



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN DE UNA BODEGA Y  
CONTROL DE LA FERMENTACIÓN DEL VINO

Autor:

Gutiérrez Pérez, David

Tutor:

Velasco Gómez, Eloy  
Departamento de Ingeniería  
Energética y Fluidomecánica







## ***RESUMEN***

---



El presente proyecto contiene el diseño, cálculo, dimensionado y selección de material de, por un lado, la climatización de las oficinas y estancias comunes de una bodega con Denominación de Origen Rueda; y por otro, el control de la fermentación del vino mediante una línea de frío en depósitos y preenfriadora, así como la ventilación de la sala de almacenaje de depósitos donde se realiza la fermentación; garantizando un nivel de concentración de CO<sub>2</sub> en la nave que no sobrepase un límite admisible.

Para ello, se diseñarán las instalaciones acogiéndose a la normativa vigente y tratando de optimizar los recursos energéticos, para lo que se empleará un adecuado dimensionamiento térmico y la comparación de distintas alternativas de refrigeración exponiendo su interés energético, medioambiental y económico.

*Palabras clave: climatización, ventilación, fermentación, compresión, absorción.*

This Project contains the design, calculation, dimensioning and selection of material for, on the one hand, the air conditioning of the offices and public rooms of a winery with the Rueda Designation of Origin; and on the other hand, the control of the fermentation of the wine by a cold line in tanks and pre-cooler, as well as the ventilation of the warehouse storage room where the fermentation takes place; guaranteeing a CO<sub>2</sub> concentration level in the building that does not exceed an admisible limit.

For this, the facilities will be designed in accordance with current legislations and trying to optimize energy resources, for which an adequate thermal dimensioning and comparison of different cooling alternatives will be used, exposing their energetic, environmental and economic interest.

*Keywords: air conditioning, ventilation, fermentation, compression, absorption.*





## *ÍNDICE*

---



1. Objetivos y justificación.	7
2. Introducción.	11
2.1. Características de la empresa.	13
2.1.1. Descripción del edificio.	13
2.2. Proceso de elaboración del vino.	14
2.3. Producción de frío.	18
2.3.1. Refrigeración por compresión de vapor.	18
2.3.2. Refrigeración por absorción.	25
2.3.3. Refrigeración por torre.	31
2.4. Biomasa.	38
2.5. Suelo radiante.	41
2.6. Recuperador de calor entálpico.	44
2.7. Impacto medioambiental de las alternativas de refrigeración.	46
2.7.1. Refrigeración por compresión de vapor.	47
2.7.2. Refrigeración por absorción.	48
2.7.3. Refrigeración por torre.	50
3. Desarrollo.	51
3.1. Datos del proyecto.	53
3.1.1. Datos climatológicos.	53
3.1.2. Bodega y tipo de vino.	54
3.1.3. Descripción del edificio.	55
3.2. Cálculo de la disponibilidad de biomasa.	56
3.3. Dimensionado de los depósitos.	58
3.4. Calor desprendido durante la fermentación alcohólica.	60
3.4.1. Preenfriamiento.	60

3.4.2. Fermentación.	61
3.4.3. Ganancia de calor por conducción en los depósitos.	62
3.5. Cálculo de las necesidades de frío para la fermentación.	63
3.6. Refrigeración por compresión de vapor.	65
3.6.1. Serpentín para refrigeración por compresión de vapor.	66
3.6.2. Selección de la máquina de compresión de vapor.	69
3.7. Refrigeración por torre.	71
3.7.1. Serpentín para refrigeración por torre.	74
3.7.2. Depósitos de inercia de frío.	78
3.8. Refrigeración combinada por absorción y torre de enfriamiento.	79
3.8.1. Serpentín para refrigeración por absorción.	82
3.8.2. Selección de la máquina de absorción.	82
3.8.3. Selección de la torre de enfriamiento.	87
3.8.4. Cálculo de la caldera de biomasa.	90
3.9. Cálculo de la ventilación de la sala de fermentación.	90
3.9.1. Selección del sistema de ventilación.	91
3.10. Cálculo de la ventilación del edificio público.	93
3.10.1. Selección del sistema de extracción, recuperador entálpico.	95
3.11. Cálculo de la instalación de suelo radiante.	96
3.12. Cálculo del agua caliente sanitaria.	109
3.13. Selección de la caldera de biomasa.	110
3.14. Bombas de circulación.	112
3.14.1. Bomba de la línea de frío de los depósitos y la preenfriadora.	115
3.14.2. Bomba de circulación de los circuitos de suelo radiante.	119

3.15. Estudio energético comparativo de refrigeración por compresión frente a absorción.	121
3.16. Estudio económico de las alternativas de refrigeración.	122
3.17. Instalación. Esquemas y explicación.	126
4. Conclusiones y futuros desarrollos.	127
4.1. Conclusiones.	130
4.2. Futuros desarrollos.	131
4.2.1. Calderas de biomasa.	131
4.2.2. Suelo refrescante.	131
4.2.3. Aprovechamiento de calores residuales.	133
5. Bibliografía.	135
6. Apéndice. Esquemas de instalación.	143



## ***1 - OBJETIVOS Y JUSTIFICACIÓN***

---





El objetivo del presente proyecto es describir y proyectar las posibles actuaciones de carácter térmico que podrían efectuarse en una bodega de vino, en concreto, para la producción de vino blanco.

El proyecto tratará tanto el proceso de producción mediante el control de temperatura de fermentación del vino como al acondicionamiento de sus instalaciones, asumiendo que la bodega tiene cultivo propio de vid de toda su producción; encontrando en este hecho una oportunidad de optimización de recursos energéticos que hará posible el estudio de distintas instalaciones que hagan que el proceso pueda ser más rentable económicamente en el tiempo y más sostenible medioambientalmente.

Para ello, se tratarán distintas alternativas para cada uso, justificando la elección final y realizando el adecuado dimensionamiento térmico que depende, por un lado, de la producción de la bodega, volumen de los depósitos de fermentación, condiciones ambientales, etcétera; y por otro lado, de las características constructivas (volumen y envolvente térmica) y actividades que se realizan en las estancias a climatizar.

La comparativa consistirá fundamentalmente en la valoración de distintos métodos de refrigeración aplicados al control de la fermentación del vino, como son los sistemas de refrigeración por compresión de refrigerante, torre de refrigeración y absorción, comparando su consumo energético tanto de fuentes de calor (biomasa) como eléctrico, para poder hacer un estudio económico y medioambiental, exponiendo las ventajas y limitaciones de cada alternativa.

El orden de exposición del proyecto será una primera introducción tanto de las características del proceso como de su particularización a una bodega con una producción concreta, explicando el funcionamiento de cada elemento susceptible de formar parte de la instalación. Posteriormente, se realizarán los cálculos de dimensionado térmico de la instalación demandados tanto por la refrigeración de la producción como de los edificios, que darán pie a la selección de los equipos. Finalmente, se proponen futuros desarrollos posibles y el estudio económico con las conclusiones del proyecto.



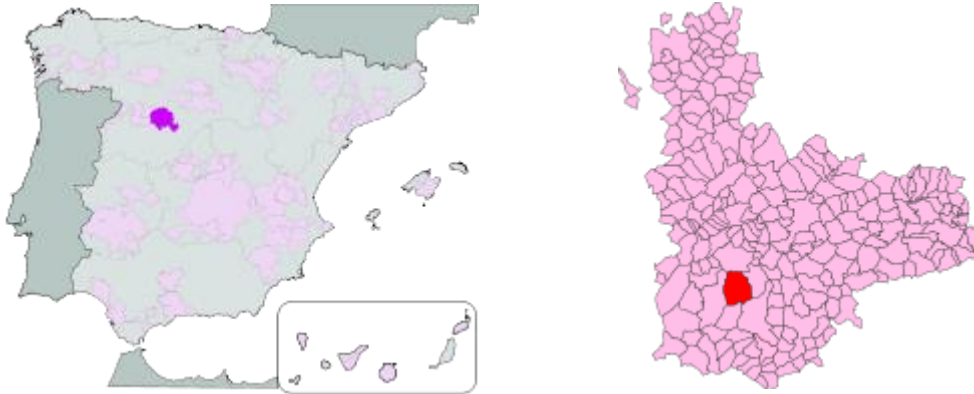
## ***2 - INTRODUCCIÓN***

---



### 2.1 CARACTERÍSTICAS DE LA EMPRESA

La bodega en estudio es una empresa afincada en el municipio de Rueda, en la comarca vallisoletana de Tierra del Vino, como se indica en el mapa de la figura 2.1. La empresa se dedica a la producción, embotellado y comercialización de vino blanco bajo la denominación de origen Rueda.



*Figura. 2.1. Comarca y ubicación del municipio de Rueda.*

La denominación de origen Rueda abarca la producción de vino en las provincias de Valladolid, Segovia y Ávila, comprendiendo 72 municipios, la mayor parte de ellos en el sur de la provincia de Valladolid.

Para el desarrollo de su actividad empresarial, la bodega cuenta, por un lado, con instalaciones dedicadas a la producción del vino mediante procesado de la uva por medios mecánicos, que posibilitarán las fases previas y posteriores a la fermentación y una sala con depósitos dispuestos para realizar la fermentación del vino para posteriormente almacenarlo en una bodega subterránea; y por otro lado, un edificio público adyacente enfocado a la comercialización del producto, donde se encuentran las oficinas y las salas de catas y comedores.

#### 2.1.1 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

El conjunto de la bodega está constituido, como se ha comentado, por dos naves contiguas destinadas a distintos usos industriales.

Una de ellas, dedicada a la elaboración, embotellado y almacenaje del vino, con una superficie total construida de 950 m<sup>2</sup>; donde se realizará la ventilación de la sala de depósitos donde se lleva a cabo el proceso de fermentación.

La otra, de una altura, está dedicada a oficinas, comedores, salas de catas, etcétera, con una superficie total construida de 750 m<sup>2</sup>, donde se realizará la climatización mediante suelo radiante y ventilación mecánica controlada.

### 2.2 PROCESO DE ELABORACIÓN DEL VINO

El proceso de elaboración del vino blanco consiste en una serie de procedimientos seguidamente descritos, de los cuales este trabajo se centra principalmente en el proceso de fermentación; fundamental para la calidad del vino resultante y para la concentración de alcohol del producto final. Esta regulación se llevará a cabo con la línea de frío de los depósitos donde tiene lugar este proceso.

Centrándonos en la fase fundamental para este proyecto, el proceso de elaboración será dividido en 3 bloques: fase prefermentativa, fase fermentativa y fase postfermentativa.

#### FASE PREFERMENTATIVA

El vino blanco procede exclusivamente del zumo de uva, por lo que la extracción de éste y la rapidez con la que se lleve a cabo desde la recepción de la uva, tiene una importante influencia en la calidad final del producto. Asimismo, durante este proceso han de ser seleccionados los componentes útiles para la calidad del mosto y eliminar en la medida de lo posible aquellos que comprometen la calidad.

Es importante que desde la vendimia hasta el almacenaje en depósitos el tiempo transcurrido sea lo más breve posible y además la uva, posteriormente mosto, se encuentre a una temperatura no muy lejana a la que se producirá la fermentación. Por ello, es habitual cosechar de noche con temperaturas inferiores a 15 °C, tratando que la uva no se encuentre a más de 18 °C.

En primer lugar, tras la vendimia y por tanto la inmediata recepción de la uva en la nave de producción, se lleva a cabo el preenfriamiento si la temperatura de la uva es inferior a la que se realizará el proceso de fermentación. Realizado este control de temperatura, se lleva a cabo la actuación conocida como *estrujado*, que consigue extraer el jugo de las células de la pulpa. Habitualmente este proceso se realiza forzando a la uva a pasar por rodillos con giro opuesto.

A continuación, se procede al *escurrido* del mosto, consistente en la separación del líquido extraído por el estrujado de los restos sólidos de la uva. Este proceso puede realizarse de forma estática (tolva) o dinámica (tornillo sin fin inclinado); en cualquiera de los casos, hay que garantizar que el tiempo de este proceso sea lo suficientemente breve como para que los fenómenos de oxidación y maceración no influyan negativamente en el mosto.

Seguidamente, se procede al *prensado* de la uva; proceso que en el caso de los vinos blancos, ha de hacerse a menor presión que en los tintos. “Presión de débil intensidad, movimientos de vendimia (removidos) limitados, selección rigurosa del mosto obtenido, constituyen los elementos clave de un prensado de calidad” (Terrier y Blouin, 1975). Para tal fin, existen prensas continuas (de bandas, mecánicas e hidráulicas) y discontinuas (de pistón hidráulico o con membrana de funcionamiento neumático o hidráulico), siendo estas últimas las que se han impuesto sobre las continuas ya que mejoran la calidad del producto obtenido.

Como último proceso previo a la fermentación, se encuentra el *sulfatado y clarificación* del vino.

Desde su obtención, la adición de dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>) al mosto es una actuación muy habitual que busca 3 fines principales, que, junto con el enfriado, controlan el proceso de fermentación desde la fase inicial hasta la final. Estos fines son:

*Protección del mosto frente a oxidaciones* por la acción del oxígeno del aire en contacto con el mosto por la inactivación de enzimas naturales presentes en la uva (Micheix y col., 1991).

*Selección del medio fermentativo*, eliminando mediante el sulfatado un porcentaje de microorganismos indeseables que permite la selección de levaduras añadidas posteriormente que permitan mayor control tanto en velocidad como en calidad de la fermentación alcohólica posterior.

*Clarificación natural del mosto* por la decantación de sólidos presentes en él, ya que la inactivación temporal de las levaduras presentes naturalmente en el mosto permite no necesitar separar estos sólidos del líquido de forma mecánica e inmediata antes de su vertido en depósitos.

Si bien este proceso de sulfatado facilita en gran medida el proceso de elaboración del vino, la concentración de dicho compuesto se debe reducir a lo estrictamente necesario para alcanzar los tres objetivos tratados anteriormente. Adicionalmente, algunos mercados fuerzan a las bodegas productoras a la limitación impuesta por la norma ISO 9002 “Modelo para asegurar la calidad en la producción, la instalación y el servicio” con una concentración límite de 80 a 100 mg/l.

### FASE FERMENTATIVA

En condiciones anaeróbicas, la fermentación alcohólica es la fase en la que los azúcares del mosto se transforman en alcohol (etanol). Simultáneamente, surgen otros procesos químicos que caracterizarán el aroma y el gusto del producto final, tales como la fermentación gliceropirúvica, la fermentación homoláctica, la degradación del ácido málico, el catabolismo y anabolismo de los aminoácidos y el metabolismo de los compuestos azufrados.

Este proceso, por un lado, desprende calor (del orden de 0.5852 kJ/g de azúcar consumido) y, por otro, produce dióxido de carbono, cuya concentración en las estancias donde se esté realizando la fermentación ha de ser controlado, ya que puede provocar asfixia. Este fenómeno es comúnmente conocido como “tufo” y es una extendida causa de mortalidad ligada al ámbito laboral en este sector.

En condiciones aeróbicas, estas levaduras son capaces de producir la respiración, donde los azúcares son transformados en agua y dióxido de carbono. En este caso, la energía



generada es veinte veces mayor que en la fermentación alcohólica, aumentando la velocidad de generación celular.

Durante la fermentación alcohólica, es necesario disponer de una baja concentración de oxígeno que permita un correcto pero limitado desarrollo de la población celular.

En su fase inicial, un rápido inicio de actuación de las levaduras, que serán las que conviertan el mosto en vino mediante un proceso natural y puramente biológico, caracterizará un buen proceso. Para ello, es muy habitual la adición de levaduras secas activas (LSA), que, al estar específicamente seleccionadas, permiten una situación ventajosa para vinificar con garantías de una buena elaboración.

Como ya se ha dicho, la fermentación alcohólica es un fenómeno exotérmico, por lo que la regulación de la temperatura a la que se realiza es de importancia capital para poder dirigir el proceso, con un control continuo tanto de la evolución de la densidad como de la acidez del mosto.

Este proceso conforma el bloque central de este proyecto, para el cual se expondrán distintas alternativas y comparativas para la puesta en marcha de un sistema de control de la fermentación.

### FASE POSTFERMENTATIVA

En la última fase del proceso, una vez finalizada la fermentación alcohólica, se procede al *trasiego*, donde se separa el vino de sus lías, es decir, de los restos sólidos que han generado la acción de las levaduras.

En esta etapa, puede darse la fermentación maloláctica, que transforma el ácido málico en ácido láctico y tiene como característica la suavización del sabor del vino. Si se desea conservar la acidez del vino, se debe evitar esta última fermentación y proceder directamente al sulfitado.

Si se buscara dar crianza al vino (proceso poco común en el caso de los vinos blancos), este sería el momento de verterlo en barricas de madera y almacenarlo en un lugar frío,

habitualmente subterráneo o refrigerado por máquinas de frío y sistemas de climatización.

En todo caso, ha de seguir protegiéndose el vino de su exposición con el oxígeno del aire, ya que favorecerá la proliferación de levaduras, bacterias y la oxidación del etanol en etanal, generando gusto y aromas organolépticamente negativos.

El sulfitado final, garantizará protección al vino frente a todos estos casos, y se realiza añadiendo SO<sub>2</sub> (de 20 a 30 mg/l), teniendo que verificar periódicamente que esta concentración se mantenga dentro de unos límites racionales. Adicionalmente, ha de conservarse a temperaturas moderadas (10-12 °C) y sin contacto con aire.

### 2.3 PRODUCCIÓN DE FRÍO

La utilización de frío en enología ha sido utilizada desde la antigüedad, almacenándose en lugares subterráneos con temperaturas más o menos estacionarias y habitualmente con una humedad relativa alta, lográndose una estabilización natural del vino.

En la producción de vino de forma industrial, resulta inevitable tener que utilizar medios tecnológicos que garanticen tanto la calidad como un alto volumen de producción.

Existen distintas alternativas para la producción de frío industrial aplicables en enología, las cuales se describirán brevemente a continuación:

#### 2.3.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Es el sistema más extendido en la industria agroalimentaria y en la mayor parte de procesos de frío. En la actualidad cuenta con un creciente interés por su capacidad de generación de calor y frío en una misma instalación, siendo útil tanto en procesos industriales como en climatización.

Este sistema, esquematizado en la figura 2.2, se caracteriza por forzar mecánicamente, mediante un compresor, la circulación de un fluido en un circuito cerrado que desplaza la energía térmica entre dos focos; diferenciando zonas de baja y alta presión.

El ciclo de refrigeración simple tiene por tanto cuatro etapas, que se explicarán empezando por la entrada al evaporador:

El refrigerante entra en el intercambiador de calor denominado evaporador como mezcla de líquido y vapor saturado, y es aquí donde cambia de fase a vapor como consecuencia del calor transferido al refrigerante, absorbiendo la energía térmica exterior al sistema (ganancia de calor por parte del refrigerante). Es aquí donde se consigue enfriar el circuito de agua fría que posteriormente es conducido a los depósitos o demás procesos dedicados al control de la temperatura del vino.

A continuación, se incrementa la presión mediante un compresor, pasando el fluido de una mezcla bifásica líquido-vapor a vapor saturado. Durante este proceso, el refrigerante incrementa su temperatura y su presión.

Seguidamente, el refrigerante pasa al intercambiador de calor denominado condensador, donde vuelve a cambiar de estado, pasando de vapor saturado a líquido saturado, por el efecto de cesión de calor al foco caliente, enfriándose así el fluido refrigerante.

Finalmente, el refrigerante se expande mediante una válvula para volver a las condiciones de entrada al evaporador, perdiendo presión.

El ciclo anteriormente expuesto, es el ciclo ideal, donde todos los elementos involucrados funcionan bajo las hipótesis de compresión isentrópica, intercambiadores de calor (condensador y evaporador) isóbaros y válvula de expansión isoentálpica, tal y como se grafica en el esquema de la figura 2.2.

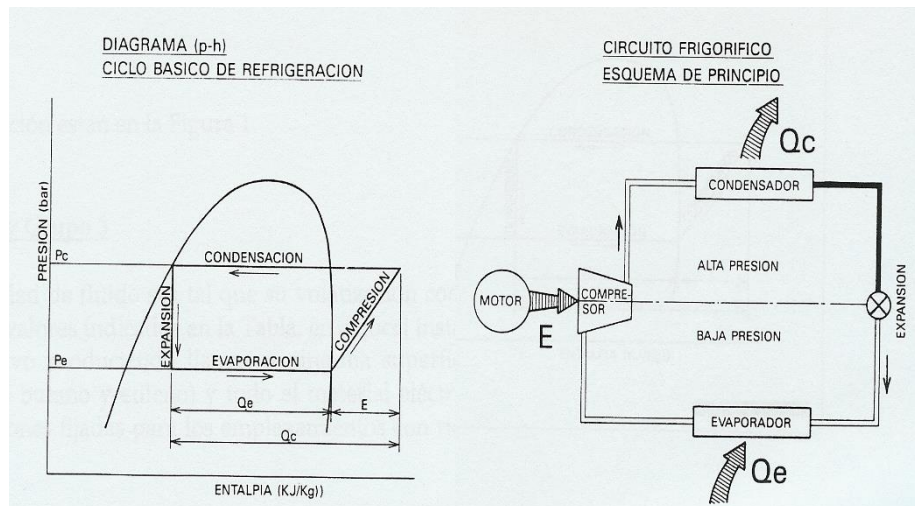


Figura 2.2- Ciclo frigorífico ideal

En la realidad, el proceso difiere ligeramente por pérdidas de carga en las zonas de alta y baja presión (condensador y evaporador), la válvula de expansión puede intercambiar calor con el exterior y a que el compresor, que no es ideal, no comprime isentrópicamente el refrigerante.

Además, es habitual que el ciclo cuente con modificaciones que mejoren el rendimiento. Estas mejoras habitualmente son:

- Subenfriamiento del líquido a la salida del condensador (reducción de la temperatura del refrigerante por debajo del punto de saturación).
- Recalentamiento previo al compresor (aumento de la temperatura del refrigerante por encima de su temperatura de saturación).

El ciclo real por tanto, incluyendo el comportamiento no ideal y estas características de mejora del proceso, se asemejará al representado en la figura 2.3, donde pueden observarse las caídas de presión en condensador y evaporador entre los puntos 2-3 y 4-1 respectivamente y los fenómenos de subenfriamiento y recalentamiento con comportamiento isentrópico del compresor:

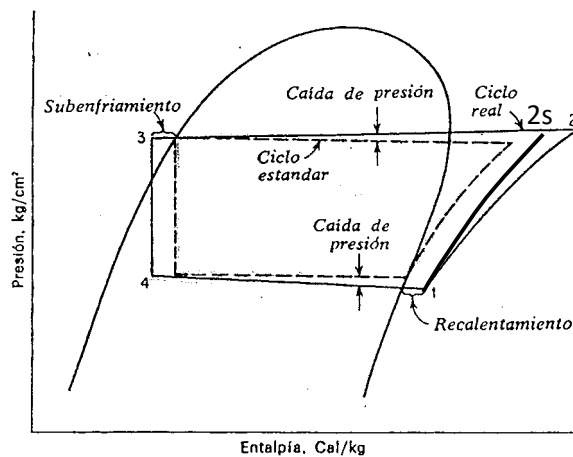


Figura 2.3- Ciclo frigorífico real.

La capacidad de refrigeración, es el flujo de calor transferido en el evaporador, y se calcula como el flujo másico de refrigerante por la diferencia de entalpías de entrada y salida del evaporador, es decir:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_4 - h_1)$$

En el compresor y en el proceso de expansión no se transfiere calor, mientras que sólo existe trabajo en el proceso de compresión. Esto no es del todo cierto, ya que de forma habitual los intercambiadores de calor suelen tener elementos que faciliten el intercambio, como ventiladores en caso de intercambio con aire o bombas en caso de intercambio con líquidos, pero en el cálculo del COP o EER, estos se desprecian.

Para caracterizar la eficiencia del ciclo, existen distintos valores que cuantifiquen el consumo eléctrico para compararlo con la potencia calorífica obtenida.

Si utilizamos la máquina en modo “frío”, el rendimiento será el cociente entre calor absorbido y la energía empleada por el compresor para lograrlo. En inglés, este ratio es denominado como Energy Efficiency Ratio (EER), y viene dado por:

$$EER = \frac{Q_{evap}}{W_{compr}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Empleando la máquina como modo “calor”, su rendimiento será el cociente entre el calor cedido en el condensador y la energía empleada en el compresor para lograrlo, y viene dado por el coeficiente de operación (COP), cuyas siglas también vienen del inglés, y corresponden a Coefficient of Performance, y viene dado por:

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{compr}} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1}$$

De esta manera, se puede cuantificar la capacidad de refrigeración de la máquina a través de la potencia térmica conseguida y la energía eléctrica que el compresor consume, despreciándose la energía consumida por los ventiladores que habitualmente se encuentran en el condensador y que facilitan el intercambio de calor con el aire.

En todos los equipos de generación de frío y/o calor, el fabricante aporta estos valores, obtenidos en bancos de pruebas ideales donde obtienen el máximo rendimiento. Evidentemente, la puesta en marcha de estos equipos en instalaciones reales siempre da lugar a desviaciones de estos valores. Por ello, desde Enero de 2013, existe una normativa (Reglamento Delegado 626/2011) que obliga al fabricante a establecer nuevos ratios que son el SEER y el SCOP, pudiendo representar de forma más fiel a la realidad el consumo energético de los equipos.

El SEER (Factor de Eficiencia Energética Estacional) cuantifica la eficiencia energética global del equipo de refrigeración, y viene representado por la demanda anual de refrigeración entre el consumo anual eléctrico necesario para llevar a cabo el proceso en la unidad.

El SCOP (Coeficiente de Rendimiento Estacional) es el coeficiente global de rendimiento de la unidad, y representa el periodo anual en el que la máquina genera calor, y representa de forma equivalente al SEER, la generación de calor generada por la unidad entre el consumo eléctrico necesario.

Como cabe esperar, estos coeficientes anuales o estacionales son mucho más bajos que los calculados idealmente y resultan mucho más fiables para comprender la calidad de trabajo de una máquina en términos de consumo.

Como se ha explicado, la existencia de algunas irreversibilidades en los procesos del ciclo, hacen que la realidad difiera de lo explicado hasta ahora. Dependiendo del elemento, podemos calcular cómo afecta al ciclo a través del concepto de rendimiento isentrópico:

*Influencia de las irreversibilidades del compresor:* El proceso de compresión en el ciclo ideal es reversible y adiabático y, por tanto, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos debidos a la fricción que incrementan la entropía y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entalpía, dependiendo de la dirección (en el caso de una bomba de calor reversible). En el caso adiabático e irreversible la salida real puede determinarse a partir del rendimiento isentrópico del compresor como:

$$\eta_{\text{isentrópico compresor}} = \frac{W_{\text{ideal}}}{W_{\text{real}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

*Influencia de las irreversibilidades en el evaporador:* En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Dado que el vapor saturado y el vapor húmedo se encuentran a la misma presión y temperatura, a la salida del evaporador el refrigerante se sobrecalienta ligeramente para así garantizar que todo el refrigerante se encuentra en estado gaseoso al entrar al compresor.

*Influencia de las irreversibilidades en el condensador:* En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. No obstante, es inevitable que se produzcan caídas de presión en el condensador y en las tuberías que conectan al compresor y a la válvula de estrangulamiento. Además es imposible mantener con precisión la regulación del condensador para tener a la salida líquido saturado, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de estrangulamiento sin condensar en su totalidad, debido a que reduce la capacidad de absorción de calor, que es el cometido del condensador. Por ello, el subenfriamiento es considerado como alternativa para disminuir la entalpía de entrada

a la válvula de estrangulamiento y así aumentar la capacidad de absorción de calor (efecto refrigerante).

Otras modalidades de ciclo de refrigeración por compresión de vapor son el ciclo en cascada y ciclo multietapa.

El primero de ellos consiste en un conjunto de ciclos de compresión de vapor simple en serie, de manera que el condensador de un ciclo de temperatura inferior, proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. El refrigerante por lo general en cada circuito es diferente.

En el caso de ciclo en múltiples etapas, se busca reducir el trabajo de entrada del compresor, realizando modificaciones consistentes en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia. En estos ciclos de refrigeración intermedia el refrigerante puede ser el mismo, ya que en muchos puntos del ciclo, la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por tanto, el intercambiador de calor que funciona como refrigerador intermedio, se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema.

Este proyecto no contempla la utilización de estos sistemas.

En cuanto a los refrigerantes utilizados para usar en este tipo de ciclos, han sido muchos a lo largo del último siglo, siendo actualmente objeto de investigación y desarrollo constantes; buscando la reducción de contaminantes que interfieran con la capa de ozono de la atmósfera superior, forzando a ello mediante pactos internacionales.

Así pues, se ha ido progresando de los clorofluorocarbonos (CFCs), cuyo uso principal fue desde la década de 1940 hasta principio de los años 90, a los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofluorocarbonos (HFCs), tratando de reducir la cantidad de cloro presente en la composición química del refrigerante en el caso de los HCFCs y eliminarlo en el caso de los HFCs; sustituyendo las moléculas de cloro por hidrógeno, cuyo potencial de destrucción de ozono es mucho menor.

Actualmente se está extendiendo el refrigerante R-32 ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ ) en detrimento del R-410A (50%  $\text{CH}_2\text{F}_2$ , 50%  $\text{CHF}_2\text{CF}_3$ ), dado su menor impacto medioambiental siendo un refrigerante puro.



Otras opciones ecológicas como uso de refrigerantes es el uso de amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) y dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), si bien el aumento en el coste de la instalación complica su uso para aplicaciones de potencia intermedia, por incompatibilidad con algunos materiales y la alta presión de trabajo, respectivamente.

### 2.3.2 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

La refrigeración por absorción fue muy utilizada hasta 1960, cuando se dejaron prácticamente de utilizar por la incorporación al mercado de equipos de compresión mecánica (compresión de vapor). No obstante, volvieron a ser habituales a partir de 1980, debido a las ventajas que ofrecen al aprovechar las energías alternativas como la solar o la energía calorífica residual de otros procesos que suele desecharse y que estas máquinas pueden utilizar para producir frío y climatizar. Esta es una de sus principales ventajas y que en este proyecto, dada la alta disponibilidad de biomasa de la bodega, hace que su utilización sea de sumo interés.

El sistema de refrigeración por absorción, cuyo esquema de funcionamiento se puede observar en la figura 2.4, es una forma de producir frío con similitudes a los ciclos de compresión de vapor.

La compresión térmica del refrigerante se realiza usando una solución líquida de refrigerante/absorbente y una fuente de calor, de forma que se evita el consumo de energía eléctrica que sería necesaria en el caso de un compresor mecánico de vapor, cuyo consumo eléctrico es mucho mayor que la pequeña bomba que mueve en la máquina de absorción la mezcla absorbida del absorbedor al generador.

El ciclo se basa en la capacidad de algunas sustancias de absorber a otras en fase vapor, como es el caso del bromuro de litio ( $\text{LiBr}$ ) con el agua. El bromuro de litio puede deshidratarse posteriormente mediante calor, conduciéndose al absorbedor tras la vaporización del agua en el generador, siendo esta la sustancia empleada para su uso como refrigerante.

Otra alternativa común es el uso de agua como disolvente (sustancia absorbente) sobre el amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) como soluto (sustancia absorbida). Esta mezcla es habitualmente utilizada para altas potencias de refrigeración o necesidad de enfriamiento a muy baja temperatura, incluso, por debajo de  $0\text{ }^\circ\text{C}$ . En este caso, el amoníaco es la sustancia refrigerante y el agua es la sustancia absorbente.

Si bien este sistema de refrigeración emplea mucha menos energía eléctrica que el de compresión, su desventaja es el alto consumo de agua y la necesidad de aportar calor externo en el generador para la disociación de las sustancias absorbentes y absorbidas.

En la figura 2.4, pueden observarse los distintos elementos que componen una máquina de absorción, separándose en dos bloques. El primero, el formado por el condensador, evaporador y válvula de expansión, cuyo funcionamiento es análogo a la máquina de compresión. Y el segundo bloque sería el compresor térmico que sustituye al compresor mecánico, y consiste en dos intercambiadores de calor (generador y absorbedor), una bomba circuladora y una válvula de expansión.

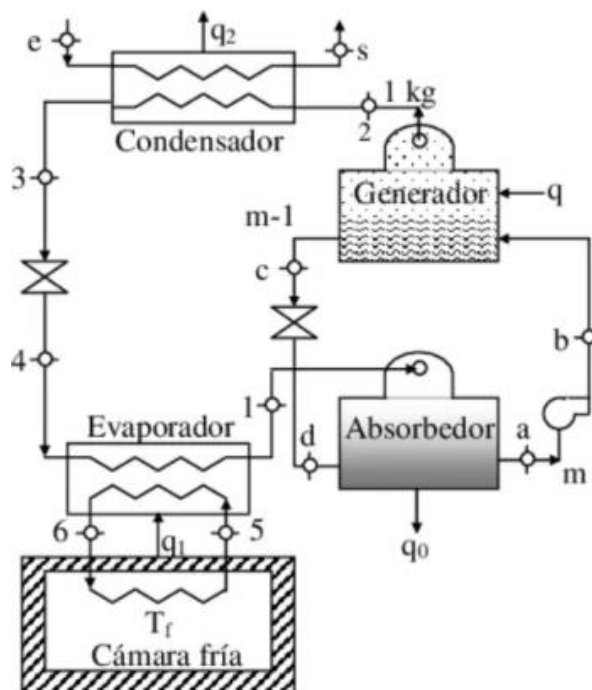


Figura 2.4. Esquema de refrigeración por absorción.

La máquina de absorción se define como una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción. Se pueden integrar en el mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión ya que el efecto de refrigeración lo

consiguen por evaporación de un líquido a baja presión. La diferencia de estas tecnologías de producción de frío es la utilización de lo que llamaremos compresor térmico en lugar de un compresor mecánico. Este compresor es necesario para la recuperación de los vapores formados durante el paso de líquido a vapor.

La finalidad de este compresor térmico es similar a la que tendría un compresor mecánico, llevando a cabo este cambio de energía del fluido refrigerante con dos elementos diferentes, que son el absorbedor y el generador.

