254). Este coeficiente K, por lo tanto, adopta un valor distinto dependiendo del accesorio cuya pérdida se quiera calcular, y aparece tabulado.

En el caso de nuestra instalación, los accesorios a tener en cuenta son los siguientes. Su valor del coeficiente de pérdida K se muestra en la tabla 3.6.

- Un codo de 90° para pasar del tramo vertical al tramo horizontal en la tubería de captación.
- Dos codos de 90° para salvar el desnivel de 3 metros en el colector de alimentación.
- Un empalme en T normal. Si bien en la figura 3.1 se puede apreciar una unión entre la tubería de captación y el colector de alimentación en forma de cruz,

uno de los pozos permanecerá siempre inoperativo, y su tubería de captación, por lo tanto, cerrada mediante una válvula de compuerta, dando lugar a una unión en forma de T. Además, en este caso, al estar este accesorio uniendo los tres tramos de tubería existen dos alturas cinéticas del fluido, por lo que el análisis se ha realizado con el flujo del colector de alimentación, que tiene una velocidad más alta y por lo tanto se trata de un caso más desfavorable.

- Una válvula de pie con colador situada en la aspiración de la bomba, sumergida en el pozo.
- Una válvula de compuerta situada en la tubería de captación para poder cerrar este tramo si el pozo no se utilizara.

1 x codo de 90° normal (tubería de captación)	K = 0,9
2 x codo de 90° normal (colector de alimentación)	K = 0,9
Empalme en T normal	K = 1,8
1 x válvula de pie con colador (tubería de captación)	K = 0,8
1 x válvula de compuerta totalmente abierta (tubería de captación)	K = 0,19

Tabla 3.6. Accesorios empleados en la captación y coeficientes de pérdidas.

Se recurre a la ecuación 9 para el cálculo de las pérdidas de carga secundarias a través de estos datos.

$$H_{r,sec} = \sum K \cdot \frac{8 \cdot Q_a^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_a^4} + \sum K \cdot \frac{8 \cdot Q_{cap}^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_{cap}^2}$$

$$H_{r,sec} = (2 \cdot 0{,}9 + 1{,}8) \cdot \frac{8 \cdot \left(0{,}08247 \ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81 \ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}350^4 \ m^4} + (0{,}9 + 0{,}8 + 0{,}19) \cdot \frac{8 \cdot \left(0{,}04123 \ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81 \ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}250^4 \ m^4}$$

$$H_{r,sec} = 0{,}203 \ m$$

3.3.2. Selección de las bombas de captación.

Una vez calculadas las pérdidas de carga tanto en las conducciones como en los accesorios, ya se dispone de todos los datos necesarios para poder resolver el balance de energía planteado al principio del apartado 3.3 y calcular de esta manera la altura de la bomba, que será la misma para cada una de las tres bombas utilizadas para la captación de agua de mar.

$$H_B = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}\right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma}\right) + H_r$$

Sustituyendo todos los valores obtenidos:

$$H_B = \frac{\left(0{,}8572\ \frac{m}{s}\right)^2 - 0}{2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} + \left(3 - (-10)\right) m + \left(\frac{4 \cdot 10^5\ \frac{N}{m^2} - 0}{10070{,}19\ \frac{N}{m^3}}\right) + (0{,}107 + 0{,}054 + 0{,}203)\ m$$

$$H_B = 53{,}09\ m$$

Para el dimensionamiento de las bombas, como ya se vio cuando se seleccionó la bomba de alta presión y la bomba booster, hace falta conocer el caudal en m^3/hora, pues los softwares de dimensionamiento de los distintos fabricantes emplean estas unidades. Como se calculó en el apartado 3.2 de este documento $Q_{cap} = 148{,}44\ \frac{m^3}{hora}$.

Por último, se ha calculado también el NPSHd para comprobar que no se produce el fenómeno de la cavitación. Con este fin se utiliza la ecuación 3.

$$NPSHd = \frac{V_1^2 - V_e^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1 - P_s}{\gamma} + Z_1 - Z_e - H_{r,1-e}$$

En esta ecuación el subíndice 1 se refiere a la superficie libre de líquido del pozo, y el subíndice e a la boca de aspiración de la bomba.

- $V_1 \approx 0$, ya que el nivel de agua del pozo baja muy lentamente.
- $V_e = \frac{4 \cdot Q_{cap}}{\pi \cdot D_{cap}^2} = \frac{4 \cdot 0{,}04123 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}250^2 \, m^2} = 0{,}8399 \, \frac{m}{s}$
- $P_1 = P_{atm} = 101325 \, Pa$
- $P_s = 2488{,}2 \, Pa$
- $Z_1 = -10 \, m$ y $Z_e = -25 \, m.$
- $H_{r,aspiración} \approx 0$, ya que la bomba está situada justo al principio de la tubería de captación.

Sustituyendo estos datos:

$$NPSHd = \frac{0 - \left(0{,}8399 \, \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81 \, \frac{m}{s^2}} + \frac{(101325 - 2488{,}2) \, Pa}{10079{,}19 \, \frac{Pa}{m}} + (-10 + 25) \, m - 0$$

$$NPSHd = 24{,}77 \, m$$

Con estos tres datos se puede pasar a dimensionar las bombas de captación haciendo uso de las herramientas de selección de cada uno de los fabricantes. Una vez más los fabricantes consultados han sido KSB, Lowara, Flowserve y Sulzer.

Caudal	$Q_{cap} = 148{,}44 \; m^3/h$
Altura de la bomba	$H_B = 53{,}09 \, m$
NPSH disponible	$NPSHd = 24{,}77 \, m$

Tabla 3.7. Datos utilizados para el dimensionamiento de las bombas de captación.

i) Fabricante KSB.

Modelo UPA 250C-150/2a UMA 150E 30/21.

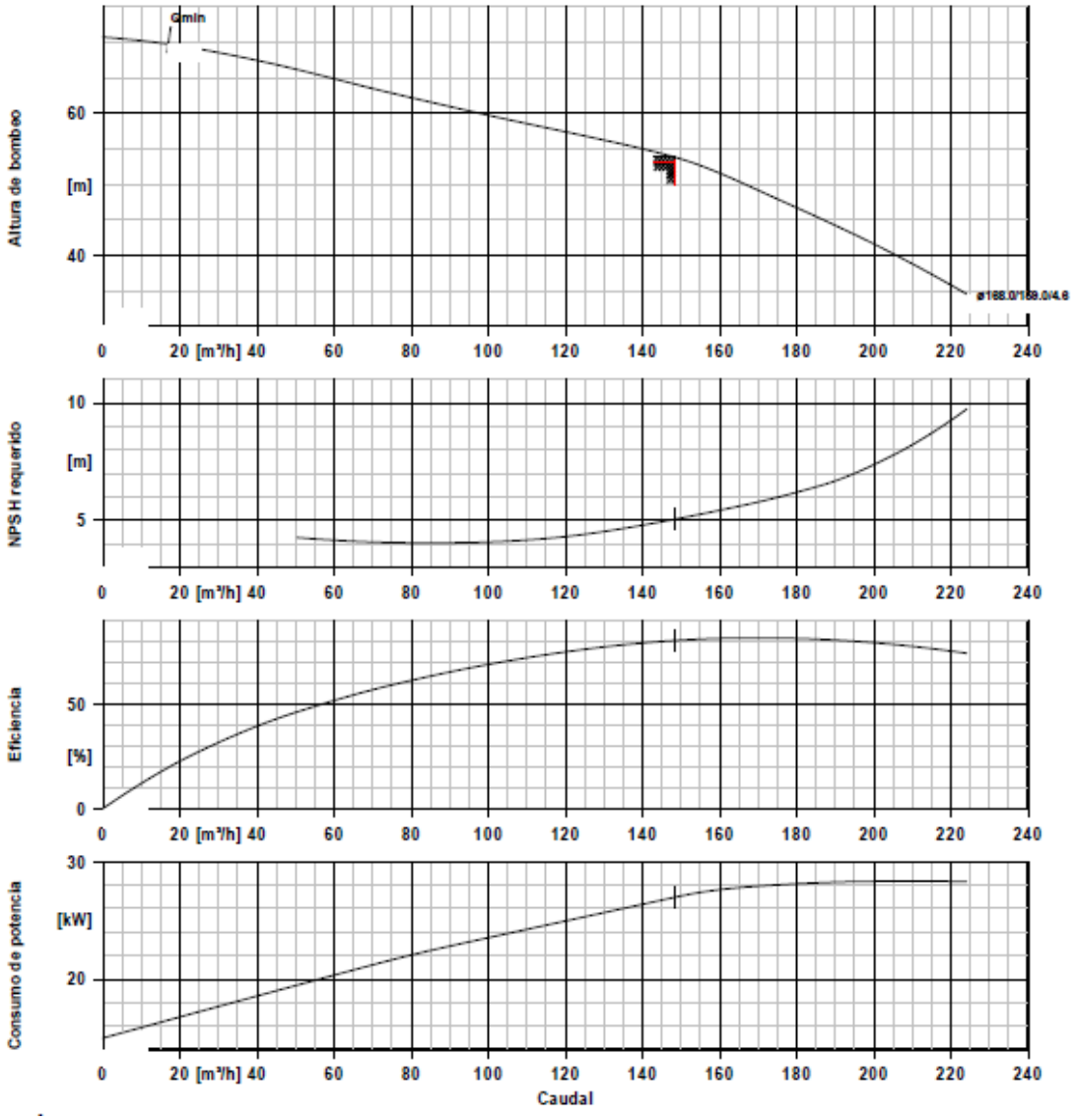


Figura 3.6. Curvas de la bomba de captación del fabricante KSB.

ii) Fabricante Lowara.

Modelo Z8125 4-L6C.

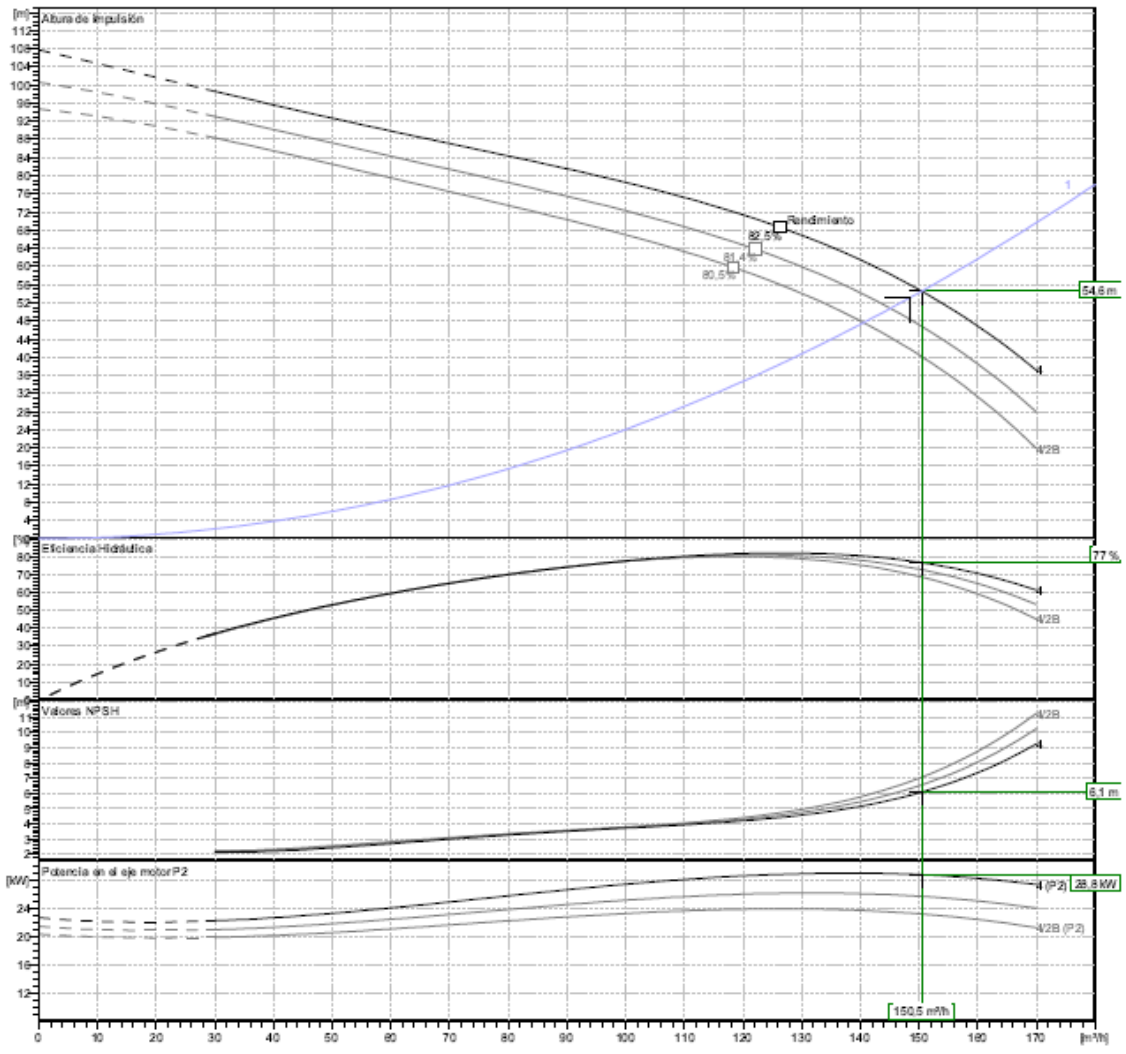


Figura 3.7. Curvas de la bomba de captación del fabricante Lowara.

iii) Fabricante Flowserve.

M

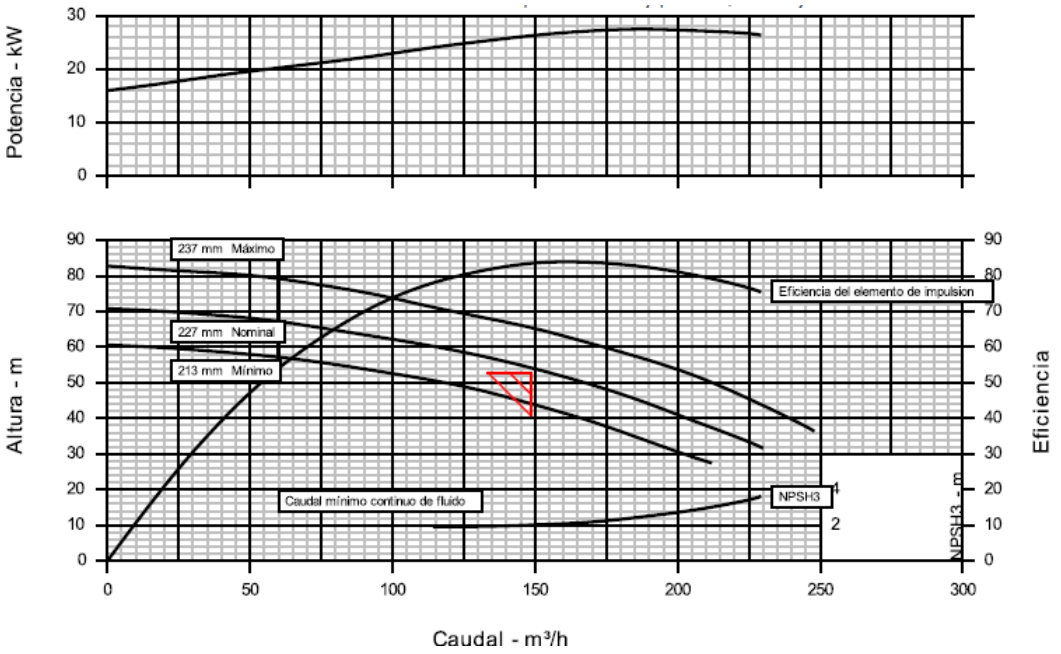


Figura 3.8. Curvas de la bomba de captación del fabricante Flowserve.

iv) Fabricante Sulzer.

