

# Trabajo Fin de Máster

## Máster en Ingeniería Industrial

Oportunidades de mejora de eficiencia energética en la industria del gran consumo: estudio del aprovechamiento del calor de la descarga de compresores de NH<sub>3</sub>.

Autor: Rosalía Ramos Tejado

Tutor: José Luis Molina Félix

**Dpto. de Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2018





Trabajo Fin de Máster  
Máster en Ingeniería Industrial

**Oportunidades de mejora de eficiencia energética  
en la industria del gran consumo: estudio del  
aprovechamiento del calor de la descarga de  
compresores de NH3.**

Autor:

Rosalía Ramos Tejado

Tutor:

José Luis Molina Félix

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2018



Trabajo de Fin de Máster: Oportunidades de mejora de eficiencia energética en la industria del gran consumo:  
estudio del aprovechamiento del calor de la descarga de compresores de NH3.

Autor: Rosalía Ramos Tejado

Tutor: José Luis Molina Félix

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Sevilla 2018



*A todos los que nunca han dudado de mi capacidad de conseguir aquello que me proponga, aunque pudiera terminar fallando.*





# Agradecimientos

---

Principalmente dar las gracias a mis padres, en especial a mi madre, por inculcarme la importancia de los estudios desde que era pequeña, y por apoyarme mental y económicamente en cada momento de mi formación como Ingeniera Industrial. También dar las gracias a mi abuela, pilar fundamental de mi vida que me ha dado fuerza y amor desde que nací, el mejor ejemplo de superación personal que puedo tener.

Agradecer al departamento de Termotecnia, en primer lugar, por hacerme amar el mundo de la energía, y en segundo lugar, por apostar por mí en las dos becas de investigación que he realizado con ellos durante mis estudios, y por poder haber realizado tanto el Trabajo de Fin de Grado, como el presente Trabajo de Fin de Máster con ellos. Además, no puedo estarles más agradecida a Servando Álvarez, y a mi co-tutor del proyecto, José Sánchez, los cuáles han confiado en mí desde el momento en el que les comuniqué mi pasión por el mundo de la ingeniería energética, y que me han dado su apoyo y ayuda para cualquier dificultad que me haya podido surgir en mi formación. Gracias a docentes así, apasionados por su trabajo y por dar una educación de calidad, una aprende a amar lo que estudia.

Y finalmente, no puedo dejar de agradecer a mis amigos la comprensión que han tenido durante estos 6 años, tanto por mis muchos meses en el extranjero, como por todos los momentos en los que he tenido que ausentarme por tener que centrarme en mis estudios. Gracias por convertiros en familia, por animarme siempre que me han faltado motivos, y, sobre todo, gracias por quererme.



# Resumen

---

La industria del gran consumo es actualmente una de las grandes consumidoras de energía, ya sea térmica o eléctrica, lo cuál supone una gran parte de su presupuesto anual. Medidas que traten de reducir dicho consumo se hacen necesarias para tratar de reducir gastos en un mundo empresarial cada vez más competitivo y en el que ahorrar costes puede suponer la supervivencia en el mercado.

Comenzando por un análisis del estado del arte acerca de la gestión energética de las industrias de gran consumo, en este Trabajo de fin de Máster se analizará el proceso a seguir para la identificación de mejoras de aprovechamiento energético en entornos de este tipo. Gracias a la posibilidad de haber realizado prácticas curriculares en una empresa de este tipo, he tenido posibilidad de poder identificar una de estas *Energy Management Opportunities*, analizando y desarrollando en este proyecto el potencial de ahorro de la recuperación del calor de descarga de los compresores de amoníaco de la fábrica. Una vez cuantificado este potencial, se ha diseñado la instalación y dimensionado en condiciones nominales, de forma que el ahorro económico quede optimizado.

Para el circuito de recuperación de calor diseñado, se realizan simulaciones ya con condiciones de temperatura y demandas reales para estimar cual es el ahorro real en gas natural que supondría la medida. Finalmente, se estudia la viabilidad económica en términos de rentabilidad.