La aspiración de vapores de refrigerante, procedente del evaporador, se produce por la afinidad que tiene con una solución líquida almacenada en un recipiente (absorbedor) conectado a continuación del evaporador. Este proceso tiene un carácter exotérmico, por lo que es necesario ceder este calor a algún elemento externo. Para ello, es muy habitual que exista un intercambiador de calor al que le llega agua, generalmente de una torre de refrigeración, al elemento del compresor térmico denominado absorbedor.

El aumento de presión de la solución líquida resultante en absorbedor (agua-BrLi o NH<sub>3</sub>-agua) hasta el nivel de condensación, tiene lugar en una bomba de impulsión. Puesto que la compresión se realiza sobre un fluido líquido, la potencia de accionamiento de esta bomba es muy inferior a la que se necesita en el compresor característico de las máquinas de compresión. Es aquí donde reside la gran diferencia de consumo eléctrico de la máquina de absorción frente a la compresión mecánica de vapor.

En los procesos anteriores se obtiene una mezcla líquida rica en sustancia refrigerante y pobre en sustancia absorbente, por lo que no puede ser enviada de esta forma al condensador, siendo necesaria la separación previa del refrigerante y el absorbente. Esto ocurre en el generador y se produce por adición de calor. Esta es la razón por la que esta máquina no resulta rentable si no se dispone de calor residual. Aquí, en el generador, se origina por un lado la producción de una corriente de vapores de refrigerantes puros o pobres en cantidad de absorbente y por otro lado, una disolución líquida pobre en refrigerante y rica en absorbente, que es enviada nuevamente al absorbedor para reanudar la absorción de vapores de refrigerante proveniente del evaporador.

Como en esta máquina el accionamiento mecánico de la bomba de impulsión de líquido es muy bajo, el coeficiente de operación dependerá del calor aportado en el generador y el calor disipado en el evaporador, que es el que utilizaremos para la generación de frío.

Por tanto, definimos el COP como:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{generador}}$$

En relación con el coeficiente de operación de una máquina de compresión de vapor, se sustituye la potencia mecánica de accionamiento del compresor, normalmente alimentado por energía eléctrica, por el calor aportado en el generador. Como cabe esperar, el COP de la máquina de absorción suele ser mucho menor que en el caso de compresión mecánica.

Como se puede razonar a partir de la expresión anterior, cuanto más pequeño es el COP para una misma potencia de refrigeración, más aportación de calor se requiere en el generador. Sin embargo, de forma general, el rendimiento del sistema mejorará cuanto mayor sea la temperatura en el generador.

Las máquinas de absorción pueden ser de simple efecto (un solo generador), doble efecto (2 generadores) y triple efecto (3 generadores); encontrándose en el mercado todo tipo de rangos de potencia, desde 5 kW y con coeficiente de operación COP de entre 0.6 y 0.75 en máquinas de simple efecto que son las más utilizadas. Las temperaturas de las fuentes de calor para la activación de estas máquinas están en el rango de entre 80 y 130° C en simple efecto, donde tenemos las máquinas de BrLi – H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O.

En máquinas de múltiple efecto y con temperaturas de activación mayor, puede encontrarse coeficientes de operación por encima de 1. Estas máquinas no son habituales en potencias frigoríficas por debajo de los 100 kW.

ELEMENTOS PRINCIPALES DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN:

Como ha sido explicado, los elementos principales que componen una máquina de absorción son condensador y evaporador para el intercambio térmico del refrigerante y generador y absorbedor para realizar la compresión térmica.

GENERADOR

En este componente se aplica el calor para obtener vapor de refrigerante. La fuente de energía es habitualmente agua caliente, que fluye a través de tubos inmersos en una solución de refrigerante y absorbente. Esta solución absorbe calor de la fuente de agua y causa la evaporación de la solución, separando refrigerante y absorbente al hacerlo evaporar y recuperar parte del absorbente al separarlo de la solución líquida.

En la figura 2.5, puede observarse el esquema de funcionamiento de un generador de doble efecto.

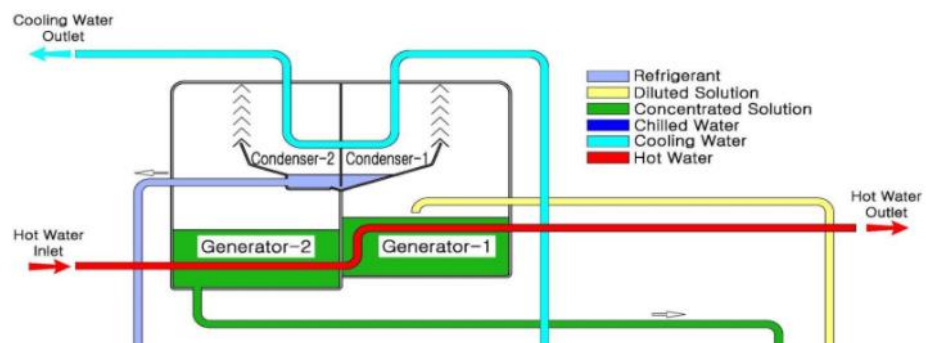


Fig. 2.5. Esquema de funcionamiento de un generador de doble efecto.

ABSORBEDOR:

Este dispositivo, esquematizado en la figura 2.6, tiene como objeto poner en contacto dos corrientes. Dentro del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente y como en este proceso se libera calor, este es evacuado al agua de enfriamiento que circula a través de los tubos en el interior del absorbedor.

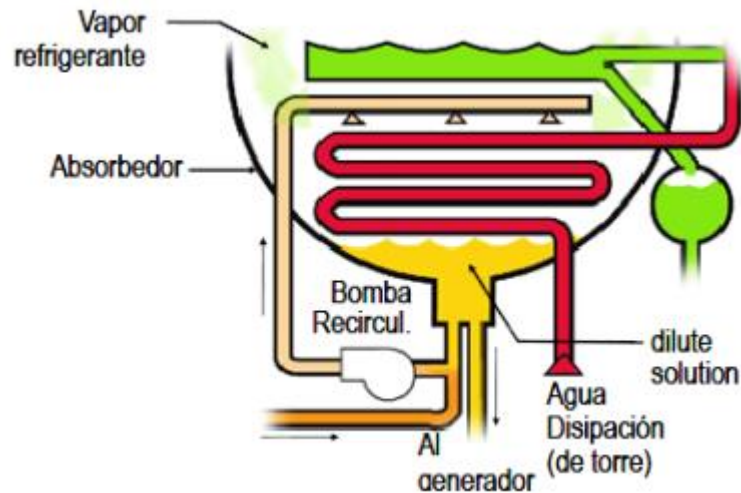


Fig. 2.6. Esquema de funcionamiento de un absorbedor.

Los absorbedores se pueden clasificar dependiendo de si la trayectoria de las fases líquido y vapor es continua o discontinua; así, se pueden encontrar absorbedores con fase líquida y vapor continuos, con fase vapor continuo y de líquido discontinua, y fase líquida continua y vapor discontinua.

#### CONDENSADOR:

En el condensador el vapor refrigerante procedente del generador se condensa mediante un intercambio de calor, en el que se emplea normalmente agua refrigerada con una torre de refrigeración, al igual que en el absorbedor. A continuación, el refrigerante ya condensado es recogido por la parte inferior donde con una válvula de descarga previa al evaporador, se expande.

#### EVAPORADOR:

En este equipo el refrigerante cambia de fase, intercambiando el calor, adquiriéndolo este refrigerante y enfriando los conductos a refrigerar.

Los evaporadores para refrigeración pueden ser clasificados de acuerdo al método de alimentación como expansión directa o por inundación. En el primer caso, la salida del evaporador es un vapor ligeramente sobrecalentado que se alimenta en cantidades pequeñas para asegurar la vaporización completa al final

del equipo y en el caso del evaporador por inundación, la cantidad de refrigerante excede la cantidad evaporada.

El ciclo ideal de un proceso de refrigeración por absorción simple se encuentra esquematizado en la figura 2.7.

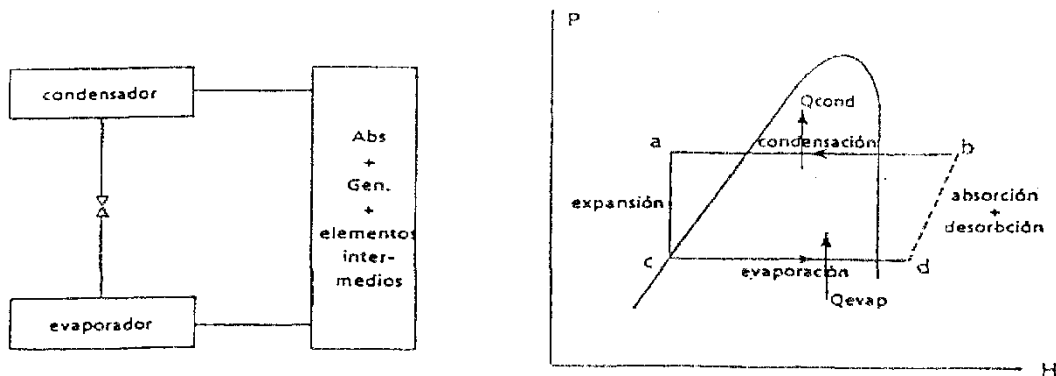


Fig. 2.7. Ciclo de refrigeración por absorción simple.

### 2.3.3 REFRIGERACIÓN POR TORRE

El cometido de una torre de refrigeración es disminuir la temperatura del agua caliente, que habitualmente proviene de un circuito de refrigeración, mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. Al entrar en contacto el aire con el agua, se producirá una cesión de calor del segundo sobre el primero, mediante mecanismos de transmisión de calor por convección; basando este mecanismo de enfriamiento en la diferencia de temperaturas entre el aire y el líquido a refrigerar y la diferencia de presiones de vapor entre ambos.

En el ámbito industrial, es muy común utilizar este sistema para el enfriamiento de cualquier proceso que genere calor y deba ser disipado, como enfriamiento de reacciones exotérmicas, disipación de calor residual en centrales eléctricas, etcétera; ya que la tasa de enfriamiento empleando este método es muy alta.

Los condensadores evaporativos, son equipos que, por estructura y función, resultan muy similares a las torres de refrigeración, si bien el modo de funcionamiento y uso difieren.

Los condensadores evaporativos se emplean para la condensación de gases en general (CO<sub>2</sub>, vapor de agua, propano, butano, etc.) así como a la condensación de gases refrigerantes en sistemas de acondicionamiento de aire y frío industrial. En estos equipos, los refrigerantes discurren por el interior de conductos sin contacto con el agua de refrigeración donde se producirá, mediante el enfriamiento, su cambio de fase de gas a líquido.

La principal limitación de estos equipos se encuentra en que la temperatura a la que pueden conseguir enfriar el agua viene limitada por las condiciones atmosféricas (temperatura ambiente y humedad relativa).

Para estudiarlo, se hace uso de un diagrama psicrométrico que, tomando estas condiciones de temperatura y humedad ambiente y mediante una línea de enfriamiento adiabático, podemos encontrar la temperatura de bulbo húmedo en esas condiciones, que es la temperatura teórica que puede obtenerse con una torre de enfriamiento. En la práctica, el funcionamiento de la torre no es ideal, por lo que se considera el llamado acercamiento, que es un incremento de temperatura de entre 3 y 5 °C habitualmente, que corrige el valor teórico de enfriamiento.

### CLASIFICACIÓN DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN:

En cuanto a su clasificación, existen dos tipos de torres de refrigeración en función de cómo se mueva el aire en su interior:

- Circulación natural.
- Tiro mecánico (forzado).

En el caso de las torres de circulación natural, el movimiento del aire sólo depende de las condiciones del ambiente, sin utilizar elementos mecánicos de impulsión de aire.

A su vez, estas torres de circulación natural se dividen en:

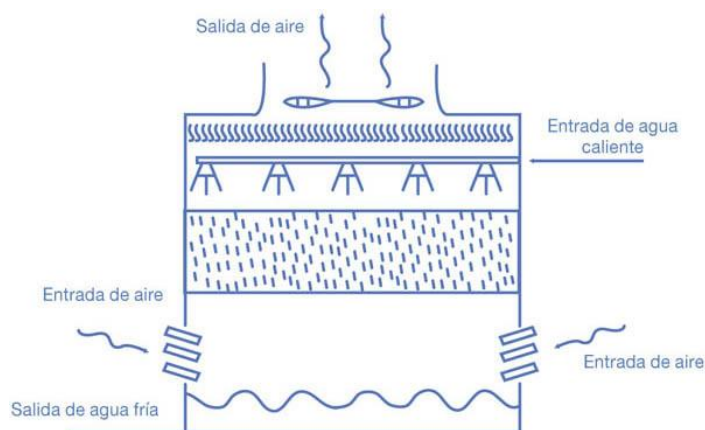
- Atmosféricas.



- Tiro natural.

En las atmosféricas, cuyo funcionamiento se encuentra esquematizado en la figura 2.8, el movimiento del aire depende del viento y del efecto aspirante de las boquillas aspersoras de agua, y el aire es orientado de forma lateral. Son utilizadas fundamentalmente en instalaciones pequeñas, y son dependientes de los vientos predominantes. Sus dimensiones suelen caracterizarse por su esbeltez, siendo la altura mucho mayor que su dimensión transversal, necesitando una estructura que encarece el coste inicial de la instalación.

Su uso se encuentra muy condicionado a la garantía de vientos superiores a los 8 km/h, ya que por debajo de este valor hay que aumentar los costes de bombeo, perdiendo la rentabilidad sobre las torres de tiro mecánico, que, de por sí, tienen saltos térmicos de enfriamiento de agua mayor.



*Figura 2.8. Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración atmosférica.*

Las torres de tiro natural, cuyo esquema de funcionamiento se encuentra representado en la figura 2.9, son aquellas en las que el aire, por la diferencia de densidad entre la del interior de la torre y la exterior, origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior para expulsarlo una vez calentado, disminuyendo su densidad, por la parte superior. Su construcción también se caracteriza por su gran altura, si bien deben tener una sección transversal grande por la baja velocidad a la que circula el aire por su interior.

Una de sus principales ventajas, aparte de no necesitar movimiento forzado de aire, es su bajo mantenimiento; lo que hace que su elección para enfriar altos caudales de agua

sea muy rentable siempre que se pueda garantizar que la temperatura del aire seco sea muy inferior a la del agua caliente.

Su uso está muy extendido en centrales térmicas o nucleares de generación de energía eléctrica, si bien en plantas industriales tienen un uso restringido por el alto coste inicial.

Su gran altura hace necesario emplear materiales que impidan vuelcos y problemas estructurales debidos a su esbeltez, por lo que habitualmente necesitan cimentación, construcción sólida de hormigón u otros materiales pesados, protecciones frente a la corrosión y demás elementos y características que hacen imposible su rentabilidad si no es para el enfriamiento de grandes volúmenes de agua.

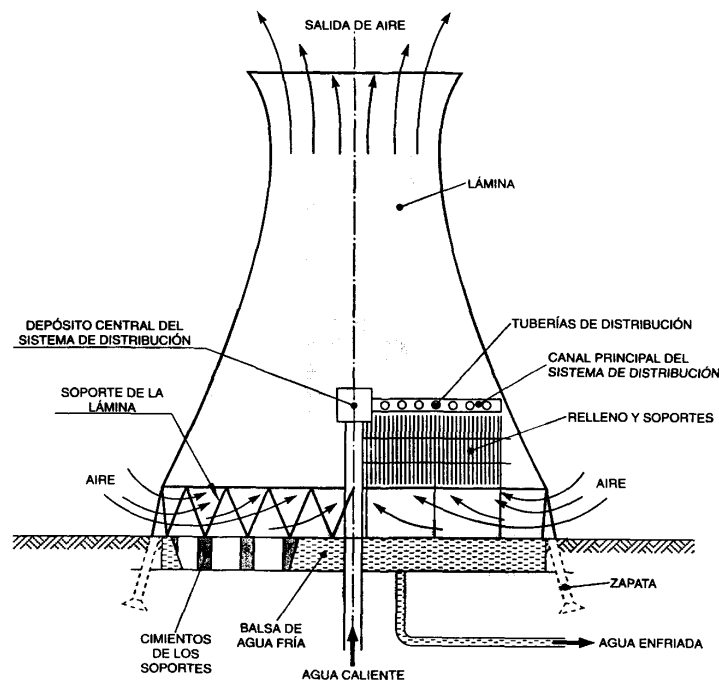


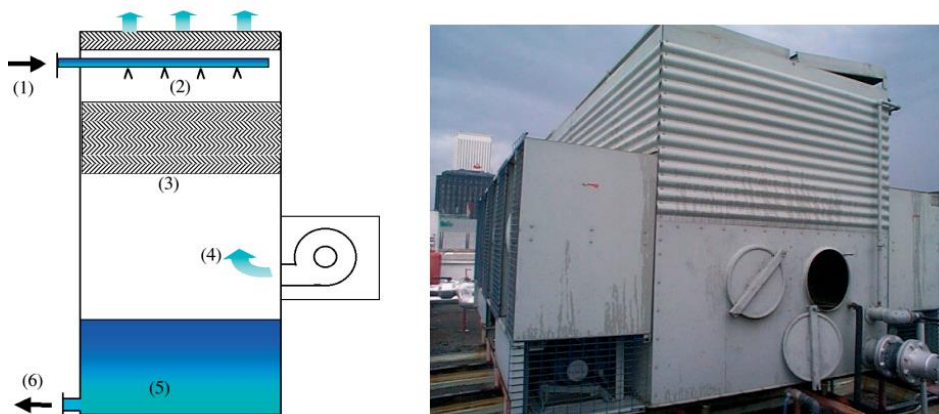
Figura 2.9. Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración de tiro natural.

En el caso de las torres de circulación forzada, el movimiento caudal de aire suministrado es controlado, lo que permite que su tamaño tanto en altura como en sección transversal sean mucho menores que las de tiro natural. Además, una de las formas de control del sistema de impulsión de aire es un lazo cerrado que, controlada la temperatura de salida del agua, controle el caudal de aire, permitiendo un ajuste de temperatura de salida del agua muy acotado.

A su vez, las torres de refrigeración de circulación forzada se clasifican en:

- Tiro forzado.
- Tiro inducido.

En el caso de las torres de tiro forzado, como se puede observar en el esquema representado en la figura 2.10, un ventilador fuerza el paso de aire desde la zona inferior de la torre para descargarse a baja velocidad por la parte superior, siendo el intercambio a contracorriente; es decir, el aire se mueve de forma vertical y en sentido contrario al agua. Estas torres están sujetas particularmente a la recirculación del aire caliente y húmedo que es descargado, dentro de la toma del ventilador, debido a la baja velocidad de descarga y que reduce la efectividad de la torre. El tiro inducido con el ventilador en la parte superior de la torre evita esto y además permite una distribución interna más uniforme del aire.



*Figura 2.10. Torre de refrigeración de tiro forzado.*

Las torres de tiro inducido tienen el ventilador de impulsión de aire en la parte superior, y son más utilizadas que las de tiro forzado.

Este ventilador, genera una depresión en la parte superior de la torre, lo que hace que el aire se renueve a través de aperturas en la parte inferior de la misma, como puede observarse en la figura 2.11.

Si bien tienen mejor eficiencia de intercambio de calor, el ventilador trabaja con aire saturado de humedad, que es mucho más corrosivo.

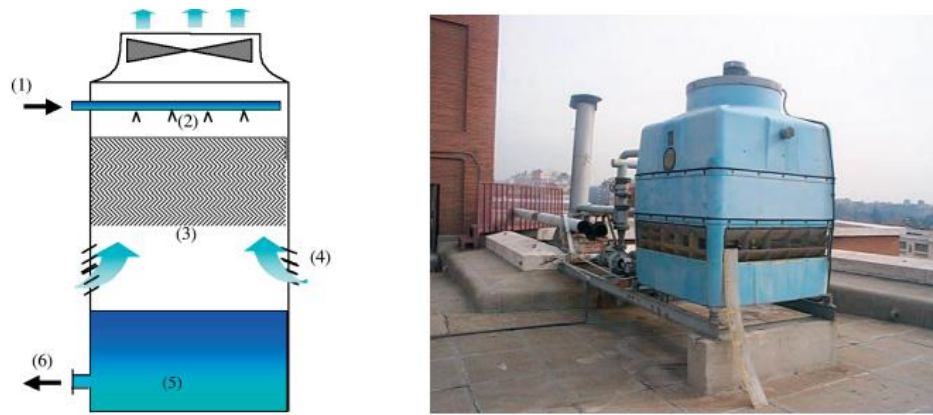


Figura 2.11. Torre de refrigeración de tiro superior.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN:

El funcionamiento de la torre de enfriamiento se basa en la evaporación de agua. Es habitual referirse a estos elementos también como condensadores evaporativos.

Como puede observarse en la figura 2.12, donde se representa el intercambio de calor agua-aire para una torre de flujo cruzado, pueden describirse los saltos térmicos producidos entre el agua y el aire en contacto, donde la temperatura del agua desciende del punto A al punto B, mientras que la temperatura de bulbo húmedo del aire aumenta desde la C hasta la D.

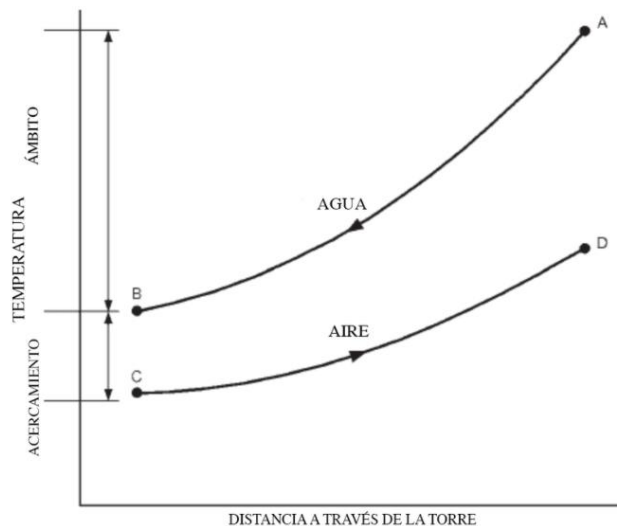


Figura 2.12. Relación de temperaturas para una torre en contracorriente. [ASHRAE, 2012].

La diferencia de temperatura entre la entrada y salida de agua es el rango, la diferencia de temperatura entre la salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo (B-C) es el acercamiento y representa las limitaciones de la torre para conseguir hacer un intercambio perfecto. Si este aproximamiento no existiera, conseguiría enfriar el agua

hasta la temperatura de bulbo húmedo, que es la menor temperatura alcanzable por evaporación.

En la práctica, estas temperaturas se estudian a partir de un diagrama psicrométrico, donde se parte caracterizando el aire seco bajo condiciones ambientales y llevándolo al estado de saturación siguiendo una línea de enfriamiento adiabático. De esa manera se encuentra la temperatura mínima teórica a la que se podría conseguir enfriar el agua con una torre de enfriamiento, a lo que habrá que sumar el acercamiento.

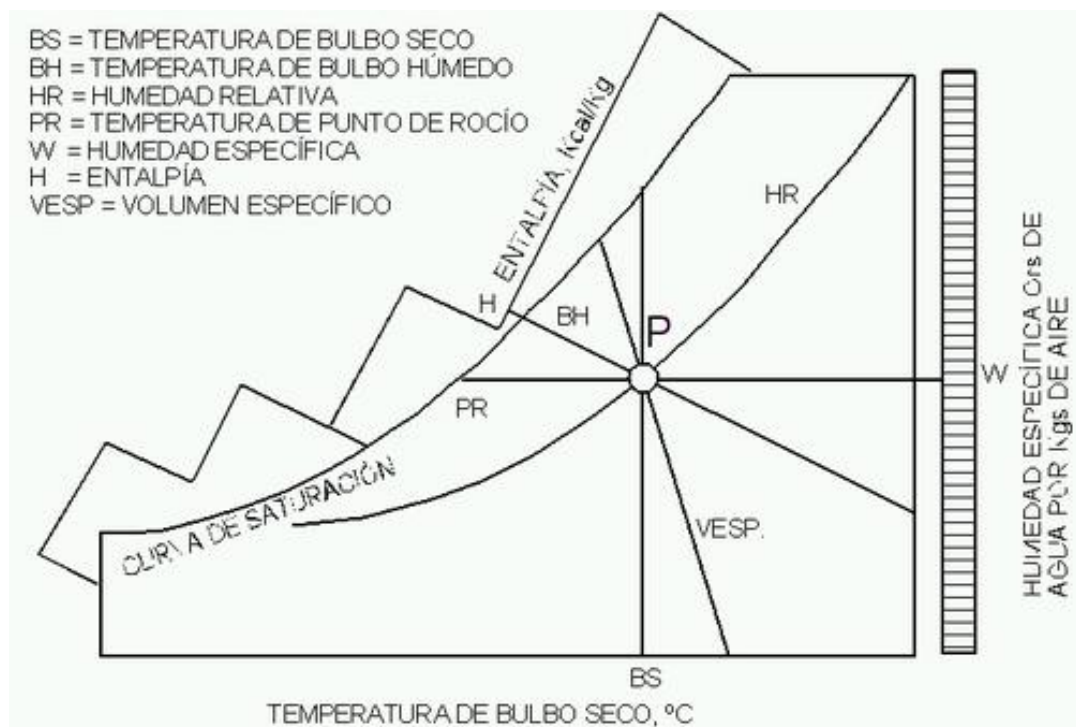


Fig. 2.13 Diagrama psicrométrico.

La transferencia de vapor del agua al aire ocurre en la porción de intercambio latente, y esta transferencia es proporcional a la variación de la humedad específica de aire.

A la hora de distinguir entre intercambio latente y sensible, la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa del aire son importantes, por lo que determinarán la cantidad de agua que se evapora.

### 2.4 BIOMASA

El sarmiento de la vid es una biomasa agrícola que se obtiene de la poda de vid. Es un residuo que se produce durante la época de poda, que puede iniciarse tras la vendimia hasta el inicio de la primavera. Se genera en la fotosíntesis que realizan las plantas pigmentos fotosintéticos, interviniendo elementos básicos de la naturaleza como el sol, aire, agua y minerales.

Los parámetros fisicoquímicos del sarmiento (contenido en cloro, azufre, nitrógeno, poder calorífico y humedad) son óptimos para su aprovechamiento en la producción de calor comparado con otras biomásas, forestales o agrícolas.

La recogida del sarmiento aporta un elevado número de elementos indeseables para la combustión (piedras, areniscas, metales, etc.) estimándose aproximadamente en un 20 % de la masa total recogida, por lo que muy frecuentemente es necesario desarrollar un proceso de adecuación de la biomasa antes de su uso energético.

Se pueden definir como biocombustibles sólidos por tanto, todos aquellos productos sólidos derivados de la biomasa sólida que puede emplearse en los procesos de combustión de donde se obtiene el aprovechamiento energético previo procesado. Estas transformaciones suelen ser físicas, optimizando el tamaño para que pueda ser arrastrado por el tornillo sin fin que alimenta la cámara de combustión.

Este tipo de energía tiene una gran importancia, tanto cuantitativa como económica, desarrollándose en la actualidad un volumen creciente de industrias dedicadas a la clasificación y procesado de este combustible, dada la mejora medioambiental que produce en los usos a los que se destina y lo económico de este combustible.

En la figura 2.14, se compara este método de obtención energética con otros. Como podemos observar, el precio del kW de calor a través de biomasa se está igualando actualmente con el gasóleo, dada la creciente demanda. Si bien la previsión es que cada vez sea más competitivo frente a los combustibles fósiles.

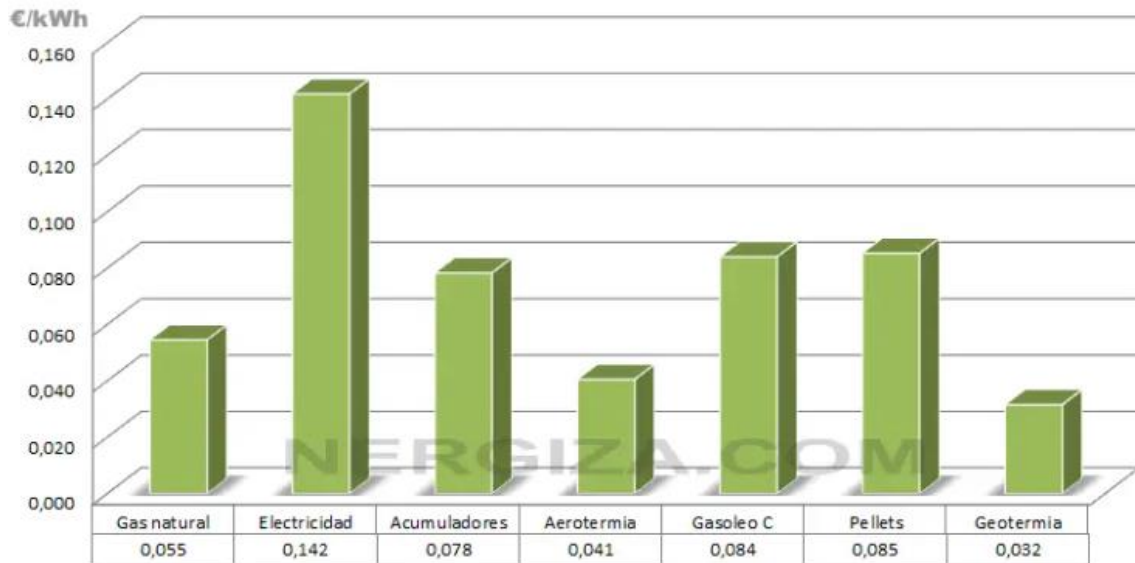


Fig. 2.14. Comparación del coste del kW en función del origen de la energía [foro Nergiza].

Dependiendo del origen de la biomasa, ésta se puede clasificar como:

- **Biomasa natural:**  
Es aquella que se obtiene de aprovechamiento de restos forestales. Habitualmente son ramas y hojas de árboles, matorrales y pequeños elementos aprovechables.
- **Biomasa antropogénica:**  
Es aquella en la que su formación interviene el hombre y puede ser de tipo residual y cultivada.

En cuanto a la residual, puede provenir de residuos forestales, obtenidos por las labores realizadas en los bosques de explotación maderera; residuos industriales, que son aquellos que producen las industrias de la madera, como serrines, cortezas, virutas, costeros, etcétera; residuos agrícolas y residuos agro-industriales, donde se aprovechan los residuos originados por los restos agrícolas, que pueden ser leñosos o herbáceos o restos de residuos sólidos provenientes del aprovechamiento industrial de algunos cultivos, como pueden ser cáscaras de frutos secos o restos de la caña de azúcar entre otros.

En cuanto a la biomasa cultivada, podemos destacar los cultivos lignocelulósicos, donde se cultivan especies vegetales específicamente para la producción de energía y que contienen celulosa y lignina como componentes principales.

Las calderas de biomasa se componen de 4 elementos principales esquematizados en la figura 2.15, que son:

- Tolva de biomasa.
- Cámara de combustión.
- Sistema de alimentación.
- Depósito de residuos.



*Figura 2.15. Esquema de funcionamiento de una caldera de pellets.*

Una caldera de biomasa funciona de una forma similar a una caldera de gas, de manera que la biomasa entra a la cámara de combustión, alimentada por un tornillo sin fin que determinará la cantidad de pellet que se añade desde la tolva y de esta manera se regula la cantidad de calor generado. En caso de la puesta en marcha, el arranque se produce normalmente por el calentamiento de una resistencia eléctrica en contacto con la biomasa depositada. El calor generado en la combustión, asciende de forma vertical hacia la salida de humos de la caldera y es transmitido al circuito de agua que circular por el intercambiador de calor. Esta agua puede aprovecharse para distintos usos como calefacción como ACS. La temperatura de salida de la caldera de esta agua fijará el rendimiento de la caldera, que será mayor cuanto más baja sea esta temperatura. Los residuos se recogen por gravedad en un depósito de cenizas.



### 2.5 SUELO RADIANTE

En la actualidad, uno de los métodos de acondicionamiento térmico más extendido por sus múltiples ventajas tanto en confort, versatilidad y condiciones de funcionamiento, es el de superficie radiante por agua. Esta superficie puede ser suelo, techo y paredes, siendo las dos últimas muy poco frecuentes. Este método permite proporcionar calefacción en invierno y refrigeración en verano si la máquina o máquinas destinadas a la circulación del agua por el circuito del suelo radiante lo permiten.

Habitualmente, la versatilidad de calefacción y refrigeración es debido al uso de una máquina reversible (bomba de calor); pero también pueden emplearse máquinas diferentes como caldera y enfriadora o máquina de absorción.

Los mecanismos de transferencia de calor que se dan en el caso del suelo radiante son 3:

- **Conducción:** por el contacto directo entre cuerpos con la superficie radiante. Se caracteriza mediante la ley de Fourier y depende de la constante de conductividad térmica de los materiales en contacto.
- **Convección:** por corrientes de aire a diferentes temperaturas. El flujo de calor por unidad de área se determina mediante la ley de Newton de enfriamiento, donde interviene el coeficiente de película del medio, que a su vez depende del tipo de flujo y de las temperaturas de fluido y superficie.
- **Radiación:** es el principal mecanismo de transmisión en este tipo de sistemas, y se da, según la ley de Prevost, por la emisión de energía en forma de ondas electromagnéticas entre superficies a distintas temperaturas por encima de cero Kelvin. Es el único mecanismo de transferencia de calor que no necesita un medio material para producirse, y mediante la ecuación de Stephan-Boltzmann, puede determinarse el calor emitido, que es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la superficie y su emisividad, característica del material.

En cuanto al confort, deben determinarse los parámetros de temperatura, humedad, radiación térmica y velocidad del aire, ya que todos ellos inciden sobre el bienestar térmico.

Las coordenadas de las zonas de bienestar para las estaciones de verano e invierno se representan en la siguiente tabla:

	<b>Tª bulbo húmedo (°C)</b>	<b>Tª operativa (°C)</b>	<b>H.R. (%)</b>
VERANO	18	22.5 – 26	45 – 60
INVIERNO	18	20 – 23.5	40 – 50

Para ajustarse a estos valores, es habitual disponer de medios de ventilación mecánica controlada con intercambio de calor entre impulsión y expulsión, pudiendo regular la humedad relativa interior.