Modelo OHV 4x6x9-2.

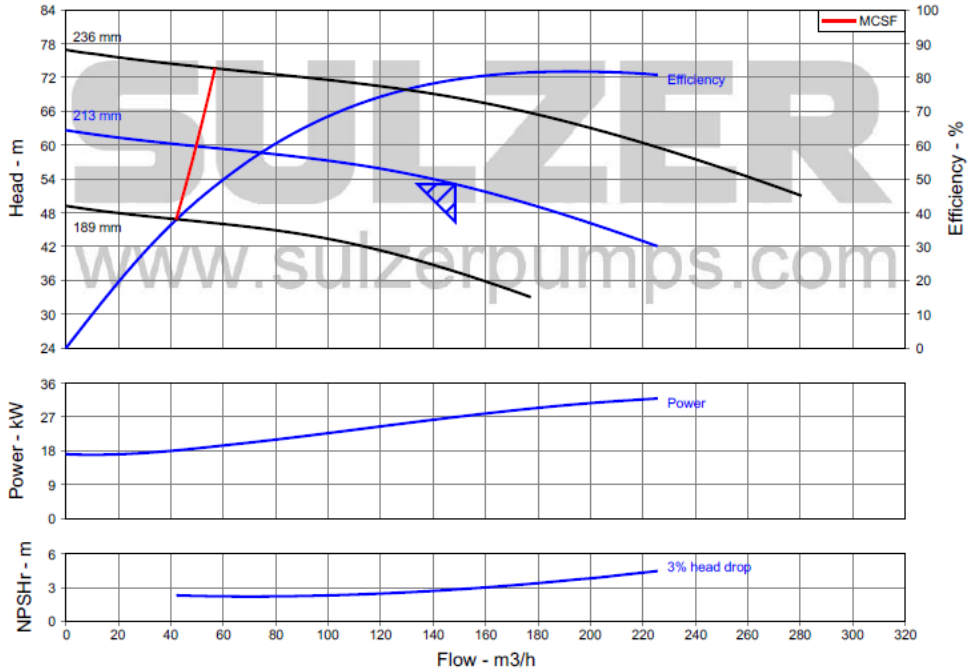


Figura 3.9. Curvas de la bomba de captación del fabricante Sulzer.

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	80,5
Lowara	77,0
Flowserve	83,4
Sulzer	79,4

Tabla 3.8. Eficiencia de las bombas de captación.

A la vista de las eficiencias obtenidas para la bomba de cada fabricante, y a falta de otros datos como el coste o los costes de mantenimiento, se elige la bomba de fabricante Flowserve, pues su eficiencia es la más elevada de las cuatro analizadas. Se trata esta de una bomba sumergible de eje vertical especialmente diseñada para ser usada en pozos profundos. Con esta bomba no habrá problemas de cavitación, pues el NPSH requerido está más bastante por debajo del disponible, ya que tiene un valor de dos metros.

4. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.

4.1. Tuberías de distribución.

Como ya se mencionó en el apartado 1 de este mismo documento, es necesaria la construcción de un depósito con una capacidad de 140.000 metros cúbicos para poder asegurar el abastecimiento de agua durante los meses de verano, en los que el consumo de agua por parte de los árboles (que va fluctuando a lo largo del año) es más elevado que la propia producción de la planta desaladora.

El diseño de este depósito no es objeto de este proyecto, sin embargo, sí lo es el diseño de las conducciones para llevar el agua producto (o permeado) desde la planta desaladora hasta el mencionado depósito. Por esta razón ha sido necesario encontrar un emplazamiento para el depósito, el cual se ha decidido situar a una cota superior a la de los terrenos en los que se llevará a cabo el cultivo de los frutales, de tal manera que posteriormente el riego de éstos pueda realizarse por gravedad.

En la siguiente figura se puede apreciar la situación elegida para el depósito, así como el recorrido de las conducciones. La longitud medida sobre el mapa de este tramo de tuberías es de 3,60 kilómetros, por lo que para el cálculo de la pérdida de carga se

empleará una longitud de 4000 metros, para tener en cuenta el desnivel que debe salvar el tramo de tuberías, que es de 1000 metros.

Figura 4.1. Tubería de distribución y depósito.

El dimensionamiento de la tubería de distribución se realiza de la misma manera que el dimensionamiento de las tuberías de captación. En primer lugar, es necesario conocer el caudal que circula a través de dicha tubería para posteriormente poder aplicar el criterio de Bonnet y calcular el diámetro mínimo de las conducciones. Este caudal es el caudal de permeado, establecido en el apartado 1.

$$Q_{dis} = 2850\ \frac{m^3}{día} = 118{,}75\ \frac{m^3}{hora} = 0{,}03299\ \frac{m^3}{s}$$

Se aplica ahora el criterio de Bonnet (ecuación 5).

$$D_{mín,dis} = 0{,}835 \cdot Q_{dis}^{2/5} = 0{,}835 \cdot 0{,}03299^{2/5} = 0{,}213\ m$$

El diámetro obtenido es superior a 150 mm y por lo tanto el criterio de Bonnet es aplicable en este caso, se procede por tanto a seleccionar de la tabla 3.2 el diámetro comercial ofrecido por el fabricante Flowtite inmediatamente superior al calculado:

$$D_{dis} = 250\ mm$$

4.2. Bomba de distribución.

4.2.1. Cálculo de las pérdidas de carga en el sistema de distribución.

Una vez elegido el diámetro que se ha de emplear para las conducciones de distribución se pasa al dimensionamiento de la bomba de distribución. Para llevar a cabo este paso es necesario conocer el caudal que circula a través de la bomba, cuyo valor ya conocemos, y la altura de la bomba. Una vez más se plantea un balance de energía (ecuación 1), correspondiéndose esta vez el punto 1 con la salida de la planta desaladora, y el punto 2 con la superficie libre de líquido del depósito.

$$H_1 + H_B - H_{r,1-2} = H_2$$

Se calculan en primer lugar las pérdidas de carga entre estos dos puntos, pues ya se dispone de todos los datos necesarios para este cálculo. Se comienza calculado el número de Reynolds (ecuación 8). Es necesario conocer la viscosidad cinemática del fluido, cuya salinidad ha cambiado y por tanto hay que volver a calcular usando la tabla 3.3.

$$Re_D = \frac{4 \cdot Q_{dis}}{\pi \cdot D_{dis} \cdot v} = \frac{4 \cdot 0{,}03299 \ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}250 \ m \cdot 9{,}82 \cdot 10^{-7} \ \frac{m^2}{s}} = 171096{,}43$$

El número de Reynolds tiene un valor superior a 2300, por lo que hay flujo turbulento y se puede aplicar la ecuación de Colebrook (ecuación 7) para calcular el coeficiente de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k/D_{dis}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re_D \cdot \sqrt{f}}\right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{0{,}029 \ mm/250 \ mm}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{171096{,}43 \cdot \sqrt{f}}\right)$$

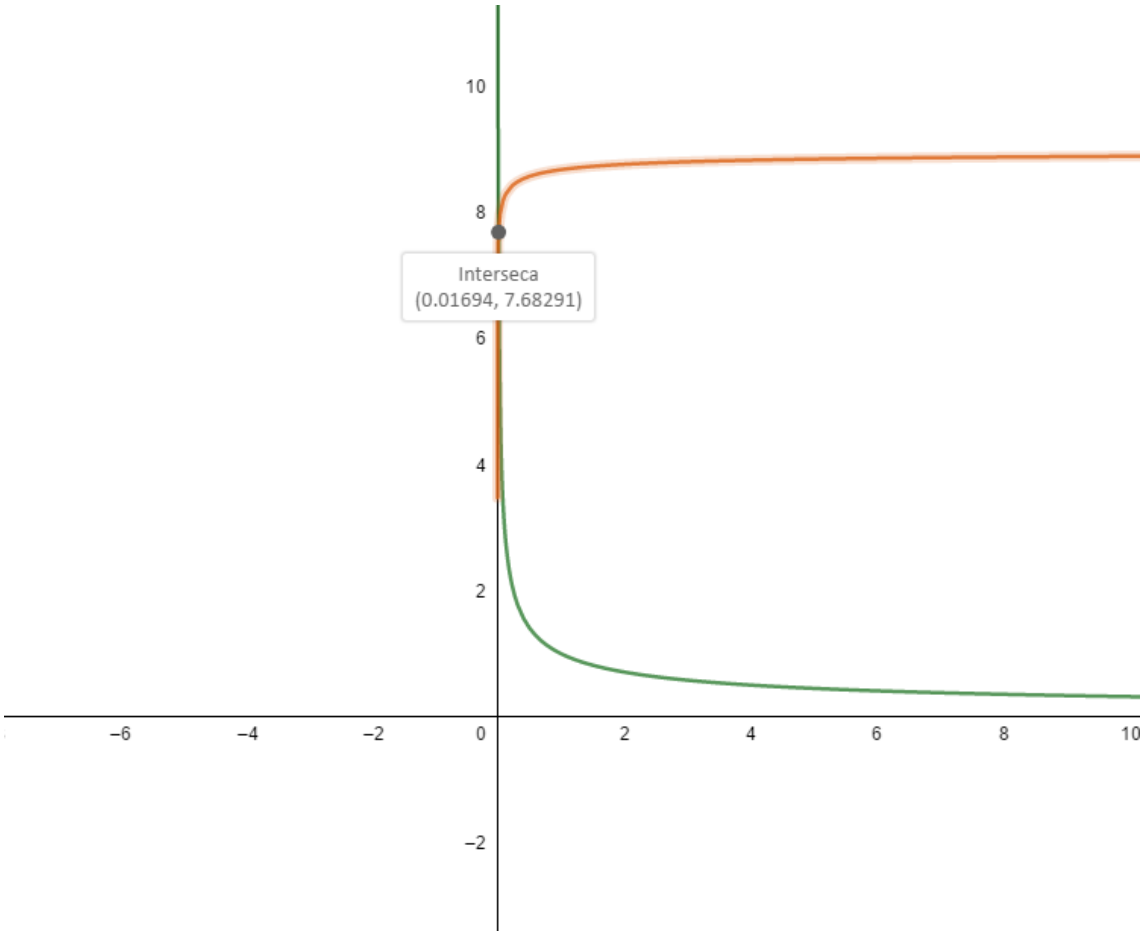


Figura 4.2. Cálculo del coeficiente de fricción en la tubería de distribución.

Se realiza la resolución gráfica de la ecuación de Colebrook y se obtiene un valor del coeficiente de fricción de $f = 0{,}01694$.

Con los datos obtenidos hasta ahora se puede utilizar la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 6) para calcular las pérdidas de carga primarias en la tubería de distribución.

$$H_{r,dis,prim} = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q_{dis}^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} = \frac{8 \cdot 0{,}01694 \cdot 4000\ m \cdot \left(0{,}03299\ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}250^5\ m^5} = 6{,}24\ m$$

Para calcular las pérdidas de carga secundarias en este caso se realizará una semejanza con las pérdidas de carga obtenidas en el apartado del dimensionamiento del sistema de captación. En este apartado las pérdidas primarias equivalían a 0,161 m y las secundarias a 0,203 m, por lo tanto, si se quisiera expresar las pérdidas secundarias

como un porcentaje de las primarias: $(0{,}203/0{,}161) \cdot 100 = 126{,}1\ \%$. Sin embargo, cuanto mayor es la longitud de las conducciones, más pequeño es ese porcentaje, por lo que teniendo en cuenta la longitud de las tuberías del sistema de captación y la longitud de la tubería del sistema de distribución:

$$126{,}1\ \% \cdot \frac{L_{cap} + L_a}{L_{dis}} = 126{,}1\ \% \cdot \frac{45\ m + 33\ m}{4000\ m} = 2{,}5\ \%$$

Las pérdidas de carga supondrán de manera estimada un 2,5 % de las pérdidas de carga primarias, y por lo tanto las pérdidas de carga totales serán:

$$H_{r,dis} = 1{,}025 \cdot H_{r,dis,prim} = 6{,}40\ m$$

En la siguiente tabla se resumen todos los datos empleados para calcular este valor de las pérdidas de carga:

Caudal	$Q_{dis} = 0{,}03299\ \frac{m^3}{s}$
Diámetro	$D_{dis} = 250\ mm$
Viscosidad cinemática	$v = 9{,}82 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = 171096{,}43$
Rugosidad	$k = 0{,}029\ mm$
Coeficiente de fricción	$f = 0{,}01694$
Longitud	$L = 4000\ m$
Aceleración de la gravedad	$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$
Pérdidas de carga primarias	$H_{r,prim} = 6{,}24\ m$
Pérdidas de carga secundarias (2,5 %)	$H_{r,sec} = 0{,}16\ m$
Pérdidas de carga totales	$H_r = 6{,}40\ m$

Tabla 4.1. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de distribución.

4.2.2. Selección de la bomba de distribución.

Para poder seleccionar la bomba de distribución es necesario conocer la altura que debe aportar la misma, para ello desarrollamos el balance de energía planteado al principio del apartado 4.2.1.

$$H_B = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}\right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma}\right) + H_{r,dis}$$

Donde:

- $V_2 \approx 0$, al tratarse de un depósito de grandes dimensiones la velocidad a la que ascienda es nivel del mismo será prácticamente nula.
- $V_1 = \frac{4 \cdot Q_{dis}}{\pi \cdot D_{dis}^2} = \frac{4 \cdot 0{,}03299 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}250^2\ m^2} = 0{,}6721\ \frac{m}{s}$
- $Z_2 - Z_1 = 1000\ m$, es la diferencia de cota entre el depósito y la planta desaladora.
- $P_2 = 0\ Pa$, puesto que el depósito está abierto a la atmósfera y trabajamos con presiones relativas.
- $P_1 = 0\ Pa$, se trata de un dato que puede ser consultado en la figura 2.8, es la presión a la que el permeado sale del bastidor de membranas.
- $H_{r,dis} = 6{,}40\ m$, pérdidas de carga calculadas en el apartado anterior.

$$H_B = \frac{0 - \left(0{,}6721\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} + 1000\ m + 0 + 6{,}40\ m = 1006{,}38\ m$$

Por último, queda calcular el NPSH disponible para comprobar que no se produzca la cavitación. Haciendo uso de la ecuación 3, y teniendo en cuenta que las diferencias de altura cinética y de cota son despreciables por utilizarse el mismo diámetro de tubería y estar los dos puntos considerados a la misma cota, que además las pérdidas de carga pueden ser consideradas nulas, y empleando presiones absolutas.

$$NPSHd = \frac{V_1^2 - V_e^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1 - P_s}{\gamma} + Z_1 - Z_e - H_{r,1-e} = \frac{(1{,}01325 \cdot 10^5 - 2488{,}2)\ \frac{N}{m^2}}{9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 998{,}10\ \frac{kg}{m^3}} = 10{,}1\ m$$

Como se puede observar se ha modificado el valor de la densidad del agua respecto al utilizado anteriormente, pues cambia la salinidad del agua respecto a la de alimentación, y por lo tanto cambia este valor.

La siguiente tabla refleja los datos a tener en cuenta a la hora de dimensionar la bomba de distribución.

Caudal	$Q = 118{,}75\ m^3/h$
Altura de la bomba	$H_B = 1006{,}38\ m$
NPSH disponible	$NPSHd = 10{,}1\ m$

Tabla 4.2. Datos utilizados para el dimensionamiento de la bomba de distribución.