# Abstract

---

The large consumer industry is currently one of the major consumers of energy, whether thermal or electric, which is a large part of its annual budget. Measures that try to reduce this consumption are necessary to try to reduce costs in an increasingly competitive worldwide business and in which saving costs can mean the survival in the market.

Beginning with an analysis of the state of the art about the energy management at the large consumer industries, this Master's thesis will analyze the process to follow in order to identify improvements in the energy usage in environments of this type. Thanks to the possibility of having done an internship at a company of this type, I had the possibility to identify one of these Energy Management Opportunities, analyzing and developing in this project the savings potential of the heat recovery from the discharge of the ammonia compressors placed at the factory. Once this potential has been quantified, the installation has been designed and sized under nominal conditions, so that the economic savings have been optimized.

For the designed heat recovery circuit, simulations are already carried out with temperature conditions and real demands to estimate what is the real saving in natural gas that would be the measure. Finally, the economic feasibility in terms of profitability has been studied.



# Índice

<b>Agradecimientos</b>	<b>9</b>
<b>Resumen</b>	<b>11</b>
<b>Abstract</b>	<b>13</b>
<b>Índice</b>	<b>15</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>17</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>19</b>
<b>Notación</b>	<b>2323</b>
<b>1 Introducción: desarrollo de una correcta política energética en la industria del gran consumo</b>	<b>25</b>
1.1. Aspectos iniciales	25
1.2. Definición de un correcto sistema de gestión energética: integración de sistemas para un objetivo común	25
1.3. El papel de la energía en sector de la cerveza	27
1.3.1. El sector cervecero en cifras	27
1.3.2. Un sector comprometido con el medio ambiente	28
1.3.3. El consumo energético en la industria cervecera	29
1.3.4. Eficiencia energética y producción cervecera	31
<b>2 Identificación de oportunidades de mejora de eficiencia energética</b>	<b>33</b>
2.1. La eficiencia energética en el sector industrial	33
2.1.1. La prediagnos <i>energética</i>	35
2.2. La auditoría energética	35
2.3. Energy Management Opportunities (EMO's)	37
2.3.1. Concepto de Energy Management Opportunity. Clasificación	37
2.3.2. Elección y priorización de proyectos de mejora de eficiencia energética	38
2.4. Financiación de proyectos de eficiencia energética	38
2.4.1. Autofinanciación	39
2.4.2. Financiación en balance	39
2.4.3. Financiación fuera de balance	41
<b>3 Desarrollo de una Energy Management Opportunity. Estudio de un caso real.</b>	<b>43</b>
3.1. Situación inicial: sistema de refrigeración NH <sub>3</sub> -agua producto/agua alcohólica.	43
3.2. Identificación de las oportunidades de mejora: recuperación de calor del ciclo de NH <sub>3</sub>	49
3.2.1. Recuperación del calor latente de la descarga de los compresores de NH <sub>3</sub>	50
3.2.2. Recuperación del calor sensible de la descarga de los compresores de NH <sub>3</sub>	50
3.2.3. Propuesta de mejora	51
<b>4 Cálculo del potencial de aprovechamiento de calor respecto a la situación de partida</b>	<b>55</b>
4.1. Cuantificación de la cantidad de calor sensible y latente recuperable en el escenario inicial	55
4.2. Cálculo de la demanda semanal de calor a aportar al agua blanda y al agua extrablanda mediante el sistema de recuperación: dimensionamiento inicial de los equipos	60
4.2.1. Cálculo de la demanda semanal de calor a aportar al agua blanda	60