En cuanto al suelo radiante, sus características fundamentales son:

- Temperatura uniforme de la estancia calefactada. En proyecto, debe considerarse la existencia de posibles zonas de mayor pérdida de calor, como grandes ventanales, pudiendo aumentar en esas zonas la densidad de tubo radiante para absorber ese efecto.
- Aumento del espacio disponible al no necesitar emisores de calor en paredes y techos.
- Baja velocidad de aire (< 0.05 m/s), no produciendo corrientes que causen movimiento de partículas, disminuyendo la probabilidad de contraer enfermedades respiratorias.

Las temperaturas operativas del suelo, en los modos de suelo radiante y refrescante se encuentran contenidos en la siguiente tabla:

	<b>Tª máx / Tª mín</b>	<b>Tª de trabajo</b>
<b>SUELO RADIANTE</b>	29 °C (zona operativa) 35 °C (zona perimetral)	30 – 55 °C
<b>SUELO REFRESCANTE</b>	19 °C	

Se debe tener especial cuidado en que la temperatura de trabajo del suelo refrescante no se encuentre por debajo de la temperatura de rocío, ya que podrían producirse condensaciones.

En cuanto a la configuración del suelo radiante, sus componentes básicos son:

- Colectores, dispuestos generalmente en armarios, donde arrancarán los distintos circuitos de tubería radiante, contando con válvulas termoeléctricas para la zonificación de la temperatura, pudiendo abrir y cerrar los distintos circuitos que pueden ir comandados por un termostato de zona, que domine uno o varios circuitos.
- Aislante superficial inferior y perimetral, generalmente de poliestireno expandido.
- Tubo radiante, que puede ser de polipropileno copolímero (PP-c), polietileno reticulado (PER) o polibutileno (PB). Debe ser flexible para la realización de giros y cambios de dirección.

Su disposición suele ser de dos posibles maneras, la primera y más habitual es en espiral, recorriendo la estancia de forma perimetral y dejando el doble del espacio calculado en el dimensionado, hasta llegar al centro, donde se empieza a resolver el bucle en dirección opuesta. Esta disposición del tubo es la más adecuada, ya que se combinan las temperaturas de ida y regreso de la forma más óptima. Esta disposición puede observarse en la figura 2.16.



*Figura 2.16. Disposición del suelo radiante en forma de espiral.*

La segunda opción es en serpentín, donde se forman líneas paralelas con el tubo, manteniendo la distancia calculada en el dimensionado del sistema. La principal desventaja de este sistema es que calienta más el inicio del circuito que su última parte, generando zonificación de la temperatura. Esta disposición puede observarse en la figura 2.17.



*Figura 2.17. Disposición del suelo radiante en forma de serpentín.*

- Por último, una vez realizada la instalación, se vierte mortero, cuyo espesor debe ser de al menos 3.5 cm por encima de la generatriz superior del tubo. Este espesor y su constante de conductividad térmica, definirán la inercia del sistema y la temperatura superficial transmitida, por lo que debe tenerse cuidado de no sobrepasar excesivamente el espesor.

## 2.6 RECUPERADOR ENTÁLPICO DE CALOR

Los recuperadores de calor son medios de optimización de recursos energéticos que se están imponiendo en las instalaciones térmicas, siendo la tendencia a la obligación de instalarlos en nuevas construcciones, tanto industriales como de viviendas.

Se trata esencialmente de un intercambiador de calor aire-aire que permite acondicionar el aire de impulsión exterior cruzándolo con una corriente de aire extraída del interior del local.

Lo más habitual es que ambas corrientes de aire se crucen en contracorriente pero sin mezclarse en ningún momento.

No obstante, también existen recuperadores de flujo paralelo y recuperadores rotativos, pudiendo ser el intercambio mediante intercambiadores de papel o de corriente directa donde el aire de impulsión entra a mayor presión que el de extracción para evitar recirculación de aire de extracción y por tanto evitar así los malos olores que ello podría ocasionar.

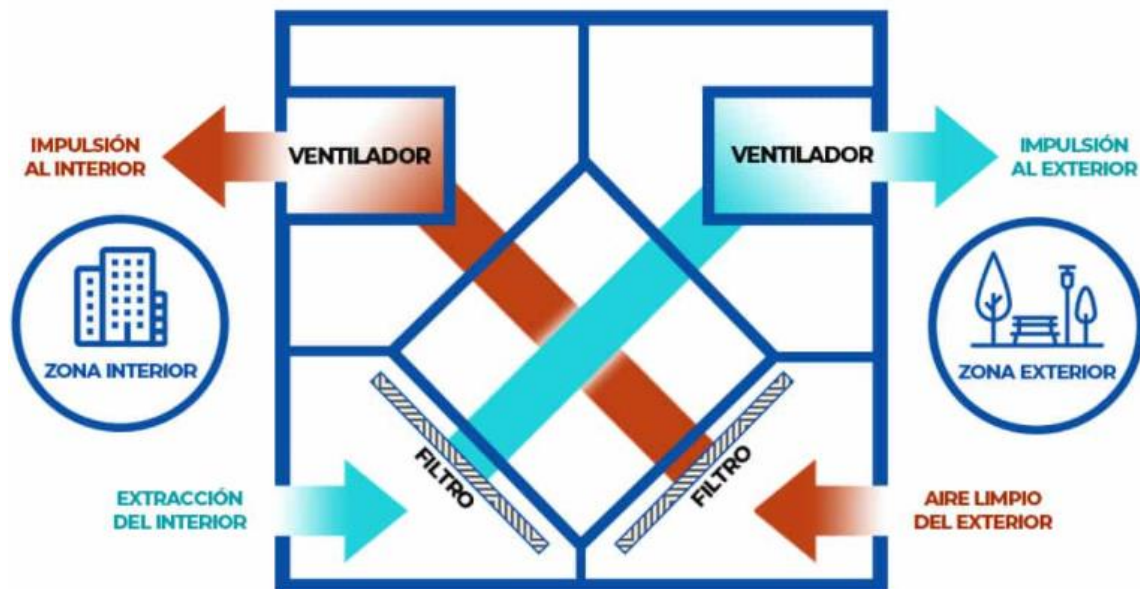


Fig. 2.18. Esquema de funcionamiento de un intercambiador de calor entálpico.

La eficiencia del intercambiador se define como el calor ganado por el aire de impulsión y el calor total que éste podría haber ganado, es decir, la diferencia entre la energía real transferida del aire de extracción al de impulsión entre la energía total a disposición del intercambio.

Vendría dado por la siguiente fórmula:

$$\varepsilon = \frac{i_{\text{salida impulsión}} - i_{\text{entrada impulsión}}}{i_{\text{entrada retorno}} - i_{\text{entrada impulsión}}}$$

Los valores podrían ser los representados en el diagrama psicrométrico de la figura 2.19, donde se han tomado como valores de partida 4 °C y 80 % H.R. para la entrada de impulsión y 21 °C y 60 % H.R. como entrada de retorno.

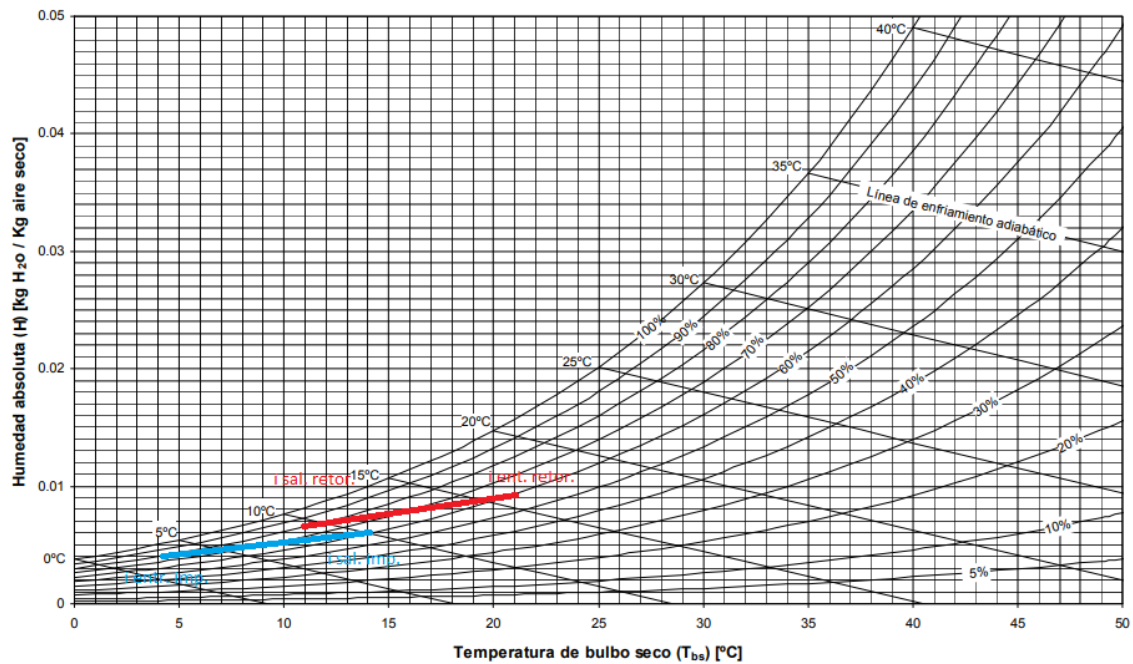


Fig. 2.19. Diagrama psicrométrico. Variación de entalpía del aire de entrada y salida.

## 2.7 IMPACTO MEDIOAMBIENTAL DE LAS ALTERNATIVAS DE REFRIGERACIÓN

*“El cada vez más acelerado desarrollo tecnológico unido a las crecientes necesidades de la población mundial ha conducido a un desenfrenado e irracional uso de los recursos energéticos, siendo los sistemas de refrigeración y aire acondicionado los principales consumidores de ésta”. [José María Cano Marcos].*

La consideración del impacto medioambiental de un proceso industrial resulta ineludible para un correcto estudio de la actividad a realizar.

En el caso de la refrigeración, el uso de refrigerantes nocivos para el medio ambiente y alto consumo de energía eléctrica, deben ser considerados tanto desde el punto de vista económico como energético para determinar por qué un método de refrigeración se considera ventajoso con respecto a otro. Además, deben considerarse otros aspectos como el consumo de agua en sistemas de proceso húmedo como principal refrigerante así como el vertido y contaminación de estas aguas y emisiones atmosféricas directas en caso de necesidad de combustión.

A continuación, se determinará a nivel teórico el impacto medioambiental de los sistemas de refrigeración por compresión y por absorción, teniendo en cuenta las distintas variables que afectan a cada sistema.

### 2.7.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En compresión de vapor, el consumo de energía para el funcionamiento de la máquina es exclusivamente eléctrico. Las fuentes de energía para la producción de electricidad siguen siendo en buena parte procedentes de combustibles fósiles, quedando por esta parte el impacto medioambiental del proceso a expensas de la comercializadora y distribuidora de energía.

Distintos expertos en esta materia, ha concluido que una buena manera para la determinación de la influencia sobre el medio ambiente de un proceso o una máquina, es el TEI (Total Environment Impact), que abarca los distintos parámetros que influyen en el rendimiento y contaminantes. Para una máquina de refrigeración, se consideran:

- ODP (Potencial de destrucción de ozono).
- GWP (Potencial de efecto invernadero).
- COP (Coeficiente de operación).
- Vida atmosférica.
- Carga de los equipos (kg de refrigerante).
- Emisiones de los equipos.

El más relevante en el caso de la compresión de vapor es el consumo de los equipos, que en este caso es definido por el coeficiente de operación, que compara la energía calorífica con el consumo eléctrico del compresor del equipo.

La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98% del impacto medioambiental total de una máquina frigorífica, se debe a la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica que consumen. Solo el 2% restante es debido a otros factores inherentes a la máquina como fuga de refrigerantes.

La proporcionalidad directa entre el coste económico del funcionamiento de la máquina y el impacto medioambiental que genera, hace que la búsqueda de nuevas tecnologías que mejoren las condiciones de funcionamiento del proceso frigorífico, sea causa de

investigación e inversión constante, unido a la cada vez más creciente limitación internacional de uso de refrigerantes ya considerados obsoletos.

En estos estudios de mejora intervienen todos los fluidos empleados en las enfriadoras (caloportador, refrigerante y lubricante del compresor).

En cuanto a los refrigerantes, en los últimos años ha habido un gran avance hacia nuevas tecnologías de producción de frío, destacando el CO<sub>2</sub> ultra puro (refrigerante R744) cuyo impacto medioambiental es muy bajo y el coeficiente de operación mejora frente a otros refrigerantes habituales. También el refrigerante R717 (amoníaco) es ecológico y lleva empleándose durante décadas. Sin embargo, la alta presión de trabajo y la necesidad de emplear materiales más caros, hacen que su instalación sea poco competitiva en precio para producciones de frío pequeñas frente a otros refrigerantes HFCs.

### 2.7.2 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Para la máquina de absorción, el coeficiente de operación se define como la energía refrigerada que se obtiene entre la cantidad de energía aportada para conseguir esta refrigeración; en este caso, la energía en forma de calor que se aporta en el generador.

Para una máquina de absorción, los coeficientes de operación esperables son muy inferiores a los ciclos de compresión mecánica, indiferentemente de la mezcla que se emplee. La manera de obtener coeficientes de operación por encima de 1 es emplear ciclos de doble o incluso triple efecto, necesitando aportar calor en forma de vapor en el generador para la vaporización del refrigerante.

El origen del combustible empleado es clave para valorar el factor medioambiental que tiene la refrigeración por absorción. Si se emplean energías térmicas residuales de otros procesos, como podría ser la quema de los rastrojos en el campo para el caso de una bodega de vino, el ahorro resulta doble; por un lado, la reducción de consumos primarios en la obtención de energía eléctrica y por otro lado, el aprovechamiento de energías que serían evacuadas a la atmósfera sin aprovechamiento.

En definitiva, un COP bajo referido a esta energía, no se puede comparar con su homólogo en compresión de vapor, al menos, a nivel ambiental.



Referido al fluido refrigerante en ciclos de absorción frente a los de compresión de vapor, resultan más inocuos medioambientalmente los ciclos de absorción de forma habitual, salvo que se empleen refrigerantes en compresión como CO<sub>2</sub> o amoníaco, que por sus características ya se ha demostrado que encarecen sumamente la instalación.

Suponiendo refrigerantes HFCs para compresión de vapor, desde el punto de vista medioambiental el interés del amoníaco-agua o bromuro de litio-agua es evidente, por las siguientes razones:

En los ciclos Agua-Bromuro de Litio el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada), y el absorbente es una solución de Bromuro de Litio. En los ciclos Amoníaco-Agua se utiliza R-717(Amoníaco) como refrigerante y agua destilada como absorbente. Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente, como se resume en la tabla de la figura 2.20, si bien se precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con amoníaco, dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano. Con respecto al agua, solo cabe señalar la necesidad de controlar su pureza cuando se emplea como refrigerante.

**REFRIGERANTES Y ABSORBENTES**

	<b>R-717 Amoníaco</b>	<b>R-718 Agua</b>	<b>BrLi Sal Diluida</b>
Estabilidad química .....	Media	Alta	Alta
Toxicidad .....	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad .....	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes .....	Bajos	Nulos	Nulos
ODP .....	o	o	o
GWP .....	o	o	o
TEWI .....	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. vaporización.....	1,25 MJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste .....	Medio	Bajo	Medio

*Figura 2.20. Características de los refrigerantes empleados en máquinas de absorción*

Además, en ciclos de absorción siempre cabe destacar que la utilización de fuentes de energía alternativas como solar-térmica, geotermia o biomasa en el caso de este proyecto, pueden ser empleadas en sistemas de absorción de simple efecto con temperaturas de agua caliente para el generador entre 80 y 130 °C, que resultando tan

económicas, pueden resultar económicamente ventajosas frente a otros procesos a pesar de tener coeficientes de operación bajos.

### 2.7.3 REFRIGERACIÓN POR TORRE

La refrigeración por condensadores evaporativos o torres de enfriamiento es una alternativa muy eficiente en refrigeración industrial, ya que emplean tecnologías respetuosas con el medio ambiente.

El consumo eléctrico resulta muy bajo en relación con la potencia de enfriamiento de estas máquinas, siendo su mayor limitación la alta dependencia de las condiciones atmosféricas; pero debe tomarse en consideración que por la naturaleza del proceso, la torre de refrigeración puede tener un alto consumo de agua y posible contaminación de esta, teniendo riesgo de ser un foco de transmisión de enfermedades como la legionella.

Las medidas de prevención de la legionella en torres de refrigeración vienen reguladas por el Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, donde se establecen criterios para la prevención y control de la transmisión de la enfermedad. Estos criterios pueden ser químicos, con la correspondiente contaminación de aguas, si no se pueden garantizar las medidas contempladas en la norma, como el rango de temperaturas de funcionamiento máximo de la torre, materiales de los que está constituida, etc.

### ***3 - DESARROLLO***

---



A continuación, se exponen los distintos datos que caracterizarán el cálculo y dimensionado de las necesidades energéticas del proyecto, tanto para su climatización en el caso de la nave de oficinas y salas de catas como para la refrigeración de los depósitos y ventilación de esta última nave.

### 3.1 DATOS DEL PROYECTO:

#### 3.1.1 DATOS CLIMATOLÓGICOS:

La bodega se encuentra en el municipio de Rueda, al sur de la provincia de Valladolid. Los datos climatológicos de la zona se encuentran resumidos en la siguiente tabla 3.1:

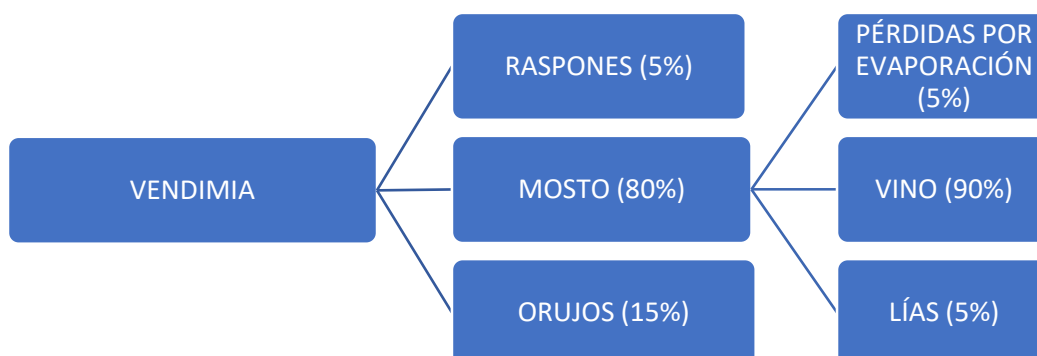
<i>Tabla 3.1. Datos Climatológicos Medios de la provincia de Valladolid</i>												
Mes	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
<b>Enero</b>	4.2	8.2	0.2	40	83	6.3	3.0	0.0	10.4	15.9	3.5	101
<b>Febrero</b>	5.9	11.2	0.7	27	72	5.2	2.1	0.1	3.7	12.8	4.3	147
<b>Marzo</b>	9.0	15.2	2.8	22	62	4.8	0.8	0.2	1.6	6.7	6.0	215
<b>Abril</b>	10.7	16.9	4.6	46	62	7.8	0.8	1.4	0.9	2.3	3.9	232
<b>Mayo</b>	14.5	21.0	7.9	49	60	7.9	0.0	3.6	0.9	0.3	3.5	272
<b>Junio</b>	19.3	27.0	11.6	29	52	4.5	0.0	3.6	0.6	0.0	7.8	322
<b>Julio</b>	22.3	30.7	14.0	13	45	2.1	0.0	2.9	0.3	0.0	14.1	363
<b>Agosto</b>	22.1	30.1	14.1	16	48	2.3	0.0	2.6	0.2	0.0	11.8	334
<b>Septiembre</b>	18.5	25.6	11.3	31	56	4.3	0.0	1.8	0.9	0.0	7.5	254
<b>Octubre</b>	13.2	18.9	7.6	55	70	7.5	0.0	0.7	3.0	0.5	4.2	182
<b>Noviembre</b>	7.9	12.4	3.5	52	79	7.1	0.7	0.1	7.1	5.8	3.5	117
<b>Diciembre</b>	5.0	8.6	1.3	53	84	7.7	1.4	0.0	9.2	12.4	3.2	89
<b>Año</b>	12.7	18.8	6.6	433	64	67.7	-	17.5	39.8	56.2	72.8	2624
<b>Leyenda</b>												
<b>T</b>	Temperatura media mensual/anual (°C)											
<b>TM</b>	Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)											
<b>Tm</b>	Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)											
<b>R</b>	Precipitación mensual/anual media (mm)											
<b>H</b>	Humedad relativa media (%)											
<b>DR</b>	Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm											
<b>DN</b>	Número medio mensual/anual de días de nieve											
<b>DT</b>	Número medio mensual/anual de días de tormenta											
<b>DF</b>	Número medio mensual/anual de días de niebla											
<b>DH</b>	Número medio mensual/anual de días de helada											
<b>DD</b>	Número medio mensual/anual de días despejados											
<b>I</b>	Número medio mensual/anual de horas de sol											

**3.1.2 BODEGA Y TIPO DE VINO:**

- **Producción de la bodega:** se estima una producción media de 700.000 botellas anuales, lo que implica 525.000 litros de producto final.

La vendimia en el último año ha sido de 5.600 kg/ha recogidos, teniendo la bodega un total de 150 ha; por lo que la cantidad de uva recogida ha sido de en torno a 840.000 kg.

- **Graduación alcohólica aproximada del vino:** 13 % de alcohol en volumen.
- **Rendimiento de producción:** en la extracción de mostos se aplicarán presiones adecuadas para su separación de los orujos, de forma que el rendimiento no sea superior a 72 litros de vino por cada 100 kilogramos de uva (según normativa de la D.O. Rueda).
- Características de la materia prima y del producto final:
  - **Densidad del mosto:** 1,09 kg/l.
  - **Densidad del vino:** 0,992 kg/l.
- **Rendimientos** aproximados obtenidos a partir de la materia prima inicial:



### 3.1.3 DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO:

#### NAVE DE PRODUCCIÓN:

En esta nave se deberá hacer la extracción del CO<sub>2</sub> producido durante la fermentación del vino, que será calculado previamente para dimensionar el caudal de ventilación de aire necesario.

La distribución de superficies está contenida en la siguiente tabla:

<b>ESTANCIA</b>	<b>SUPERFICIE (m<sup>2</sup>)</b>
Sala de elaboración (depósitos)	750
Lagar	200
Sala de embotellado y almacén seco	250
Altura media: 7 m	

#### EDIFICIO DE OFICINAS Y ESTANCIAS PÚBLICAS:

En este edificio, adyacente a la nave de producción, se deberán climatizar todas las estancias descritas en la tabla 3.3; esto es: calefacción por suelo radiante y ventilación mecánica controlada, con impulsión en cuartos secos y extracción en cuartos húmedos, con intercambiador de calor para una mejor eficiencia energética.

En la siguiente tabla se encuentran descritas las estancias a climatizar y ventilar:

<b>ESTANCIA</b>	<b>SUPERFICIE (m<sup>2</sup>)</b>
Oficinas	250
Salas públicas	400
Aseos y vestuarios	25
Altura de las estancias: 3 m	

### 3.2 CÁLCULO DE LA DISPONIBILIDAD DE BIOMASA:

Para calcular la cantidad de biomasa disponible, tenemos que hacer un balance de la masa de poda de sarmiento que se obtiene a partir de la vid y hacer una estimación de la densidad de plantación de cepas de las que dispone la bodega.

Como se indica en el primer capítulo, la bodega cuenta con 150 ha de cultivo de vid, con un espaciado máximo de 2,5 m entre cepas. Esto nos da un total de:

$$N^{\circ} \text{ de cepas} = 150 \text{ ha} \cdot 10.000 \frac{\text{m}^2}{\text{ha}} \cdot 1 \frac{\text{cepa}}{(2.5 \text{ m})^2} = 240.000 \text{ cepas}$$

Según la Asociación Española de Valoración Energética de la Biomasa (AVEBIOM), se estima una producción media de sarmientos de 1,35 kg/cepa.

De este valor, se tomará como aceptable para su uso como combustible el 80% de la masa obtenida, ya que suponemos pérdidas en la recogida y limpieza del sarmiento.

Por tanto, podemos calcular el rendimiento total de masa de poda seca que se espera para la plantación:

$$M_{\text{biomasa}} = 240.000 \text{ cepas} \cdot 1,35 \frac{\text{kg}_{\text{biomasa}}}{\text{cepa}} \cdot 0,8 = 259.200 \text{ kg}$$

Para estimar la potencia que se puede obtener a partir del sarmiento, necesitamos conocer el poder calorífico inferior (PCI) del sarmiento, que depende de la humedad que contenga el combustible.

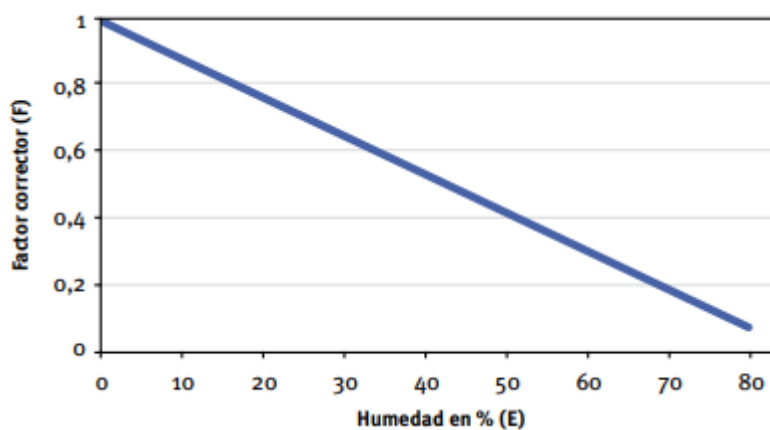
Según el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), se estiman los poderes caloríficos inferiores de los distintos productos de biomasa recogidos en la tabla 3.4, donde se indica dicho PCI en función de una humedad contenida teórica para los distintos productos de biomasa frecuentes en España.



*Tabla 3.4. PCI de los distintos productos de biomasa en España (CIEMAT, 2018)*

Producto		Humedad (%)	PCI (kCal/kg)
Leñas y ramas	Coníferas frondosas	20 %	3.590
Serrines y virutas	Coníferas frondosas	15	3.790
	Coníferas		3.590
Cortezas	Coníferas frondosas	20	
Vid	Sarmientos	20	3.280
	Ramilla de uva	25	2.950
	Orujo de uva	25	3.240
Aceite	Hueso	15	3.860
	Orujo		3.780
Cáscara de frutos secos	Almendra	10	3.940
	Avellana		3.710
	Piñón		4.090
Cacahuete		10	3.480
Paja de cereales		10	3.630
Cascarilla de arroz		10	3.370
Girasol	Residuo del campo	10	3.310
Papel	Cartón y papel vario	5	3.780
	RSU frac. y plástico-papel		4.480

En caso de contener más humedad de la especificada en la tabla 3.4, el valor de la potencia calorífica inferior debe corregirse con el factor obtenido de la gráfica de la figura 3.1.



*Figura 3.1. Factor de corrección del PCI de la biomasa en función de la humedad (CIEMAT).*

En el caso de la bodega de rueda, se espera que la humedad de sarmiento seco, no supere el 20 %.

De acuerdo con esto, tendremos una energía anual disponible de:

$$E_{anual} = 259.200 \text{ kg}_{poda} \cdot 3.280 \frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \cdot 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} = 3,55374 \cdot 10^9 \text{kJ}$$

Suponiendo que la caldera, con un rendimiento del 90 % y trabajando durante todo el año, puede darnos una potencia total de:

$$P_{caldera} = \frac{E_{anual}}{365d \cdot 24h \cdot 3600s} \cdot 0.9 = 101.5 \text{ kW}$$

Por tanto, la disponibilidad de biomasa de la bodega podría generar una potencia continua de 101.5 kW de calor. Teniendo en cuenta que sólo funcionará bajo demanda de calor, previsiblemente, la bodega dispone de una cantidad de biomasa mucho mayor de la necesaria para la calefacción por suelo radiante a baja temperatura que se utiliza en las oficinas y los comedores y para ACS con depósito de inercia.

Como se indica en el capítulo de introducción, la generación de frío por absorción es muy interesante cuando se dispone de la posibilidad de obtener calor a muy bajo coste, como es este caso. Por ello, se hará un estudio de viabilidad y cálculo de este sistema.

### 3.3 DIMENSIONADO DE LOS DEPÓSITOS:

Para realizar la fermentación del vino, se escogen depósitos que puedan controlar tanto la temperatura como las levaduras y actividad microbiológica que en ellos se desarrolla. Para un control óptimo de temperatura, se escogen depósitos de acero inoxidable de doble camisa de refrigeración, con un volumen de 30.000 L de capacidad cada uno.

Como durante la fermentación alcohólica se produce CO<sub>2</sub>, se provoca un aumento de volumen que hay que tener en cuenta durante el vertido del mosto en los mismos para que no se derrame. Por tanto, el llenado de los depósitos se realiza teniendo en cuenta un volumen ocupado del 90% de mosto en la situación inicial. Además, debe haber depósitos sobrantes para etapas posteriores a la fermentación, ya que los trasiegos, donde se consigue obtener un vino claro y libre de sólidos, se lleva a cabo cambiando de recipiente el vino y filtrándolo en sucesivas ocasiones.

Por tanto, podemos calcular la cantidad de depósitos necesarios:

$$\text{Volumen de mosto} = 840.000 \text{ kg uva} / 1.09 \text{ kg/l} \cdot 0.80 = 616.500 \text{ l de mosto}$$

Como los depósitos son de 30.000 L, pero consideramos que solo se llenan al 90% con mosto:

$$\text{Depósitos necesarios} = 1.1 \cdot 616.500 \text{ l mosto} / 30.000 \text{ l depósito} = 22,6 \text{ depósitos}$$

Se estiman necesarios 2 depósitos para realizar el trasiego, por lo que la decisión final es de 25 depósitos.

En la siguiente tabla se realiza un resumen de la disposición del volumen de mosto durante la fermentación entre los distintos depósitos, realizando el cálculo de llenado.

<i>Tabla 3.5. Depósitos necesarios</i>			
<b>Volumen de mosto</b>	<b>Volumen a considerar</b>	<b>Nº depósitos necesarios</b>	<b>Nº depósitos elegidos</b>
-	Vol. Mosto + 10%	-	Necesarios + 2
616.500 L	678.150 L	22,6 depósitos	<b>25 depósitos</b>

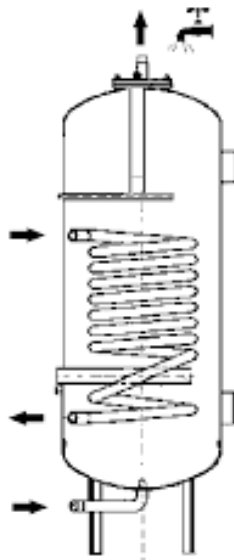


Figura 3.2. Esquema de depósito con serpentín.

### 3.4 CALOR DESPRENDIDO DURANTE LA FERMENTACIÓN ALCOHÓLICA

En la tabla 3.6 se recogen algunos efectos en el vino blanco durante la fermentación alcohólica que dependen directamente de la temperatura, de donde se tomará como referencia para los cálculos del proyecto la inferior de entre las temperaturas óptimas.

*Tabla 3.6. Fermentación alcohólica en función de la temperatura para vinos blancos. (Pedro Benito Sáez, 2016).*

TEMPERATURA	EFECTO
<15 °C	Torpe inicio de la fermentación. Riesgo de oxidación. Necesidad de utilizar levaduras explícitas para esa temperatura.
15 – 18 °C	Temperatura óptima para la obtención de los aromas de fermentación.
18 – 20 °C	Temperatura deseable para asegurar un buen término de la fermentación.
20 – 25 °C	Fermentación excesivamente activa. Pérdida de aromas. Puede ser un rango de temperaturas elegido si no se aportan levaduras.
25 – 30 °C	Muy rápida fermentación. Pérdida de aromas y vino menos fino.
>30 °C	Riesgo de parada de fermentación.

#### 3.4.1 PREENFRIAMIENTO

En el momento del vertido del mosto a los depósitos, se debe hacer un preenfriamiento que garantice que la temperatura de inicio de la fermentación sea controlada, intentando minimizar el tiempo que el mosto se encuentra a una temperatura superior a la temperatura deseada de fermentación, que para esta bodega es de 15 °C.

Para ello, sabemos que la velocidad de prensado es de en torno a 3.200 kg/h, sin posibilidad de almacenamiento intermedio.

Para ello, lo calcularemos como:

$$Q_{enf} = M_m \cdot c_{p_{uva}} \cdot (T_a - T_f)$$

Donde:

$Q_{enf}$  = Potencia de enfriamiento necesaria (kJ/h).

$M_m$  = Caudal másico de mosto (kg/h).

$c_{esp}$  = Calor específico del mosto (kJ/kg·°C); : 3,8 kJ/kg·°C para mostos de densidad 1,090 a 1,100 kg/m<sup>3</sup> [Boulton, 1982].

$T_a$  = Temperatura del mosto a la entrada en la bodega (18 °C).

$T_f$  = Temperatura mínima de entrada del mosto al depósito (15 °C).

$$Q_{preenfriamiento} = 3.200 \frac{kg}{h} \cdot 3,8 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 3 ^\circ C = 36.480 \frac{kJ}{h} \approx 10 kW.$$

### 3.4.2 FERMENTACIÓN

La instalación se dimensionará para asegurar una temperatura de 15 °C durante el tiempo de fermentación, pudiendo elegir temperaturas superiores cuando sea conveniente.

Se supone fermentación homogénea durante todo el periodo que dure la fermentación. Si bien en la realidad esto no es cierto, puesto que desde el inicio de la fermentación hay un pico en la actividad de las levaduras y por tanto del calor generado en torno al tercer día desde el inicio de la fermentación, el llenado paulatino de los depósitos a lo largo de varios días o semanas hace que esta aproximación no sea notable y que pueda considerarse perfectamente válida.