Cuando se introdujeron estos datos en los distintos softwares de dimensionamiento, solamente dos de los cuatro fabricantes consultados contaban con bombas capaces de suministrar una altura tan elevada para el caudal requerido, Flowserve y Sulzer. Por esta razón se decidió realizar la simulación para los otros dos fabricantes (KSB y Lowara) introduciendo la mitad de la altura (503,19 metros), con la intención de analizar si era posible colocar dos bombas en serie. Estos fabricantes sí ofrecieron alternativas cambiando este dato.

En una asociación de bombas iguales en serie, la altura proporcionada por la asociación corresponde al doble de la altura aportada por una bomba para un caudal determinado. En cuanto al rendimiento de la asociación es el mismo que el de cada una

de las bombas por separado, si éstas son iguales, como es el caso (Agüera Soriano J., 2002: 549).

i) Fabricante KSB.

Modelo Multitec A 100/ 7-7.1 17.167.

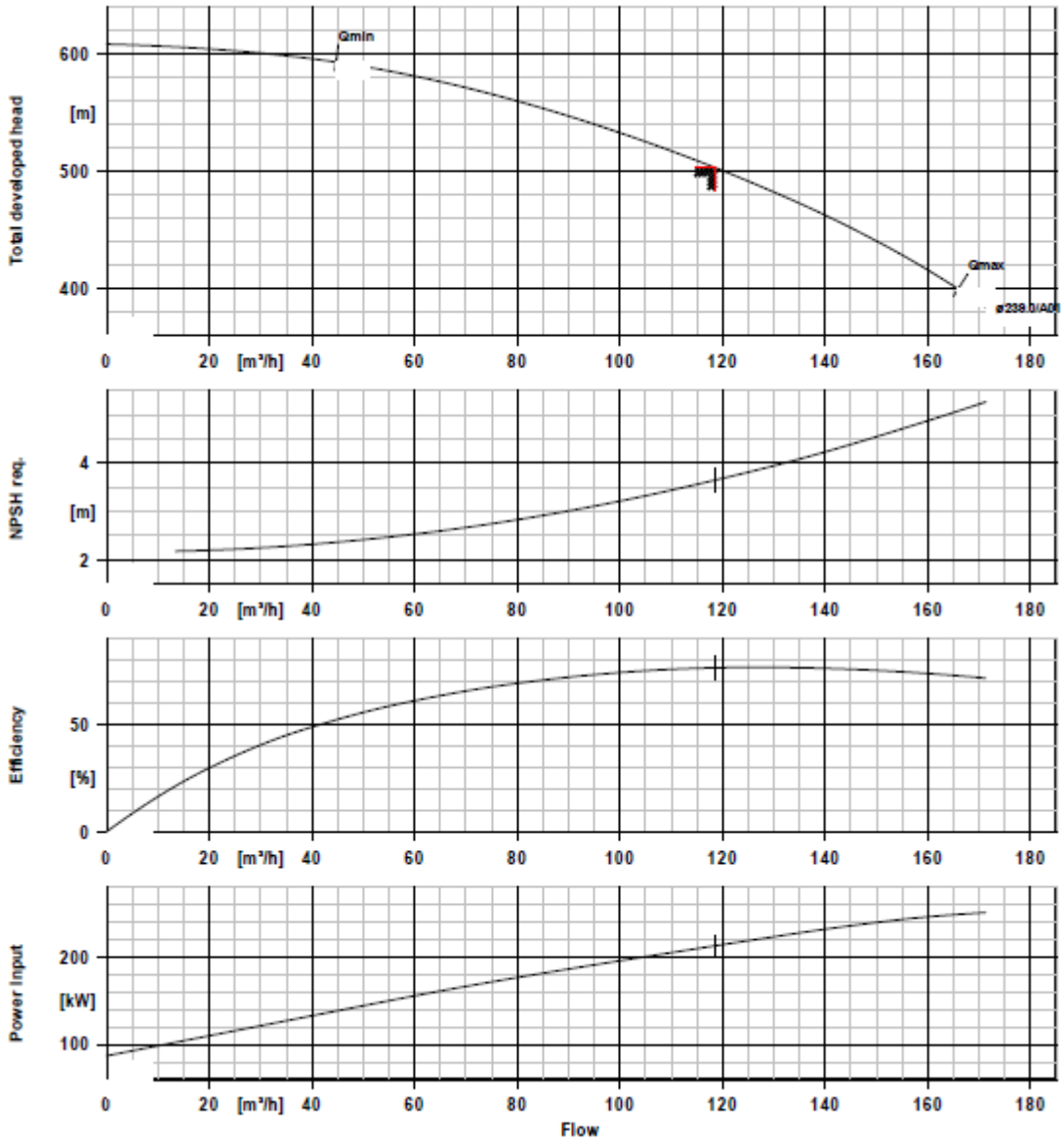


Figura 4.3. Curvas de la bomba de distribución del fabricante KSB.

ii) Fabricante Lowara.

Modelo MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4.

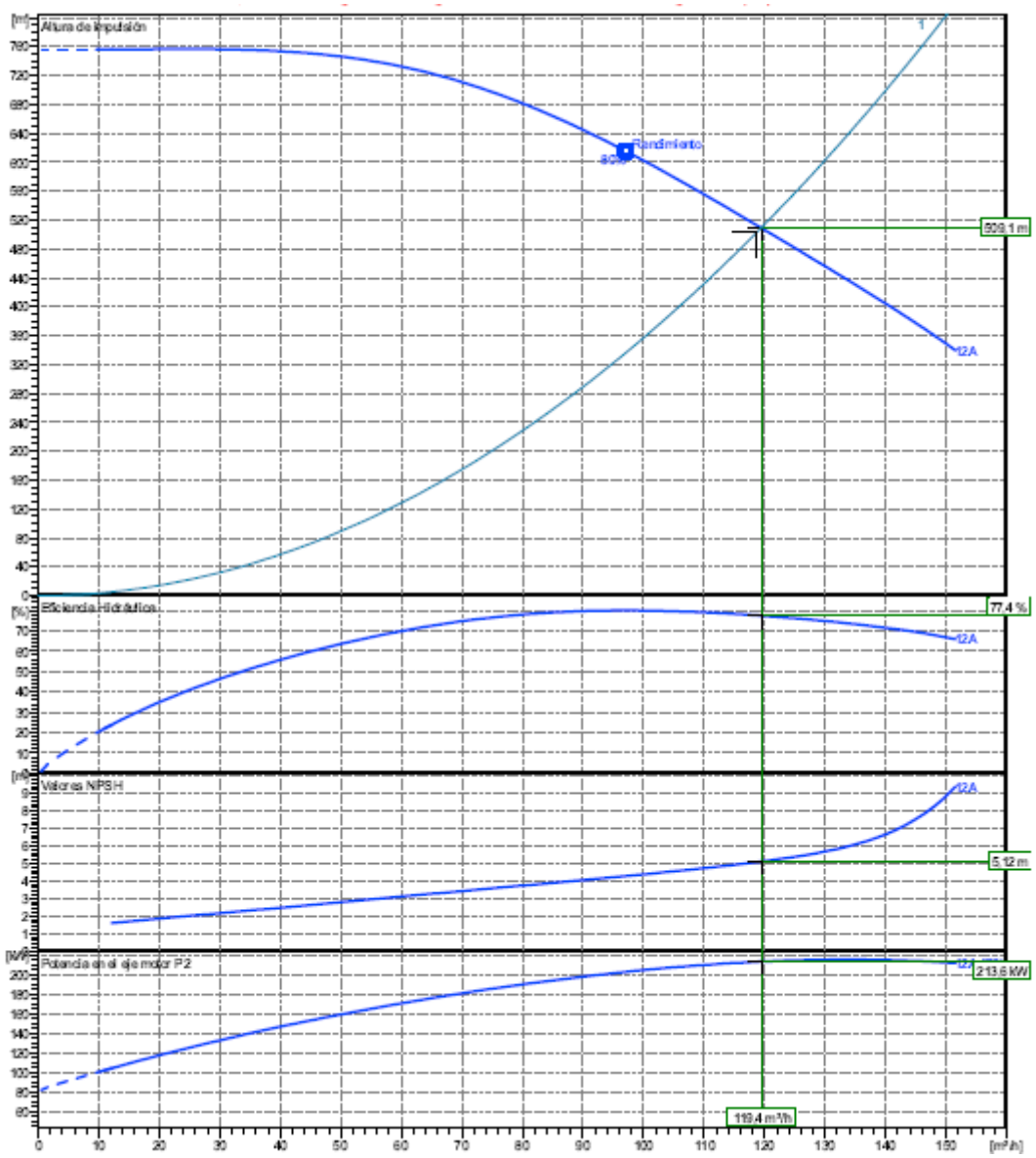


Figura 4.4. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Lowara.

iii) Fabricante Flowserve.

Modelo 3X10WXH -HC-SS.

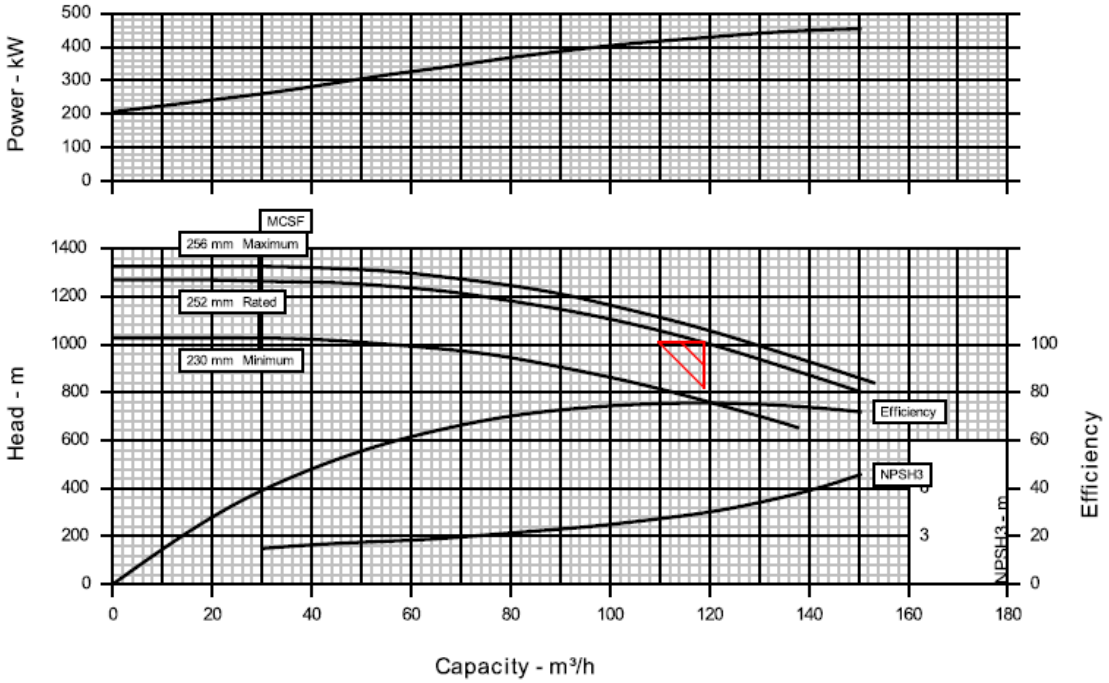


Figura 4.5. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Flowserve.

iv) Fabricante Sulzer.

Modelo MSD 4x6x10.5BR.

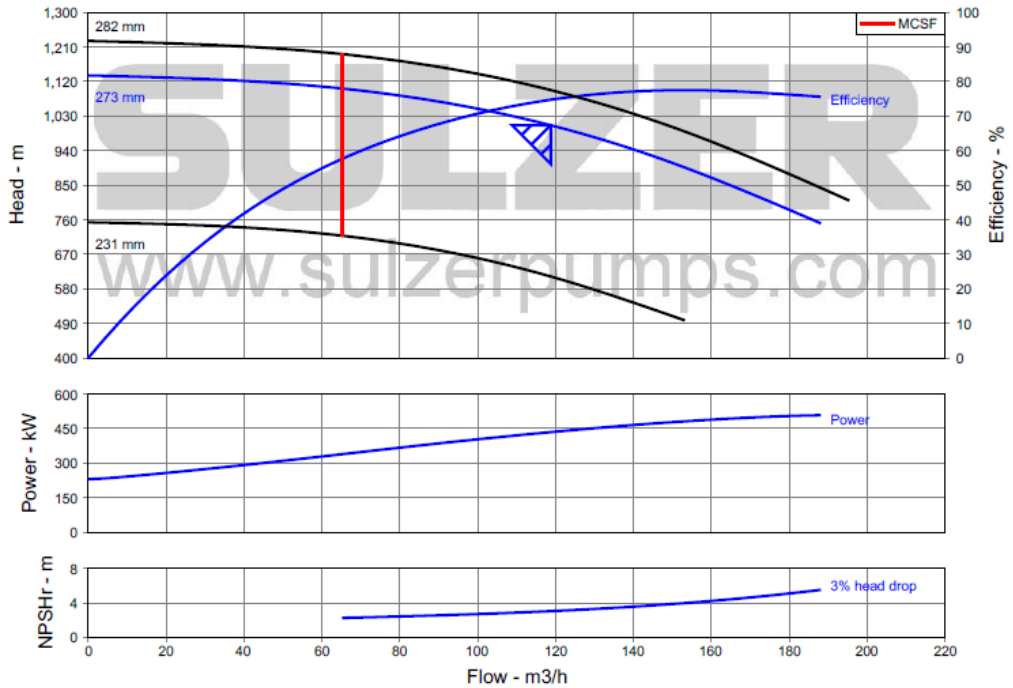


Figura 4.6. Curvas de la bomba de distribución del fabricante Sulzer.

A continuación, se muestran las eficiencias obtenidas para cada una de las bombas de estos cuatro fabricantes:

Fabricante	Eficiencia [%]
KSB	76,4 %
Lowara	77,4 %
Flowserve	75,7 %
Sulzer	74,7 %

Tabla 4.3. Eficiencia de las bombas de distribución.

Se tratan estos equipos de bombas multietapa, y atendiendo a las eficiencias obtenidas, se ha decidido elegir para la instalación, la asociación de dos bombas del fabricante Lowara instaladas en serie, pues se trata ésta de la opción con un mayor rendimiento. En cuento al fenómeno de la cavitación, se puede asegurar que no tendrá lugar, pues el NPSH requerido por cada una de estas bombas es igual a 5,1 metros, por debajo del NPSH disponible (10,1 metros).

5. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE RECHAZO.

5.1. Tuberías de rechazo.

Para realizar la devolución de la salmuera al mar se ha decidido instalar un emisario submarino. La salida de este emisario debe situarse lo suficientemente lejos de la costa como para no afectar a la salinidad del agua de captación, pero también, en este caso particular y debido a la situación de la planta desaladora debe estar situado más allá de los límites del muelle, donde el movimiento del mar sea suficiente para que la disolución de la salmuera sea completa.

En la figura 5.1 se puede apreciar dónde se ha decidido instalar el emisario submarino. La longitud del mismo, medida sobre el mapa es de 670 metros, pero se considerarán 700 metros de longitud a la hora de realizar los distintos cálculos, para tener en cuenta la profundidad a la que se sitúa la salida (50 metros de profundidad) y los posibles accidentes del terreno.

Figura 5.1. Disposición del emisario submarino.

Para realizar el dimensionamiento de este emisario, al igual que en apartados anteriores se aplicará el criterio de Bonnet, por lo que es necesario conocer previamente el caudal del flujo de rechazo.