4.2.2. Cálculo de la demanda semana de calor a aportar al agua extrablanda	64
<b>5 Integración de medidas: optimización de la solución</b>	<b>69</b>
5.1. Valoración de la factibilidad técnica de la propuesta inicial	69
5.2. Modificación de la propuesta inicial y método de optimización	70
5.3. Diseño geométrico de los intercambiadores: condiciones nominales de operación	74
5.3.1. Diseño geométrico del recuperador de calor sensible: intercambiador de carcasa y tubos	74
5.3.2. Diseño geométrico del recuperador de calor latente: condensador de placas	83
5.4. Integración a la solución de un depósito de acumulación de calor de condesación	86
5.5. Instrumentación necesaria para la implementación de la línea de recuperación: funcionamiento fuera de condiciones nominales	91
5.5.1. Control del caudal desviado al circuito de recuperación de calor	93
5.5.2. Control del caudal requerido por el condensador	94
5.5.3. Instalación de un separador líquido-gas de amoniaco	95
5.6. Simulación del funcionamiento del circuito con cualquier temperatura de condensación	96
5.6.1. Simulación de la línea de recuperación sin planificación de la producción	98
5.6.2. Simulación de la línea de recuperación con planificación de la producción	100
<b>6 Viabilidad económica del proyecto</b>	<b>103</b>
6.1. Tipos de inversión y cuantía de las mismas	103
6.1.1. Inversión bruta	103
6.1.2. Inversión elegible	104
6.1.3. Inversión de referencia	104
6.2. Coste subvencionable y cuantía de la ayuda a percibir	104
6.2.1. Características de las ayudas y metodología de cálculo	104
6.2.2. Determinación de los ingresos generados por el proyecto	105
6.2.3. Cálculo de la cuantía de la ayuda a percibir	106
6.3. Análisis financiero del proyecto: rentabilidad de la inversión	108
6.3.1. Flujo de caja	108
6.3.2. Valor Actual Neto	110
6.3.3. Tasa Interna de Retorno	111
6.3.4. Periodo de Retorno	111
6.3.5. Análisis de sensibilidad	112
<b>7 Conclusiones</b>	<b>115</b>
<b>Referencias</b>	<b>117</b>
<b>Anexos</b>	<b>119</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1-1. Ratios de consumos energéticos en las fábricas de Damm en España para los años 2014 y 2015.	29
Tabla 4-1 Características técnicas de los compresores de la planta de frío de amoníaco.	55
Tabla 4-2 Propiedades térmicas de los puntos del ciclo comunes a cualquier época del año.	56
Tabla 4-3 Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de invierno.	57
Tabla 4-4 Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de verano.	57
Tabla 4-5 Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de temperaturas suaves.	57
Tabla 4-6 Propiedades térmicas del punto correspondiente a la descarga de los compresores con temperatura de evaporación de 0°C.	58
Tabla 4-7 Propiedades térmicas del punto correspondiente a la descarga de los compresores con temperatura de evaporación de -8°C.	58
Tabla 4-8 Caudales a la descarga de cada grupo de compresores para las tres temperaturas de condensación consideradas.	59
Tabla 4-9 Caudales a la entrada de los condensadores evaporativos para las tres temperaturas de condensación consideradas.	59
Tabla 4-10 Consumos mensuales, en m <sup>3</sup> , de agua blanda en el área de cervecería y de envasado.	61
Tabla 4-11 Demanda semanal, en GJ, de agua sobrecalentada por líneas de envasado.	64
Tabla 4-12 Consumos mensuales, en m <sup>3</sup> , de agua extrablanda en el generador de vapor de la línea de barriles.	65
Tabla 5-1 Diámetro de carcasa y número de tubos en función del diámetro y tipo de los tubos, su disposición y el número de pasos por los tubos.	78
Tabla 5-2. Definición de las constantes de la correlación para la obtención del número de Nusselt para convección exterior a un haz de tubos.	79
Tabla 5-3. Estimación del ahorro en ASC al implementar la línea de recuperación de calor sin planificación de la producción.	100
Tabla 5-4. Estimación del ahorro en ASC al implementar la línea de recuperación de calor con planificación de la producción.	100
Tabla 6-1 Precio de los equipos requeridos para la implantación del proyecto.	103
Tabla 6-2 Porcentaje a aplicar en la comunidad autónoma de Andalucía sobre le coste subvencionable del proyecto.	105
Tabla 6-3 Porcentaje de cofinanciación de los fondos FEDER 2014-2020 por Comunidades Autónomas.	107
Tabla 6-4. Variación de la TIR en función del precio del gas natural y del coste inicial de la inversión.	113



# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Diagrama de bloques del principio Plan-Do-Check-Act.	26
Figura.1-2. Producción de cerveza, en hectolitros, de los principales países productores del mundo.	27
Figura 1-3. Evolución de la producción de hectolitros de cerveza en España entre los años 2006 y 2016.	28
Figura 1-4. Distribución del consumo de energía térmica en una fábrica de cerveza.	30
Figura 1-5. Distribución del consumo de energía eléctrica en una fábrica de cerveza.	30
Figura 2-1. Estadísticas de las empresas españolas que han realizado la auditoría energética.	34
Figura 2-2. Pasos en la ejecución de una correcta auditoría energética.	37
Figura 2-3. Comparación de un proyecto que cuenta o no con la participación de una ESE.	40
Figura 2-4. Evolución en el tiempo del consumo energético de una empresa antes y después del contrato con una ESE.	41
Figura 2-5. Evolución de los gastos energéticos de una empresa antes y después de incurrir en un proyecto de eficiencia energética financiándolo mediante Renting.	42
Figura 3-1. Esquema del proceso de producción de la cerveza.	43
Figura 3-2. Esquema de la instalación de frío de amoníaco de la fábrica.	44
Figura 3-3. Esquema de la zona de condensadores evaporativos, acumulación de NH <sub>3</sub> y economizador de la planta de frío.	45
Figura 3-4. Esquema de la zona de evaporación a 0°C de la planta de frío.	45
Figura 3-5. Esquema de la zona de evaporación a -8°C de la planta de frío.	46
Figura 3-6. Esquema de uno de los compresores de NH <sub>3</sub> procedente de la evaporación a -8°C de la planta de frío.	46
Figura 3-7. Esquema de uno de los compresores de NH <sub>3</sub> procedente de la evaporación a 0°C de la planta de frío.	47
Figura 3-8. Esquema de la zona de evaporación frente al agua producto y suministro de la misma a consumidores.	47
Figura 3-9. Diagrama de bloques de la zona de evaporación frente al agua producto.	48
Figura 3-10. Esquema de la zona de evaporación frente al agua alcohólica y suministro de la misma a consumidores: tanque de estratificación.	48
Figura 3-11. Diagrama de bloques de la zona de evaporación frente al agua alcohólica.	49
Figura 3-12. Ejemplo de tanques de envasado limpiados con agua blanda calentada gracias a la recuperación de calor latente del circuito de frío.	50
Figura 3-13. Generador de vapor a alimentar con el agua extrablanda caliente procedente de la recuperación de calor sensible del circuito de frío.	51
Figura 3-14. Esquema de la solución propuesta para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.	51
Figura 3-15. Diagrama de bloques del procedimiento a seguir para la resolución del proyecto.	53
Figura 4-1. Ciclo termodinámico (diagrama p-h) seguido por el amoníaco en la planta de frío.	56
Figura 4-2. Evolución semanal de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.	62