Usaremos la siguiente expresión para calcular el calor generado por la acción química de las levaduras sobre el mosto:

$$Q_{fermentación} = \frac{V \cdot g \cdot c_f}{24 \cdot d} \quad [Hidalgo Togoies, 2.003]$$

Donde:

$V$  = volumen de mosto (L).

$g$  = concentración de azúcar medio en el mosto ( $g_{azúcar}/L_{mosto}$ ).

$c_f$  = calor de fermentación (kJ/g).

$d$  = tiempo de duración de la fermentación (h).

Para realizar este cálculo, se tomará como volumen de referencia un depósito totalmente lleno (30.000 L).

$$Q_{fermentación} = \frac{30.000 L_{mosto} \cdot 210 \frac{g_{azúcar}}{L_{mosto}} \cdot 0.5852 \frac{kJ}{g_{azúcar}}}{15 \text{ días} \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 3600 \frac{s}{h}} = 2.85 kW$$

Este valor se encuentra ligeramente sobredimensionado puesto que los depósitos no se llenan al máximo de su capacidad, pudiendo asumir que el margen de error habitualmente considerado en instalaciones está representado por este hecho.

### 3.4.3 GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN EN EL DEPÓSITO

Deben cuantificarse también las pérdidas de energía por las paredes de los depósitos de acero inoxidable.

Este valor podría corregirse aislando los depósitos, pudiendo a partir de este cálculo considerar si es justificado una mayor inversión en depósitos aislados frente a correr con el exceso de consumo de energía derivado de estas pérdidas, que, suponiendo unas condiciones de temperatura exteriores a los depósitos no muy alta, no deberían ser grandes.

Puesto que la sala debe ir ventilada por la generación de CO<sub>2</sub> del proceso y esta ventilación se realiza con impulsión directa continua desde la calle, la temperatura de la sala de fermentación dependerá en gran medida de las condiciones ambientales exteriores.

Para realizar el cálculo, utilizamos la siguiente expresión:

$$Q_{pérd.} = U \cdot S \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde:

U = Coeficiente global de transmisión de calor (W/m<sup>2</sup>·°C).

S = Superficie del depósito.

T<sub>ext</sub> y T<sub>int</sub> son las temperaturas del medio e interiores al depósito, respectivamente.

Para calcular el coeficiente global de transmisión de calor, necesitamos conocer los coeficientes de transferencia de calor por convección, que aproximaremos a 10 W/m<sup>2</sup>·K y 100 W/m<sup>2</sup>·K para el aire exterior y el agua interior respectivamente, ya que

consideramos convección natural en ambos casos y que el espesor de la pared es de en torno a 50mm.

Por tanto,

$$U = \frac{1}{\frac{r_{ext}}{r_{int} \cdot h_{int}} + r_{ext} \frac{\ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{acero}} + \frac{1}{h_{int}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1.55 \text{ m}}{1.5 \text{ m} \cdot 100 \text{ W/m}^2\text{K}} + 1.5 \text{ m} \frac{\ln(\frac{1.55 \text{ m}}{1.5 \text{ m}})}{16.3 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{1}{10 \text{ W/m}^2\text{K}}} \approx 8.8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = 8.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 40 \text{ m}^2 \cdot (22 - 15) \approx 2.5 \text{ kW}.$$

No se considera un valor excesivo, por lo que se realizará la instalación con depósitos no aislados, teniendo este valor en consideración para la selección de los equipos de refrigeración.

### 3.5 CÁLCULO DE LAS NECESIDADES DE FRÍO PARA LA FERMENTACIÓN

El llenado de los depósitos se produce de forma escalonada. Con una velocidad de prensado de 3.200 kg/h, considerando que este proceso se hace durante 12 horas diarias, conseguimos un volumen de mosto diario de:

$$\frac{L_{mosto}}{\text{día}} = 3.200 \frac{\text{kg}_{uva}}{\text{h}} \cdot 0.8 \frac{\text{kg}_{mosto}}{\text{kg}_{uva}} \cdot \frac{1 L_{mosto}}{1.09 \text{ kg}_{mosto}} \cdot \frac{12 \text{ h}}{\text{día}} \approx 28.184 \text{ L/día}$$

Esto hace un total de un depósito al día aproximadamente.

En la tabla 3.7, se recogen las fechas clave relativas a la fecha de inicio de la fermentación, que nos dará la necesidad neta de frío de la bodega.

DÍA	POTENCIA DE FRÍO TOTAL (kW)	COMENTARIO
1	15.5	Q <sub>preenfriamiento</sub> + Q <sub>1 depósito</sub>
15 a 23	<b>92.5</b>	Q <sub>preenfriamiento</sub> + Q <sub>15 depósitos</sub>
24	77	Q <sub>14 depósitos</sub>
38	5.5	Fin de la fermentación
<b>Potencia media del proceso: 58.5 kW</b>		

Estos valores se grafican en la figura 3.3 para una mejor comprensión de la evolución de las necesidades de frío de la bodega.



Figura 3.3. Producción de frío necesaria para la refrigeración de los depósitos

Como puede observarse, de los días 1 al 23 se produce el llenado de cada uno de los depósitos.

El día 15 finaliza la fermentación del primer depósito, al que sucederán el resto durante los siguientes 23 días que restan del proceso de fermentación.

De esta manera, de los días 15 al 23, se estabiliza la demanda de frío en su máximo, que es de 92.5 kW, siendo la potencia máxima que necesitará la bodega.

El día 23, se observa la mayor caída de potencia necesaria debido al final de la necesidad de preenfriamiento por haber terminado el proceso de llenado de los depósitos. A partir de esta fecha, se restará la potencia diaria necesaria para la refrigeración de 1 depósito hasta el fin del proceso el día 38 desde el inicio de la fermentación.

Por tanto, la potencia frigorífica máxima necesaria en la instalación es de 92.5 kW.

Los equipos seleccionados tendrán una potencia de generación de frío ligeramente sobredimensionada para poder absorber los posibles errores de cálculo, condiciones de funcionamiento ambientales no contempladas o la inercia de la puesta en marcha del sistema.



### 3.6 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Para las máquinas de refrigeración por compresión de vapor y absorción, se considerará una temperatura de salida de la máquina (o entrada al serpentín del depósito) de 7°C, con un salto térmico de 5°C, es decir, una temperatura teórica de salida de los depósitos de 12 °C.

Estas máquinas, si bien pueden producir frío a menores temperaturas, reducen su rendimiento sensiblemente cuanto más baja sea la temperatura de enfriamiento. Se considera innecesario obtener agua de refrigeración a menor temperatura por no realizarse proceso de estabilización del vino en esta producción.

Para el cálculo del tamaño (longitud y diámetro) del serpentín de intercambio, hará con la expresión del flujo de calor por unidad de longitud particularizada para una tubería de sección circular, teniendo en cuenta que según la tabla 3.6, podremos querer enfriar el vino hasta los 15 °C.

$$\frac{Q}{L} = \frac{T_{\infty ext} - T_{\infty int}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{Cu}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{ext} \cdot h_{ext}}}$$

Donde:

$T_{\infty ext}$  es la temperatura en el exterior de las tuberías, es decir, la del medio que se pretende refrigerar. El proceso de fermentación puede querer realizarse con una temperatura, según la tabla 3.6, de hasta 15 °C, por lo que tomaremos esa temperatura como referencia.

$T_{\infty int}$  es la temperatura interior de la tubería, es decir, la del agua de refrigeración. Esta temperatura será la media entre la temperatura de entrada y de salida de los tubos, que calcularemos en el siguiente apartado.

$\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{int} \cdot h_{int}}$  es la resistencia de convección en el interior de la tubería.

$\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{ext} \cdot h_{ext}}$  es la resistencia de convección en el exterior de la tubería.

$\frac{\ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{2 \cdot \pi \cdot k_{Cu}}$  es la resistencia de conducción de la tubería, que depende de la constante de conducción del material. En este caso se empleará cobre como material para el serpentín.

Este dimensionado dependerá de la máquina empleada para la producción de frío.

### 3.6.1 SERPENTÍN PARA REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR:

#### DIMENSIONES DE LA SECCIÓN DEL SERPENTÍN DE LOS DEPÓSITOS

Para caracterizar el flujo, tenemos que conocer las dimensiones de la sección del serpentín, eligiendo según catálogo del fabricante uno con dimensiones:

Diámetro exterior = 24 mm.

Diámetro interior = 20 mm.

Espesor = 2 mm.

#### CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE PELÍCULA $h_{int}$ y $h_{ext}$ .

Los coeficientes de película de las tuberías tendrán una gran diferencia entre interior y exterior a la tubería de refrigeración, ya que en el interior la convección es de tipo forzado, mientras que en el depósito se podría considerar natural o flujo nulo.

Procederemos por tanto a calcular dichos coeficientes de película, con la siguiente secuencia de cálculos:

$h_{int}$ , CONVECCIÓN FORZADA

1. Cálculo de la temperatura de película interior.

$$T_{pel_{int}} = \frac{T_{\infty_{int}} + T_{pared_{int}}}{2} = \frac{9,5 + 12,3}{2} = 10,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- $T_{\infty_{int}} = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2} = \frac{7 + 12}{2} = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

- $T_{pared_{int}} = \frac{T_{\infty_{int}} + T_{\infty_{ext}}}{2} = \frac{9,5 + 15}{2} = 12,3 \text{ } ^\circ\text{C}$

2. Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_i}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

El flujo másico de agua de refrigeración necesario, es función de la capacidad calorífica del fluido refrigerante y el calor a absorber:

$$Q_{depósito} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

$$\dot{m}_{refrigerante} = \frac{Q_{depósito}}{c_{p_{agua}} \cdot (T_{sal} - T_{int})} = \frac{5,5 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5\text{K}} \approx 0,27 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Por tanto, ya podemos calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot 0,27 \text{ kg/s}}{\pi \cdot 4 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot 0,001 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} = 8.595$$

Puesto que  $Re > 2300$ , el flujo es turbulento.

3. Cálculo del coeficiente de película a través del número de Nusselt.

Para flujo turbulento, podemos relacionar el coeficiente de película con el número de Nusselt mediante la correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 70,33$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_{p_{agua}}}{k_{agua}} \approx 7$$

Finalmente, el coeficiente de película se despeja del Nusselt:

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot k_{agua}}{D_i}; h_{int} = \frac{70,33 \cdot 0,58}{0,02} \approx 2000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$h_{ext}$ , CONVECCIÓN NATURAL

1. Cálculo de la temperatura de película exterior.

- $T_{pared_{ext}} = \frac{T_{\infty_{ext}} + T_{\infty_{int}}}{2} = 12,3 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $T_{película_{ext}} = \frac{T_{\infty_{ext}} + T_{pared_{ext}}}{2} = \frac{15 + 12,3}{2} \text{ } ^\circ\text{C} = 13,7 \text{ } ^\circ\text{C}$

2. Cálculo del número de Grashof.

Para el mosto del depósito consideramos convección natural exterior a tuberías.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_{película_{ext}} - T_{\infty_{mosto}})}{\nu^2}$$

Donde:

$g$  = aceleración de la gravedad ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ).

$\beta$  = coeficiente de dilatación térmica ( $0,25 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ ).

$L$  = longitud característica del problema (Diámetro ext. tubería).

$\nu$  = viscosidad cinemática del fluido ( $0,96 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

Nota: se supondrá que las propiedades del mosto son las mismas que las del agua.

$$Gr \approx 51.500$$

3. Empleamos la correlación de Morgan para calcular  $h_{ext}$ .

$$Ra = Pr \cdot Gr \approx 7 \cdot 51.500 = 360.500$$

$$Nu = C \cdot (Ra)^n$$

Donde los coeficientes  $C$  y  $n$  son:

Tabla 3.8. Coeficiente C y n de la correlación de Morgan (Universidad de Sevilla, 2001).	
Ra	C - n
$10^2 - 10^4$	0,850 - 0,188
$10^4 - 10^7$	0,480 - ¼
$10^7 - 10^{12}$	0,125 - 1/3

$$Nu = 0,480 \cdot 360.500^{0,25} \approx 11$$

Finalmente, el coeficiente de película se despeja del Nusselt:

$$h_{ext} = \frac{Nu \cdot k_{agua}}{D_i}; h_{int} = \frac{8,6 \cdot 0,58}{0,024} \approx 265 \frac{W}{m^2k}$$

Podemos ahora calcular el flujo de calor por unidad de longitud necesario para disipar el calor calculado:

$$\frac{Q}{L} = \frac{15 - 9,5}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,01 \cdot 2.000} + \frac{\ln\left(\frac{0,012}{0,01}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 380} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,012 \cdot 265}} \approx 95 \text{ W/m}$$

Por tanto, podemos conocer los metros lineales de serpentín que necesitamos:

$$L = \frac{Q_{depósito}}{Q/L} = \frac{5.500 \text{ W}}{95 \text{ W/m}} = 57,9 \text{ m}$$

Como el depósito tiene un diámetro interior de 3 m, el perímetro es de 9.4 m; por tanto el serpentín de la camisa deberá ser de:

$$vueltas = \frac{57,9}{9,4} \approx 6,2 \rightarrow 7 \text{ vueltas}$$

### 3.6.2 SELECCIÓN DE LA MÁQUINA DE COMPRESIÓN DE VAPOR

Para la selección de la máquina, en primer lugar, se prioriza la utilización de refrigerante R-32 por ser el más actual y ecológico dentro de los refrigerantes HFC, como se explica en el capítulo de introducción. Además, se escoge una máquina aire-agua con todos los

elementos integrados, sin necesidad de intervención alguna en el circuito de refrigerante durante la instalación y puesta en marcha.

Podría considerarse la instalación de una máquina de CO<sub>2</sub> como refrigerante, pero en la actualidad no hay a penas disponibilidad de estas máquinas para potencia media y baja. Por el mismo razonamiento, las máquinas de amoníaco también resultan difíciles de instalar.

La potencia a seleccionar según los cálculos hechos es de 92.5 kW, aunque se sobredimensionará para poder absorber posibles situaciones no consideradas en el cálculo o condiciones externas que impidan que la máquina pueda trabajar a máxima potencia, si bien este problema no es habitual en máquinas de compresión de vapor. Entre las distintas marcas con presencia en el mercado español, se elige un modelo de la marca *Carrier*.

30RBS		039	045	050	060	070	080	090	100	120	140	160
<b>Refrigeración</b>												
<b>Rendimiento a plena carga (1)</b>	CA1 Capacidad nominal kW	40	44	51	58	67	79	87	97	114	135	156
	CA1 EER kW/kW	2,87	2,76	2,67	2,66	2,72	2,70	2,73	2,73	2,67	2,70	2,65
	CA1 Clase Eurovent	C	C	D	D	C	C	C	C	D	C	D
	CA2 Capacidad nominal kW	53	59	69	81	85	98	114	126	151	171	194
	CA2 EER kW/kW	3,44	3,32	3,12	3,31	2,97	3,06	3,18	3,09	3,10	2,99	3,01
<b>Eficiencia estacional (1)</b>	SEER <sup>CA1/C</sup> kWh/kWh	3,95	4,11	4,21	4,10	3,90	4,02	4,21	4,19	4,10	3,93	4,18
	Confort baja temp.											
	I <sub>js</sub> frío <sup>CA1/C</sup> %	155	161	166	161	153	158	165	165	161	154	164
	SEER <sup>CA2/C</sup> kWh/kWh	4,65	5,07	4,94	4,90	4,74	5,13	5,03	4,96	5,24	4,71	5,11
	Confort media temp.											
	SEPR <sup>CA1/C</sup> kWh/kWh	5,27	5,31	5,26	5,09	4,92	5,16	4,95	5,12	5,51	4,90	5,30
	Proceso alta temp.											
	SEPR <sup>CA2/C</sup> kWh/kWh	2,77	3,18	2,85	2,79	3,02	2,63	2,68	2,97	3,03	3,04	2,90
	Proceso media temp.											
<b>Carga parcial integrada</b>	IPLV/SI kW/kW	4,54	4,71	4,81	4,58	4,26	4,39	4,55	4,53	4,55	4,29	4,64
<b>Potencia sonora, unidad de serie</b>	dB(A)	80	81	81	81	87	87	84	84	84	90	90
<b>Potencia sonora unidad de serie + Opción 15LS</b>	dB(A)	79	80	80	80	80	80	83	83	83	83	83
<b>Peso en orden de funcionamiento (con intercambiadores de calor MCHE)<sup>†</sup></b>												
	<b>Unidad estándar sin módulo hidrónico</b>	kg	429	436	442	454	454	471	766	776	789	896
	<b>Unidad estándar con módulo hidrónico</b>	kg	459	466	472	484	484	501	798	808	825	935
	Bomba simple de alta presión	kg	484	492	497	510	510	527	843	853	873	972
	Bomba doble de alta presión	kg										1004
<b>Compresores</b>		Compresores scroll herméticos, 46,3 r/s										
	Circuitos A/B	2/- 2/- 2/- 2/- 2/- 2/- 3/- 3/- 3/- 3/- 2/2 2/2										
	Refrigerante	R-410A										
	Control de capacidad	Touch Pilot Junior										
<b>Condensadores</b>		Intercambiador de calor totalmente de aluminio con microcanales (MCHE)										
<b>Ventiladores</b>		Flying Bird IV axiales con cubierta giratoria										
	Cantidad	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
<b>Caudal de aire total (a velocidad alta)</b>	l/s	3885	3883	3687	3908	5013	5278	6940	6936	7370	10026	10556
<b>Evaporador</b>		Intercambiador de calor de placas de expansión directa										
<b>Módulo hidrónico (opcional)</b>		Bomba simple o doble, filtro de rejilla Victaulic, válvula de seguridad, depósito de expansión, válvulas de purga (agua y aire), sensores de presión										
<b>Dimensiones</b>												
	Longitud	mm	1061						2258			
	Fondo	mm	2050						2050			
	Altura	mm	1330						1330			
<b>Datos Eléctricos</b>												
	Tensión de alimentación nominal	V-fases-Hz 400-3-50 ± 10%										
	Alimentación del circuito de control	24 V mediante transformador interno										
	Intensidad máxima de arranque (Un) <sup>*</sup>											
	Unidad estándar	A	114	135	143	146	176	213	174	208	248	243
	Unidad con la opción de arranque electrónico	A	75	87	94	96	114	140	125	150	176	186
	Consumo máximo en orden de funcionamiento**	kW	20	22	25	28	31	36	42	46	53	62
	Intensidad nominal de la unidad en orden de funcionamiento***	A	26	29	33	36	42	53	55	62	77	85

Figura 3.4. Extracto del catálogo de enfriadoras Carrier. Datos técnicos.

Se toma el modelo Carrier 30RBS 100. El precio de catálogo de esta enfriadora es de 27.255 €.

### 3.7 REFRIGERACIÓN POR TORRE:

Se propone instalar un sistema de frío basado en torre de enfriamiento. Se trata del sistema más ecológico posible, ya que el funcionamiento, como fue explicado en el capítulo de introducción, se basa en bombas de impulsión de agua y ventilador, cuyo consumo energético, que es de tipo eléctrico, es muy bajo.

Las condiciones más críticas de funcionamiento se darán en el mes de septiembre, ya que es la época más temprana y por tanto cálida de vendimia en la D.O. Rueda.

Este sistema tendrá un mejor funcionamiento cuanto más se retrase el inicio de la vendimia. Si durante el tiempo que dure la fermentación, se dan temperaturas bajo cero, habrá que tener en consideración medios de protección para la torre de enfriamiento.

Dado que el tiempo de llenado de los depósitos es de en torno a 23 días (1 día por depósito) y el tiempo de fermentación es de 15 días, el tiempo total de funcionamiento de este sistema se estima en torno a 38 días, comenzando habitualmente la segunda quincena de septiembre. Por tanto, se considera innecesario estos medios de protección.

Tomando las condiciones más críticas de funcionamiento (temperatura media máxima del mes de septiembre) y llevándolo a un diagrama psicrométrico, se puede calcular la temperatura de enfriamiento teórica que podemos conseguir con una torre de enfriamiento en estas condiciones:

- $T_{\text{media máxima septiembre}} = 25.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- $\text{H.R. media septiembre} = 56 \%$

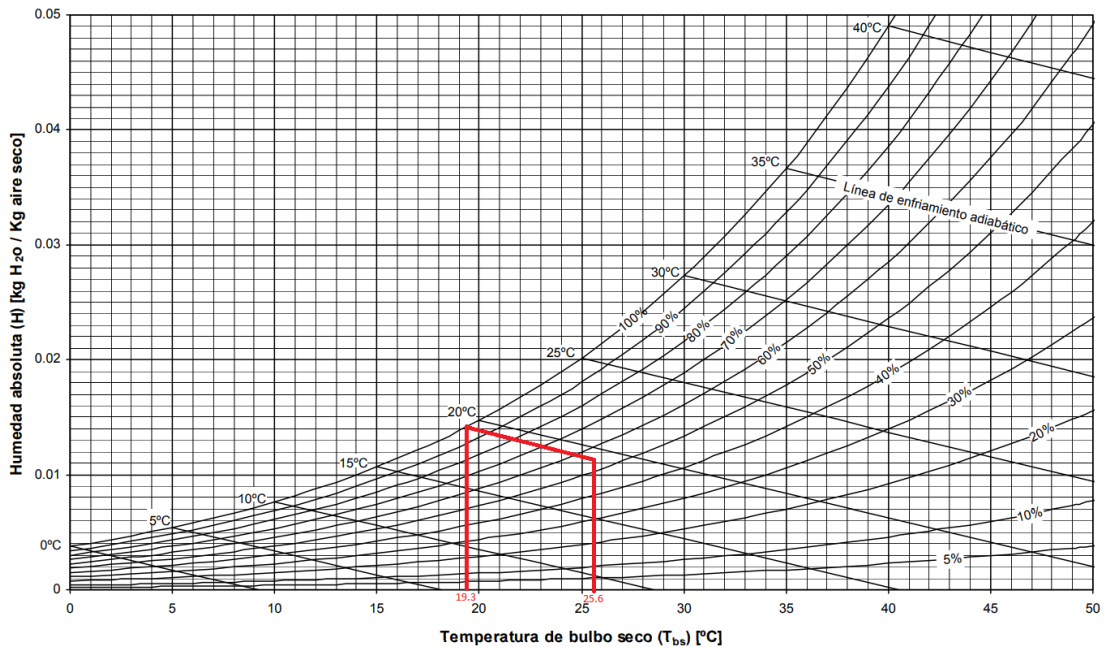
Diagrama psicrométrico para vapor de agua y aire a  $p = 1 \text{ atm}$  OPBII

Figura 3.5. Diagrama psicrométrico. Enfriamiento condiciones críticas en septiembre.

Como puede observarse en el diagrama de la figura 3.5, la temperatura máxima a la que se puede enfriar en las condiciones críticas de funcionamiento es insuficiente para la refrigeración del vino blanco, siendo esta temperatura de:

$$T_{\text{enfriamiento crítico}} = 19.3 \text{ °C} + \text{Acercamiento} \approx 22.3 \text{ °C}$$

La única posibilidad para poder utilizar este sistema, es emplear un sistema de depósitos de inercia aislados que almacenen el agua fría generada durante el tiempo en el que la capacidad de producción de frío sea a una temperatura suficientemente baja como para poder usarse para la refrigeración de los depósitos. Es decir, durante la noche y las primeras horas de la mañana.

Para ello, se calcularán las condiciones externas con la temperatura media mínima diaria del mes de septiembre, estimando que esta temperatura se da durante 8 horas por la noche.

Se controlará, mediante un sistema de monitorización de la temperatura del agua almacenada en el depósito de frío, si esta temperatura es suficiente como para poder llevar a cabo la refrigeración de los depósitos. Si no lo fuese, contará con una máquina conectada en serie, entre el depósito de frío y los depósitos de vino, que bien puede ser de absorción o de compresión de vapor. Dado que la torre de enfriamiento siempre va a lograr bajar la temperatura de entrada a 72



esta máquina, este sistema siempre conseguirá aumentar el rendimiento del sistema de producción de frío.

Por tanto, se procede a calcular la temperatura más optimista de producción de frío basado en las temperaturas medias mínimas del mes de septiembre, manteniendo la humedad relativa media:

- $T_{\text{media mínima septiembre}} = 11.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
- H.R. media septiembre = 56 %

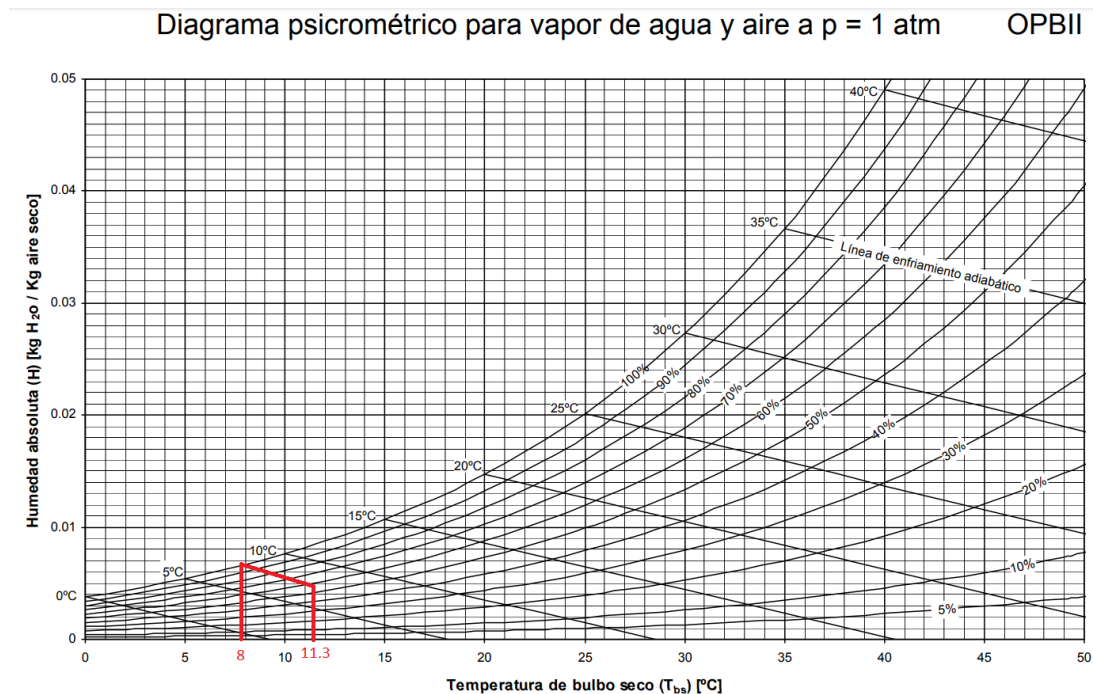


Figura 3.6 Diagrama psicrométrico. Enfriamiento condiciones optimistas en septiembre.

Como puede observarse en el diagrama de la figura 3.6, la temperatura máxima a la que se puede enfriar en las condiciones optimistas de funcionamiento es de:

$$T_{\text{enfriamiento}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C} + \text{Acercamiento} \approx 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En estas condiciones, procedemos a calcular las dimensiones del serpentín de los depósitos y la cantidad de agua que necesitamos para llevar a cabo la refrigeración durante las 24 h del día. Este cálculo se realiza de forma análoga a como hemos diseñado el proceso de producción de

frío mediante compresión de vapor o absorción, pero con distintas temperaturas de entrada y salida del agua fría.

Las necesidades de frío son las mismas; las debidas al preenfriamiento, disipación del calor generado por la fermentación y pérdidas de calor con el exterior.

Las temperaturas de diseño para el proceso serán:

- $T_{\text{entrada a los depósitos}} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- $T_{\text{salida de los depósitos}} = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### **3.7.1 SERPENTÍN PARA REFRIGERACIÓN POR TORRE:**

#### **DIMENSIONES DE LA SECCIÓN DEL SERPENTÍN DE LAS CAMISAS**

Dado que la temperatura de impulsión es mucho mayor que en los diseños de absorción y compresión de vapor, se considerará un serpentín de mayor sección que sea capaz de disipar más calor por unidad de longitud.

Diámetro exterior = 44 mm.

Diámetro interior = 40 mm.

Espesor = 2 mm.

#### **CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE PELÍCULA $h_{\text{int}}$ y $h_{\text{ext}}$ .**

Los coeficientes de película de las tuberías tendrán una gran diferencia entre interior y exterior a la tubería de refrigeración, ya que en el interior la convección es de tipo forzado, mientras que en el depósito se podría considerar natural o flujo nulo.

Procederemos por tanto a calcular dichos coeficientes de película, con la siguiente secuencia de cálculos análoga a la refrigeración por compresión mecánica:

$h_{int}$ , CONVECCIÓN FORZADA

1. Cálculo de la temperatura de película interior.

$$\circ T_{\infty_{int}} = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2} = \frac{11 + 14}{2} = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\circ T_{pared\ int} = \frac{T_{\infty_{int}} + T_{\infty_{ext}}}{2} = \frac{12,5 + 15}{2} = 13,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{pel_{int}} = \frac{T_{\infty_{int}} + T_{pared\ int}}{2} = \frac{12,5 + 13,8}{2} = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_i}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu}$$

El flujo másico de agua de refrigeración necesario, es función de la capacidad calorífica del fluido refrigerante y el calor a absorber:

$$Q_{depósito} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

$$\dot{m}_{refrigerante} = \frac{Q_{depósito}}{c_{p_{agua}} \cdot (T_{sal} - T_{int})} = \frac{5,5 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 3\text{K}} \approx 0,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Por tanto, ya podemos calcular el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot 0,44 \text{ kg/s}}{\pi \cdot 4 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot 0,001 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} \approx 14.000$$

Puesto que  $Re > 2300$ , el flujo es turbulento.

3. Cálculo del coeficiente de película a través del número de Nusselt.

Para flujo turbulento, podemos relacionar el coeficiente de película con el número de Nusselt mediante la correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \approx 103$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_{p_{agua}}}{k_{agua}} \approx 7$$

Finalmente, el coeficiente de película se despeja del Nusselt:

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot k_{agua}}{D_i}; h_{int} = \frac{103 \cdot 0,58}{0,044} \approx 1.360 \frac{W}{m^2k}$$

$h_{ext}$ , CONVECCIÓN NATURAL

1. Cálculo de la temperatura de película exterior.

$$\bullet T_{pared_{ext}} = \frac{T_{\infty_{ext}} + T_{\infty_{int}}}{2} = \frac{15 + 12,5}{2} = 13,8 \text{ } ^\circ C$$

$$\bullet T_{película_{ext}} = \frac{T_{\infty_{ext}} + T_{pared_{ext}}}{2} = \frac{15 + 13,8}{2} \text{ } ^\circ C = 14,4 \text{ } ^\circ C$$

2. Cálculo del número de Grashof.

Para el mosto del depósito consideramos convección natural exterior a tuberías.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_{película_{ext}} - T_{\infty_{mosto}})}{\nu^2}$$

Donde:

$g$  = aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>).

$\beta$  = coeficiente de dilatación térmica ( $0,25 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ ).

$L$  = longitud característica del problema (Diámetro ext. tubería).

$\nu$  = viscosidad cinemática del fluido ( $0,96 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

Nota: se supondrá que las propiedades del mosto son las mismas que las del agua.

$$Gr \approx 106.445$$

3. Empleamos la correlación de Morgan para calcular  $h_{ext}$ .

$$Ra = Pr \cdot Gr \approx 7 \cdot 106.445 = 745.117$$

$$Nu = C \cdot (Ra)^n$$

Donde los coeficientes C y n son:

Tabla 3.9. Coeficiente C y n de la correlación de Morgan (Universidad de Sevilla, 2001).	
Ra	C - n
$10^2 - 10^4$	0,850 - 0,188
$10^4 - 10^7$	0,480 - $\frac{1}{4}$
$10^7 - 10^{12}$	0,125 - $\frac{1}{3}$

$$Nu = 0,480 \cdot 102.000^{0,25} \approx 14$$

Finalmente, el coeficiente de película se despeja del Nusselt:

$$h_{ext} = \frac{Nu \cdot k_{agua}}{D_i}; h_{int} = \frac{14 \cdot 0,58}{0,044} \approx 185 \frac{W}{m^2k}$$

Podemos ahora calcular el flujo de calor por unidad de longitud necesario para disipar el calor calculado:

$$\frac{Q}{L} = \frac{15 - 12,5}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,02 \cdot 1.493,5} + \frac{\ln\left(\frac{0,022}{0,02}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 380} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,022 \cdot 185}} \approx 56,2 \text{ W/m}$$

Por tanto, podemos conocer los metros lineales de serpentín que necesitamos:

$$L = \frac{Q_{\text{depósito}}}{Q/L} = \frac{5.500 \text{ W}}{56,2 \text{ W/m}} = 97,87 \text{ m}$$

Como el depósito tiene un diámetro interior de 3 m, el perímetro es de 9.4 m; por tanto, el serpentín deberá ser de:

$$\text{vueltas} = \frac{97,87}{9,4} \approx 11$$

### 3.7.2 DEPÓSITOS DE INERCIA DE FRÍO:

Como se ha explicado, la imposibilidad de generar agua a una menor temperatura y la dependencia de las condiciones atmosféricas para la generación de frío, obligan a disponer de una red de depósitos de inercia aislados (consideraremos que no tiene ganancia de calor), para poder satisfacer la demanda de refrigeración de los depósitos y el preenfriamiento.

Este sistema de almacenamiento de agua fría será calculado para la demanda de frío a la temperatura de entrada a los depósitos de 11 °C y para poder ser utilizado durante las 24 h y consiste en una red de depósitos a la salida de la torre de enfriamiento y otra a la salida de los depósitos de vino y de la máquina de preenfriamiento por agua. En este último conjunto de depósitos se almacenará el agua empleada para la refrigeración a la espera de que las condiciones atmosféricas sean suficientemente aptas como para su enfriamiento de nuevo a través de la torre.