Caudal del flujo de rechazo (figura 2.8).

$$Q_{re} = 4275\ \frac{m^3}{día} = 178{,}13\ \frac{m^3}{hora} = 0{,}04948\ \frac{m^3}{s}$$

Criterio de Bonnet (ecuación 5).

$$D_{mín} = 0{,}835 \cdot Q_{re}^{2/5} = 0{,}835 \cdot 0{,}04948^{2/5} = 0{,}251\ m$$

Diámetro comercial ofrecido por el fabricante Flowtite (tabla 3.2).

$$D_{re} = 300\ mm$$

5.2. Bomba de rechazo.

Para dimensionar la bomba necesaria para evacuar el flujo de rechazo hay que calcular nuevamente en primer lugar las pérdidas de carga a lo largo de las conducciones de rechazo.

Número de Reynolds (ecuación 8). Para su obtención es necesario calcular previamente la viscosidad cinemática del flujo de rechazo mediante la tabla 3.3.

$$Re_D = \frac{4 \cdot Q_{re}}{\pi \cdot D_{re} \cdot v} = \frac{4 \cdot 0{,}04948 \ \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 0{,}300 \ m \cdot 10{,}74 \cdot 10^{-7} \ \frac{m^2}{s}} = 195530{,}39$$

El número de Reynolds es superior a 2300, lo que indica flujo turbulento, por lo que se emplea ahora la ecuación de Colebrook (ecuación 7) para calcular el coeficiente de fricción.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{0{,}029 \ mm/300 \ mm}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{195530{,}39 \cdot \sqrt{f}}\right)$$

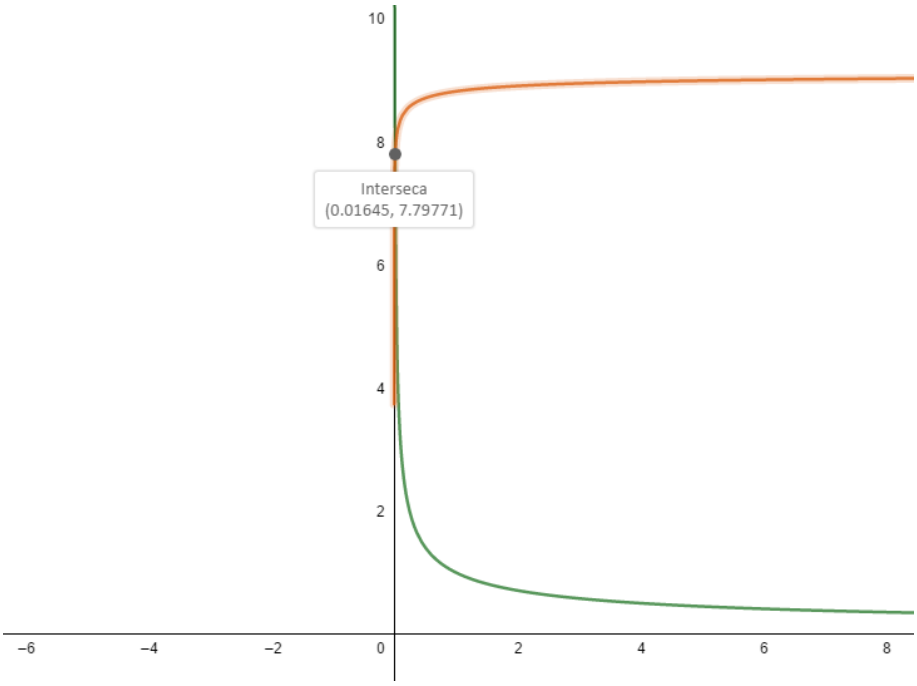


Figura 5.2. Cálculo del coeficiente de fricción en el emisario de rechazo.

$$f = 0{,}01645$$

El porcentaje que suponen las pérdidas secundarias se calcula de igual manera que en el apartado 4.2.1., donde se realizó este procedimiento para calcular las pérdidas secundarias en la tubería de distribución.

$$126{,}1\ \% \cdot \frac{L_{cap} + L_a}{L_{re}} = 126{,}1\ \% \cdot \frac{45\ m + 33\ m}{700\ m} = 14{,}1\ \%$$

Con estos datos se puede calcular el dato de pérdidas de carga a través de la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 6). Multiplicando la ecuación por el factor 1,141 se obtiene directamente la suma de pérdidas primarias y secundarias.

$$H_{r,re} = 1{,}141 \cdot \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q_{dis}^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} = 1{,}141 \cdot \frac{8 \cdot 0{,}01645 \cdot 700\ m \cdot \left(0{,}04948\ \frac{m^3}{s}\right)^2}{\pi^2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}300^5\ m^5} = 1{,}09\ m$$

La siguiente tabla contiene todos los datos empleados para el cálculo de las pérdidas de carga en el emisario de rechazo.

Caudal	$Q_{dis} = 0{,}04948\ \frac{m^3}{s}$
Diámetro	$D_{dis} = 300\ mm$
Viscosidad cinemática	$v = 10{,}74 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = 195530{,}39$
Rugosidad	$k = 0{,}029\ mm$
Coeficiente de fricción	$f = 0{,}01645$
Longitud	$L = 700\ m$
Aceleración de la gravedad	$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$
Pérdidas de carga primarias	$H_{r,prim} = 0{,}96\ m$
Pérdidas de carga secundarias (14,1 %)	$H_{r,sec} = 0{,}13\ m$
Pérdidas de carga totales	$H_r = 1{,}09\ m$

Tabla 5.1. Tabla resumen con los datos para el cálculo de las pérdidas de carga en el emisario de rechazo.

Una vez se cuenta con todos estos datos es posible calcular la altura de la bomba necesaria para evacuar el rechazo realizando un balance de energía (ecuación 1) entre dos puntos 1 y 2 situados a la salida de la planta desaladora, justo después del intercambiador de presión, y en el extremo opuesto del emisario.

$$H_B = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}\right) + (Z_2 - Z_1) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma}\right) + H_r$$

Donde:

- La diferencia de alturas cinéticas es nula pues ambas velocidades son iguales al tratarse del mismo caudal a través de una tubería del mismo diámetro en ambos casos.
- $Z_1 = 9\ m$, pues es la cota sobre el nivel del mar a la que está situada la planta desaladora.
- $Z_2 = -50\ m$, que es la profundidad de la boca de salida del emisario submarino.
- $P_1 = 1{,}6\ bar$, es la presión del flujo de rechazo a la salida del intercambiador de presión, y este valor puede ser consultado en la figura 2.9.
- $P_2 = 5\ bar$, es la presión a 50 metros de profundidad bajo el agua, que es la presión mínima que ha de tener el flujo en el punto 2 para poder ser devuelto al mar.
- $H_r = 1{,}09\ m$ como indica la tabla 5.1.

Introduciendo todos estos datos en el balance de energía planteado:

$$H_B = \frac{0}{2 \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} + (-50 - 9)\ m + \frac{(5 - 1{,}6) \cdot 10^5\ Pa}{9{,}81\ \frac{m}{s^2} \cdot 1047{,}28\ \frac{kg}{m^3}} + 1{,}09\ m = -24{,}82\ m$$

Que la altura que debe aportar la bomba sea un valor negativo indica que no es necesario hacer uso de este equipo, pues la diferencia de cota es suficiente para que el flujo de rechazo abandone el emisario a una presión de aproximadamente 7,5 bar.

6. CONSUMO ESPECÍFICO DE LA PLANTA.

Una vez dimensionados todos los equipos de la planta desaladora, se calcula el consumo de cada uno de ellos para poder obtener de esta manera el consumo total de la planta, así como el dato del consumo específico de la misma.

En el apartado 2.5. ya se había calculado con anterioridad el consumo de energía en el núcleo de la planta (bomba de alta presión y bomba booster), por lo que se calculan ahora los consumos de las bombas de captación y de las de distribución elegidas. Para ello se utiliza una vez más, la ecuación 4.

- Bombas de captación:

Como siempre habrá dos bombas de captación trabajando simultáneamente, el consumo se multiplica por dos.

$$P_{cap} = \frac{2 \cdot Q_{cap} \cdot \gamma \cdot H_B}{\eta_B \cdot \eta_M} = \frac{2 \cdot 0{,}04123 \ \frac{m^3}{s} \cdot (9{,}81 \cdot 1027{,}44) \ \frac{N}{m^3} \cdot 54 \ m}{0{,}834 \cdot 0{,}95} = 56646{,}5 \ W$$

- Bombas de distribución:

Como ya se mencionó en el apartado 4.2.2. el rendimiento de una asociación de dos bombas en paralelo cuyos rendimientos son iguales, equivale al rendimiento de cada una de ellas. Por lo tanto:

$$P_{dis} = \frac{2 \cdot Q_{dis} \cdot \gamma \cdot H_B}{\eta_B \cdot \eta_M} = \frac{2 \cdot 0{,}03299 \ \frac{m^3}{s} \cdot (9{,}81 \cdot 998{,}10) \ \frac{N}{m^3} \cdot 510 \ m}{0{,}774 \cdot 0{,}95} = 448085{,}6 \ W$$

Para obtener el consumo específico de cada uno de estos equipos, hay que dividir las potencias obtenidas entre el caudal del flujo de permeado, como ya se hizo en el apartado 2.5. La siguiente tabla muestra los consumos de cada uno de los equipos presentes en la planta desaladora.

Equipo	Consumo [W]	Porcentaje del consumo total [%]	Consumo específico [kWh/m^3]
Bomba de alta presión	281215,6	34,8	2,37
Bomba booster	21647,9	2,7	0,18
Bombas de captación	56646,5	7,0	0,48
Bombas de distribución	448085,6	55,5	3,77
TOTAL	807595,6	100	6,80

Tabla 6.1. Consumo de cada uno de los equipos de la planta desaladora.

7. DIMENSIONAMIENTO DEL AEROGENERADOR.

7.1. Determinación del recurso eólico.

La energía anual producida mediante un aerogenerador depende de la curva de potencia de dicho aerogenerador, pero también de la distribución de la velocidad del viento en el lugar en el que éste se encuentre ubicado, por lo que es necesario conocer esta distribución para poder determinar el potencial energético de nuestro recurso.

En la mayoría de los casos, la distribución de probabilidad de la velocidad del viento de un "año tipo" o "año medio" sigue aproximadamente la función de densidad p(v) de probabilidad de Weibull, que adopta la siguiente forma: (Villarrubia López M., 2012: 66)

$$p(v) = \frac{k}{c} \cdot \left(\frac{v}{c}\right)^{k-1} \cdot e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^{k}} \qquad \text{(ec. 10)}$$

Donde:

- v es la velocidad del viento.
- c se denomina factor de escala.
- k se denomina factor de forma.

Una vez elegido el emplazamiento para situar el aerogenerador, los datos necesarios para obtener la distribución de probabilidad de la velocidad del viento en esa zona han sido obtenidos a través de la página web GRAFCAN, que muestra para un punto elegido los factores de escala y de carga a una altura de 80 metros. En la siguiente figura se puede observar el lugar escogido para instalar el aerogenerador.

Figura 7.1. Situación del aerogenerador.

Este punto, ha sido elegido, en lugar de situar el aerogenerador más próximo a la planta desaladora, para de esta manera evitar flujos de vientos irregulares debido a lo accidentado del terreno en posiciones más cercanas. En este punto, según los datos obtenidos mediante GRAFCAN, la velocidad media del viento es de 8,45 m/s, siendo la orientación más frecuente del mismo la NNE. Asimismo, los valores del factor de escala y del factor de forma que permiten obtener la distribución de probabilidad de la velocidad del viento aplicando la función de densidad de probabilidad de Weibull, equivalen a 9,25 y 2,545 respectivamente.

Con estos datos es posible, dando a la ecuación 10 distintos valores de velocidad (se ha decidido dar valores entre 0 y 30 m/s en intervalos de 0,5 m/s), obtener una gráfica de la distribución de la velocidad del viento durante un año tipo. Se sitúa en el eje de abscisas de esta gráfica la velocidad del viento, y en el eje de ordenadas la probabilidad de que el viento sople a dicha velocidad.

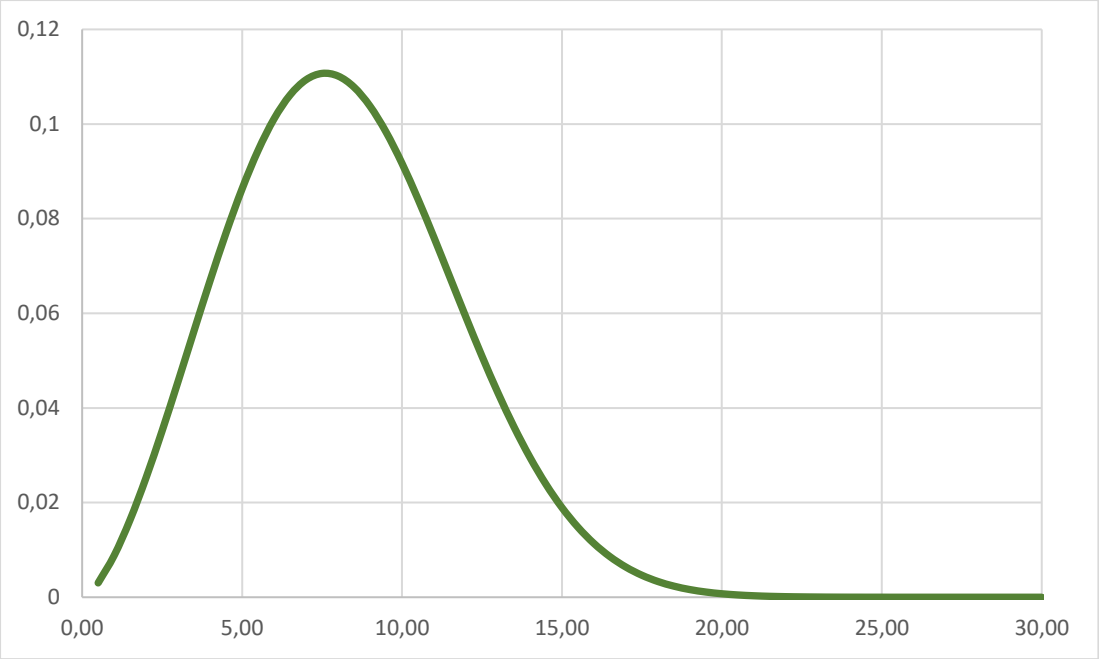


Figura 7.2. Distribución de la probabilidad de la velocidad del viento a lo largo de un año tipo.

7.2. Selección del aerogenerador.

Una vez establecida la distribución de probabilidad de la velocidad del viento, hay que conocer ahora curva de potencia del aerogenerador elegido para poder de esta manera, calcular la cantidad de energía producida por dicho aerogenerador a lo largo de un año tipo, lo cual será una estimación de la energía que se podrá obtener a través del mismo a lo largo de un año.

Esta curva de potencia, P(v), proporcionada por el fabricante del aerogenerador, es propia de cada equipo, y muestra en el eje de ordenadas la potencia obtenida a través del mismo en función de la velocidad del viento, que aparece en el eje de abscisas.