Figura 4-3. Curva de carga ordenada de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.	<b>62</b>
Figura 4-4. Evolución semanal de la energía necesaria, en GJ, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.	<b>63</b>
Figura 4-5. Evolución semanal de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua extrablada en el generador de vapor de la línea de barriles.	<b>66</b>
Figura 4-6. Curva de carga ordenada de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua extrablada en el generador de vapor de la línea de barriles.	<b>66</b>
Figura 4-7. Evolución semanal de la energía necesaria, en GJ, para cubrir la demanda de agua extrablada en el generador de vapor de la línea de barriles.	<b>67</b>
Figura 5-1. Esquema de la solución propuesta para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.	<b>69</b>
Figura 5-2. Esquema de la solución propuesta corregida para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.	<b>71</b>
Figura 5-3. Dependencia de los costes operacionales (gas natural) y de los costes de capital (condensador) respecto a la carga nominal del intercambiador.	<b>73</b>
Figura 5-4. Esquema del recuperador de calor sensible en condiciones nominales.	<b>74</b>
Figura 5-5. Gráfico para la obtención del factor corrector de la DTLM a partir de la distribución de temperaturas.	<b>75</b>
Figura 5-6. Abaco de Moody para el cálculo del coeficiente de fricción.	<b>77</b>
Figura 5-7. Diseño en AutoCAD de un intercambiador de carcasa y tubos similar a la solución obtenida.	<b>82</b>
Figura 5-8. Esquema del condensador para la recuperación de calor latente en condiciones nominales.	<b>83</b>
Figura 5-9. Definición de variables en el Software para el diseño geométrico del intercambiador.	<b>83</b>
Figura 5-10. Lista de resultados técnicos ofrecidos por el programa para el intercambiador de placas propuesto como solución.	<b>84</b>
Figura 5-11. Esquema de las características geométricas del intercambiador de placas a emplear como condensador en el proyecto.	<b>86</b>
Figura 5-12. Esquema propuesto para el circuito de conexión entre el condensador para la recuperación de calor latente y el tanque de acumulación de agua blanda.	<b>87</b>
Figura 5-13. Evolución de la densidad del agua a 3atm en función de la temperatura: aproximación mediante recta de regresión.	<b>89</b>
Figura 5-14. Evolución de la energía acumulada o extraída semanalmente en el tanque de acumulación de agua blanda.	<b>89</b>
Figura 5-15. Evolución del volumen acumulado de agua en el tanque de agua blanda.	<b>90</b>
Figura 5-16. Evolución de la temperatura del agua en el interior del tanque de acumulación de agua blanda.	<b>91</b>
Figura 5-17. Esquema de la instrumentación a instalar en el circuito de recuperación de calor de la descarga de los compresores de amoniaco.	<b>92</b>
Figura 5-18. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del recuperador de calor sensible.	<b>93</b>
Figura 5-19. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del condensador para la recuperación de calor latente.	<b>94</b>
Figura 5-20. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del separador líquido-gas de amoniaco.	<b>95</b>

Figura 5-21. Tendencia anual del consumo de agua extrablanda del generador de vapor de la línea de barriles.	<b>96</b>
Figura 5-22. Evolución del volumen de cerveza, en hl, envasada en la línea de barriles.	<b>96</b>
Figura 5-23. Evolución del caudal necesario de agua extrablanda semanal para que el recuperador trabaje a plena carga.	<b>97</b>
Figura 5-24. Variación de las temperaturas de suministro del agua y de la temperatura del aire ambiente durante el año 2016.	<b>98</b>
Figura 5-25. Potencia nominal de recuperador de calor sensible y del condensador, y comparación con su valor nominal de funcionamiento.	<b>98</b>
Figura 5-26. Energía sensible recuperada frente a la demanda total de calor para el agua extrablanda.	<b>99</b>
Figura 5-27. Energía latente recuperada frente a la demanda total de calor para el agua blanda.	<b>99</b>
Figura 5-28. Energía latente recuperada frente a la demanda total de calor para el agua blanda con la planificación de la producción.	<b>100</b>
Figura 5-29. Simulación de la evolución de la energía demandada mediante ASC.	<b>101</b>
Figura 5-30. Instrumentación necesaria para el correcto funcionamiento del tanque de acumulación.	<b>102</b>
Figura 6-1. Reparto de los costes del proyecto de recuperación de calor.	<b>104</b>
Figura 6-2. Flujo de caja neto durante la vida útil del proyecto.	<b>111</b>
Figura 6-3. Representación del flujo de caja acumulado para el cálculo del periodo de retorno de la inversión.	<b>112</b>
Figura 6-4. Evolución del precio del gas natural entre 2008 y 2017 en España.	<b>113</b>