El volumen de agua necesario será de:

$$\dot{m}_{\text{agua preenf}} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{10 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 3 ^\circ\text{C}} = 0,798 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,87 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua depósitos}} = 0,44 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{s} \cdot \text{depósito}} \cdot 15 \text{ depósitos} \cdot \frac{3.600 \text{ s}}{1.000 \text{ l}} = 23,76 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para un día de fermentación:

$$V_{\text{agua diaria}} = (\dot{m}_{\text{agua preenf}} + \dot{m}_{\text{agua depósitos}}) \cdot 24h \approx 639,1 \text{ m}^3/\text{día}$$

Por tanto, la red de depósitos aislados necesarios para llevar a cabo este proceso, de 50.000 L de capacidad cada uno, será de:

$$N^{\circ} \text{ depósitos} = \frac{639,1}{50} = 12,78 \rightarrow 13 \text{ depósitos}$$

Es decir, 13 depósitos situados a la salida de la torre y 13 depósitos a la salida de la refrigeración.

Se considera que este sistema es imposible de implantar, dada la necesidad de un alto volumen de agua dispuesto en depósitos, por tanto, como alternativa ecológica y económica en uso frente a la máquina de compresión de vapor, se propone un sistema combinado de depósito de inercia con torre de refrigeración y máquina de absorción o de compresión de vapor.

### 3.8 REFRIGERACIÓN COMBINADA POR ABSORCIÓN Y TORRE DE ENFRIAMIENTO

Dada la imposibilidad de implantar el sistema de refrigeración exclusivamente por torre de enfriamiento, se propone el que será el sistema más económico en su utilización para una bodega de vino de alta producción y con cultivo de uva propio.

En este sistema, se combinarán los dos elementos citados, es decir, máquina de absorción y torre de enfriamiento, pudiendo utilizar en el generador de la máquina de absorción el calor generado por una caldera de biomasa donde se aprovecharán los restos de poda de vid (sarmientos).

El sistema se diseñará para que, cuando las condiciones atmosféricas sean suficientemente óptimas, pueda funcionar la refrigeración completa con la torre exclusivamente, sin necesidad de intervención de la máquina de absorción; y cuando las condiciones exteriores lo impidan, trabajar con la máquina de absorción en la producción de frío (obtenido en el evaporador) y

utilizar la torre de enfriamiento para condensar el refrigerante (bromuro de litio) en el condensador de la máquina de absorción.

Este sistema se diseña para unas temperaturas de trabajo de la línea de frío de:

- $T_{\text{entrada a los depósitos}} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- $T_{\text{salida de los depósitos}} = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Por tanto, el dimensionado del serpentín de los depósitos es idéntico al del apartado 3.7.1.

Como se ha comentado en el anterior capítulo, cuanto más alta sea la temperatura en el evaporador y más alta sea la temperatura a la que se disocia la mezcla bromuro de litio-agua en el generador, mejor rendimiento tendrá la máquina. No obstante, la posibilidad de trabajar con vapor en el generador para aumentar la temperatura de disociación supone un aumento de coste de inversión (mayor potencia de caldera y mayor coste de instalación hidráulica) que no se justifica dado el bajo coste del combustible.

Para calcular la potencia de calor necesaria en el generador y por tanto dimensionar la caldera de biomasa, se emplea el programa proporcionado por las “Monografías de Climatización y Ahorro Energético” de Pedro Rufes y Ángel L. Miranda, donde se permite a través de la entrada de valores elegida, el dimensionado de la máquina de absorción.

Eligiendo un ciclo LiBr – Agua simple (sin generador en cascada), y con los siguientes valores basados en la máquina de absorción Carrier LJ02 elegida en el catálogo de la figura 3.7:

- Potencia de refrigeración (en el evaporador): 131 kW.
- Temperatura en el condensador (con aporte de frío por torre de enfriamiento): 30 °C.
- Temperatura en el evaporador: 11 °C.
- Temperatura en el generador (aportada por el agua almacenada de la caldera): 90 °C.
- Temperatura en el absorberdor (por la mezcla de refrigerante proveniente del evaporador y el agua recirculado del generador): 45 °C.



El programa nos aporta un cálculo del ciclo teórico para absorción con LiBr de:

Punto 1 (disolución fuerte)

Temperatura: 45.00 °C  
Presión: 1.313 kPa  
Concentración: 57.355 kg BrLi/kg de líq.  
Entalpía: 112.82 kJ/kg de líq.

Punto 2 (vapor a la salida del generador)

Temperatura: 90.00 °C  
Presión: 4.246 kPa  
Entalpía: 2668.66 kJ/kg de vap.

Punto 3 (disolución débil)

Temperatura: 90.00 °C  
Presión: 4.246 kPa  
Concentración: 67.555 kg BrLi/kg de líq.  
Entalpía: 249.08 kJ/kg de líq.

Punto 4 (líquido a la salida del condensador)

Temperatura: 30.00 °C  
Presión: 4.246 kPa  
Entalpía: 125.77 kJ/kg de líq.

Punto 5 (mezcla líquido-vapor a la salida del evaporador)

Temperatura: 11.00 °C  
Presión: 1.313 kPa  
Entalpía: 2520.62 kJ/kg de mez.

» Resultados del ciclo tipo con LiBr

Caudal de fluido frig.: 0.05470 kg/s  
Caudal diso. fuerte: 0.36228 kg/s  
Caudal diso. débil: 0.30758 kg/s  
Calor generador: 181.716 kW  
Calor absorbedor: 173.618 kW  
Calor condensador: 139.098 kW  
Calor evaporador: 131.000 kW  
COP: 0.721

Estos datos sirven para hacer una idea de las potencias teóricas necesarias para la puesta en marcha de esta instalación, aunque se hará una adaptación del sistema a la máquina finalmente elegida en el apartado 3.8.2.

### 3.8.1 SERPENTÍN PARA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN:

La necesidad de disipación de calor se ha calculado para las mismas características que en el apartado 3.7, por lo que el serpentín tiene el mismo dimensionado:

Diámetro exterior = 44 mm.

Diámetro interior = 40 mm.

Espesor = 2 mm.

En estas condiciones y con una necesidad de 97.87 m de serpentín, el resultado es de:

$$vueltas = \frac{97,87}{9,4} \approx 11$$

### 3.8.2 SELECCIÓN DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN:

En este caso, también se escoge una máquina del catálogo de la marca Carrier.

Consultándolo, en el catálogo disponible de la marca, pueden encontrarse 3 grupos de enfriadoras por absorción en función de su funcionamiento, clasificándose de la siguiente manera:

- Simple efecto y aporte de calor por agua caliente (80 – 4.000 kW).
- Doble efecto y calentamiento por vapor (340 – 4.700 kW).
- Simple efecto y calentamiento por vapor (350 – 2500 kW).

En este caso, no se considera otra elección que no sea la máquina de simple efecto, ya que para su funcionamiento basta con que el generador consista en un intercambiador de calor tubular por donde circulará el agua caliente en estado líquido proveniente de la fuente de calor (caldera de biomasa en este caso).

Si se considerara la instalación de una máquina de absorción de doble o triple efecto, dificultaría el uso simultáneo de la caldera de biomasa para otros usos que no fuera la puesta en marcha de la máquina de absorción, ya que estas máquinas trabajan a mayor temperatura, para lo que se requiere que el generador funcione con vapor a alta presión.

En el extracto del catálogo de la figura 3.7, se pueden observar dos series de máquinas diferentes. La primera (serie LJ) corresponde a máquinas de absorción de simple efecto, y la segunda (serie LJ – A), corresponde a máquinas de absorción de doble efecto.

16LJ/16LJ-A		LJ	LJ-A												
Tamaño		01	02	03	11	12	13	14	21	22	23	24	31	32	
Capacidad	kW	83	131	166	264	316	387	475	545	633	738	844	949	1055	
<b>Sistema de agua enfriada*</b>															
Caudal	l/s	3,58	5,64	7,14	12,6	15,1	18,5	22,7	26	30,3	35,3	40,3	45,3	50,3	
Caída de presión	kPa	73	60	60	72,2	78,4	48,5	52,9	46,8	50,2	102	105	104	106	
Conexión (ANSI)	Pulgada	2	2 1/2	2 1/2	3	3	4	4	5	5	5	5	6	6	
Volumen de retención	m³	0,06	0,08	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17	0,22	0,25	0,28	0,30	0,35	0,38	
<b>Sistema del agua de refrigeración*</b>															
Caudal	l/s	5,4	8,5	10,8	20,8	25	30,6	37,5	43,1	50	58,3	66,7	75	83,3	
Caída de presión	kPa	23	16	15	78,8	81,8	86,6	95,4	89,1	93,4	58,4	62,5	49,8	51,6	
Conexión (ANSI)	Pulgada	3	4	4	5	5	5	5	6	6	8	8	8	8	
Volumen de retención	m³	0,13	0,18	0,23	0,33	0,37	0,40	0,45	0,58	0,63	0,69	0,76	0,98	1,05	
<b>Sistema de agua caliente*</b>															
Caudal	l/s	3,28	5,17	6,56	8,4	10,1	12,3	15,1	17,3	20,1	23,4	26,8	30,1	33,5	
Caída de presión	kPa	58	41	41	24,7	26,4	65,6	72,8	31,5	32,5	22,0	22,1	22,4	22,3	
Conexión (ANSI)	Pulgada	2	2 1/2	2 1/2	4	4	4	4	5	5	6	6	6	6	
Volumen de retención	m³	0,04	0,04	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,14	0,15	0,17	0,21	0,22	
Conexión del disco de seguridad	Pulgada	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
<b>Dimensiones</b>															
Longitud (L)	mm	1745	2450	2450	2 740	2 740	3 750	3 750	3 850	3 850	4 870	4 870	4 920	4 920	
Altura (H)	mm	2115	2115	2115	2 330	2 330	2 330	2 330	2 480	2 480	2 480	2 480	2 775	2 775	
Anchura (An)	mm	1255	1255	1435	1 400	1 400	1 400	1 400	1 560	1 560	1 560	1 560	1 630	1 630	
Retirada de tubos	mm	900	1350	1350	2 400	2 400	3 400	3 400	3 400	3 400	4 500	4 500	4 500	4 500	
<b>Peso</b>															
Peso en orden de funcionamiento	kg	2070	2680	3150	4 000	4 200	5 200	5 500	6 600	6 900	8 100	8 600	10 500	11 000	
Peso máx. de transporte	kg	1820	2380	2720	3 500	3 600	4 500	4 700	5 600	5 900	7 000	7 300	9 000	9 300	
Método de transporte	u	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
<b>Alimentación eléctrica</b>															
	V-fases-Hz	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	400-3-50	
Potencia aparente	kVA	3,1	3,1	3,1	5,0	5,0	5,0	6,8	6,9	6,9	6,9	6,9	10,5	10,5	
Intensidad eléctrica total	A	4,8	4,8	4,8	7,5	7,5	7,5	10,2	10,3	10,3	10,3	10,3	15,5	15,5	
Bomba de absorbente Nº 1, potencia	kW	0,75	0,75	0,75	1,1	1,1	1,1	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,0	3,0	
Bomba de absorbente Nº 1, intensidad eléctrica	A	2,2	2,2	2,2	2,8	2,8	2,8	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	7,5	7,5	
Bomba de absorbente Nº 2, potencia	kW	/	/	/	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	1,5	1,5	
Bomba de absorbente Nº 2, intensidad eléctrica	A	/	/	/	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5	1,5	4,7	4,7	
Bomba de refrigerante, potencia	kW	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
Bomba de refrigerante, intensidad eléctrica	A	0,7	0,7	0,7	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	
Consumo de bomba de purga	kW	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
Intensidad eléctrica en la bomba de purga	A	1,1	1,1	1,1	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	
Calentador de célula de paladio	kW	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	
Circuito de control	kW	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	

Figura 3.7 Catálogo de enfriadoras de absorción Carrier. Ficha técnica.

En la siguiente tabla, se muestra el alcance del pedido para las máquinas de la serie L J, mostrando los caudales de frío generados, agua de refrigeración y agua caliente necesarios en función de la potencia empleada por la máquina.

Los cálculos se realizarán para que las máquinas auxiliares a la de absorción (caldera de biomasa y torre de enfriamiento) permitan que ésta trabaje a máxima potencia, aunque en la práctica el sistema deberá ser monitorizado para que trabaje bajo la potencia necesaria.

Elemento	De serie	Opcional
<b>Agua enfriada</b>		
Temperatura	Entrada: 12,2 °C, salida: 5 °C a 12 °C Salida: 6,7 °C, diferencia de temperatura 3 K a 10 K	
Caudal	0,043 l/s x kW – Diferencia de temperatura (mín. 50 %)	
Presión de trabajo máx.	Tamaños 01/02/03 784 kPa.	1034 kPa, 1540 kPa y 2068 kPa
Presión de prueba hidráulica	Presión de trabajo máx. x 1,5	Presión de trabajo máx. x 1,5
Factor de obstrucción	0,018 m <sup>2</sup> K/kW máx. 0,18 m <sup>2</sup> K/kW	
Material de los tubos	Tubo de cobre	Tubo de cobre-níquel
Calidad del agua	Véase JRA-GL02E-1994	No hay opción
Estructura del regulador de presión	Desmontable y tratado con epoxi	No hay opción
Norma de fabricación del regulador de presión	Bridas ANSI (salvo tamaños 01/02/2003: Bridas DIN)	No hay opción
<b>Agua de refrigeración</b>		
Temperatura	Entrada: 29,4 °C, entrada: 20 °C a 40 °C Salida: 38,4 °C	
Caudal	0,065 l/s x kW, dentro del intervalo de caudal de agua de cada modelo	
Presión de trabajo máx.	Tamaños 01/02/03 784 kPa.	1034 kPa, 1540 kPa y 2068 kPa
Presión de prueba hidráulica	Presión de trabajo máx. x 1,5	Máx. 0,18 m <sup>2</sup> K/kW
Factor de obstrucción	0,044 m <sup>2</sup> K/kW	Tubo de cobre-níquel
Material de los tubos	Tubo de cobre	No hay opción
Calidad del agua	Véase JRA-GL02E-1994	No hay opción
Estructura del regulador de presión	Articulada y tratada con epoxi	No hay opción
Norma de fabricación del regulador de presión	Bridas ANSI	
<b>Agua caliente</b>		
Temperatura	Entrada: 95,0 °C, entrada: 80 °C a 110 °C Salida: 86,0 °C, salida: mín. 75 °C	
Caudal	0,039 l/s x kW, dentro del intervalo de caudal de agua de cada modelo	
Presión de trabajo máx.	Tamaños 01/02/03 784 kPa.	Tamaños 01/02/03 784 kPa
Presión de prueba hidráulica	Presión de trabajo máx. x 1,5	No hay opción
Factor de obstrucción	0,018 m <sup>2</sup> K/kW	No hay opción
Material de los tubos	Tubo de cobre	No hay opción
Calidad del agua	Véase JRA-GL02E-1994	No hay opción
Estructura del regulador de presión	Desmontable	No hay opción
Norma de fabricación del regulador de presión	Bridas ANSI	
<b>Electricidad</b>		
Alimentación eléctrica	400 V – 3 fases – 50 Hz (Control de tensión ±10%, control de frecuencia ±5%)	No hay opción

Figura 3.8. Catálogo de enfriadoras de absorción Carrier. Alcance del pedido.

## CÁLCULO DEL AGUA ENFRIADA POR ABSORCIÓN

En este caso, como se calculó para la refrigeración por torre, el caudal necesario de agua fría a 11°C es de:

$$\dot{m}_{agua_{preenf}} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{10 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 3 ^\circ\text{C}} = 0,798 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,87 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{agua_{depósitos}} = 0,44 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{depósito}} \cdot 15 \text{ depósitos} \cdot \frac{3.600 \text{ s}}{1.000 \text{ l}} = 23,76 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

NOTA: recordar que las necesidades de frío nunca superan los 15 depósitos simultáneos.

$$\dot{m}_{agua \text{ fría } TOTAL} = 26,63 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Las máquinas de absorción Carrier tipo L J, según la figura 3.8, puede aportar un caudal de 0,043 l/s · kW de potencia de funcionamiento de la máquina a una temperatura mínima de 5 °C. Es decir, el caudal de agua enfriada máxima que puede aportar el modelo L J-2 (131kW) es de:

$$\dot{m}_{agua \text{ fría } absorción} = 0,043 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{kW}} \cdot 131 \text{ kW} \cdot \frac{3.600 \text{ s}}{1.000 \text{ l}} = 20,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

No obstante, la potencia térmica de la máquina se calcula como:

$$Q = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (\Delta T)$$

Sabiendo que la máquina está diseñada para una potencia máxima de 131 kW y para ese caudal, podemos determinar el salto térmico de diseño de la máquina, no aportada en el catálogo:

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}}} = \frac{131 \text{ kW}}{\left(0,043 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{kW}} \cdot 131 \text{ kW}\right) \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 5,56 ^\circ\text{C}$$

Como el salto térmico de nuestro sistema es de 3 °C tanto en el preenfriamiento como en los depósitos, la misma potencia frigorífica máxima de la máquina puede generar, en las condiciones de salto térmico 14-11 °C, un caudal de:

$$\dot{m}_{agua \text{ fría } generada} = \frac{Q}{c_{p_{agua}} \cdot \Delta T} = \frac{131 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 3 ^\circ\text{C}} = 10,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 37,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Es decir, con este diseño térmico, la máquina es capaz de generar sobradamente el caudal necesario para el proceso.

### CÁLCULO DEL AGUA CALIENTE PARA EL GENERADOR

Como ya se ha dicho, la máquina de absorción necesita calor para poder realizar la vaporización del refrigerante en el generador, y que a continuación será conducido al condensador.

En estas máquinas de baja potencia, se realiza con un intercambiador de calor por el que circula agua caliente. Según el catálogo de Carrier, cuyo extracto se encuentra en la figura 3.8, esta agua caliente se puede aportar a las temperaturas de 80 a 110 °C. Como se introdujo también, cuanto mayor sea la temperatura de agua caliente en el generador, mejor será el rendimiento de la máquina de absorción; pero a su vez, cuanto mayor sea esta temperatura, peor rendimiento tendrá la caldera de biomasa. Por tanto, en este caso se elegirá una temperatura de entrada al generador de 90 °C, por ser una temperatura que la caldera de biomasa puede aportar con un rendimiento aceptable sin comprometer el funcionamiento de la máquina de absorción ni mayor inversión en el circuito hidráulico por la presencia de vapor. Además, a esta temperatura se derivará una toma para obtener ACS en otro depósito a 45 °C.

Según los valores aportados por el programa de cálculo, el coeficiente de operación que se espera es de 0,721. Y para una máquina de absorción se calcula como la división entre la potencia de frío generada entre el calor aportado en el generador:

$$EER = \frac{W_{\text{frío evaporador}}}{Q_{\text{caliente generador}}}$$

Por tanto, para el EER de 0,659 y una generación de frío de 131 kW, el calor necesario será de:

$$Q_{\text{caliente generador}} = 131 \text{ kW} / 0,721 \approx 181,7 \text{ kW}$$

El caudal necesario, según la tabla del fabricante, es de:

$$\dot{m}_{\text{agua caliente gen}} = 0,039 \frac{\text{l}}{\text{s} \cdot \text{kW}} \cdot 131 \text{ kW} = 5,1 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 18,36 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Conocidos estos datos, podemos saber el salto térmico que se produce en el generador:

$$\Delta T = \frac{Q}{c_{p\text{agua}} \cdot \dot{m}_{\text{agua}_{\text{caliente}}_{\text{gen}}}} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**CÁLCULO DEL AGUA DE TORRE DE ENFRIAMIENTO PARA EL CONDENSADOR:**

De nuevo, haciendo referencia a la figura 3.7 del extracto del catálogo de Carrier, se necesitará un caudal de agua de 0,065 l/s·kW para enfriar el refrigerante en el condensador (cesión de calor del refrigerante al agua de torre). Y esta agua debe aportarse entre 20 y 40 °C. Como se ha visto en el diagrama psicrométrico de la figura 3.6 del apartado 3.7, las condiciones exteriores más críticas (mayor temperatura ambiental) conseguirían enfriar el agua a un mínimo de 22 °C, lo que es sobradamente suficiente para el buen funcionamiento de este proceso.

Por tanto, se calcula esta agua necesaria para las condiciones de referencia de la máquina, que es introducir esta agua en el condensador a una temperatura de 29,4 °C, aunque previsiblemente se puede hacer a una temperatura inferior, reduciendo en consecuencia el caudal aportado.

$$\dot{m}_{\text{agua}_{\text{condensador}}} = 0,065 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 131 \text{ kW} = 8,515 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 30,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

**3.8.3 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO:**

El correcto dimensionado de los equipos evaporativos requiere conocer las épocas y horarios de uso de la torre. Sobre esa pauta habrán de estimarse las cargas térmicas y las condiciones climáticas coincidentes, teniendo en cuenta la información fidedigna acerca del riesgo soportable por el proceso que va a ser atendido por el sistema en estudio.

Con criterios de seguridad de funcionamiento unidos a los de regulación de capacidad, es decir, la potencia y caudal usuales de intercambio de calor, o funcionamiento en distintos rangos conocidos, se puede estudiar la oportunidad de dividir la capacidad total en varios equipos de menor tamaño, iguales o distintos, independientes o acoplados entre sí, para cubrir las necesidades del conjunto o a partes del sistema.

La torre de enfriamiento se empleará para 2 usos:

- Si se dan unas condiciones exteriores (temperatura y H.R.) que garanticen una temperatura de entrada del agua al serpentín del depósito de 11 °C o menos, es decir, una temperatura de bulbo húmedo de 8 °C o inferior, entonces la torre trabajará en exclusiva, sin intervención de la máquina de absorción.
- Si las condiciones exteriores no pueden garantizar esto, que previsiblemente ocurrirá durante el día, especialmente en las horas centrales; entonces se pondrá en marcha la máquina de absorción y por tanto también la caldera de biomasa.

Para la primera circunstancia, la torre deberá enfriar todo el caudal de refrigeración de los depósitos y del preenfriamiento, es decir, un máximo de 26,63 m<sup>3</sup>/h. El salto térmico será de 14 a 11 °C.

Para la segunda condición, la torre tendrá que enfriar el agua de condensación de la máquina de absorción, que, según los cálculos del apartado anterior, será un caudal máximo (máxima potencia de la máquina de absorción) de 30,7 m<sup>3</sup>/h, y el salto térmico será de en torno a 10 °C.

Se dimensionará la torre para que la máquina de absorción pueda trabajar a máxima potencia (131 kW), aunque se considera que nunca se necesitarán más de 100 kW de producción de frío.

El diseño de dimensionamiento de la torre de enfriamiento se hará para el caudal más alto que a su vez tiene el salto térmico más alto también.

Por tanto, podemos calcular la potencia máxima de intercambio de la torre:

$$Q = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot \Delta T$$

Particularizado al caso de mayor caudal y mayor salto térmico:

$$Q = 30,7 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1.000l}{3.600s} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 10 \text{ } ^\circ C = 356,46 \text{ kW}$$



La selección se realizará a partir del catálogo del fabricante, tomando como datos de partida las condiciones de funcionamiento de la instalación:

- Potencia térmica a disipar: 356,46 kW.
- Caudal de agua a enfriar: 30,7 m<sup>3</sup>/h.
- Características del fluido: agua, densidad = 1.000 kg/m<sup>3</sup>.
- Temperatura de entrada: 30 - 40 °C.
- Temperatura de salida deseada: 20 – 30 °C.
- Temperatura de bulbo húmedo: se toma la crítica, de 19 °C (ver diagrama psicrométrico del apartado 3.7).
- Acercamiento considerado: 3 °C.

La torre escogida, tomada a partir del catálogo del fabricante EOS, serie TCA (torres de circuito abierto con de tiro forzado a contracorriente), es el modelo de 360 kW.

La tabla de datos se encuentra reflejada en la figura 3.9.

Modelo TCA	330	360	420	480	580	650	710	780
Capacidad Nominal • kW <sup>(1)</sup>	330	360	420	480	580	650	710	780
Potencia Absorbida • kW <sup>(2)</sup>	3,6	6,4	3,6	6,4	7,2	7,2	7,2	12,8
Caudal de Aire • m <sup>3</sup> /h	21900	23800	27800	31900	46400	43600	47200	52200
Presión Sonora • dB(A) <sup>(3)</sup>	57	59	57	59	60	60	60	62
Altura (A) • mm	3580	3580	3580	3580	3580	3580	3580	3580
Longitud (B) • mm	1700	1700	2200	2200	3150	3150	3150	3150
Anchura Ventilador (C) • mm	560	600	560	600	560	560	560	600
Ventiladores • n <sup>o(4)</sup>	1	1	1	1	2	2	2	2
Potencia Ventilador • kW/u	3,0	5,5	3,0	5,5	3,0	3,0	3,0	5,5
Entrada / Salida Agua • n <sup>o</sup> xDN	1 x 125	1 x 125	1 x 125	1 x 125	1 x 175	1 x 175	1 x 175	1 x 175
Peso en Vacío • kg	700	800	800	800	1300	1300	1300	1400
Peso en Carga • kg <sup>(5)</sup>	2000	2100	2400	2400	3600	3600	3600	3700

- (1) Refrigerante: Agua. Temperatura de entrada 35°C. Temperatura de salida 30°C. Temperatura de bulbo húmedo 24°C.  
 (2) Potencia total absorbida por los ventiladores.  
 (3) Nivel de presión sonora a 10 metros de distancia, en campo libre, según norma EN 13487 (superficie paralelepípeda).  
 (4) Diámetro ventiladores 1000 mm. Motores de 230/400V o 400/690V-3-50 Hz, IP55, Clase F.  
 (5) Peso aproximado en funcionamiento, con la balsa de agua llena. Valores dados a título orientativo.

Figura 3.9. Catálogo de torres de absorción EOS-TCA. Datos técnicos.

La torre está calculada para el doble de caudal, pero la mitad de salto térmico, resultando una potencia de intercambio equivalente al exigido por la instalación de este proyecto.

### 3.8.4 CÁLCULO DE LA CALDERA DE BIOMASA:

Para la selección de la caldera de biomasa, debe tenerse en cuenta que puede necesitar abastecer de agua caliente de forma simultánea tanto a la máquina de absorción como a la calefacción por suelo radiante y ACS. Por ello, se reserva un apartado para la selección de esta caldera.

Las necesidades que la caldera deberá satisfacer para este proceso (alimentación de agua caliente a la máquina de absorción), tal y como se ha calculado en el apartado 3.8.2, es de:

$$Q_{caliente\ generador} = 181,7\ kW$$

$$\dot{m}_{agua\ caliente\ gen} = 5,1 \frac{l}{s} = 18,36 \frac{m^3}{h}$$

$$\Delta T = \frac{Q}{c_{p\ agua} \cdot \dot{m}_{agua\ caliente\ gen}} = 8,5\ ^\circ C$$

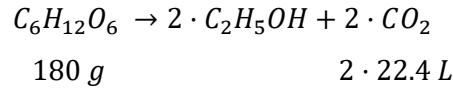
### 3.9 CÁLCULO DE LA VENTILACIÓN DE LA SALA DE FERMENTACIÓN

La fermentación se considera homogénea en el tiempo. Esta hipótesis es perfectamente válida también en el control de la generación de CO<sub>2</sub>, ya que, aunque tanto la generación de calor como la generación de CO<sub>2</sub> alcanzan un máximo en torno al tercer día de fermentación, esto no se da de forma simultánea en todos los depósitos, puesto que, considerando una velocidad de prensado de 1500 kg uva/h, de los cuales un 80 % se convierte en litros de mosto y considerando que se trabaja las 24 horas del día en 3 turnos, al día se llenarán:

$$\frac{L_{mosto}}{día} = 1600 \frac{kg_{uva}}{h} \cdot 0,8 \frac{kg_{mosto}}{kg_{uva}} \cdot \frac{1L_{mosto}}{1,09\ kg_{mosto}} \cdot \frac{24\ h}{día} \approx 28.184\ L/día$$

Por tanto, se tardará unos 23 días en realizar la operación de llenado de todos los depósitos.

La química del proceso de fermentación sigue la siguiente ecuación:



El volumen de CO<sub>2</sub> producido al día y asumiendo fermentación homogénea y de todo el volumen de mosto de la bodega:

$$G_{CO_2} = \frac{616.500 \text{ L}_{mosto}}{15 \text{ días}} \cdot 210 \frac{\text{g}_{azúcar}}{\text{L}_{mosto}} \cdot \frac{44,8 \text{ L}_{CO_2}}{180 \text{ g}_{azúcar}} = 2.149 \frac{\text{m}^3_{CO_2}}{\text{día}}$$

A continuación, se hace un balance que represente la concentración de CO<sub>2</sub> en el aire:

$$V_{aire} \cdot 400 \text{ ppm}_{CO_2} + \frac{2.149 \text{ m}^3_{CO_2}}{24 \text{ h}} = V_{aire} \cdot 1.200 \text{ ppm}_{CO_2}$$

Por tanto, el caudal de aire a impulsar para la ventilación es de:

$$V_{aire} = \frac{89 \cdot 10^6 \frac{\text{m}^3_{aire}}{\text{h}}}{800 \text{ ppm}_{CO_2}} \approx 111.000 \text{ m}^3_{aire}/\text{h}$$

### 3.9.1 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN

Dada la distribución de los depósitos y el volumen de la sala, se deben instalar varios extractores que sumen el caudal de extracción necesario.

Puesto que el CO<sub>2</sub> tiene mayor densidad que el aire, éste tiende a acumularse en las zonas inferiores, por lo que los ventiladores impulsarán aire exterior al interior de la sala desde la parte alta de las paredes de la nave y la extracción se producirá por diferencia de presión a través de unas rejillas que irán instaladas en la parte inferior de la nave en la pared opuesta de los extractores.

Los ventiladores se escogen del catálogo de la marca SODECA, escogiendo la gama HC (ventiladores helicoidales murales), por ser ventiladores convencionales capaces de cubrir las exigencias de caudal necesarias. En la figura 3.10 se representa un ventilador mural de la marca.



Figura 3.10. Ventilador SODECA-HC

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)
		230V	400V	690V				
HC-31-2M/H	2700	1,85			0,18	3600	72	6
HC-31-4T/H	1350	1,10	0,60		0,09	2400	54	6
HC-31-4M/H	1430	0,99			0,10	2400	54	6
HC-35-2T/H	2710	1,92	1,11		0,37	6050	76	8
HC-35-4T/H	1350	1,10	0,60		0,09	3550	58	7
HC-35-4M/H	1440	1,08			0,10	3550	58	7
HC-40-4T/H	1350	1,66	0,96		0,25	5200	63	10
HC-40-4M/H	1370	2,00			0,25	5200	63	10
HC-40-6T/H	900	1,51	0,87		0,25	3700	55	10
HC-40-6M/H	970	1,30			0,25	3700	55	10
HC-45-4T/H	1370	2,02	1,17		0,37	7300	66	14
HC-45-4M/H	1400	2,76			0,37	7300	66	14
HC-45-6T/H	900	1,51	0,87		0,25	5150	57	14
HC-45-6M/H	950	1,50			0,25	5150	57	14
HC-50-4T/H	1380	2,92	1,69		0,55	10200	69	18
HC-50-4M/H	1350	5,02			0,55	10200	69	18
HC-50-6T/H	900	2,24	1,30		0,37	6300	59	18
HC-50-6M/H	900	2,69			0,37	6300	59	18
HC-56-4T/H IE3	1455	4,07	2,34		1,10	13000	72	28
HC-56-6T/H	900	2,24	1,30		0,37	8300	61	19
HC-56-6M/H	900	2,69			0,37	8300	61	19
HC-63-4T/H IE3	1455	4,07	2,34		1,10	16450	74	30
HC-63-6T/H	900	2,24	1,30		0,37	12350	64	21
HC-63-6M/H	890	3,00			0,37	12350	64	21
HC-71-4T/H IE3	1440	5,41	3,11		1,50	22150	78	43
HC-71-6T/H IE3	940	3,36	1,93		0,75	17300	66	39
HC-71-6M/H	900	4,97			0,75	15600	65	36
HC-80-4T/H IE3	1440	10,70	6,15		3,00	33000	82	60
HC-80-6T/H IE3	940	3,36	1,93		0,75	22000	71	48
HC-90-4T/H IE3	1450	13,90	8,00		4,00	43700	86	70
HC-90-6T/H IE3	950	6,43	3,70		1,50	33300	76	64
HC-100-4T/H IE3	1465		10,30	5,97	5,50	54000	88	108
HC-100-6T/H IE3	950	6,43	3,70		1,50	37000	78	67

Figura 3.11. Características técnicas de los ventiladores SODECA-HC

La selección considerada es de 3 ventiladores HC-100-6T/H IE3, con un caudal de 37.000 m<sup>3</sup>/h cada uno.

### 3.10 CÁLCULO DE LA VENTILACIÓN DEL EDIFICIO PÚBLICO

Para ventilar las oficinas, estancias públicas y aseos, se utilizará un sistema de ventilación mecánica controlada de flujo cruzado, con impulsión en los cuartos secos (comedores, oficinas, etc.) y extracción en los cuartos húmedos (aseos y vestuarios). Este aire se lleva a un intercambiador de calor para aprovechar la energía térmica del aire extraído, buscando siempre una mayor eficiencia energética y mejor salubridad de las estancias a climatizar.

El método de cálculo empleado para este apartado es el método indirecto de caudal de aire exterior por persona, y está integrado en el *RITE*. En la Instrucción Técnica ITE 02.2.2 (calidad del aire interior y ventilación) se especifica que para una adecuada calidad del aire interior de locales ocupados deben considerarse los criterios de ventilación indicados en la norma UNE 100011; que establece el caudal de aire exterior en función de la actividad que se realice en el interior de dichos locales, existiendo varios métodos para ello.

El caudal de aire es una de las variables fundamentales para caracterizar la ventilación. En la tabla 3.10 se recogen algunos valores contenidos por la norma a la que hace referencia el *RITE*.

*Tabla 3.10. Caudales de aire exterior (l/s). (RITE)*

Tipo de local	Por persona	Por m <sup>2</sup>	Por local
Aseos públicos	-	10	15
Comedores	8	6	-
Oficinas	10	1	-

De entre los valores de la tabla 3.10, el proyectista debe emplear el que más caudal de aire implique, por persona, superficie o local.

Cuando las circunstancias del ambiente sean de baja producción de contaminantes por fuentes diferentes al ser humano, no esté permitido fumar y la actividad que en el local se desarrolle tenga una tasa de actividad metabólica por persona < 1,2 met, se emplearán los valores de la tabla 3.11, en función de la categoría IDA (InDoor Air) que defina la actividad que en el local se desarrolla [*RITE*].