Se calcula, por lo tanto, la energía E generada por un aerogenerador a lo largo de un tiempo T, a través de la siguiente expresión:

$$E = T \int_{V_A}^{V_D} p(v)\, P(v)\, dv \qquad \text{(ec. 11)}$$

En esta expresión:

- E es la energía producida por el aerogenerador a lo largo de un tiempo T.
- $p(v)$ es la distribución de probabilidad de la velocidad.
- $P(v)$ es la curva de potencia del aerogenerador.
- V_A es la velocidad de arranque del aerogenerador, que es la velocidad del viento para la que el generador comienza a suministrar potencia útil.
- V_D es la velocidad de desconexión, que es la velocidad del viento para la que debido a la acción de los sistemas de regulación y control el rotor se detiene, para de esta manera evitar que el sistema pueda sufrir daños debido a la elevada velocidad del viento.

Para realizar la resolución de esta ecuación existen varias opciones. Una de ellas es hacerlo mediante una calculadora disponible a través de la página web del Instituto Tecnológico de Canarias.

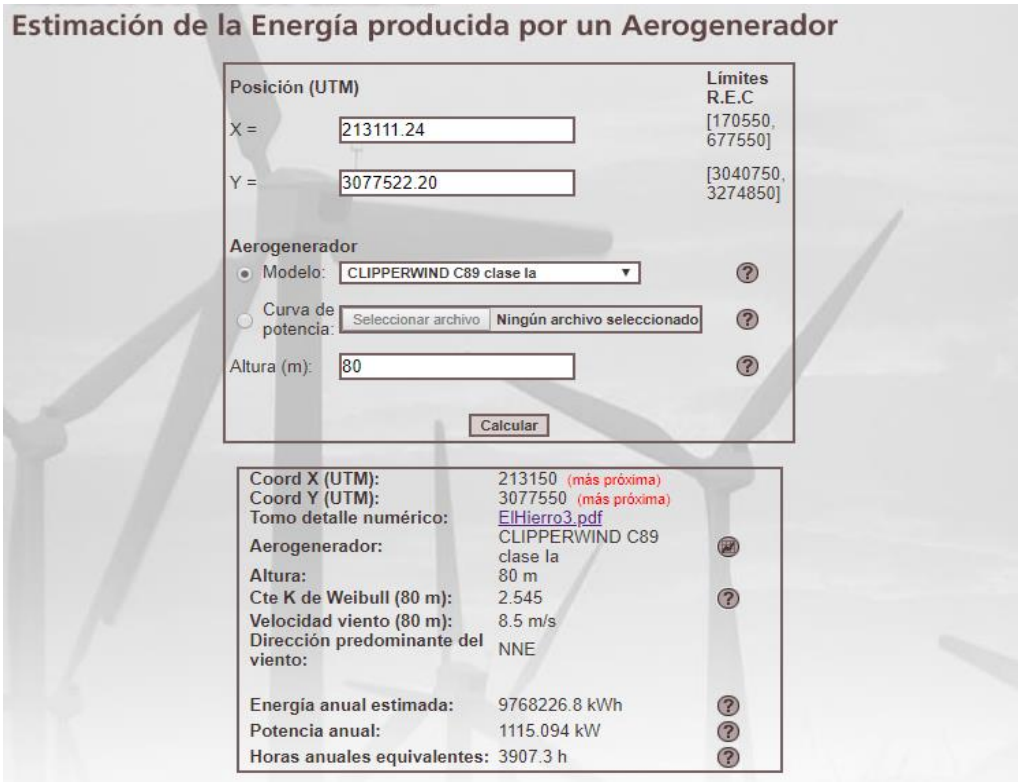


Figura 7.3. Interfaz de la calculadora del ITC para calcular la energía producida mediante un aerogenerador.

Como se puede apreciar, esta calculadora solicita algunos datos como las coordenadas donde de quiere situar el aerogenerador y la altura del buje del mismo, a partir de los cuales puede establecer la distribución de probabilidad de la velocidad del viento, y por otro lado solicita también el modelo de aerogenerador, para de esta manera poder establecer cuál será la curva de potencia.

Esta opción de resolución de la ecuación número 11, sin embargo, fue desechada, debido a que muchos de los aerogeneradores propuestos por la calculadora se encuentran descatalogados, y es posible realizar el cálculo para más modelos de aerogeneradores distintos a través de otros métodos.

Por este motivo se decidió realizar una resolución mediante un procedimiento numérico (Villarrubia López M., 2012: 235). Para ello hay que realizar las siguientes operaciones:

- En primer lugar, se establecen distintos intervalos de velocidad ΔV_i (por ejemplo, cada 0,5 m/s como ha sido el caso elegido). Se calcula entonces el valor medio de cada intervalo V_i.
- A continuación, se calcula mediante la ecuación 10 la probabilidad p_i de que el viento sople a la velocidad V_i.
- Seguidamente, haciendo uso de la curva de potencia del aerogenerador elegido, se consulta la potencia de aerogenerador P_i cuando el viento sopla a la velocidad V_i.
- Por último, se calcula la energía generada a lo largo de un período de tiempo T (de por ejemplo un año, $T = 8760\ horas$,como ha sido el caso) mediante la siguiente expresión:

$$E = T \cdot \sum_{i=V_A}^{i=V_D} p_i \cdot P_i \cdot \Delta V_i$$

				SENVION			
Intervalo ΔV				MM 82		MM 100	
Vo [m/s]	Vf [m/s]	Vi [m/s]	pi	Pi [kW]	pi·Pi·ΔV	Pi [kW]	pi·Pi·ΔV
0,25	0,75	0,50	0,003030449	0,00	0,00	0,00	0,00
0,75	1,25	1,00	0,008817534	0,00	0,00	0,00	0,00
1,25	1,75	1,50	0,016393837	0,00	0,00	0,00	0,00
1,75	2,25	2,00	0,025300926	0,00	0,00	0,00	0,00
2,25	2,75	2,50	0,035166171	0,00	0,00	0,00	0,00
2,75	3,25	3,00	0,045633023	0,00	0,00	0,00	0,00
3,25	3,75	3,50	0,056341916	0,00	0,00	45,30	1,28
3,75	4,25	4,00	0,066928665	75,50	2,53	105,70	3,54
4,25	4,75	4,50	0,077031298	105,70	4,07	151,00	5,82
4,75	5,25	5,00	0,086301578	166,10	7,17	250,00	10,79
5,25	5,75	5,50	0,094418952	211,40	9,98	332,20	15,68
5,75	6,25	6,00	0,101105189	302,00	15,27	437,90	22,14
6,25	6,75	6,50	0,106138133	392,60	20,83	573,80	30,45
6,75	7,25	7,00	0,109363183	513,40	28,07	724,80	39,63
7,25	7,75	7,50	0,110701316	604,00	33,43	890,90	49,31
7,75	8,25	8,00	0,110152773	785,20	43,25	1087,20	59,88
20,25	20,75	20,50	0,000481082	2050,00	0,49	2000,00	0,48
20,75	21,25	21,00	0,000309186	2050,00	0,32	2000,00	0,31
21,25	21,75	21,50	0,000195003	2050,00	0,20	2000,00	0,20
21,75	22,25	22,00	0,00012067	2050,00	0,12	2000,00	0,12
22,25	22,75	22,50	7,32499E-05	2050,00	0,08	0,00	0,00
22,75	23,25	23,00	4,36099E-05	2050,00	0,04	0,00	0,00
23,25	23,75	23,50	2,54595E-05	2050,00	0,03	0,00	0,00
23,75	24,25	24,00	1,45719E-05	2050,00	0,01	0,00	0,00
24,25	24,75	24,50	8,17531E-06	2050,00	0,01	0,00	0,00
24,75	25,25	25,00	4,49497E-06	2050,00	0,00	0,00	0,00
25,25	25,75	25,50	2,42161E-06	0,00	0,00	0,00	0,00
25,75	26,25	26,00	1,27806E-06	0,00	0,00	0,00	0,00
26,25	26,75	26,50	6,60675E-07	0,00	0,00	0,00	0,00
26,75	27,25	27,00	3,3445E-07	0,00	0,00	0,00	0,00
27,25	27,75	27,50	1,65767E-07	0,00	0,00	0,00	0,00
27,75	28,25	28,00	8,04281E-08	0,00	0,00	0,00	0,00
28,25	28,75	28,50	3,81926E-08	0,00	0,00	0,00	0,00
28,75	29,25	29,00	1,77472E-08	0,00	0,00	0,00	0,00
29,25	29,75	29,50	8,06831E-09	0,00	0,00	0,00	0,00
29,75	30,25	30,00	3,58801E-09	0,00	0,00	0,00	0,00
				E [kWh]	7952019,9	E [kWh]	9586417,0

Figura 7.4. Ejemplo del procedimiento numérico para el cálculo de la energía generada por dos aerogeneradores.

El objetivo consiste, por lo tanto, en encontrar un aerogenerador que permita obtener a lo largo de un año más energía de la que necesite la planta desaladora para su funcionamiento. Para calcular este dato se puede recurrir a la tabla 6.1, que muestra la potencia total, así como al apartado 1 de este documento, donde se indicó que la planta no operaría durante los meses de enero, lo que equivale a un funcionamiento de 334 días a lo largo de un año.

$$E = 807595{,}6\ W \cdot 334\ día \cdot \frac{24\ h}{1\ día} = 6473686{,}33\ kWh$$

Se ha decidido realizar el cálculo para diversos modelos de aerogeneradores de distintos fabricantes, para de esta manera, poder comparar los distintos resultados y elegir el aerogenerador que mejor se adaptara a las condiciones de funcionamiento de esta planta desaladora en concreto. Los fabricantes elegidos han sido Senvion, Enercon, Suzlon y Goldwind Americas.

En un principio se realizaron los distintos cálculos para dos modelos distintos de cada fabricante, todos ellos con potencias nominales comprendidas entre los 1500 kW y los 2350 kW. Todos y cada uno de estos modelos analizados inicialmente resultaron satisfacer las necesidades energéticas de nuestra planta desaladora, por lo que, además, se probó con un modelo de aerogenerador más pequeño, con una potencia nominal de 800 kW. Este último, sin embargo, no cubría las necesidades de la planta. A continuación, se muestran los resultados obtenidos para cada modelo de aerogenerador analizado.

	Modelo	Potencia nominal [kW]	Energía [kWh/año]
Senvion	MM 82	2050	7952019,9
	MM 100	2000	9586417,0
Enercon	E - 92	2350	9812345,5
	E - 82	2100	8394741,6
Suzlon	S111 - 90m	2100	10891571,9
	S120 - 120m	2300	11757494,7
Goldwind Americas	GW 82	1500	8863920,9
	GW 87	1500	8422637,9

Tabla 7.1. Resultados obtenidos para cada uno de los modelos de aerogenerador analizados.

Entre los distintos modelos analizados, finalmente se ha optado para esta instalación por el MM 82 del fabricante Senvion. Todos estos modelos de aerogeneradores generan más energía de la necesaria al cabo de un año, sin embargo, el modelo elegido es el que más se ajusta a las necesidades de esta planta en concreto y por lo tanto proporcionaría un excedente de energía menor.

A partir del factor de carga de un aerogenerador (relación entre la energía eléctrica producida durante un período de tiempo T y la que hubiera producido si, durante ese tiempo hubiera funcionado continuamente a potencia nominal), se puede realizar una valoración del comportamiento del mismo (Villarrubia López M., 2012: 244).

En el libro *Ingeniería de la energía eólica* del autor Miguel Villarrubia López, se establece la siguiente clasificación:

Factor de carga (FC)	Valoración
> 0,5	Extraordinario
0,4 – 0,5	Excelente
0,3 – 0,4	Muy bueno
0,25 – 0,3	Bueno
0,20 – 0,25	Aceptable
< 0,2	Insuficiente

Tabla 7.2. Comportamiento de un aerogenerador en función del factor de carga.

Atendiendo a esta clasificación, se puede considerar que el aerogenerador elegido tiene un comportamiento excelente, puesto que presenta un factor de carga igual a 0,44.

$$FC = \frac{7952019{,}9\ kWh}{2050\ kW \cdot 365\ día \cdot \frac{24\ h}{1\ día}} = 0{,}44$$

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

HOJAS DE DATOS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

Autor: Héctor Arteaga Martín

Tutor: Vicente José Romero Ternero

ÍNDICE

1. Hoja de datos de la bomba de captación

2. Hoja de datos de las membranas de ósmosis inversa

3. Resultados de la simulación del software Q+ Projection de dimensionamiento de las membranas

4. Hoja de datos de la bomba de alta presión

5. Hoja de datos de la bomba booster

6. Hoja de datos de las bombas de distribución

7. Hoja de datos del aerogenerador

Hoja de datos hidraúlicos

Cliente	:	Bomba / Etapas	: 12EMM	/ 4
Referencia del Cliente	:	No. de Curva de referencia	: EC-2633	
No. Item	: -	Referencia de Flowserve	: 1575717108	
Servicio	:	Fecha	: 12 de julio de 2018	

Condiciones de servicio

Caudal	: 148,4 m³/h
Caudal (agua) (CQ=1,00)	: -
Caudal normal	: -
Altura	: 53,09 m
Altura (agua) (CH=1,00)	: -
NPSH disponible (NPSHa) @ Nivel bajo de agua	: 10,4 m
Margen entre NPSHa y NPSH @ Oído Impulsor	: -
Máxima presión de aspiración	: No aplicable
Presión de aspiración nominal	: No aplicable

Liquido

Tipo de liquido	: Otros
Descripción del liquido	:
Temperatura / SG	: 16 °C / 1,000
Viscosidad / Presión de vapor	: 1,00 cP / 0,00 kPa.a

Materiales / Especificación

Código de materiales	: B30

Otros requisitos

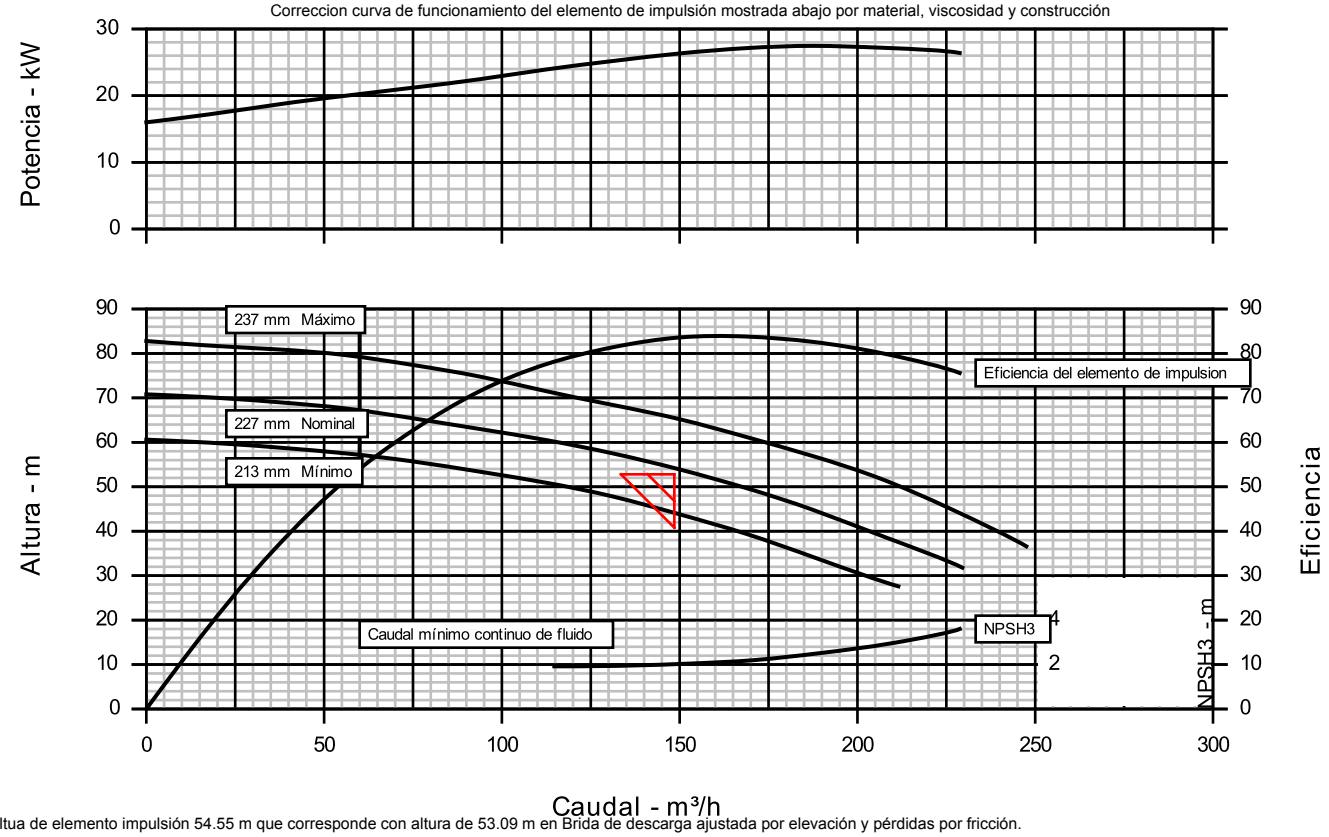
Selección Hidraulica : Sin especificaciones
Construccion : Sin especificaciones
Test de tolerancia : ANSI/HI 14.6 Grade 1B
Seleccion motor : MxPotencia(FlujoMin al Fin) utilizando SF
Tipo sello mecanico : Packing

Datos de funcionamiento

Velocidad de la bomba	: 1.475 rpm	Diametro de impulsor	: Nominal / Máximo / Mínimo
NPSH requerido (NPSH3) @ Oído Impulsor	: 2,0 m		: 227 mm / 237 mm / 213 mm
Sumergencia mínima	: 610 mm	Relacion entre diámetro nominal y máximo de...	: 95,8 %
Potencia hidraulica	: 21,9 kW	Altura máxima @ diámetro de diseño	: 70,59 m
Eficiencia (Total bomba/cuerpo) (CE=1,00)	: 83,4 % / 83,7 %	Incremento de altura H(Q=0)/ H(pto. Funcion...	: 29,4 %
Potencia: (Diseño/Máximo)	: 26,3 kW / 27,6 kW	Rel. alturas (nom./dia.max) / (dia.max/nom.)	: 83,3 % / 120,0 %
Potencia motor	: 40,0 hp / 29,8 kW	Caudal del Punto Effic max	: 162,4 m³/h
Presion de descarga del elemento de impulsión	: 691,2 kPa.g	Caudal nominal en % con respecto al punto E...	: 91,4 %
(basado en shut off @ diámetro recortado y SG de diseño)		Caudal minimo continuo	: 60,0 m³/h
Máxima admisible	: 2.971,6 kPa.g	Empuje nominal (en caudal nominal)	: 4.866,0 N
Prueba hidrostática de cuerpos y columna	: 864,0 kPa.g	Empuje máximo (en el shut off)	: 6.136,7 N
Presion maxima permitida de trabajo del cabez...	: 1.206,6 kPa.g	Empuje mínimo en el run out y/o aspiración d...	: 3.087,7 N
Velocidad específica succión	: 10.688 (Metric units)	(Un valor negativo de empuje indica un empuje ascendente)	

LA BOMBA SE GARANTIZA PARA UNA CONDICION DE SERVICIO (CAUDAL ALTURA, Y RENDIMIENTO)

Correccion curva de funcionamiento del elemento de impulsión mostrada abajo por material, viscosidad y construcción



Altua de elemento impulsión 54.55 m que corresponde con altura de 53.09 m en Brida de descarga ajustada por elevación y pérdidas por fricción.

Copyright © 2016 Flowserve. Todos los derechos reservados

LG Water Solutions

Data Sheet

Seawater Reverse Osmosis (RO) Membranes

LG SW 400 R

Overview

LG Chem's NanoH_2O™ seawater RO membranes, incorporated with innovative Thin Film Nanocomposite (TFN) technology, reduce the cost of desalination while delivering superior water quality. They provides industry leading salt rejection of 99.85% and produce 20% more flow than membranes manufactured with conventional technologies. Our seawater RO membranes recognized its competency by winning large size global projects.

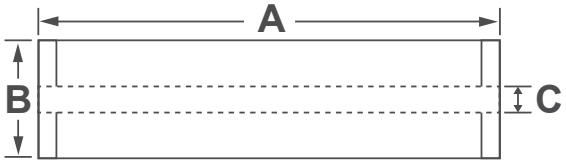
LG SW R membranes offer a combination of high rejection and low energy requirements to allow lower total costs for seawater systems operating with medium to high-salinity seawater.

Product Specifications

* 8-inch spiral wound membrane

Active Membrane Area ft² (m^2)	Permeate Flow Rate GPD (m^3/d)	Minimum Salt Rejection (%)	Stabilized Salt Rejection (%)	Boron Rejection (%)	Feed Spacer (mil)
400 (37)	9,000 (34.1)	99.7	99.85	93	28 or 34

Test Conditions : 32,000ppm NaCl @ 25°C(77°F), 800psi (55bar), pH 8, Recovery 8%. Permeate flows for individual elements may vary +/- 15%.



A mm (in.)	B mm (in.)	C mm (in.)	Weight kg (lbs.)
1,016 (40)	200 (7.9)	28.6 (1.125)	16 (35)

Operating Specifications

For more information and operating guidelines, visit www.LGwatersolutions.com

Max. Applied pressure	1,200 psi (82.7 bar)
Max. Chlorine concentration	< 0.1 ppm
Max. Operating temperature	45°C (113°F)
pH Range, Continuous (Cleaning)	2-11 (2-13)
Max. Feedwater turbidity	1.0 NTU
Max. Feedwater SDI (15 mins)	5.0
Max. Feed flow	75gpm (17m^3/h)
Min. Ratio of concentrate to permeate flow for any element	5 : 1
Max. Pressure drop (ΔP) for each element	15 psi (1.0 bar)

The information and data contained herein are deemed to be accurate and reliable and are offered in good faith, but without guarantee of performance. LG Chem assumes no liability for results obtained or damages incurred through the application of the information contained herein. Customer is responsible for determining whether the products and information presented herein are appropriate for the customer's use and for ensuring that customer's workplace and disposal practices are in compliance with applicable laws and other governmental enactments. Specifications subject to change without notice. NanoH_2O is the Trademark of The LG water solutions or an affiliated company of LG chem. All rights reserved. © 2017 LG Chem, Ltd.

Contact LG Chem Water Solutions
• America +1 424 218 4042 • Europe, Africa except Egypt +34 678 444 020 • Middle East, Egypt +971 50 624 3184
• Korea +82 2 3773 6572 • China +86 135 8181 3295 • India +91 9810013345 • South East Asia +65 9749 7471

Rev. I (02.17)

NanoH_2O™

LG Chem Software de Diseño Q+ V 2.4 Sept 4 2018 21:27:5

Nombre del proyecto:	Ósmosis El Hierro	**Tipo de agua:**	Análisis desaladora de SC	**Edad de la membrana:**	3
Nombre de empresa:	ULL	**Pérdida de flujo por año:**	5,00 %	**Factor de seguridad:**	1
Nombre de usuario:	Héctor Arteaga Martín	**Aprobado por:**	ULL	**Aumento del paso de sal:**	5,00 %

Paso 1

Sistema - Pass 1

Caudal de permeado:	2.850,00 m³/d	**Flujo promedio:**	21,77 lmh	**Temperatura:**	21,00 °C
Caudal de alimentación de la OI:	7.125,00 m³/d	**Fuente de agua:**	Agua de mar-Pozo (SDI < 3)	**NDP promedio:**	23,09 bar
Caudal de concentrado:	4.275,00 m³/d	**TDS de alimentación:**	38.826,09 ppm	**Consumo específico:**	4,53 kWh/m³
Recuperación:	40,00 %	**Presión osmótica de alimentación:**	27,37 bar	**Presión de alimentación:**	63,60 bar
Número de membranas:	147	**Presión osmótica del concentrado:**	45,55 bar	**TDS de permeado:**	101,60 ppm
Tipo RDE:	Ninguno	**Eficiencia de la bomba:**	100,00 %	**Fouling Factor:**	0.86

	N.º de cajas de presión	N.º de membranas	Caudal de alimentación de la OI	Caudal de permeado	Caudal de concentrado	Presion de alimentacion OI	Concentrado Presión	Pérdida de carga por tubo	Presión de refuerzo	Contrapresión de permeado	Flujo promedio	TDS de permeado
			m³/d	m³/d	m³/d	bar	bar	bar	bar	bar	lmh	ppm
Etapa 1	21	7	7.125,00	2.848,30	4.276,70	63,60	60,73	2,87	0.00	0,00	21,75	101,60

Análisis de agua - Pass 1

			Concentrado	Permeado
Especies	Agua bruta	Alimentación Ajustada	Etapa 1	Etapa 1
Ammonium	0,00	0,00	0,00	0,00
Sodium	11.850,83	11.850,83	19.718,52	36,47
Potassium	450,27	450,27	749,04	1,63
Magnesium	1.467,63	1.467,63	2.444,31	1,00
Calcium	430,30	430,30	716,67	0,29
Strontium	9,98	9,98	16,63	0,01
Barium	0,02	0,02	0,03	0,00
Fluoride	0,86	0,86	1,44	0,00
Chloride	21.314,48	21.314,48	35.468,65	60,18
Sulfate	3.153,10	3.153,10	5.252,30	0,89
Nitrate	0,70	0,70	1,16	0,02
Carbonate	3,29	3,29	5,48	0,00
Bicarbonate	136,27	136,27	226,68	0,52
Boron	5,23	5,23	8,31	0,60
Bromide	0,50	0,50	0,83	0,00
Silica	1,10	1,10	1,83	0,00
TDS	38.826,09	38.826,09	64.611,88	101,60
pH	8,00	8,00	7,99	6,91

Exención de responsabilidad: El programa de LG NanoH2O está dirigido a personas con conocimientos técnicos adecuados, bajo su propia discreción y responsabilidad. Las proyecciones y cálculos de consumo específico de energía obtenidos con el programa de LG NanoH2O son los resultados esperados del sistema basados en el rendimiento promedio de la membrana y no se garantizan automáticamente. Al utilizar el programa de LG NanoH2O, el usuario se responsabiliza de tomar las medidas oportunas contra el ensuciamiento, incrustación o ataques químicos, así como a considerar las pérdidas de carga debidas a válvulas-tuberías, la presión de aspiración de la bomba de alimentación y la contrapresión en el permeado.
LG NanoH2O no será responsable de ningún fallo o error de cálculo en los resultados obtenidos mediante el uso del programa de LG NanoH2O. Además, LG NanoH2O no asume ninguna obligación o responsabilidad por resultados obtenidos o por los daños derivados de la información generada por el programa de LG NanoH2O.
Debido a que las condiciones de uso y las leyes aplicables pueden diferir de un lugar a otro y pueden cambiar con el tiempo, los usuarios son responsables de determinar si los productos son adecuados para su uso.

Si tiene preguntas, póngase en contacto con nosotros en:info@lg-nanoh2o.com

LG Chem Software de Diseño Q+ V 2.4 Sept 4 2018 21:27:5

Nombre del proyecto: Ósmosis El Hierro **Tipo de agua:** Análisis desaladora de SC **Edad de la membrana:** 3
Nombre de empresa: ULL **Pérdida de flujo por año:** 5,00 % **Factor de seguridad:** 1
Nombre de usuario: Héctor Arteaga Martín **Aprobado por:** ULL **Aumento del paso de sal:** 5,00 %

Datos por caja de presión - Pass 1

Etapa	Posición	Tipo de membrana	Alimentacion OI	Caudal de permeado	Flujo	Recuperación por membrana	Pérdida de carga	Presión impulsora neta	Polarización	Salinidad de alimentación	Salinidad de permeado
			m³/d	m³/d	lmh	%	bar			ppm	ppm
1	1	LG SW 400 R	339,29	30,47	34,21	8,98	0,57	31,33	1,12	38.826,09	51,62
1	2	LG SW 400 R	308,82	26,13	29,34	8,46	0,50	28,02	1,11	42.651,85	65,42
1	3	LG SW 400 R	282,68	22,13	24,84	7,83	0,44	24,81	1,10	46.588,63	83,35
1	4	LG SW 400 R	260,56	18,52	20,80	7,11	0,39	21,77	1,09	50.537,91	106,52
1	5	LG SW 400 R	242,03	15,36	17,25	6,35	0,35	18,95	1,08	54.397,68	136,29
1	6	LG SW 400 R	226,67	12,65	14,20	5,58	0,32	16,38	1,07	58.075,36	174,21
1	7	LG SW 400 R	214,02	10,37	11,64	4,84	0,29	14,07	1,06	61.497,96	222,11

Solubilidad - Pass 1

	Cálculos de solubilidad	
	Alimentación	Concentrado
LSI	0,86	1,53
CaSO4	24,42 %	47,05 %
SrSO4	19,15 %	43,37 %
BaSO4	69,97 %	103,14 %
CaF2	8,86 %	42,39 %
SiO2	0,80 %	1,34 %
Stiff Davis Index	-0,71	-0,06

Advertencias - Pass 1

Aviso sobre el diseño

Ninguno

Aviso sobre la solubilidad

LSI mayor que 0.

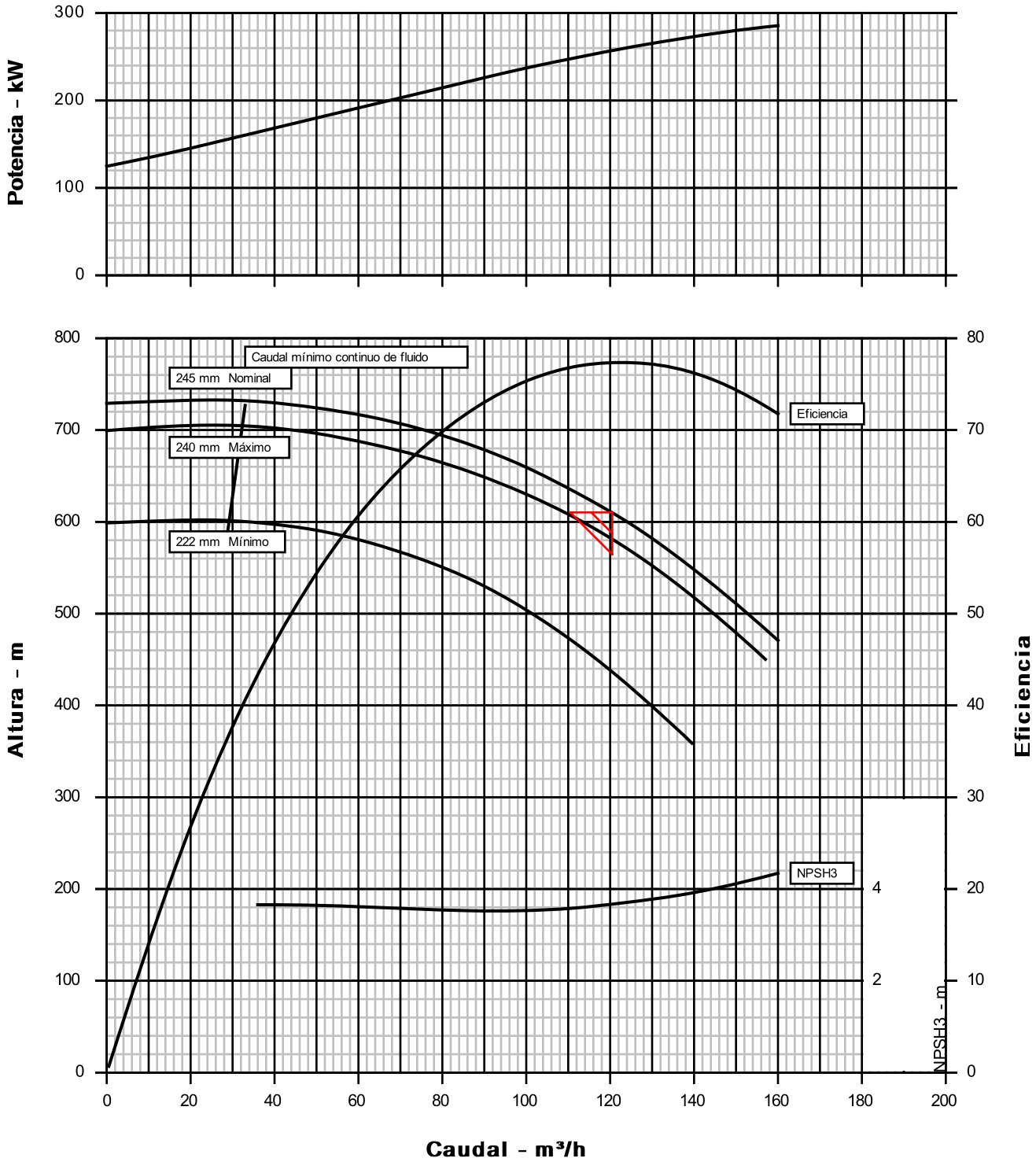
BaSO4 > 100%.