Los valores de referencia empleados se encuentran en la tabla 3.11, referidos al método caudal de aire exterior por persona según uso.

*Tabla 3.11. Valores de referencia utilizados en los métodos de cálculo de caudal de aire exterior [RITE].*

CATEGORÍA	L/s POR PERSONA	APLICACIÓN
IDA 1	20	Aire de óptima calidad (hospitales, laboratorios, guarderías, clínicas, etc.).
IDA 2	12.5	Aire de buena calidad (oficinas, residencias, aulas educativas, etc.).
IDA 3	8	Aire de calidad media (comedores, bares, cines, teatros, gimnasios, etc.).
IDA 4	5	Aire de calidad baja.

Por tanto, las salas del edificio deberán contar con una categoría IDA 2 en el caso de las oficinas e IDA 3 en el caso de las estancias públicas (comedores y salas de catas). Para los baños se tomará como referencia el valor de la tabla 3.10.

En el caso de las oficinas, la bodega cuenta con 250 m<sup>2</sup> destinados a este fin y un aforo de hasta 20 empleados. Por tanto, el cálculo de mayor caudal es el marcado por la categoría IDA 2, y es de:

$$Q_{\text{aire oficinas}} = 12,5 \frac{\text{L/s}}{\text{persona}} \cdot 20 \text{ personas} = 250 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 900 \text{ m}^3/\text{h}$$

En el caso de las estancias públicas, la bodega cuenta con un aforo de hasta 240 personas; y el cálculo para la ventilación se hará de acuerdo con la categoría IDA 3:

$$Q_{\text{aire salas públicas}} = 8 \frac{\text{L/s}}{\text{persona}} \cdot 240 \text{ personas} = 1.920 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 6.900 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para los baños y vestuarios, se tomará el criterio basado en la superficie útil, que se estima, como indica la tabla 3.2, en 120 m<sup>2</sup>:

$$Q_{\text{aire baños}} = 25 \text{ m}^2 \cdot 10 \frac{\text{L/s}}{\text{m}^2} = 250 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 900 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por tanto, el equipo de aire seleccionado debe tener una impulsión de:

$$Q_{\text{aire impulsión}} = Q_{\text{aire oficinas}} + Q_{\text{aire salas públicas}} = 7.800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Y una extracción de:

$$Q_{\text{aire extracción}} = Q_{\text{aire baños}} = 900 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### 3.10.1 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN, RECUPERADOR ENTÁLPICO

Para la selección del recuperador de calor del edificio público, se empleará un recuperador de calor entálpico con intercambiador de placas a contracorriente.

Para su elección, se consulta el catálogo de la marca SODECA, encontrando como opción la serie de la figura 3.12.



Figura 3.12. Recuperador de calor entálpico SODECA EC-H.

A través del catálogo de la marca SODECA y escogiendo un modelo de la categoría EC H, de alto caudal, se encuentran las siguientes posibilidades:

Modelo	Caudal nominal (m <sup>3</sup> /h)	Eficiencia recuperador (%)	Presión disponible (Pa)	Potencia nominal (kW)	Intensidad nominal (A)	Tensión (V)	Nivel sonoro irradiado a 5m dB(A)	Peso (kg)
RECUP/EC-1200-H	1200	90	200	0,45	1,78	1/230	37	210
RECUP/EC-1600-H	1600	88,8	200	0,63	2,54	1/230	40	210
RECUP/EC-2100-H	2100	88,8	200	0,82	1,48	3+N/400	43	281
RECUP/EC-2700-H	2700	87,8	200	1,11	1,88	3+N/400	46	281
RECUP/EC-3300-H	3300	88,8	300	1,68	2,65	3+N/400	50	324
RECUP/EC-4500-H	4500	88,6	300	2,53	4,34	3+N/400	57	342
RECUP/EC-6000-H	6000	89,1	300	2,55	4,26	3+N/400	47	385
RECUP/EC-8000-H	8000	88	300	4,04	6,41	3+N/400	51	385
RECUP/EC-10000-H	10000	87	300	6,11	9,38	3+N/400	56	385

Figura 3.13. Extracto del catálogo de ventiladores SODECA-HC.

Se escoge por tanto un recuperador SODECA EC-8000-H, pudiendo obtener una eficiencia de intercambio, según la gráfica de la figura 3.14, del 88 %.

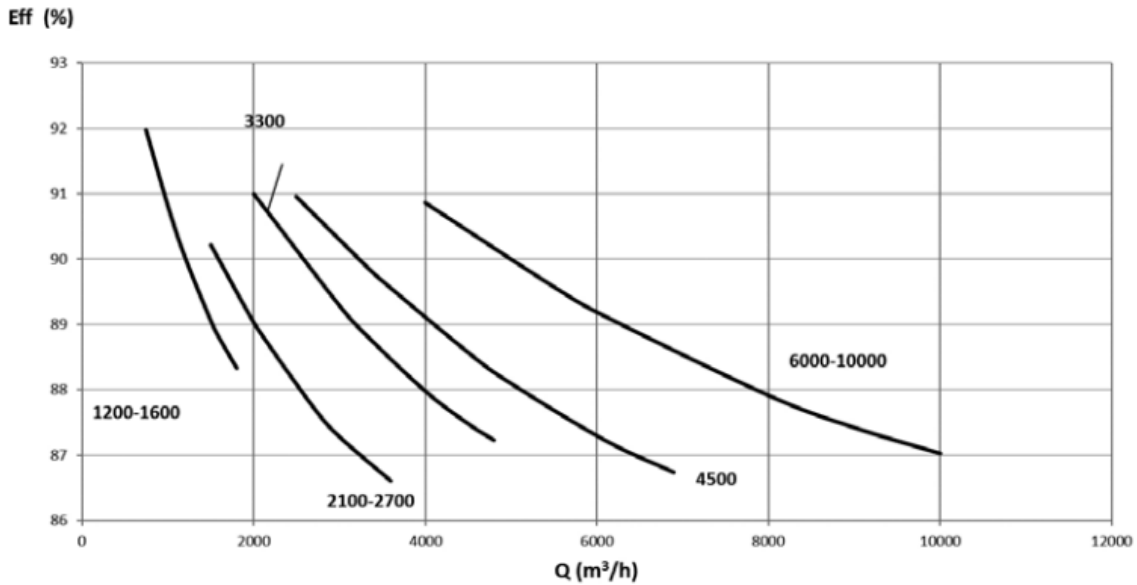


Figura 3.14. Características técnicas de los ventiladores SODECA-HC.

### 3.11 CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN DE SUELO RADIANTE.

Para realizar este cálculo, es necesario basarse en los datos climatológicos medios descritos en la tabla 3.1.

Los habitáculos a acondicionar mediante suelo radiante se calcularán para temperaturas operativas de 21 °C en invierno y 25 °C en verano; con humedad relativa del 55 % en el interior y con una recuperación de calor del 100% por ventilación. Los datos de superficie, altura y distribución de las estancias se encuentran recogidos en la tabla 3.3.

A continuación, se establecen las características generales de cada estancia, dependientes de las cargas por número de personas, iluminación, etc.

Tabla 3.12. Cargas térmicas del edificio.

ESTANCIA	SUP. (m <sup>2</sup> )	N° Personas	Aire ext (m <sup>3</sup> /h)	Cargas (W)		
				Sensible (personas)	Latente (personas)	Ilumin.
Oficinas	250	20	1.125	60	50	250
Salas públicas	400	60	7.200	70	70	570
Aseos y vestuarios	100	15	4.320	60	60	120



Las cargas sensibles serán las que van a originar una variación en la temperatura del aire de la estancia, y la carga latente está directamente relacionada con la variación de la humedad relativa en el ambiente. Ambas son dependientes del tipo de actividad que se esté realizando en el local.

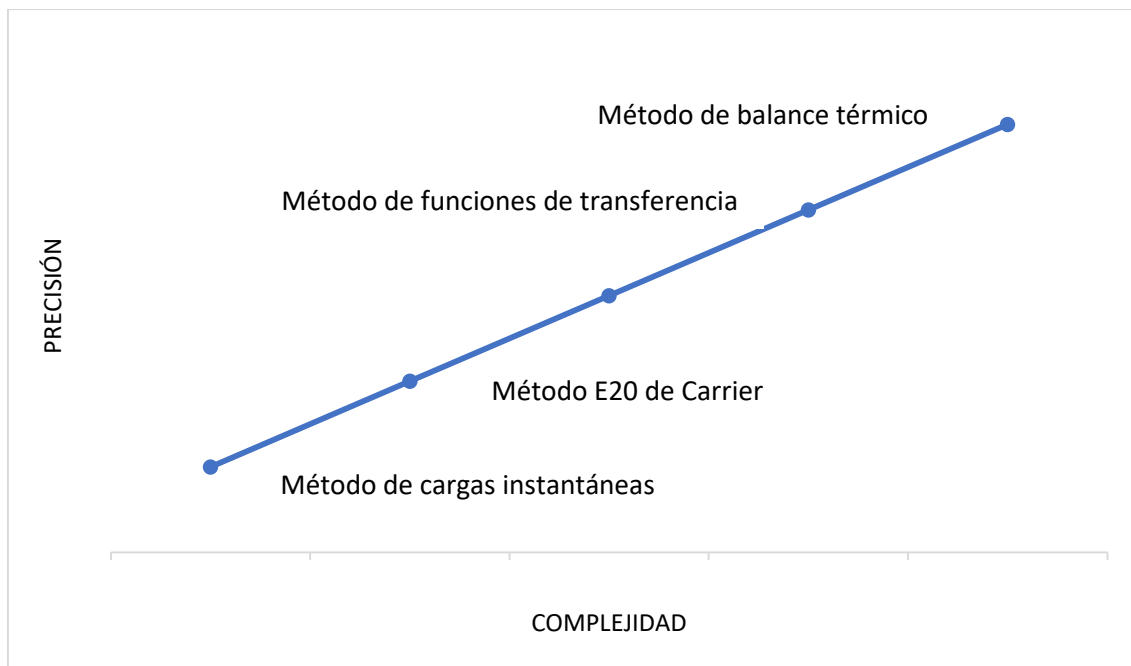
Como valores climatológicos para basar el cálculo, se tomarán las condiciones extremas de la tabla 3.1; es decir, tomaremos como condiciones exteriores de diseño:

<b>VERANO</b>	30,7 °C
	45 % H.R.
<b>INVIERNO</b>	-2,87 °C
	83 % H.R.

Constructivamente, las características del edificio son: muros exteriores de color intermedio para baja absorción de la radiación solar, aislado; con un coeficiente de transmisión térmica de 0,50 W/m<sup>2</sup>K en los cerramientos y techo aislado con coeficiente de transmisión térmica de 0,25 W/m<sup>2</sup>K. Por el suelo, se ha aislado del terreno en la planta baja y entre plantas con el aislante dispuesto bajo suelo radiante, pudiendo considerar igual coeficiente de transmisión térmica entre ambas plantas, de 0,25 W/m<sup>2</sup>K.

En cuanto a los posibles métodos de cálculo, se ha empleado el método de funciones de transferencia, siendo uno de los más óptimos en el cálculo de cargas.

En el gráfico de la figura 3.15, se comparan distintos métodos a nivel de precisión y complejidad, siendo el método de balance térmico el más preciso, pero demasiado pretencioso para los datos habitualmente disponibles, ya que necesita una gran cantidad de datos de entrada para que su aplicación sea correcta, además de necesitar una gran potencia computacional, ya que su resolución es iterativa.



3.15. Comparación de los métodos de cálculo de cargas térmicas (DTIE 9.4).

#### CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS:

Para el cálculo de las cargas térmicas, se ha empleado una hoja de cálculo facilitada por ATECYR (Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración), donde se tienen en cuenta los siguientes factores para la determinación de la carga térmica:

- Características de la ubicación: La hoja de cálculo contiene los datos climatológicos de las distintas estaciones meteorológicas ubicadas en España, estableciendo automáticamente los valores climatológicos medios y extremos del ambiente exterior.
- Características del habitáculo a calefactar: se establecen tanto la superficie como el volumen de las estancias.
- Características de los cerramientos: se establecen las superficies de muro, techo, suelo y ventana en función de la orientación, determinando los coeficientes globales de transmisión de calor de estos ( $0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  en el caso de los muros y  $3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  para los cristales y marcos de ventanas). También se pueden tener en cuenta las sombras generadas por edificios adyacentes, toldos, persianas y voladizos, aunque en este proyecto no se han considerado.

- Cargas internas: debidas a iluminación y equipos que generen o consuman calor, así como la carga sensible y latente debido a las personas que se encuentran en la sala. Estos valores han sido calculados en el apartado de ventilación.
- Carga de infiltración y ventilación: el programa calcula automáticamente (o mediante introducción manual) las cargas de ventilación, pudiendo elegir el modo con el que se hace (con o sin recuperador de calor y el tipo de recuperador). En este caso, se ha seleccionado recuperador entálpico con un 100 % de eficiencia y con los caudales de ventilación establecidos según norma RITE calculados en el apartado de ventilación.
- Mayoración de las cargas: se ha establecido un incremento del 10% sobre las cargas estrictamente calculadas, para poder absorber los efectos de inercia, funcionamiento intermitente o ventilación no considerados en el dimensionado de las cargas.

A continuación, se puede observar en la figura 3.16 la aplicación del programa de dimensionado de cargas energéticas de ATECYR para la calefacción de las oficinas, considerando una temperatura interior de 21 °C y la ocupación calculada.

CALEFACCION		Municipio	Rueda (Valladolid)		asnm	755	Pt(Pa)	92578		ZC.HE1	D2		
Mes calefac.	Enero	Ts.ext. diseño °C	-2,8	Hr(%)	89	OMD °C	4,8	Tm.mes	3,8	DTCiud.°C	0	difusa%	75
Est.referencia	89 Valladolid			Latitud °	41,65	Long.Oeste	4,8	Tm.anual	12,5	NPercentil	1/99	asnm	735
Mes refriger.	Agosto	Ts.ext. diseño °C	33,2	Th °C	19,3	OMD °C	19,1	Tm.mes	21,8	DTCiud.°C	0		
<b>Mes cálculo</b>	1	Dia	21	hora.solar	6	Tipo atmósfera		Estándar		Reflexión alrededores		Estándar	
Exteriores		Temp. °C	-2,87	Hr(%)	89,5	W(kg/kgas)	0,0030						
Interiores		Temp. °C	21,00	Hr(%)	40,0	W(kg/kgas)	#####				Hora max.sen		7
DATOS ZONA		Super.(m2)	Vol.(m3)	Zona	Tipo	Alfombras	% Acristal.	Aplicación	IDA	Control			
Nombre	OFICINAS	250	750	Exterior	Medio	SA	39	Oficinas_8h	IDA2	Cte_dia			
OPACOS ext	A.Neta(m2)	Bruta(m2)	U(W/m2K)	color	coef.abs			Qsen (W)	Qlat (W)				
Techo	250,0	250,0	0,5	Medio	0,8			-2647	0				
N-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
NE-Muro	25,5	37,5	0,5	Medio	0,8			-271	0				
E-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
SE-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
S-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
SO-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
O-Muro	0,0	0,0	0,5	Medio	0,8			0	0				
NO-Muro	12,0	24,0	0,5	Medio	0,8			-127	0				
Suelo	250,0	250,0	0,5					-2680	0				
OPACOS otros			Cont.ext	Totro(°C)	z(m)	b	Ais.perimetral	D(m)	k(W/mK)	e(m)	Qsen (W)	Qlat (W)	
Otro Local 1			1,5	Medio	9,1		0,5				0	0	
Otro Local 2			1,5	Medio	9,1		0,5				0	0	
Muro Terreno			1			1					0	0	
Suelo Terreno			1			0	C.ais.Hz	1	0,03	0,10	0	0	
S.Vacio sanit			1,0			L(m)	L(estimada_m)				0	0	
Puentes térmicos otros			0,2			0	19				0	0	
Puentes térmicos ventanas			0,2			0	28				0	0	
											-5726	0	
VENTANAS	ancho(m)	alto(m)	c(m)	d(m)	e(m)	f(m)	g(m)	m(m)	n(m)	Qsen (W)		Qlat (W)	
Tipo	4,00	3,00	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	Sin accesorios			
												Fsombra (0 sol, 1 sombra)	
Somb.1	Ucristal		Umarco	f	f	Facce	Acce	Pos.	%			Otros edif.	
	Area (m2.)	g	(W/m2K)	(W/m2K)	FM	Uacce	Facce	Acce	Activo	aleros			
Techo	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
N-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
NE-Muro	12,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	-816	
E-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
SE-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
S-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
SO-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
O-Muro	0,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	0	
NO-Muro	12,0	0,76	3	3	0,1	1,00	1	Ext	100	0	0	-816	
INTERNAS	Frac.rad.	Calef.(%)	W/m2	% sen	Reac/Transf.	Pot. Maxima (W)		Sen(W)	Lat(W)	Qsen (W)	Qlat (W)		
LUCES	0,8	10	1		Si			250		4	0		
EQUIPOS	0,1	10	0	100				0	0	0	0		
OCUPANTES	sexo	Calef.(%)	m2/ocup	Actividad	qs/per	ql/per	n.per.						
Media		1	10	Sentado muy ligero (oficina)	65,2	58,8	16	15	0,25	3	3		
VENTILACION	1125	Rec.entalpico	efi.term.	100	efi.humec.	100	Ts(°C)	15,03	W(kg/kgas)	0,0039	-2244	-2653	
INFILTRACION	0						Ts(°C)	-2,87	W(kg/kgas)	0,0030	0	0	
MAYORAC.%	Sensible	10	Latente	5	W/m2	-53,35	Total (W)	-13337	FCS	0,791	-10555	-2782	
Hora max.sen.	7				W/m2	-53,34	Total (W)	-13335	FCS	0,792	-10563	-2772	

Figura 3.16. Hoja de cálculo de cargas térmicas en edificios, particularizada a las oficinas del edificio (ATECYR).

El cálculo de las cargas térmicas del resto de estancias se realiza de igual manera, particularizando las características constructivas de las mismas.

Por tanto, las cargas de calefacción calculadas son:

*Tabla 3.14. Cargas térmicas.*

ESTANCIA	CARGA (W)
Oficinas	13.337 (250 m2)
Salas públicas	37.965 (400 m2)
Aseos y vestuarios	7.573 (100 m2)
<b>TOTAL</b>	<b>59.875</b>

DIMENSIONADO DEL SUELO RADIANTE:

La determinación de la disipación de calor desde una superficie radiante depende de dónde provenga el calor (suelo, pared o techo) y de si la superficie es fría o caliente.

Así, la ecuación que emplearemos para determinarlo, serán las proporcionadas por la norma europea prEN 15377-1:

Suelo radiante y techo frío:

$$q = 8.92 \cdot (T_{\text{suelo o techo}} - T_{\text{operativa}})^{1.1}$$

Suelo refrescante:

$$q = 6 \cdot (T_{\text{suelo}} - T_{\text{operativa}})$$

Según establece el RITE, las temperaturas deben estar en los intervalos indicados en tabla 3.15.

*Tabla 3.15. Temperaturas límite establecidas por el RITE.*

	Zona	Temperatura (°C)	
		Superficie del suelo	Operativa (estancia)
<b>Suelo radiante</b>	Perimetral y baños	35	21-23
	Ocupada	29	21-23
<b>Suelo refrescante</b>	Perimetral y ocupada	19	25 (mín.)

Tomando estas condiciones para la disipación de calor, podemos calcular las potencias aportadas por el suelo radiante:

$$T_{\text{suelo}} = 29 \text{ °C y } T_{\text{operativa}} = 21 \text{ °C: } q = 87,85 \text{ W/m}^2.$$

$$T_{\text{suelo}} = 35 \text{ °C y } T_{\text{operativa}} = 21 \text{ °C: } q = 162,59 \text{ W/m}^2.$$

$$T_{\text{suelo}} = 19 \text{ °C y } T_{\text{operativa}} = 25 \text{ °C: } q = 42,0 \text{ W/m}^2.$$

El método de cálculo es el establecido en la norma UNE-EN 1264, si bien existen otros como ya se ha comentado, que también nos arrojarán soluciones muy similares.

Para este cálculo, se supone la estructura de suelo radiante habitual, que se compone de aislante sobre forjado, tubos de circulación del agua, mortero de recubrimiento y el acabado superficial (plaqueta, parqué, etc).

A partir de aquí, debe determinarse la distancia entre tuberías, que habitualmente suele ser de entre 5 y 15 cm. Evidentemente, una mayor inversión en la formación del suelo radiante (menos separación entre tuberías) necesitará menos temperatura de impulsión de agua para alcanzar la temperatura operativa de la sala, aumentando el rendimiento de la instalación.

También dependerá de esta distancia la pérdida de carga en los colectores, ya que una mayor densidad de tubo por m<sup>2</sup> implica más longitud de tubería y más curvas.

El método de cálculo se basa en determinar la separación de tubos relacionando la densidad de flujo de calor con la diferencia media logarítmica de temperaturas ( $\Delta T_{DMLT}$ ).

La ecuación fundamental del cálculo es:

$$q = B \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot \Delta T_{DMLT}$$

Donde:

B es el coeficiente del sistema (W/m<sup>2</sup>K)

Suelo radiante: B = 6,5 W/m<sup>2</sup>K.

Suelo refrescante: B = 5,0 W/m<sup>2</sup>K.

$a_i$  representa distintos parámetros que se caracterizarán a continuación.

$m_i$  es el exponente debido a los factores de corrección.

$\Delta T_{DMLT}$  es la diferencia media logarítmica de temperaturas entre el suelo y el local.

#### CÁLCULO DE LOS FACTORES $a_i$ PARA LA CARACTERIZACIÓN DE LA CONFIGURACIÓN.

$a_B$ : Factor de cubierta superficial.

Se utiliza para caracterizar el recubrimiento del mortero.

$$a_B = \frac{\frac{1}{h} + \frac{e_0}{k_0}}{\frac{1}{h} + \frac{e_0}{k_0} + R_{superf}}$$

Donde:

$h$  = coeficiente de película

Suelo radiante:  $h = 10,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Suelo refrescante:  $h = 7 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

$e_0$  = espesor de la capa de mortero.

$k_0$  = conductividad térmica de la capa de mortero.

$R_{superf}$  = resistencia de la superficie ( $0 \text{ W/m}^2\text{K}$  para suelo cerámico).

Dado que el recubrimiento es cerámico y el mortero es el estándar:

$$a_B = 1$$

$a_T$ : Factor de recubrimiento de tubería.

Caracteriza la resistencia superficial  $R_{sup}$ .

$$a_T = 1,23 - 0,94 \cdot R_{superf} + 2 \cdot R_{superf}^2$$

Puesto que hemos considerado un mortero de resistencia superficial nula, el coeficiente sería de:

$$a_T = 1,23$$

$a_u$ : Factor de recubrimiento de tubería.

Caracteriza el paso entre tuberías (separación) y depende de la resistencia superficial.

Se calcula a partir de los valores representados en la tabla 3.16:

*Tabla 3.16. Factor  $a_u$  en función de la resistencia superficial y el paso (RITE)*

	$R_{SUP}$			
Paso T	0	0,05	0,1	0,15
0,05	1,0690	1,0550	1,0430	1,0370
0,75	1,0660	1,0530	1,0410	1,0350
0,1	1,0630	1,0500	1,0390	1,0335
0,15	1,0570	1,0460	1,0350	1,0305

$a_D$ : Factor de diámetro exterior de tubería.

Depende, al igual que en el factor  $a_u$ , del paso y la resistencia superficial.

Se calcula a partir de la siguiente tabla:

*Tabla 3.17. Factor  $a_D$  en función de la resistencia superficial y el paso (RITE)*

	$R_{SUP}$			
Paso T	0	0,05	0,1	0,15
0,05	1,0130	1,0130	1,0120	1,0110
0,75	1,0210	1,0190	1,0160	1,0140
0,1	1,0290	1,0250	1,0220	1,0180
0,15	1,0400	1,0340	1,0290	1,0240

CÁLCULO DE LOS EXPONENTES  $m_i$ :

$m_T$ :

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075}$$

Donde:

T es la separación entre tuberías.



$m_u$ :

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - e_u)$$

Donde:

$e_u$  es el espesor real de mortero.

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - 0,04) = 0,5$$

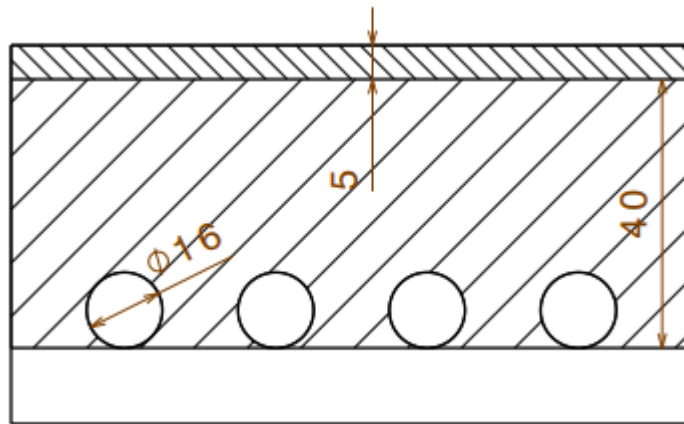
$m_D$ :

$$m_D = 250 \cdot (D - 0,020)$$

Donde:

$D$  es el diámetro exterior de la tubería.

$$m_D = 250 \cdot (0,016 - 0,020) = -1$$



3.16. Características constructivas del suelo radiante y determinación de espesores y diámetros.

Una vez caracterizada la instalación, se comienza el dimensionado del suelo radiante, empezando por calcular la necesidad de emisión de calor por unidad de superficie necesario para cubrir la demanda energética de las cargas.

En la tabla 3.18, se pueden observar los valores de calor por unidad de superficie demandado por las cargas térmicas y el valor corregido de la carga más crítica, sombreado en rojo.

*Tabla 3.18. Cálculo del calor por m<sup>2</sup> requerido.*

Estancia	No.	Area (m <sup>2</sup> )	Q (W)	¿Baño?	q (W/m <sup>2</sup> )	
Oficinas	1	250	13.337	N	53,35	0,00
Comedores	2	400	37.965	N	94,91	134,91
Baños y vest.	3	100	7.573	S	75,73	0,00

Con el valor sombreado en rojo (carga térmica crítica corregida de la estancia con mayor requerimiento de potencia por unidad de superficie), se calcula la diferencia media logarítmica de temperatura necesaria para distintos pasos de tubería:

$$\Delta T_{DMLT} = \frac{q}{B \cdot \prod_i (a_i^{m_i})}$$

Y sabido este valor, se puede calcular la temperatura de impulsión necesaria, siguiendo la siguiente ecuación:

$$T_{imp} = T_{operativa} + \frac{\Delta T}{1 - \exp\left(-\frac{\Delta T}{\Delta T_{DMLT}}\right)}$$

Los valores para distintos pasos entre tuberías se encuentran en la siguiente tabla:

*Tabla 3.19. Valores de la diferencia media logarítmica de temperatura y temperatura de impulsión para distintos pasos entre tuberías de suelo radiante.*

T (paso)	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,375
$\Delta DMLT_{req}$	18,56	21,36	24,46	28,08	32,23	37,00	42,48	45,51
$T_{impulsion}$	42,17	44,96	48,04	51,65	55,80	60,56	66,03	69,06

Los valores de la diferencia media logarítmica de temperatura que proporcionan los distintos valores de temperatura de entrada calculados anteriormente y con los posibles saltos térmicos entre la entrada y la salida del agua al circuito considerando una temperatura operativa de 21 °C, se calculan con la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{DMLT} = \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{T_{entrada} - T_{operativa}}{T_{entrada} - \Delta T - T_{operativa}}\right)}$$

Y se encuentran tabulados en la tabla 3.20, donde se puede observar qué valor de la diferencia media logarítmica disponible coincide con la requerida.

*Tabla 3.20. Diferencia media logarítmica de temperatura para diferentes temperaturas de impulsión y saltos térmicos.*

$T_{\text{impulsión}}$ (°C)	42,17	44,96	48,04	51,65	55,80	60,56	66,03	69,06
$\Delta T$ (°C)	$\Delta DMLT_{\text{disp.}}$							
5	18,56	21,36	24,46	28,08	32,23	37,00	42,48	45,51
6	18,00	20,82	23,92	27,54	31,70	36,48	41,95	44,99
7	17,44	20,26	23,37	27,00	31,17	35,94	41,43	44,47
8	16,86	19,69	22,81	26,45	30,62	35,41	40,90	43,94
9	16,26	19,11	22,24	25,89	30,07	34,86	40,36	43,40
10	15,64	18,51	21,66	25,32	29,51	34,32	39,82	42,86
11	15,00	17,90	21,07	24,74	28,95	33,76	39,27	42,32
12	14,34	17,27	20,46	24,16	28,37	33,20	38,72	41,77
13	13,65	16,62	19,84	23,56	27,79	32,63	38,16	41,22
14	12,93	15,95	19,20	22,94	27,20	32,05	37,59	40,66
15	12,17	15,25	18,54	22,32	26,59	31,46	37,02	40,09

Por tanto, se concluye que con un salto térmico de 5 °C entre la entrada y la salida al colector del suelo radiante y con una diferencia media logarítmica de temperaturas de 21,36 grados, calculada para la estancia con mayor demanda de energía por unidad de superficie (comedores), la temperatura de impulsión al circuito de suelo radiante es de 44,96 °C.

En la siguiente tabla se resumen las características que definen la instalación de suelo radiante.

*Tabla 3.21. Resumen características suelo radiante.*

<b>Paso</b>	0,1 m
<b><math>\Delta T</math></b>	5 °C
<b>DMLT</b>	21,36
<b><math>T^{\text{a}}</math> impulsión</b>	44,96 °C

No se consideran distintos pasos para las distintas estancias; y se considera que no debe haber circuitos con más de 100 m de tubería, ya que el salto térmico se vería afectado.

Para calcular el número de circuitos, se debe dividir la superficie de la estancia por el paso fijado, en este proyecto, de 0,1 m.

Por tanto, el número de circuitos por estancia y longitud de los mismos es de:

	Superficie (m <sup>2</sup> )	Paso (m)	N° circuitos	Longitud circuito (m)
<b>Oficinas</b>	250	0,1	25	100
<b>Comedores</b>	400	0,1	40	100
<b>Baños y vestuarios</b>	100	0,1	10	100

Finalmente se deberá fijar el número de colectores necesarios y el diámetro de los mismos en función del caudal que reciben.

El caudal máximo se calculará para la estancia más crítica, que son los comedores, suponiendo una potencia térmica demandada de 38 kW aproximadamente, con un salto térmico de 5 °C en cada circuito a una temperatura de impulsión de 45 °C.

De esta manera, repartiendo esta carga térmica en los 40 circuitos de los que dispone la estancia, a cada uno le corresponde una potencia de:

$$Q = \frac{38 \text{ kW}}{40 \text{ circuitos}} = 0,95 \text{ kW/circuito}$$

Por tanto, el caudal de agua necesario por circuito es de:

$$\dot{m}_{\text{agua comedores}} = \frac{0,95 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5^{\circ}\text{C}} = 0,046 \text{ l/s}$$

Procediendo de igual manera para el resto de estancias, en las oficinas el caudal necesario por circuito es de:

$$\dot{m}_{\text{agua oficinas}} = \frac{0,54 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5^{\circ}\text{C}} = 0,026 \text{ l/s}$$

Y en los baños y vestuarios:

$$\dot{m}_{\text{agua baños y vestuarios}} = \frac{0,8 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 5^\circ\text{C}} = 0,038 \text{ l/s}$$

Por tanto, el caudal máximo necesario total es de:

$$Q_{\text{total}} = 2,87 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 10.300 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 10,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### 3.12 CÁLCULO DEL AGUA CALIENTE SANITARIA:

Se estima necesario un volumen de agua caliente sanitaria de 1.500 l/día, a una temperatura de 45 °C y se considerará que ese volumen se consume durante una jornada laboral, de 8 h.

Se calculan necesarios 5 l/persona, de manera que teniendo un aforo de 240 personas el edificio de oficinas y comedores, se obtiene un volumen de:

$$Vol_{\text{ACS}} = 5 \frac{\text{l}}{\text{persona}} \cdot 240 \text{ personas} = 1.200 \text{ l}$$

Y además se desea disponer de 300 l extra para otros posibles usos.

La instalación, como puede observarse en el esquema de la instalación, consta de un depósito de inercia a la salida de la caldera, donde posteriormente mediante un colector, se distribuye agua a 90 °C a la máquina de absorción, suelo radiante y ACS.

El agua, según el IDAE (*Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*), en la ciudad de Valladolid tiene una temperatura de suministro media de 12.8 °C.

Por tanto, la potencia media necesaria para ACS será de:

$$Q = 1.500 \frac{\text{l}}{\text{día}} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (45 - 12,8) = 201.894 \frac{\text{kJ}}{\text{día}}$$

Puesto que se supone que el volumen ha de calentarse en 8 horas, la potencia necesaria durante ese tiempo será de:

$$Q_{8h} = 201.894 \frac{kJ}{día} \cdot \frac{1día}{8h} \cdot \frac{1h}{3.600s} = 7 kW$$

### 3.13 SELECCIÓN DE LA CALDERA DE BIOMASA:

La caldera de biomasa será utilizada, dependiendo de si la instalación de frío se realiza mediante compresión de vapor o absorción, para la calefacción por suelo radiante, ACS y en caso de refrigeración por absorción, el suministro de agua caliente al generador de esta máquina.

Por tanto, para el primer supuesto: refrigeración por compresión de vapor, la potencia de la caldera deberá ser de:

$$Q_{caldera} = Q_{suelo radiante} + Q_{ACS} \approx 67 kW$$

En caso de refrigeración por absorción, la caldera aumenta considerablemente su potencia, ya que debe ser capaz de aportar la potencia máxima requerida por toda la instalación de forma simultánea.

La suma de todas las potencias térmicas requeridas será de:

$$Q_{caldera} = Q_{suelo radiante} + Q_{ACS} + Q_{absorción} \approx 250 kW$$

Para el primero de los casos, que sería refrigeración por compresión de vapor, la potencia máxima de calor necesaria es de 67 kW.