Exención de responsabilidad: El programa de LG NanoH2O está dirigido a personas con conocimientos técnicos adecuados, bajo su propia discreción y responsabilidad. Las proyecciones y cálculos de consumo específico de energía obtenidos con el programa de LG NanoH2O son los resultados esperados del sistema basados en el rendimiento promedio de la membrana y no se garantizan automáticamente. Al utilizar el programa de LG NanoH2O, el usuario se responsabiliza de tomar las medidas oportunas contra el ensuciamiento, incrustación o ataques químicos, así como a considerar las pérdidas de carga debidas a válvulas-tuberías, la presión de aspiración de la bomba de alimentación y la contrapresión en el permeado.
LG NanoH2O no será responsable de ningún fallo o error de cálculo en los resultados obtenidos mediante el uso del programa de LG NanoH2O. Además, LG NanoH2O no asume ninguna obligación o responsabilidad por resultados obtenidos o por los daños derivados de la información generada por el programa de LG NanoH2O.
Debido a que las condiciones de uso y las leyes aplicables pueden diferir de un lugar a otro y pueden cambiar con el tiempo, los usuarios son responsables de determinar si los productos son adecuados para su uso.

Si tiene preguntas, póngase en contacto con nosotros en:info@lg-nanoh2o.com

		Tamaño y tipo de bomba / Etapas	: 4WDX D / 8
		No. de Curva de referencia	: 5991783B
		Diametro de impulsor	: 245 mm
Cliente	:	Caudal	: 120,4 m³/h
No. Item	:	Altura	: 611,16 m
Servicio	:	Densidad / SG	: - / 1,000
Referencia de Flowserve	: 1556769879	Velocidad de la bomba	: 2.975 rpm
Fecha	: 25 de junio de 2018	Prueba de tolerancia	: ANSI/HI 14.6 Grade 1B

LA BOMBA SE GARANTIZA PARA UNA CONDICION DE SERVICIO (CAUDAL ALTURA, Y RENDIMIENTO)



Copyright © 2016 Flowserve. Todos los derechos reservados

Pump Performance Datasheet

Customer	:	Sulzer Reference ID	:
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	: SNS2-80 (150-80-200)
Item number	: Default	Stages	: 1
Service	:	Based on curve number	: SNS150-080-200_3600_vs2 Rev 1
Quantity	: 1	Date of Last Update	: 26 Jun 2018 10:38

Operating Conditions

Flow, rated	: 176.5 m3/h
Differential head / pressure, rated (requested)	: 34.73 m
Suction pressure, rated / max	: 0.00 / 0.00 bar.g
NPSH available, rated	: Ample
Frequency	: 50 Hz

Performance

Speed, rated	: 2965 rpm
Impeller diameter, rated	: 178 mm
Impeller diameter, maximum	: 210 mm
Impeller diameter, minimum	: 165 mm
Efficiency	: 84.12 %
NPSH (3% head drop) / margin required	: 3.30 / 0.00 m
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	: 1,939 / 13,960 US Units
MCSF	: 52.56 m3/h
Head, maximum, rated diameter	: 43.51 m
Head rise to shutoff	: 24.47 %
Flow, best eff. point	: 168.6 m3/h
Flow ratio, rated / BEP	: 104.69 %
Diameter ratio (rated / max)	: 84.52 %
Head ratio (rated dia / max dia)	: 60.68 %
Cq/Ch/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1.00 / 1.00 / 1.00 / 1.00
Selection status	: Acceptable

Liquid

Liquid type	: Water
Additional liquid description	:
Solids diameter, max	: 0.00 mm
Solids concentration, by volume	: 0.00 %
Temperature, rated / max	: 20.00 / 20.00 deg C
Fluid density, rated / max	: 0.998 / 0.998 kg/dm3
Viscosity, rated	: 1.00 cSt
Vapor pressure, rated	: 0.02 bar.a

Material

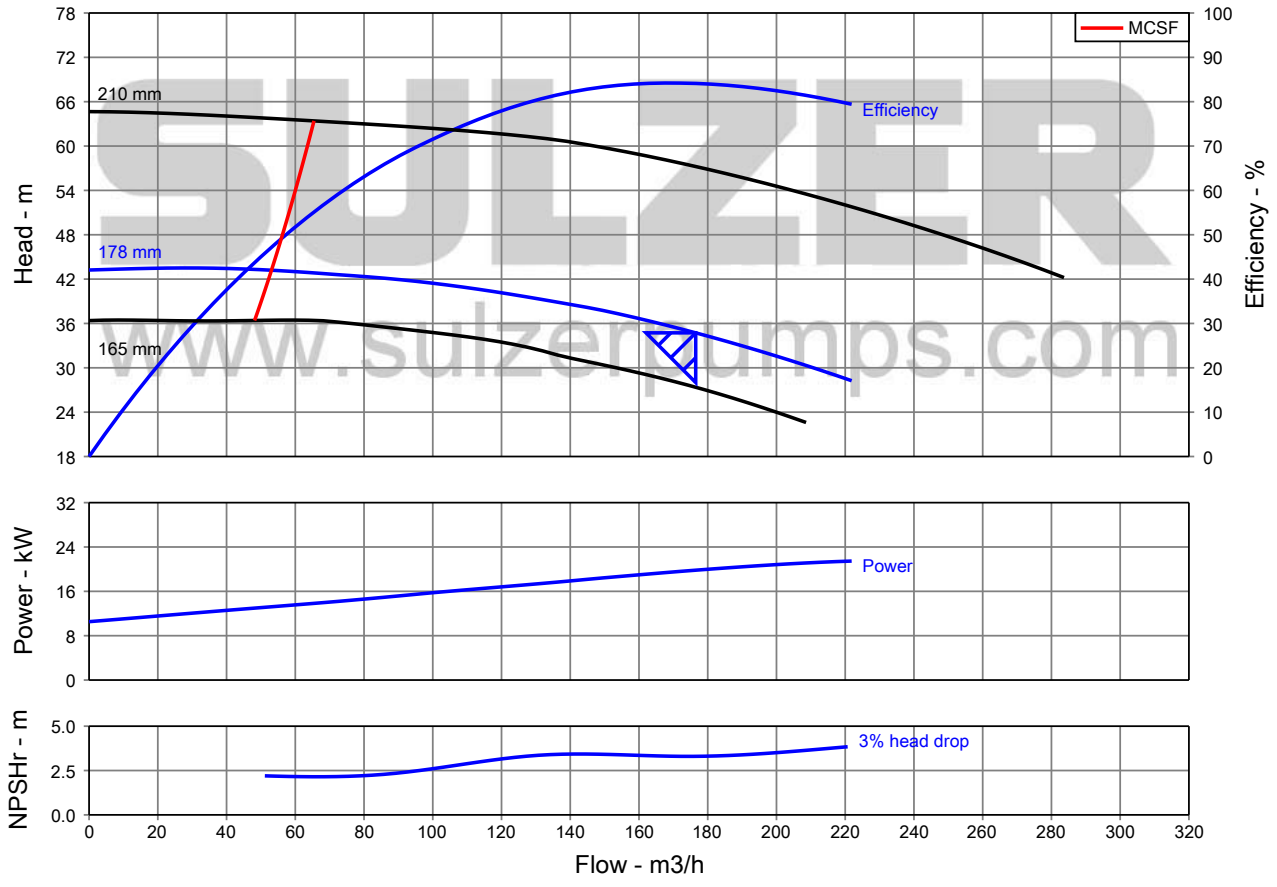
Material selected	: 316 Stainless Steel - ASTM A743 CF-8M (42 / J0268)

Pressure Data

Maximum casing/bowl working pressure	: 4.26 bar.g
Maximum allowable working pressure	: 10.00 bar.g
Maximum allowable suction pressure	: N/A
Hydrostatic test pressure	: 15.00 bar.g

Driver & Power Data (@Max density)

Driver sizing specification	: Rated power
Margin over specification	: 0.00 %
Service factor	: 1.00
Power, hydraulic	: 16.67 kW
Power, rated	: 19.81 kW
Power, maximum, rated diameter	: 21.46 kW
Minimum recommended motor rating	: 22.00 kW / 29.50 hp



SULZER
www.sulzerpumps.com

LOWARA
a xylem brand

Información técnica

Artículo número | Rev.

MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4

Nombre de usuario

	Destinatario	Remitente
Nombre de la empresa		
Persona encargada		
Número de teléfono		
Número de FAX		
Dirección del correo electrónico		

Características de funcionamiento

1	Tipo inst.	Una bomba sola		Fluido			Agua
2	N° de bombas		1	Temperatura de funcionamiento t A°C			4
3	Flujo nominal	m³/h	118,8	Valor pH a t A			7
4	Cabezal nominal	m	503,2	Densidad a t A	kg/m³		1000
5	Altura estática	m	0	Viscosidad cinematica a t A	mm²/s		1,569
6	V	kPa	0	Presión de vapor en t A	kPa		100
7	Temperatura ambiente	°C	20	Contenido de sólidos	%	Diámetro cuerpos sólidos	mm 0
8	NPSH disponible	m	0	Altura	m		0

Datos bomba

9	Diseño	Horizontal Multistage pump, radial DNs/DNd, 1 Slide bearing DNs, 1 Roller bearings DNd				
10	Execution	LO / DNs - left, DNd - above (Unit)		Ø Rodete	Máx. mm	214
11	Velocidad de funcionamiento rpm	2980			Diseñado mm	214
12	Número de fase	12			Min. mm	214
13	Boquilla de aspiración	DNs 100/ PN10/16/ EN1092-2 (D)		Caudal	Nominal m³/h	119,4 (119,4)
14	Boquilla de descarga	DNd 65 / PN100 / EN1092-2 (D)			Max- m³/h	151,5
15	Maxima presion en la carcasa kPa	10000			Min- m³/h	12,1
16	Max. Presion de trabajo kPa	7416,5		Altura de impulsión	Nominal m	509,1
17	Tipo de rodete	Radialrad			en Qmax m	339,6
18	Altura H(Q=0) m	760			en Qmin m	756,2
19	Potencia del eje motor máxima kW	215,7		Potencia en el eje	kW	213,6 (213,6)
20	Pump weight kg	426		Rendimiento	%	77,42
21	Total weight kg	2.042,6		NPSH 3%	m	5,1

Materiales

	Bomba		Cierre mecánico	
22				
23	Suction Impeller	Cast Iron , EN-GJL-200 , ASTM-CLASS 30	Single mechanical seal, with shaft sleeve (balanced)	
24	Impulsor	Cast Iron , EN-GJL-200 , ASTM-CLASS 30	H75N/43	BQ1EGG-WA
25	Difusor	Cast Iron , EN-GJL-150 , ASTM-CLASS 25	Mechanical seal diameter	43 mm
26	Stage casing	Ductile Iron , EN-GJS-400-15 , ASTM-65-45-12	1. Rotating ring	Carbon graphite resin impregnated
27	Cuerpo aspiración	Ductile Iron , EN-GJS-400-15 , ASTM-65-45-12	2. Stationary ring	SiC, silicon carbide, sintered pressureless
28	Discharge casing	Cast Steel, 1.0619, ASTM - WCB	3. Secondary seal	Ethylene propylene rubber (EPDM)
29	Seal Cover	Ductile Iron , EN-GJS-400-15 , ASTM-65-45-12	4. Springs	CrNiMo - Steel
30	Bearing Bracket / Motor Adapter	Cast Iron , EN-GJL-250 , ASTM-CLASS 35	5. Others	EPDM - WRAS
31	Pump Foot	Carbon steel, 1.0038 , ASTM - Grade C, D	Gaskets of the pump	Ethylene propylene rubber (EPDM)
32	anillo de desgaste	without (standard)	Code	BQ1EGG-WA
33	Drum	Stainless Steel , 1.4057 , ASTM-431		
34	Drum Bush	Cast Iron , EN-GJL-250 , ASTM-CLASS 35		
35	Eje	Stainless Steel , 1.4057 , ASTM-431		
36	Shaft Sleeve	Stainless Steel , 1.4057 , ASTM-431		
37	Spacer Sleeve	Stainless Steel , 1.4057 , ASTM-431		
38	Shaft Nut	Stainless Steel , 1.4057 , ASTM-431		
39	IMPELLER NUT	A4		
40				
41				

Datos del motor

42	Fabricante	WEG	Tensión eléctrica	400 V	Fabricante	Flender
43	Ejecución	IE3 motors - Cast Iron Frame - Premium Efficiency			Serie	N-EUPEX - Type B
44	Tipo	W22 - 315 L - 250kW			Tipo	B 180/0-35/65
45	Pot. Nominal.	250 kW	Corriente eléctrica	413 A	Tamaño de construcción	180
46	Velocidad nominal	2980 rpm	Grado de protección	IP55	Longitud de desmontaje	4
47	Tamaño de construcción	315L2	Protección antideflagrante	--	Weight kg	11,5
48	Weight kg	1.304,0	Diámetro del eje	65 mm	Protección del acoplamiento	si Weight: 2,7 kg

Placa base

49	Nombre	FRAME EMP65-MN-312	
50	Weight kg	298,4	
51			
52			
53			

Remarks

Proyecto	ID proyecto	Creado por	Creado el	Ultima actualización
			7/13/2018	

LOWARA
a xylem brand

hydraulic

MPRE65B/12A/BF2500/W25VDCC4

Artículo número

Nombre de usuario

Rev.

	Destinatario	Remitente
Nombre de la empresa		
Persona encargada		
Número de teléfono		
Número de FAX		
Dirección del correo electrónico		

Impulsor		Capacidad de la bomba Gama de funcionamiento q			Cabezal de la bomba		Potencia al eje P2			Tipo de rodete	Radialrad
	Ø	Mín.	Máx.	Máx.	H(Q=0)	η Máx.	P2(Q=0)	Máx.	η Máx.	Sentido de la rotación	en el sentido del reloj
	mm	m³/h	m³/h	m³/h	m	m	kW	kW	kW	Frecuencia Hz	50
										Velocidad de funcionamiento rpm	2980
Actual	214	12,1	152	97,2	756	615		216	203		
Min.	214	/	/	97,2	756	615		/	203		
Máx.	214	/	/	97,2	756	615		/	203		

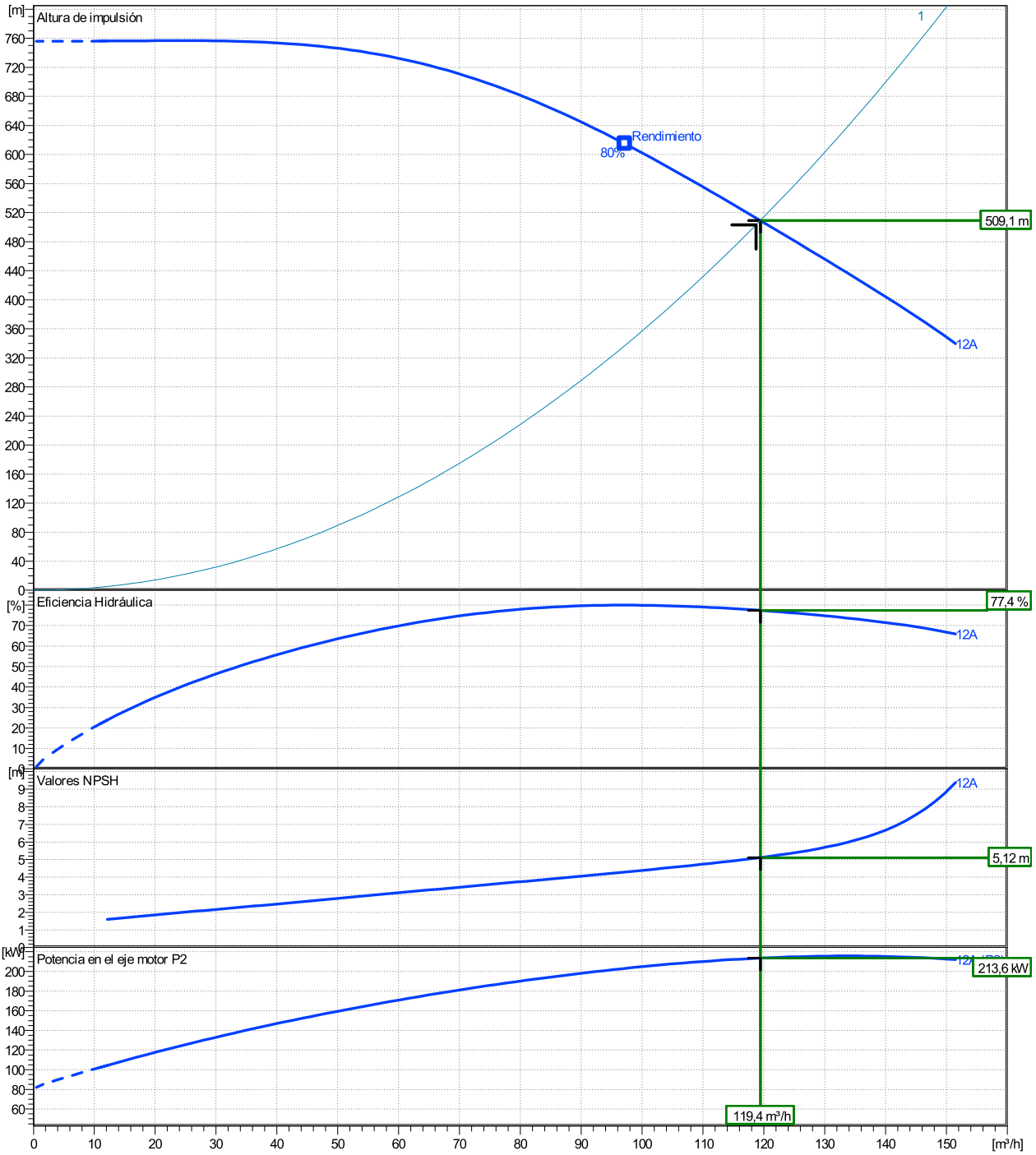
Potencia referida a:

hydr. Performance acceptance acc. To EN ISO 9906 Class

Agua [100%] ; 4°C; 1000kg/m³; 1,57mm²/s

Grade 2B

MEI: >=0,70 - according to Ecodesign Directive 2009/125/EC and Regulation (EU) No.547/2012



Proyecto	ID proyecto	Creado por	Creado el	Ultima actualización
			7/13/2018	

Date 04.09.2018

MM82

Design data

Nominal power	2,050 kW
Cut-in wind speed	3.5 m/s
Nominal wind speed	14.5 m/s
Cut-out wind speed	25 m/s
Restart cut-in wind speed	22 m/s
Operating temperature range	-20 – +35 °C (50 Hz) -30 – +35 °C (60 Hz)
Operating temperature range optional	-20 – +40 °C

Certification

Hub height	Wind class	DIBt Wind zone
58.5 – 59 m	IEC IA	WZ 4, GK I
68 – 69 m	IEC IA	-
78 – 80 m	IEC S (based on IEC IA)	-
58.5 – 80 m	IEC S (based on IEC IA)	-

Rotor

Diameter	82 m
Rotor area	5,281 m²
Rotor speed	8.5 – 17.1 1/min (+12.5 %)
Power control	Electrical pitch

Rotor blade

Blade length	40 m
Type	Glass fiber-reinforced plastic (GFRP)
Max. chord width	3.3 m

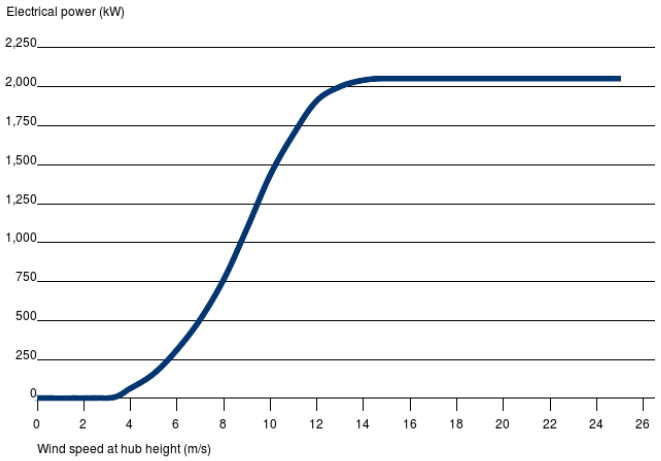
Electrical system

Nominal power	2,050 kW
Nominal voltage	690 V (50 Hz)/575 V (60 Hz)
Nominal frequency	50 Hz/60 Hz
Generator	Asynchronous double-fed generator
Generator protection class	IP 54
Converter type	Frequency converter for double-fed induction generator
Transformer	ETS (Oil transformer) ITS (Cast resin transformer)

Sound power level

Maximum sound power level	104 db (A)

Power curve



Senvion GmbH
Überseering 10
22297 Hamburg
T +49 40 5555090-0
info@senvion.com
senvion.com

Published by and copyright © 2016 Senvion GmbH. All rights reserved. This document is for information purposes only and subject to change at any time. No guarantees are given. All obligations arise from a corresponding contract. Reproduction, use or distribution without prior written permission from Senvion GmbH is prohibited. Status 2016.

SENVION
wind energy solutions

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PLANOS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO

Autor: Héctor Arteaga Martín

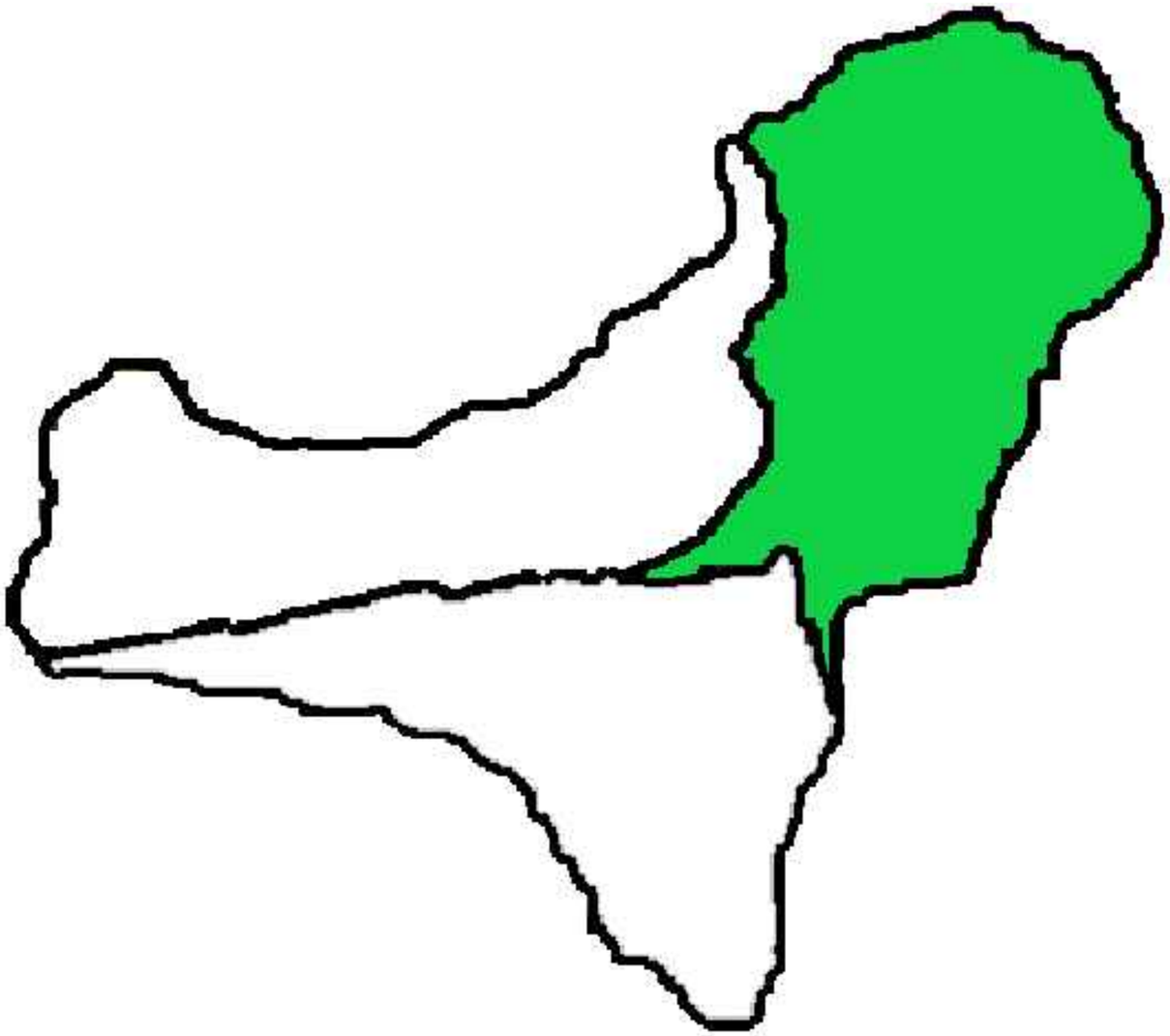
Tutor: Vicente José Romero Ternero

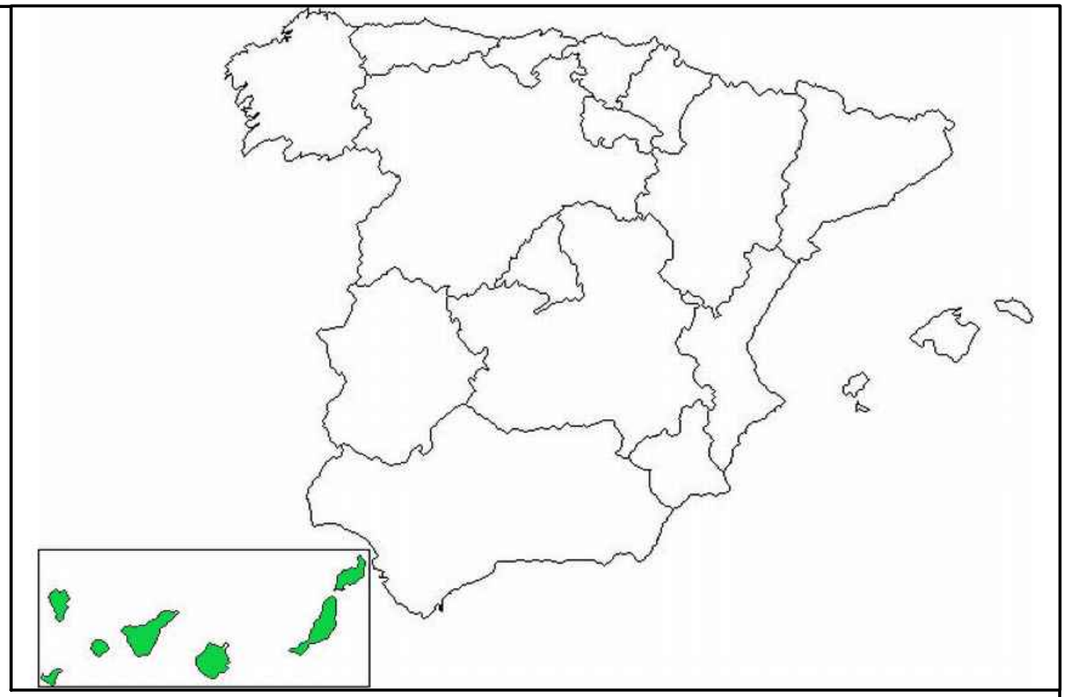
ÍNDICE

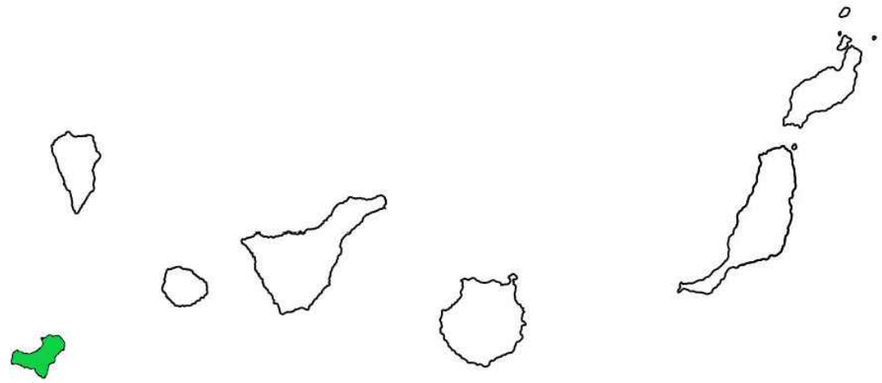
Plano nº 1. Situación 4

Plano nº 2. Emplazamiento. 5

N







ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO				
	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Dibujado	Septiembre 2018	Héctor Arteaga Martín		*Grado en Ingeniería Mecánica*
Id. s. normas	*UNE–EN–DIN*			*Universidad de La Laguna*
ESCALA: *S/E*	SITUACIÓN			Nº P. : 1

N

ESTUDIO DE UNA PLANTA DE DESALACIÓN DE AGUA DE MAR ALIMENTADA MEDIANTE ENERGÍA EÓLICA SITUADA EN LA ISLA DE EL HIERRO				
	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Dibujado	Septiembre 2018	Héctor Arteaga Martín		*Grado en Ingeniería Mecánica*
Id. s. normas	*UNE–EN–DIN*			*Universidad de La Laguna*
ESCALA: *S/E*	EMPLAZAMIENTO			Nº P. : 2