Consultando el catálogo de la marca Ferroli, encontramos modelos válidos como los reflejados en la tabla de la figura 3.17, donde se pueden observar sus características técnicas.

MODELOS		ARES 60	ARES 80	ARES 100
Potencia nominal útil	kW	60	80	100
Potencia quemada	kW	67,8	90,3	111
Rendimiento	%	88,5	88,6	90
Presión máxima de trabajo	bar		3	
Presión de prueba hidráulica	bar		4,5	
Temperatura máxima de trabajo	°C		90	
Tensión	V		230 - 50 Hz	
Potencia eléctrica consumida (sin opcionales)	kWh		0,3	
Consumo combustible a régimen	Kg./h	13,8	18,4	22,6
Consumo medio al día		Aproximadamente el 30% del consumo a régimen		
Combustible de referencia		Pellet de madera según EN14962-2		
Tamaño del combustible		Ø6mm		
Otros combustibles utilizables		Hueso de frutas, frutos secos, orujillo y otros combustibles sólidos triturados según EN14961-1		
Volumen tolva	dm3		190	
Pérdida de carga en agua (10°C)	mbar	36	62	87
Pérdida de carga en agua (20°C)	mbar	16	31	43
Temperatura mínima activación bomba	°C		40	
Contenido de agua en caldera	L	170	215	260
Temperatura media humos (con caldera limpia)	°C		180 (±20%)	
Depresión chimenea requerida	Pa		-20 (±30%)	
Diámetro chimenea (Øe)	mm		200	
Caudal de humos medio	Nm3/h	107	142	173
Volumen cámara de combustión	dm3	135	175	215
Dimensión apertura cámara de combustión LxH	mm		490 x 395	
Caudal válvula de descarga térmica	L/h	645	860	1.075
Peso caldera (tolerancia±5%)	Kg.	600	680	770
Clase de caldera		Clase 3 (EN303-5:1999)		Clase 5 (EN303-5:2012)

3.17. Catálogo Ferroli. Calderas de biomasa de 60 a 100 kW.

Siendo necesaria la selección de la caldera ARES 80, de 80 kW de potencia.

Para el caso de refrigeración por absorción, la potencia de calor necesaria es de hasta 250 kW.

Consultando el catálogo de la misma marca y yendo a potencias superiores, se encuentra la selección de la figura 3.18:

MODELOS		ARES 130	ARES 180	ARES 230	ARES 300	ARES 400	ARES 500	ARES 650	ARES 800	ARES 950
Potencia nominal útil	kW	130	180	230	300	400	500	650	800	950
Potencia quemada	kW	144,3	199,8	255,3	332,6	444	554	720	885	1.053
Rendimiento térmico	%		90,1		90,2	> 89			97,4	
Presión máxima de trabajo	bar					3				
Presión de prueba hidráulica	bar					4,5				
Temperatura máxima de trabajo	°C					90				
Tensión	V					400 (50-60 Hz)				
Potencia eléctrica consumida (sin opcionales)	kWh		1,04			2,4			4,1	
Consumo combustible a régimen	Kg./h	29,4	40,8	52,1	67,9	90,6	113,1	146,9	180,6	214,9
Volumen tolva	dm3		500			1050			1.350	
Autonomía tolva (consumo de régimen)	h/min	11 h	8 h	6 h	10 h	7 h 30'	6 h	6 h	4 h 30'	4 h
Pérdida de carga en agua (10°C)	mbar	141	196	250	326	355	384	462	532	597
Pérdida de carga en agua (20°C)	mbar	80	110	140	184	203	221	276	333	381
Temperatura mínima activación bomba	°C					40				
Contenido agua caldera	L	450	580	740	1.015	1.250	1.485	1.920	2.330	2.735
Temperatura media humos (con caldera limpia)	°C					180 (±20%)				
Depresión chimenea requerida	Pa					-20 (±30%)				
Diámetro chimenea	mm		300			350			450	
Caudal medio humos (al 10% O <sub>2</sub> )	Nm3/h	300	450	600	750	1.000	1.250	1.750	2.250	2.750
Volumen cámara de combustión	dm3	350	467	584	800	996	1.195	1.580	1.936	2.290
Dimensión de apertura cámara de combustión L x H	mm		730 x 460			850 x 670			1000 x 710	
Caudal válvula descarga térmica del disparador	L/h		590			1490			3065	
Peso caldera vacía (tolerancia ± 5%)	Kg	1.400	1.700	1.900	3.200	3.600	4.000	5.500	6.000	6.500

3.18. Catálogo Ferroli. Calderas de biomasa de 130 a 950 kW.

Donde habría que seleccionar el modelo ARES 300, de 300 kW de potencia.

Dado que la caldera puede tener unas solicitudes de potencia muy diferentes y que cuanto más se aleje de la potencia nominal, peor será el rendimiento, se propone otra posible solución,

que es disponer de dos calderas de biomasa en paralelo, una calculada para funcionar con las instalaciones de ACS y suelo radiante y otra para funcionar con la máquina de absorción, aunque puedan funcionar ambas para las dos funciones cuando la potencia requerida total sea próxima a la potencia nominal para cada una, intentando siempre que el rendimiento de funcionamiento sea el mejor posible.

Los precios de tarifa, para la comparación de las distintas alternativas con las que se puede realizar la instalación, se encuentran en la siguiente tabla:

GAMA ARES - Calderas de biomasa de agua caliente					
	PRODUCTO	POTENCIA ÚTIL (kW)	RENDIMIENTO (%)	VOLUMEN TOLVA INCORPORADA (L)	PRECIO (€)
1D3000607	ARES 60	60	88,5	190	9.360
1D3000807	ARES 80	80	88,6	190	10.444
1D3001007	ARES 100	100	90,0	190	11.950
1D3001307	ARES 130	130	90,1	500	17.630
1D3001807	ARES 180	180	90,1	500	21.717
1D3002307	ARES 230	230	90,1	500	25.716
1D3003007	ARES 300	300	90,2	1.050	35.494
1D3004007	ARES 400	400	> 89	1.050	43.873
1D3005007	ARES 500	500	> 89	1.050	51.299
1D3006507	ARES 650	650	> 97,4	1.350	64.879
1D3008007	ARES 800	800	> 97,4	1.350	75.396
1D3009507	ARES 950	950	> 97,4	1.350	85.914
1D3013007	ARES 1300	1300	> 96,8	1.800	101.984
1D3016507	ARES 1650	1650	> 96,8	1.800	116.134
1D3020007	ARES 2000	2000	> 96,8	1.800	130.285
1D3027007	ARES 2700	2700	> 89	3.800	171.184
1D3034007	ARES 3400	3400	> 89	3.800	205.637
1D3041007	ARES 4100	4100	> 89	3.800	239.944

3.19. Catálogo Ferroli. Precios de las calderas de biomasa.

### 3.14 BOMBAS DE CIRCULACIÓN:

Para el correcto funcionamiento de toda la instalación, el correcto cálculo de las bombas de circulación resulta clave, ya que todo el proceso de cálculo térmico se basa en el flujo másico del fluido caloportador y el salto térmico de éste.

Para ello, se empleará un diagrama de cálculo de pérdidas de carga en tuberías, que depende del material de la tubería y la temperatura del agua. En él, conociendo el caudal y el diámetro de la tubería (o velocidad del fluido), puede aproximarse la pérdida de carga del circuito por metro lineal de tubería.

Adicionalmente, la existencia de codos, curvas, sondas de presión y temperatura, caudalímetros, válvulas, etcétera; generan pérdidas de carga adicionales que de forma habitual son aproximadas a través de metros de tubería equivalentes; es decir, se sumarán a la longitud de



la tubería total estas equivalencias y multiplicadas por la pérdida de carga lineal obtenida a través del diagrama de la figura 3.20, se calcula la pérdida total del circuito.

También puede calcularse esta pérdida de carga a partir de coeficientes de pérdida. Considerándose equivalentes ambos métodos, este último entorpece el cálculo, siendo menos rápido e intuitivo.

Para el cálculo del diámetro de la tubería, se utilizará la siguiente expresión:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Donde:

Q es el caudal en l/s.

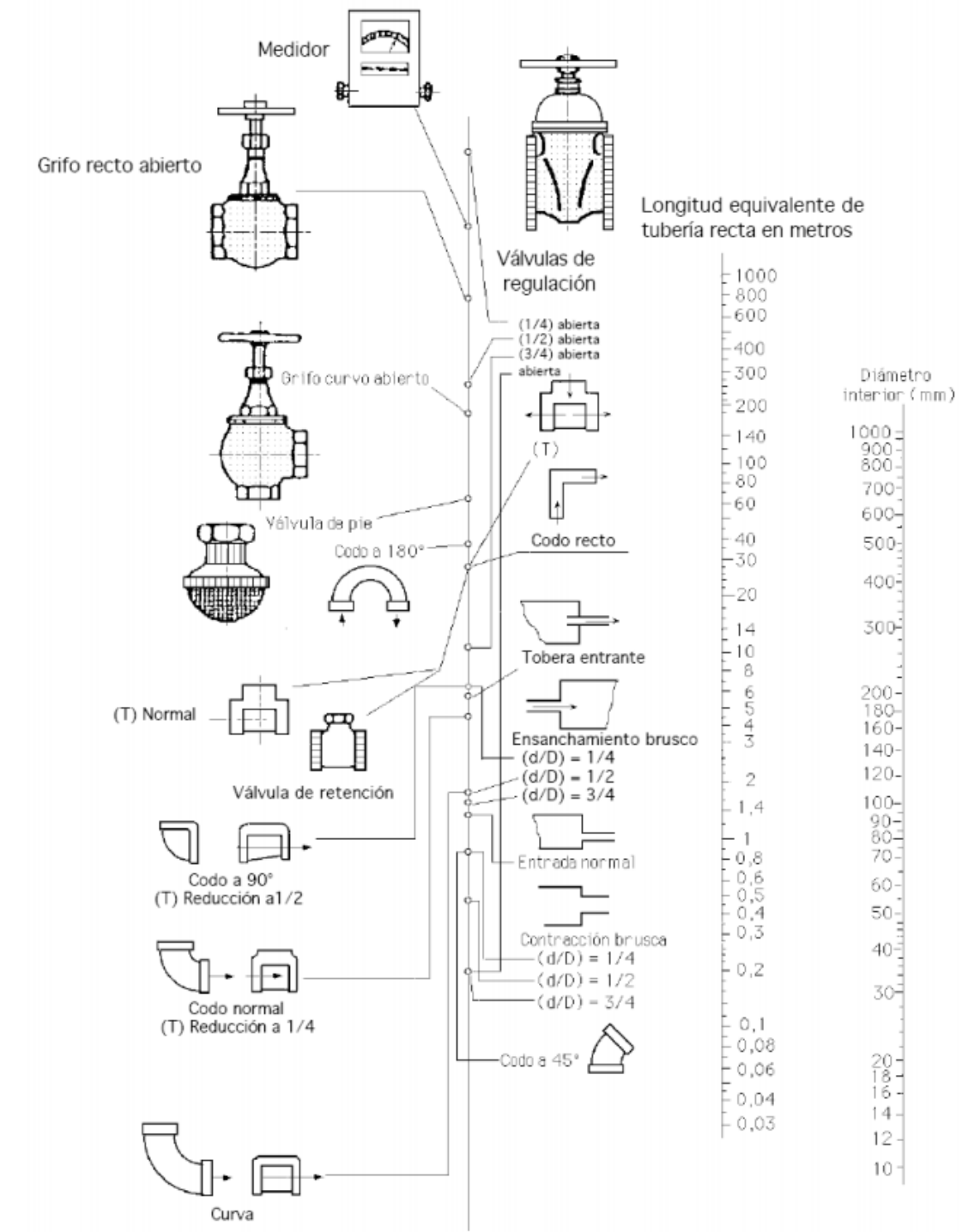
v es la viscosidad dinámica del agua (0,001 Pa·s).

El ábaco para aproximar pérdidas de carga en conductos que se empleará será el de la figura 3.20, obtenido del libro *“Redes Industriales de Tubería”* de Antoni Luszczewski, existiendo muchos otros para este mismo cometido.

Se considera necesario el correcto dimensionado de las bombas para suelo radiante y para la instalación de los depósitos, por la alta variación de caudal y pérdidas de carga que tanto por longitud total de tubería como por elementos auxiliares (sondas de presión y temperatura, giros, caudalímetros, etcétera), pueden originarse en estos circuitos.

Para el resto de circuitos puede asumirse que una bomba circuladora que abastezca el caudal necesario para cada aplicación, con una altura de pérdidas en torno a 10 m.c.a, es suficiente.

ABACO PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS PERDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS  
en metros de longitud de tubería equivalente



3.20. Tablas del coeficiente de pérdida en tuberías. (Redes Industriales de Tubería, A. Luszczewski, Ed Reverté).

### 3.14.1 BOMBA DE LA LÍNEA DE FRÍO DE LOS DEPÓSITOS Y DE LA PREENFRIADORA

Para esta parte de la instalación, se considera que los tramos de tubería comprendidos entre la salida de la generación de frío y la llegada a los depósitos y preenfriadora, así como el retorno, están fabricados en tubería de polipropileno (PPR). Los depósitos, disponen de un serpentín de cobre.

Para el cálculo del diámetro de la tubería de PPR, en primer lugar, debe conocerse el caudal máximo a circular por ésta, que es según cálculos previos, de 26,63 m<sup>3</sup>/h, es decir, 7,4 l/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,4 \text{ l/s}}{\pi \cdot 0,001 \text{ Pa} \cdot \text{s}}} \approx 97 \text{ mm}$$

Por tanto, en estas condiciones la pérdida de carga, aplicando el diagrama de la figura 3.21, se obtiene que para una tubería de en torno a 100 mm de diámetro y un caudal de aproximadamente 26.000 l/h, la pérdida de carga es de:

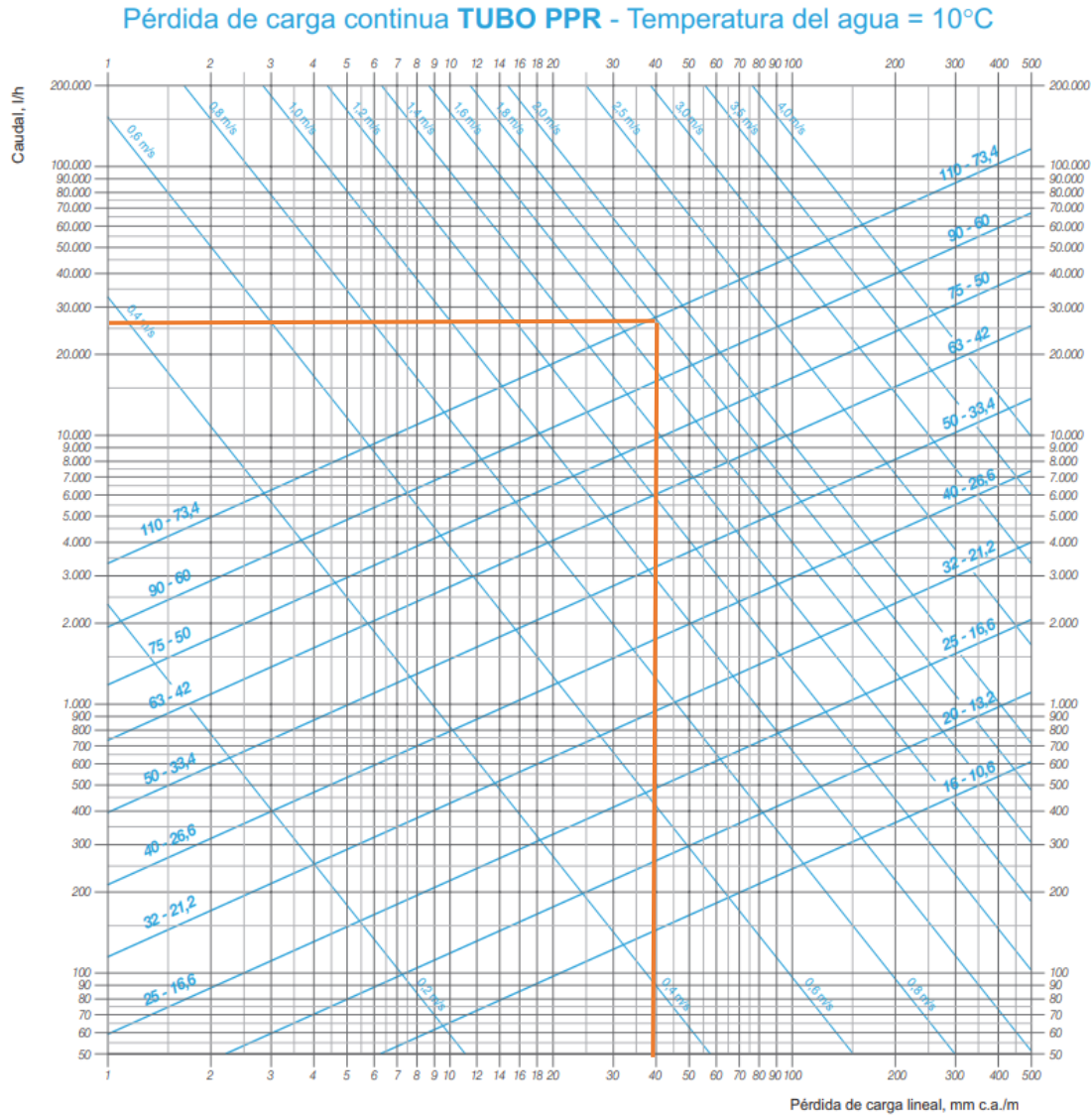
$$P_{carga} = 40 \text{ mm. c. a./m}$$

Además, se calcula la existencia de los siguientes elementos accesorios:

- 200 m.l. de tubería de PPR.
- 2 codos de 90° por depósito y 8 en los tramos entre depósitos y colectores de entrada y salida.
- 2 válvulas de regulación, abiertas a ½ del caudal.
- Se desprecian pérdidas por válvulas completamente abiertas y entradas y salidas de depósitos (ensanchamientos o estrechamientos bruscos).

Con estas condiciones, la longitud total equivalente del circuito, empleando el diagrama de la figura 3.20 para obtener las equivalencias, es de:

$$L_{tot} = 200 \text{ m} + 38 \cdot 1,4 \text{ m}_{eq} + 2 \cdot 10 \text{ m}_{eq} = 273,2 \text{ m}$$



*Figura 3.21. Diagrama pérdidas de carga en tuberías de PPR para agua a 10 °C. (PRESSMAN).*

Finalmente, se obtiene la pérdida de carga de este tramo, que es de:

$$P_{carga} = 40 \frac{mm.c.a.}{m} \cdot 273,2 = 10,928 m.c.a.$$

Para esta misma presión, deben calcularse las pérdidas de carga de los serpentines de los depósitos, conociendo que su diámetro para la puesta en marcha del sistema combinado absorción – torre de refrigeración es de 40 mm.

Para ello, se emplea un diagrama de cálculo de pérdidas de carga característico del fluido, su temperatura y el material de la tubería, como el de la figura 3.22.

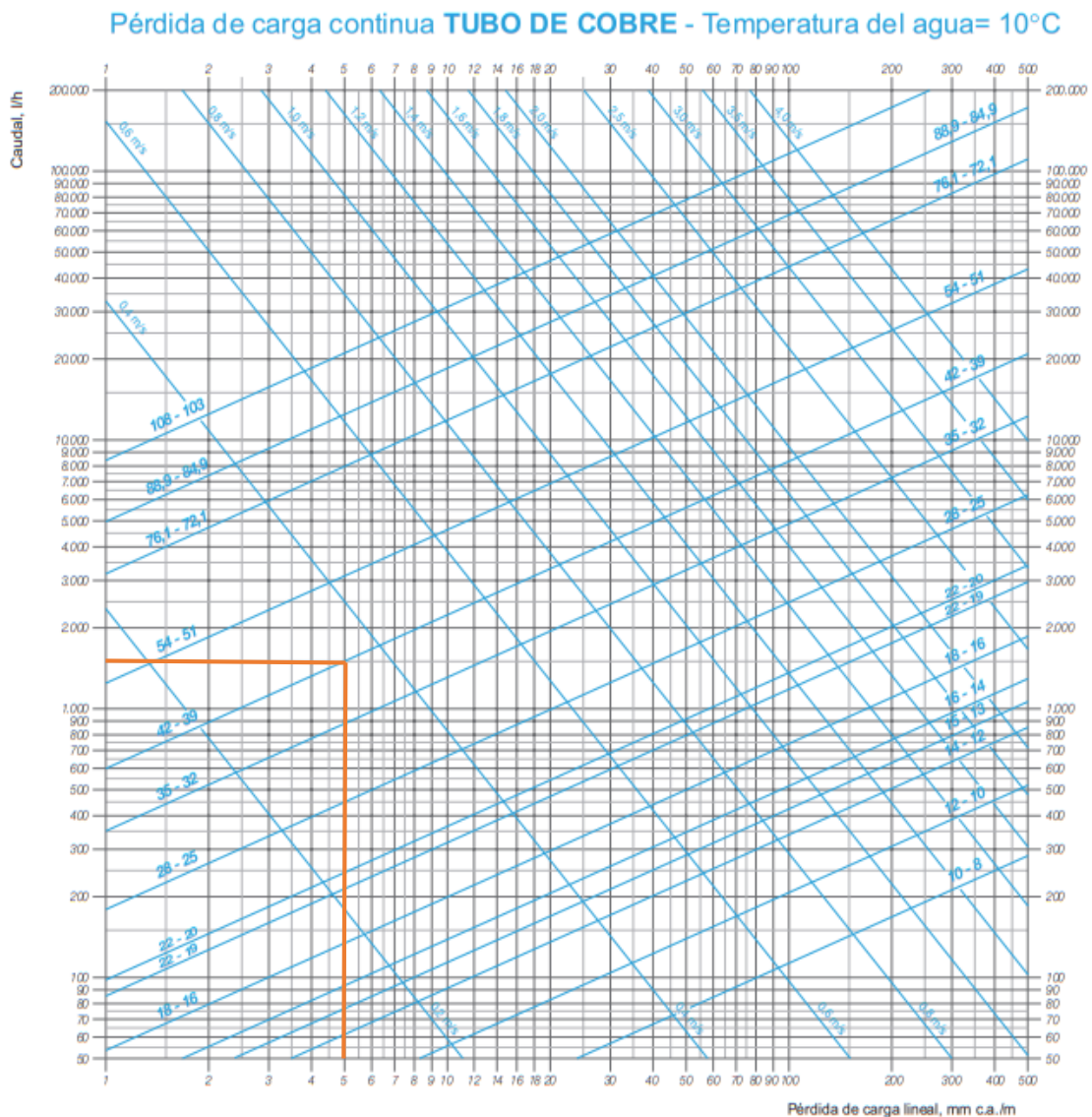
## DESARROLLO

Conociendo que el caudal máximo es de 0,44 l/s (1.600 l/h) para cada circuito del serpentín, se puede obtener la pérdida de carga del circuito por unidad de longitud.

$$P_{carga} \approx 5 \text{ mm. c. a./m}$$

Debe considerarse que aunque puedan funcionar hasta 15 depósitos simultáneamente, estos están dispuestos en paralelo, por lo que la pérdida de carga total en este tramo es la de un circuito.

$$P_{carga} = \left( 5 \frac{\text{mm. c. a.}}{\text{m}} \cdot 100 \text{ m} \right) = 0,5 \text{ m. c. a.}$$



3.22. Diagrama pérdidas de carga en tuberías de cobre para agua a 10 °C. (PRESSMAN).

Por tanto, las características totales del circuito de frío en depósitos y preenfriadora es de:

$$P_{carga} = 11,5 \text{ m}$$

$$Q_{m\acute{a}x} \approx 27 \frac{m^3}{h}$$

Mediante el catálogo de la marca Grundfos, puede buscarse una bomba adecuada en función de estos dos parámetros: caudal y altura de pérdidas.

Una posible bomba sería el modelo NBE 50 – 200/210, 3 400 V de la marca Grundfos, cuyas curvas características se muestran en la figura 3.23.

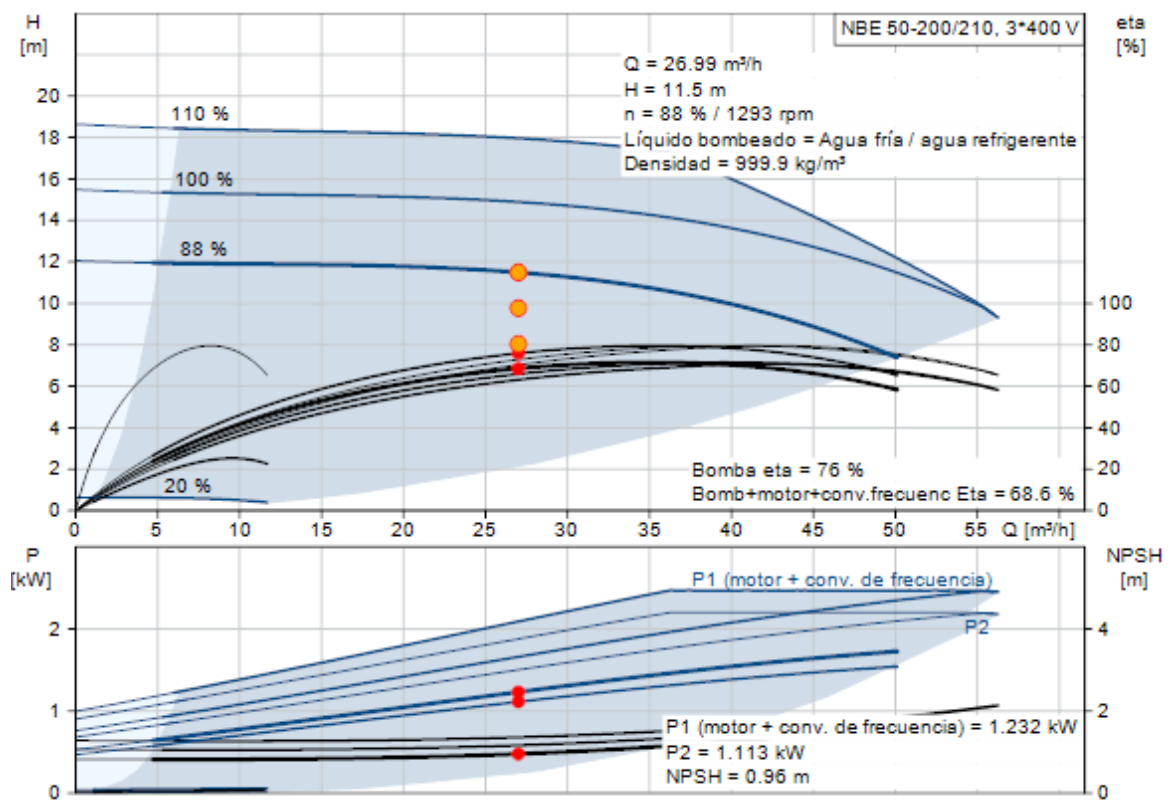


Figura 3.23. Curvas características de la bomba Grundfos TPE2 50-240 N-A-F-A-BQQE-IDC, seleccionada para el punto de funcionamiento  $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $H = 20 \text{ m}$ .

### 3.14.2 BOMBA DE CIRCULACIÓN DE LOS CIRCUITOS DE SUELO RADIANTE

Para el suelo radiante, se debe calcular la pérdida de carga de cada tramo considerando las condiciones más críticas y, por tanto, con mayor caudal de circulación.

En la tabla 3.22 se observa la longitud total de tubería de suelo radiante, que es de 7.500 m de diámetro de 16 mm fabricado en polietileno reticulado (PEX).

La pérdida de carga de cada circuito se calculará en función del caudal que circula, el diámetro de la tubería y la longitud de la misma.

La pérdida de carga hasta la llegada al colector se considera próxima a 5 m.c.a.

Los caudales máximos de circulación para cada circuito dependiendo de las estancias son:

- Oficinas: 93,6 l/h-circuito.
- Comedores: 165,6 l/h-circuito.
- Baños y vestuarios: 136,8 l/h-circuito.

Por tanto, las pérdidas de carga de cada circuito, considerando tubería de PEX, con agua como caloportador a 50 °C de temperatura, pueden aproximarse mediante la figura 3.25, obteniendo los siguientes valores:

$$P_{carga\ oficinas} = 2 \frac{mm.c.a.}{m} \cdot 100\ m = 0,2\ m.c.a.$$

$$P_{carga\ comedores} = 4,8 \frac{mm.c.a.}{m} \cdot 100\ m = 0,48\ m.c.a.$$

$$P_{carga\ baños\ y\ vestuarios} = 3,7 \frac{mm.c.a.}{m} \cdot 100\ m = 0,37\ m.c.a.$$

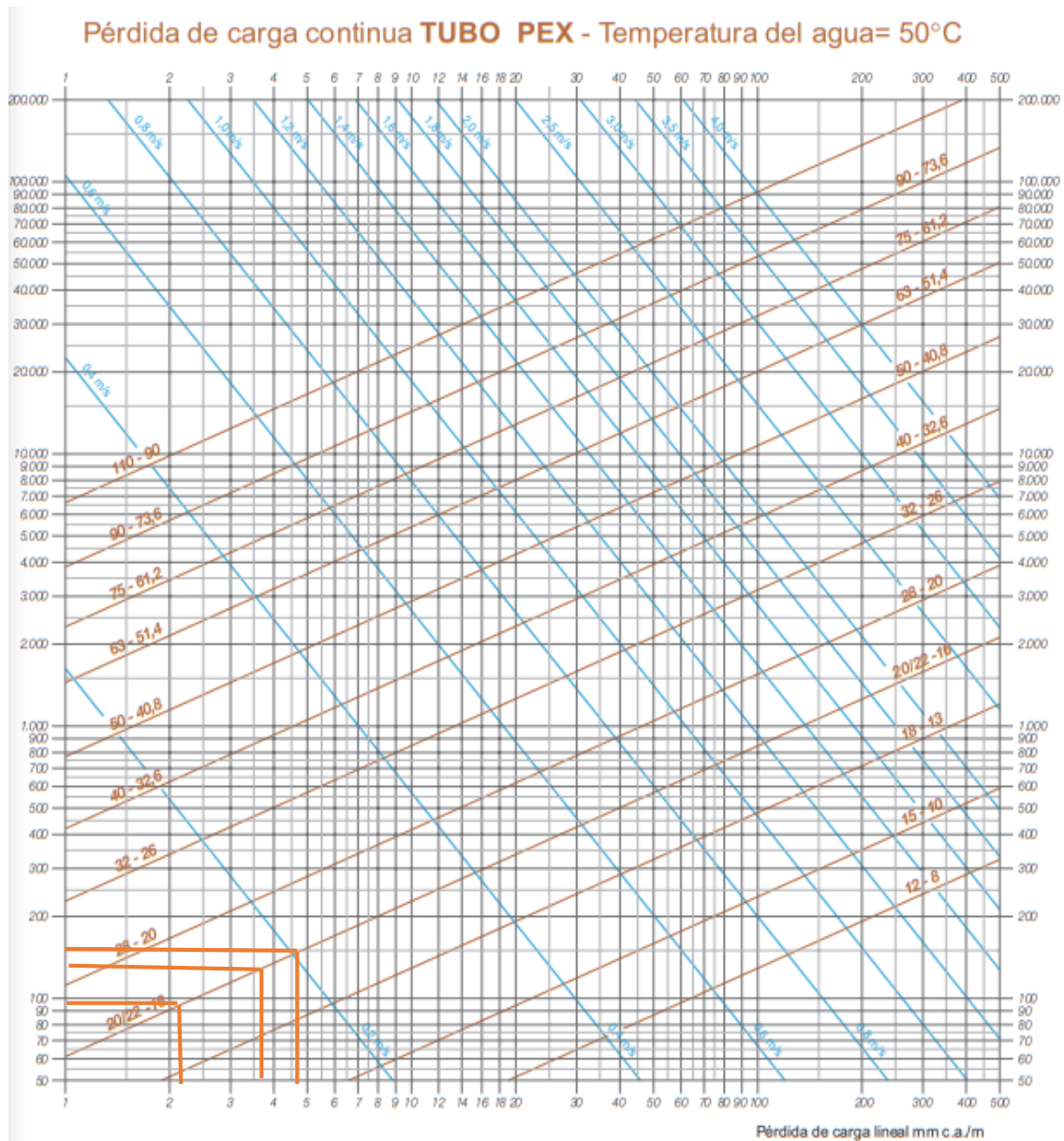


Figura 3.25. Diagrama pérdidas de carga en tuberías de PEX para agua a 50 °C.

Por tanto, las características del circuito son las siguientes:

$$P_{\text{carga máx. total}} \approx 7 \text{ m. c. a.}$$

$$Q_{\text{máx. total}} = 10,3 \text{ m}^3/\text{h}$$



Con estos valores, una posible selección de bomba sería una Grundfos CR 10-1 A-A-A-E-HQQE, cuyas curvas características se encuentran representadas en la figura 3.24.

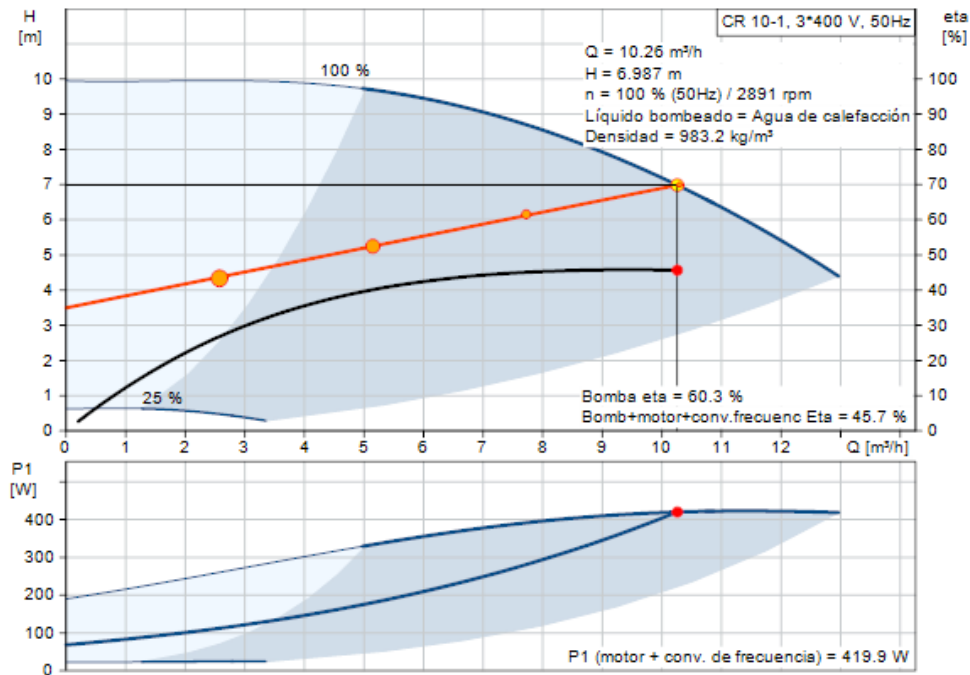


Figura 3.24. Curvas características de la bomba Grundfos CR 10-1 A-A-A-E-HQQE

### 3.15 ESTUDIO ENERGÉTICO COMPARATIVO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN FRENTE A ABSORCIÓN

Comparando el consumo eléctrico de los métodos de refrigeración calculados para la bodega, podemos observar la gran ventaja que supone en esta materia el sistema combinado de máquina de absorción y torre de enfriamiento frente a la compresión de vapor.

Conocido el EER de la máquina de compresión, que es de 2.73 según catálogo, podemos calcular el consumo eléctrico en condiciones de máxima potencia con las condiciones ambientales de estudio:

$$COP = \frac{Q_{frigorífica}}{W_{elétrica\ compr.}} \rightarrow W_{elétrica\ compr.} \approx 36.6\ kW$$

Para el caso de máquina de absorción hay que sumar los consumos de torre y máquina de absorción, ya que funcionan de forma simultánea.

No obstante, cabe recordar que en el caso de la instalación que estamos tratando, la torre puede realizar la refrigeración de los depósitos si las condiciones ambientales lo permiten. Además, como la potencia de refrigeración máxima de la instalación es en torno a 100 kW, la torre trabajará a un 30% de capacidad, y en consecuencia el consumo eléctrico de ésta disminuirá.

El cálculo se realizará, no obstante, para el funcionamiento a máxima potencia de la máquina de absorción, que es también el funcionamiento a máxima potencia de la torre de enfriamiento.

El consumo eléctrico de la torre en condiciones de máxima potencia (360 kW) es, según catálogo del fabricante, de 6.4 kW.

Para la máquina de absorción, el catálogo aporta la intensidad total consumida por todos los elementos internos en condiciones de máxima potencia, que es de 4.8 A. Conociendo que la tensión es trifásica, de 400 V, podemos calcular la potencia:

$$W_{abs} = 4.8 A \cdot 400 V = 1.9 kW$$

Por tanto, el consumo total de las máquinas de absorción y torre de refrigeración es de:

$$W_{torre+abs.} = 6.4 + 1.9 = 8.3 kW$$

Es decir, 4.5 veces menor que en el caso de la compresión de vapor, teniendo en cuenta que la máquina de absorción está dimensionada casi 40 kW por encima de la potencia máxima requerida por la instalación, el consumo de torre y absorción trabajando de forma simultánea, será menor.

### 3.16 ESTUDIO ECONÓMICO DE LAS ALTERNATIVAS DE REFRIGERACIÓN

Para realizar un estudio económico y de amortización de los equipos, se necesita conocer la diferencia de coste de las máquinas y su puesta en funcionamiento.

Se despreciarán los costes por ampliación de instalación hidráulica, más costosa para la puesta en marcha de la torre de absorción debido a la existencia de más tramos de tubería y válvulas.

Además, en ambos sistemas se plantea trabajar con depósito de inercia de frío, como puede observarse en el esquema de instalaciones del ANEXO, si bien esto es más importante para la máquina de absorción.

Además, se debe considerar que, para el caso de refrigeración por compresión mecánica, se necesita una caldera mucho menor, ya que solo debe satisfacer las demandas energéticas de ACS y suelo radiante. Por ello, se seleccionará una caldera de 80 kW para refrigeración por compresión y una caldera de 300 kW el caso de refrigeración por absorción.

El coste de las máquinas es:

- Compresión de vapor: 27.500 €.
- Absorción: 27.600 €.
- Torre de enfriamiento: 8.500 €.
- Caldera de biomasa:

80 kW: 10.500 €.

180 kW: 21.700 €.

300 kW: 35.500 €.

Por tanto, podemos calcular la diferencia de coste de ambos sistemas:

- Coste de la enfriadora de compresión + caldera 80 kW:

$$Coste_{compresión} = 38.000 \text{ €}$$

- Coste de la enfriadora de absorción + caldera 300 kW + torre de enfriamiento:

$$Coste_{absorción} = 68.300 \text{ €}$$

La diferencia de coste es de:

$$\Delta Coste = 30.300 \text{ €}$$

Para analizar el tiempo de amortización, debe conocerse el precio medio de la electricidad, que para el año 2020 fue, incluyendo impuestos, de:

$$\text{Coste kWh} = 0,1203 \text{ €/kWh}$$

$$\text{Coste kWh contratado} = 3,836 \frac{\text{€}}{\text{kWh} \cdot \text{mes}}$$

La potencia eléctrica máxima de la enfriadora de compresión de vapor fue calculada en el apartado 3.15, y es de:

$$W_{\text{máx comp.vap.}} = 36,6 \text{ kW}$$

La potencia eléctrica máxima del conjunto torre de enfriamiento y máquina de absorción, también calculado en el apartado 3.15, es de:

$$W_{\text{máx torre+absorción}} = 8,3 \text{ kW}$$

En primer lugar, se tendrá en cuenta la necesidad de disponibilidad de potencia para satisfacer la demanda energética, sin sobredimensionamiento alguno, generando un coste fijo anual de:

$$\text{Coste pot. contratada}_{\text{comp.}} = 36,6 \text{ kW} \cdot 3,836 \frac{\text{€}}{\text{kWh} \cdot \text{mes}} \cdot 12 \text{ meses} = 1.684,78 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

$$\text{Coste pot. contratada}_{\text{absorc.}} = 8,3 \text{ kW} \cdot 3,836 \frac{\text{€}}{\text{kWh} \cdot \text{mes}} \cdot 12 \text{ meses} = 382,07 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

En las condiciones de máxima potencia, el coste del consumo eléctrico de cada máquina durante una hora es de:

$$\text{Coste 1 hora compresión de vapor} = 36,6 \text{ kW} \cdot 0,1203 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 1 \text{ h} = 4,40 \text{ €/h}$$

$$\text{Coste 1 hora absorción} = 8,5 \text{ kW} \cdot 0,1203 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 1 \text{ h} = 1,02 \text{ €/h}$$

Por tanto, el coste de consumo eléctrico de la máquina de compresión es más de 4 veces mayor que el de la máquina de absorción, en condiciones de diseño.

Lógicamente, este valor depende del rango de funcionamiento de las máquinas y de las condiciones exteriores. Se supondrá que la proporción 4/1 en coste de energía se mantiene para todos los rangos de funcionamiento, y conociendo que la potencia media requerida de la instalación es de 58.5 kW, podemos calcular el tiempo de amortización.

En primer lugar, se calcula el consumo eléctrico considerando que la relación entre potencia consumida y generada es lineal para los distintos rangos de funcionamiento. En la realidad esto es falso para ambas máquinas. Se considera que, al asumir un error proporcionalmente similar, el tiempo de amortización no varía.

Por tanto, el coste del consumo eléctrico del proceso en condiciones de potencia media bajo estas consideraciones es de:

$$\text{Coste compr.}_{pot\ media} = \frac{58,5\ kW \cdot 4,40\ €}{100\ kW} = 2,574\ €$$

$$\text{Coste absorc.}_{pot\ media} = \frac{58,5\ kW \cdot 1,02\ €}{131\ kW} = 0,456\ €$$

Finalmente, se puede hacer un balance de costes para establecer el tiempo de amortización:

$$\begin{aligned} 2,547 \frac{\text{€}}{\text{h}} \cdot 912 \frac{\text{h}}{\text{año}} \cdot x \text{ años} + 1.684,8 \frac{\text{€}}{\text{año}} \cdot x \text{ años} = \\ = 30.300\ € + 0,456 \frac{\text{€}}{\text{h}} \cdot 912 \frac{\text{h}}{\text{año}} \cdot x \text{ años} + 382 \frac{\text{€}}{\text{año}} \cdot x \text{ años} \rightarrow \end{aligned}$$

$$\rightarrow x \approx 9,5 \text{ años}$$

La parte izquierda de la ecuación representa el coste del consumo de una temporada de generación de frío por compresión de vapor más el coste anual de la disponibilidad de la potencia requerida por la instalación; y en el lado derecho se representa el sobrecoste de la instalación requerida para la puesta en marcha de la máquina de absorción, el coste anual de la

energía consumida y el coste de la potencia contratada anual para la puesta en marcha de la instalación.

Con estas consideraciones, la instalación de una máquina de absorción se amortizará en 9 años y medio, sin tener en cuenta que buena parte del proceso se puede hacer con torre de enfriamiento a un 25% de su potencia máxima, reduciendo en gran medida el consumo eléctrico y de biomasa, por lo que la amortización real de la máquina será aún más temprana.

### **3.17 INSTALACIÓN. ESQUEMAS Y EXPLICACIÓN**

En los esquemas del anexo final del proyecto pueden observarse dos propuestas de esquemas de instalación, una para el circuito caliente y otro para el frío.

En el primero de ellos, se puede observar una caldera de biomasa que alimenta un depósito de inercia de 10.000 l de capacidad, que almacenará agua a 90 °C y cuenta con una conexión de ida y retorno tanto de los usos del calor como del agua conducida a la caldera. Del depósito de inercia (o caldera si no se pasa por éste), el agua caliente es conducido a un colector que derivará mediante 3 bombas de circulación a los tres posibles usos de esta agua, que son el suelo radiante, el agua caliente sanitaria y la máquina de absorción. Los dos últimos no cuentan con control posterior de la temperatura, por lo que la temperatura a la que discurre el agua por estos circuitos es la misma que la del colector, que debe ser de 90 °C. En el caso del suelo radiante, la temperatura a la que discurre el agua es de 45 °C según los cálculos detallados en el apartado 3.11, por lo que esta temperatura debe regularse tras el colector, para lo que se emplea una válvula de tres vías mezcladora y autómata. Finalmente, una vez empleadas estas aguas en sus respectivos circuitos, regresan a la caldera.

En el esquema del circuito de frío, se puede observar por un lado la máquina de absorción directamente conectada a un depósito de inercia del que saldrá el agua a la temperatura del proceso de los depósitos (11 °C); una torre de refrigeración conectada a la máquina de absorción y un sistema de válvulas de tres vías para la conducción del agua de salida de la torre a la máquina de absorción o al depósito de inercia o depósitos de vino dependiendo de si las condiciones atmosféricas permiten hacer la refrigeración por torre exclusivamente y no tener en funcionamiento la máquina de absorción.

#### ***4 - CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS***

---





A lo largo del proyecto se han tratado los dos bloques propuestos: el control de la fermentación del vino y la climatización del edificio de oficinas y comedores.

Para el primer caso, se han tratado distintas alternativas, concluyendo que solamente dos son verdaderamente viables, que son la refrigeración por compresión mecánica y el sistema combinado de absorción y torre de refrigeración.

En el caso de la calefacción y agua caliente sanitaria y puesto que la bodega dispone de una alta cantidad de biomasa cuya recogida y almacenamiento se considera gratuita, ya que ha de hacerse de igual manera aunque no se aproveche como fuente de energía, no se ha considerado otra alternativa que no sea calefacción por caldera de biomasa.

Otras alternativas ecológicas podrían haber sido la instalación de placas solares o tubos de vacío para obtener agua precalentada, pero de nuevo, dado el bajo coste de la biomasa, no justifica el aumento de la inversión.

Para la refrigeración por compresión de vapor, se ha considerado enfriamiento a baja temperatura, con salida de la máquina de compresión a 7 °C. Esta temperatura permitiría futuros procesos como la estabilización del vino, para lo que habría que dimensionar el serpentín de los depósitos para poder obtener una temperatura más baja en ellos. Esto no se ha contemplado en este proyecto.

Para la refrigeración por absorción y torre de enfriamiento, no se ha planteado otro proceso posterior a la refrigeración de los depósitos y el preenfriamiento de la uva. Por ello, se ha escogido una temperatura de 11 °C de salida del enfriamiento, con un salto térmico de 3 °C en los procesos de refrigeración. Esta temperatura, que en refrigeración puede considerarse alta, consigue obtener un buen rendimiento global del proceso, además de poder refrigerar por torre exclusivamente durante buena parte del proceso, disminuyendo el consumo de biomasa y eléctrico y por tanto obteniendo mayor rentabilidad económica y menor impacto medioambiental.

### 4.1 CONCLUSIONES.

La aplicación de la ingeniería del frío y del calor a la industria enológica resulta clave para poder garantizar un correcto proceso de fermentación, y por tanto un buen producto final; siendo esta etapa la de mayor influencia en las características organolépticas del vino.

Además, la comparativa de los distintos medios para llevar a cabo la refrigeración y la elección del más eficiente, conseguirá hacer más sostenible medioambientalmente y más rentable económicamente la instalación.

En este trabajo sólo se han contemplado los procesos más importantes, que son el preenfriamiento de la uva y la refrigeración de los depósitos para el control de la fermentación, sin tener en cuenta otros procesos en la bodega con necesidades tanto de frío como de calor.

Obviando otros procesos como la estabilización o fermentaciones posteriores a la alcohólica, para lo que necesitaríamos una temperatura mucho más baja, el proceso de máquina de absorción con torre de enfriamiento es sin duda el más rentable.

Si tuviéramos en cuenta esos otros procesos, este sistema también podría funcionar, pero para conseguir temperaturas inferiores a 7 °C en el evaporador de la máquina de absorción, es necesario que esta máquina sea de doble o incluso triple efecto, y de amoníaco - agua si se desea obtener temperaturas inferiores a 0 °C, necesitando temperaturas de calor en el generador mucho más altas, para lo que sería necesario generar vapor mediante la caldera de biomasa, reduciendo su rendimiento, encareciendo la instalación e impidiendo el uso combinado de la caldera para la máquina de absorción junto con el agua caliente sanitaria y la calefacción por suelo radiante.

Por otro lado, se espera que la vida útil de los elementos que intervienen en el proceso sea superior al tiempo de amortización. De hecho, la vida media de una máquina de absorción es mayor que la de una máquina de compresión mecánica, sin verse comprometida a futuras limitaciones legales que puedan impedir la reparación de la máquina, recarga de refrigerante, etc.

### 4.4 FUTUROS DESARROLLOS

Como posibles desarrollos futuros o paralelos a este proyecto, cabe describir algunas actuaciones que puedan buscar la mejora global del rendimiento de la instalación.

#### 4.4.1 CALDERAS DE BIOMASA

Una opción a considerar es disponer de dos calderas de biomasa en paralelo que puedan trabajar indistintamente de manera que siempre trabajen lo más próximo posible a la potencia de diseño de cada caldera.

Si se seleccionaran dos calderas Ferroli como las del catálogo del apartado 3.13 con potencias nominales del mismo valor que la potencia máxima requerida, por un lado por el ACS y el suelo radiante y por otro de la máquina de absorción, podría incrementarse el rendimiento de las calderas. De esta manera, si la potencia requerida para calefacción, ACS y la máquina de absorción, fuera cercano a 80 kW, podría utilizarse únicamente esta caldera para la producción de todo el calor. El mismo razonamiento sería válido también para potencias cercanas a la caldera de mayor potencia, y, si la demanda fuese por encima de la potencia nominal de la caldera mayor, podrían funcionar ambas de forma simultánea para abastecer todo el caudal requerido.

Para ello, puede contarse con un controlador PID (proporcional, integral y derivativo), que es un control en lazo cerrado, controlando la diferencia entre la variable real y la variable deseada. De esta manera, pueden monitorizarse las temperaturas y el caudal de salida de los distintos circuitos de los que consta la instalación, pudiendo conocer la potencia térmica requerida por los distintos elementos.

#### 4.4.2 SUELO REFRESCANTE

La instalación de una máquina de absorción con disponibilidad de calor a muy bajo coste hace muy interesante la posibilidad de generar frío para la puesta en marcha de un sistema de suelo refrescante o de fancoils para refrigerar las distintas estancias de la bodega.

Para el diseño del sistema, bastaría con hacer el dimensionado energético del edificio (cargas térmicas). Para ello, se pueden seguir los mismos pasos que se describieron para el cálculo del suelo radiante; fijando una temperatura superficial máxima de 19 °C del suelo y una temperatura de impulsión o salida de la enfriadora adecuada para ello. La hoja de cálculo proporcionada por ATECYR también es capaz de hacer este cálculo.

Para la puesta en marcha del sistema, bastaría con llevar una conexión de la salida de la máquina de absorción a los colectores de suelo radiante posteriores al colector que distribuye el agua caliente entre ACS, suelo radiante y máquina de absorción; necesitando hacer un cambio estacional, que puede ser manual o automático, que cierre o abra estas salidas del suelo radiante a la entrada y salida de la caldera o depósito de inercia de calor y sus homólogas de frío.

Si se decide utilizar fancoils, no hay por qué tener especial cuidado con la temperatura de salida de la enfriadora, ya que no hay riesgo de alcanzar la temperatura de rocío en la superficie del suelo y por tanto que éste condense. La instalación variaría de manera que no sería necesaria la incorporación de la línea de frío al suelo radiante, necesitando otro trazado distinto de tuberías y los propios fancoils, encareciendo la instalación.

En cuanto a la potencia de la enfriadora o la máquina de absorción, podría considerarse que como la potencia máxima demandada por la fermentación no es hasta 15 días después del inicio de la fermentación, que de forma habitual comienza en la segunda quincena de septiembre y puesto que la potencia requerida para el suelo refrescante no va a ser mayor que la requerida por la fermentación, puede utilizarse esta misma máquina de absorción durante los meses de calor asumiendo el riesgo de no disponer más de 40 kW de potencia de frío (el restante entre la potencia máxima de la máquina de absorción y la potencia máxima requerida por la fermentación y el preenfriamiento) durante el tiempo que la posible demanda de frío para climatización sea simultánea a la fermentación.

#### **4.4.3 APROVECHAMIENTO DE CALORES RESIDUALES**

El aprovechamiento de calor residual de la máquina de absorción es más interesante cuantas más aplicaciones de frío asuma la bodega, ya que el tiempo de funcionamiento de ésta es el que justificará mayor inversión en la instalación.

A la salida del intercambiador del generador, que se impulsa desde la caldera a 90 °C, se obtiene agua a alta temperatura. Concretamente, en el apartado 3.8.2, se calcula que el salto térmico en el generador para la potencia máxima de la caldera, será de 8.5 °C, es decir, que a la salida del generador la temperatura del circuito de agua caliente será de, al menos, 81,5 °C. Esta agua, que inicialmente está previsto que sea reconducida al colector de retorno a la caldera, podría llevarse al colector de ida de agua caliente, ya que es válida tanto para su aprovechamiento en el suelo radiante como en el ACS.

La potencia máxima requerida para el ACS es de en torno a 7 kW, por lo que el mayor interés de esto está en si el proceso de fermentación o futuras ampliaciones en el tratamiento del vino que alarguen más allá del mes de octubre el funcionamiento de la máquina de absorción, puedan ser simultáneos a la puesta en marcha del suelo radiante.



## ***5 - BIBLIOGRAFÍA***

---





A. TERRIER, J. BLOUIN, "*Observations sur l'extraction des jus des raisins blancs*" Journal international des sciences de la vigne et du vin, Vol 9 nº 4.

A. LUSZCZEWSKI, "*Redes Industriales de Tubería*", Ed. Reverté, Barcelona 2004.

ÁNGEL LUIS MIRANDA BARRERAS, PEDRO RUFES MARTÍNEZ "*Ciclos de Refrigeración*". Ed. Ceac, 2007.

ÁNGEL LUIS MIRANDA BARRERAS, PEDRO RUFES MARTÍNEZ "*Torres de Refrigeración*" Ed. Ceac, 2003.

ASHRAE HANDBOOK "*Refrigeration*" Roure 6 S.L., Barcelona, 1991.

ANTONIO LÓPEZ GÓMEZ "*Las instalaciones Frigoríficas en las Bodegas*", Ed. A. Madrid Vicente, Madrid 1991.

BOULTON, R. "*A kinetik model for the control of wine fermentation*", 1978.

BOULTRON, R. "*Wine Making*" ASHRAE HANDBOOK (American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineering), Nueva York, 1982.

DR. JUAN GARCÍA CAZORLA Y LA DRA. MARÍA XIRAU VAYREDA, "*Técnicas usuales de análisis en enología*". Ed. Panreac, 2005.

FLANZY, C. "*Enología: Fundamentos científicos y tecnológicos*" Ed. AMV y Mundi Prensa, Madrid, 2000.

FRANCISCO JAVIER REY MARTÍNEZ, ELOY VELASCO GÓMEZ, "Calidad de Ambientes Interiores", Editorial Paraninfo, 2007.

HIDALGO TOGORES, J. "Tratado de enología" Ed. Mundi - Prensa, Madrid, 2003.

HIDALGO, L. "Tratado de viticultura general" Ediciones Mundi-Prensa, Madrid, 1999.

JUAN ESTEBAN MIÑO VALDÉS, "Fundamentos para elaborar vino blanco común en un desarrollo tecnológico". Ed. Universitaria, Universidad Nacional de Misiones, 2012.

LAMUA, M. "Aplicación del frío a los alimentos" Ed. AMV y Mundi-Prensa, Madrid, 2000.

MICHAEL J. MORÁN, HOWARD N. SHAPIRO, "Fundamentos de termodinámica técnica", Ed. Reverte, 2ª edición, 2004.

TECNOLOGÍA DEL VINO "Aplicación de la ingeniería del frío a la industria enológica" Ed. Alción, 2002.

RICHARD MARCHAL, "Revisión de la metodología para la determinación de la estabilidad proteica en vinos blancos", Congreso Internacional ACE de la Enología y el Cava, 2020.

WILLIAMS, L.A. y BOULTON, R. "Modelig and prediction of evaporative ethanol loss during wine fermentations" American Journal of Enology and Viticulture, 1983.

"Análisis psicrométrico del aire que pasa a través de la torre de enfriamiento" American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [ASHRAE], 2012, p. 40.1., p. 40.2.

“Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental”, José María Cano Marcos, Ed. El instalador, ISSN 0210-4091 nº 375, 2001, p. 93.

### NORMAS Y GUÍAS:

ATECYR, DTIE (Documentos Técnicos de instalaciones en la edificación) 9.04 “*Sistema de suelo radiante*”, 2008.

Norma Española UNE 100030:2017. *Prevención y control de la proliferación y diseminación de Legionella en instalaciones.*

Guía técnica para la prevención y control de la legionelosis en instalaciones. Ministerio de Sanidad, Gobierno de España.

Pliego de condiciones de la Denominación de Origen Rueda.

“Biomasa, Industria”. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Ministerio de Industria, Comercio y Turismo, Gobierno de España.

“Cálculo de cargas térmicas mediante hoja de cálculo”, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR).

“*Instalaciones de climatización con equipos autónomos*”. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Gobierno de España.

## **BIBLIOGRAFÍA**

---

### PÁGINAS WEB:

[Biomasa - La uva, para el vino; el sarmiento, a la caldera - Energías Renovables, el periodismo de las energías limpias.](#) (energias-renovables.com). (Última visita a la web: 04/2021).

[Microsoft PowerPoint - ATHISA GROUP - EQUIPO DE LAVADO Y VALORIZACIÓN](#) (agro-alimentarias.coop). (Última visita a la web: 04/2021).

[Idae](http://www.idae.es) (www.idae.es).

[Funcionamiento de una caldera de biomasa | Arkiplus](#) (www.arkiplus.com/funcionamiento-de-una-caldera-de-biomasa). (Última visita a la web: 04/2021).

[SODECA. Fabricante de ventiladores y extractores industriales.](#) (www.sodeca.com). (Última visita a la web: 03/2021).

[Sistemas de aire acondicionado, calefacción, ventilación - Carrier](#) (www.carrier.com). (Última visita a la web: 04/2021).

[Torres de Refrigeración, Condensadores Evaporativos - EWK](#) (www.ewk.eu). (Última visita a la web: 05/2021).

[Ferroli España, S.L.U. Grupo Ferroli](#) (www.ferroli.com). (Última visita a la web: 04/2021).

*“El poder calorífico de la biomasa”* [https://energiza.org/index.php?option=com\\_k2&view=item&id=1347:el-poder-calorífico-de-la-biomasa](https://energiza.org/index.php?option=com_k2&view=item&id=1347:el-poder-calorífico-de-la-biomasa) (Última visita a la web: 04/2021).

## **BIBLIOGRAFÍA**

---

[¿Cuál es el sistema de calefacción más barato? \(2020\) | Nergiza](#) (www.nergiza.com). (Última visita a la web: 04/2021).

[Urbina Vinos Blog](#) (www.urbinavinos.blogspot.com). (Última visita a la web: 04/2021).

[Centro de productos de Grundfos. Dimensionamiento y selección de bombas y soluciones de bombeo | Grundfos](#) (www.grundfos.com). (Última visita a la web: 05/2021).

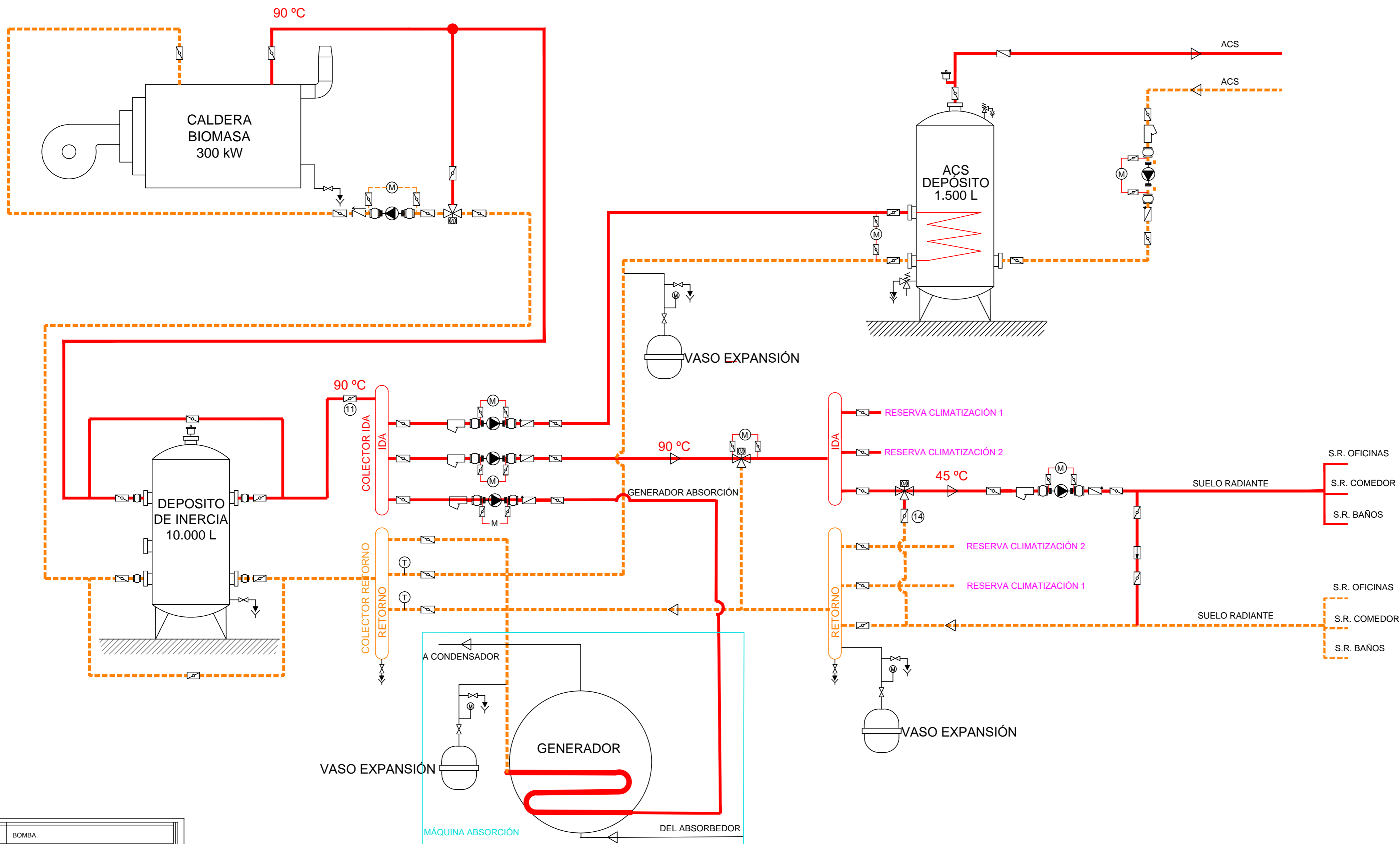


*ANEXO*

---



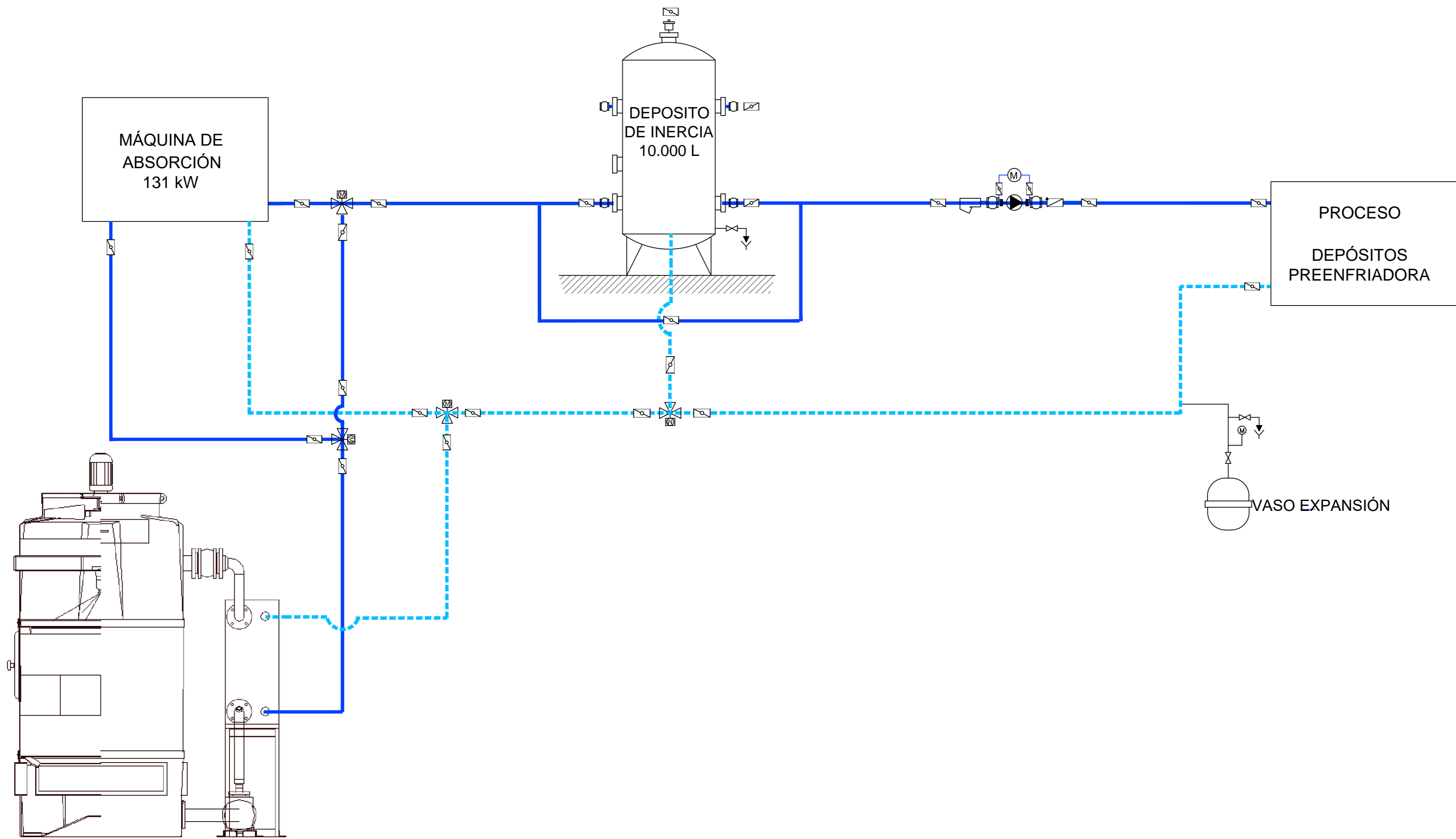




	BOMBA
	AMORTIGUADOR
	VÁLVULA DE TRES VÍAS MOTORIZADA
	VÁLVULA ANTIRRETORNO
	VÁLVULA DE CORTE
	VÁLVULA DE SEGURIDAD
	DESAGÜE

LEYENDA	
	CANALIZACIÓN IDA DE AGUA CALIENTE
	CANALIZACIÓN RETORNO DE AGUA CALIENTE

ESQUEMA DE INSTALACIONES	
SUELO RADIANTE	
ACS	
MÁQUINA DE ABSORCIÓN	
PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN Y CONTROL DE LA FERMENTACIÓN DE UNA BODEGA	



	BOMBA
	AMORTIGUADOR
	VÁLVULA DE TRES VÍAS MOTORIZADA
	VÁLVULA ANTIRRETORNO
	VÁLVULA DE CORTE
	VÁLVULA DE SEGURIDAD
	DESAGÜE

LEYENDA	
	CANALIZACIÓN IDA DE AGUA FRÍA
	CANALIZACIÓN RETORNO DE AGUA FRÍA

ESQUEMA DE INSTALACIONES	
INSTALACIÓN FRÍO DEL PROCESO	
PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN Y CONTROL DE LA FERMENTACIÓN DE UNA BODEGA	