# Notación

---

A	Área
PID	Controlador Proporcional-Integral-Derivativo
$NH_3$	Amoniaco
R717	Amoniaco
$Q_c$	Potencia de condensación
$Q_e$	Potencia de evaporación
$\dot{W}_c$	Potencia de compresión
h	Entalpía
$\dot{m}$	Caudal másico
$Q_{sens}$	Calor sensible
$Q_{lat}$	Calor latente
$E_{sens}$	Energía sensible
$E_{lat}$	Energía latente
$P_{nom}$	Potencia nominal
$\rho$	Densidad
V	Volumen
$C_p$	Calor específico
$\Delta T$	Incremento de temperatura
ASC	Agua sobrecalentada
$Q_{cond}$	Potencia en el condensador
$Q_{rec}$	Potencia en el recuperador de calor sensible
DTLM	Diferencia logarítmica media de temperaturas
F	Factor corrector de la DTLM
U	Coefficiente de transferencia global
D	Diámetro
$N_t$	Número de tubos
L	Longitud





# 1 INTRODUCCIÓN: DESARROLLO DE UNA CORRECTA POLÍTICA ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA DEL GRAN CONSUMO

---

La reducción de costes en la industria del gran consumo se ha convertido en las últimas décadas en uno de los requisitos clave para la supervivencia en el mercado, siendo clave los ahorros en clave energética y en *utilities*. Un enfoque muy específico y concreto en la gestión energética no es efectivo, sino que debe de buscarse un enfoque consistente y sistemático que comience con el desarrollo de una política energética.

## 1.1. Aspectos iniciales

La política energética en una industria del gran consumo consta de dos partes principales: la implementación de técnicas de gestión y la mejora de procesos.

Para comenzar con su desarrollo, deben de tenerse en cuenta en primer lugar una serie de componentes principales y aspectos para su óptima implementación:

1. Firme convencimiento de la directiva: un objetivo claro y visible desde lo más alto de la dirección es fundamental para demostrar que el conseguimiento de una mejora en la eficiencia energética de la empresa es una tarea de todos y que merece la pena apoyar.
2. Programa de objetivos claramente definidos: se necesitan objetivos medibles, desafiantes y realísticamente alcanzables, comunicados a todos los interesados de una forma fácil de comprender.
3. Definición de responsabilidades y estructura organizacional: se debe de elegir a un *'Energy Champion'*, es decir, a una persona de la directiva caracterizada por ser un buen organizador, comunicador y resolutivo. Una vez elegido, esta figura creará su *'Energy Management Team'* (EMT), tomando toda responsabilidad sobre la implementación y el éxito de las medidas. El EMT debe incluir a los mayores conocedores de los aspectos energéticos de todos los departamentos de la fábrica.
4. Provisión eficiente de recursos en términos de personal y presupuesto: la efectividad de cualquier programa de políticas energéticas depende fuertemente del tiempo y esfuerzo requerido para su implementación.
5. Procedimientos para el seguimiento de las medidas adoptadas: es importante asegurar la comunicación entre el personal no solo mediante reuniones periódicas, sino también con información visual en forma de gráficos, pictogramas...repartidos por la empresa.
6. Revisión regular del progreso conseguido: como en cualquier proyecto, el progreso en su realización debe ser monitorizado, los resultados medidos y comparados con los objetivos, y todo ello finalmente comunicado en las reuniones de la directiva. Este control asegurará que el proyecto permanezca visible y consiga la atención necesaria para seguir siendo una prioridad.

## 1.2. Definición de un correcto sistema de gestión energética: integración de sistemas para un objetivo común.

Poco después de la segunda guerra mundial, el estadístico estadounidense Edward Deming formuló un principio que actualmente sigue siendo la base de cualquier sistema de gestión que implique una mejora continua, esto es, el principio Plan-Do-Check-Act:

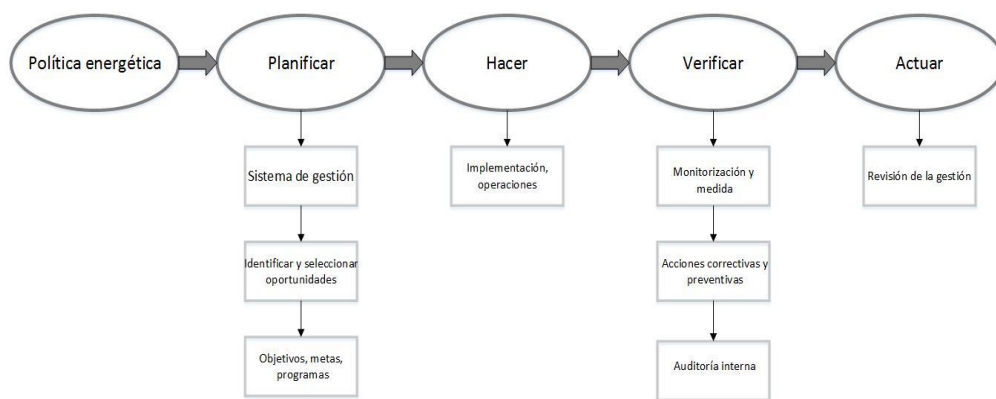


Figura 1-1. Diagrama de bloques del principio Plan-Do-Check-Act.

Cada acción representa un paso en el camino para el conseguimiento de los requisitos y el alcance de los objetivos: se debe *planificar* estableciendo un plan energético con acciones y objetivos concretos para mejorar la gestión de la energía dentro de la organización; se debe *hacer*, llevando a cabo todas las acciones planificadas por la dirección; se debe *verificar*, comprobando que los objetivos y la planificación prevista se está cumpliendo, mediante indicadores que permitan controlar su grado de implementación, monitorizando resultados; y, finalmente se debe *actuar*, para que, a partir de los resultados obtenidos, poder corregir las actuaciones que no cumplan con los objetivos previstos.

Esta estructura similar de los sistemas de gestión estandarizados permite la integración del conjunto de sistemas de una empresa en un único sistema de gestión global más simple y optimizado, con actividades interrelacionadas entre sí que dan lugar a valiosas sinergias y a una mayor efectividad. Para ello, se requiere la interacción de cada persona que tenga un papel dentro del conjunto de actividades diarias, así como el uso del uso de indicadores de gestión del plan operativo, estratégico y de acción de la empresa.

A todo ello, se debe sumar la necesidad de realizar acciones correctivas en los procesos productivos y establecer medidas de mejora continua, con el objetivo de optimizar los recursos de la empresa. Por ello, la meta fundamental de los directivos será integrar la gestión organizacional, de calidad y de mediambiente, así como la gestión energética en todos los procesos industriales que tengan lugar en sus instalaciones.

En definitiva, esta integración ofrece:

1. Sistema de gestión unificado:
  - Eficiente
  - Reducción o eliminación completa de las duplicidades
  - Comprensible, consistente, proactivo...
2. Adiestramiento:
  - Eficiencia y efectividad
  - Enfoque multidisciplinar
  - Todo bajo un único programa
3. Recursos: mejor utilización del capital humano, de la energía y de los materiales.
4. Mejora de la confianza frente a terceros:
  - Mayor confianza por parte de los reguladores
  - Demostración tangible del compromiso
5. Ahorro de costes en material, energía, desperdicios, imagen a terceros, costos de responsabilidad contingente...

Los beneficios cuantificables de la implementación y posterior registro de un sistema de gestión unificado pueden ser resumidos en:

- Documentación mejorada y más completa de los procedimientos de los distintos procesos y de las instrucciones de trabajo.

- Comunicación más fluida y continua entre todos los interesados en la organización.
- Mejora en el comportamiento del producto, proceso o servicio, así como en la satisfacción del cliente.
- Prevención de errores en todas las operaciones.
- Mejora de la productividad, eficiencia y reducción de costes.
- Mayor calidad del trabajo desarrollado y satisfacción del empleado.
- Reconocimiento público que conlleva una consecución de una mayor cuota de mercado.

### 1.3. El papel de la energía en el sector de la cerveza

#### 1.3.1. El sector cervecero en cifras

El sector cervecero en España es uno de los grandes pilares industriales en nuestro país, siendo la 4ª nación europea en producción de cerveza y la 11ª en el mundo, comercializando al año más de 33 millones de hectolitros, cifras que no paran de crecer a medida que pasan los años. En la actualidad, los ingresos de este sector se calculan en unos 15500 millones de euros al año, representando un 1,4% del Producto Interior Bruto en España.

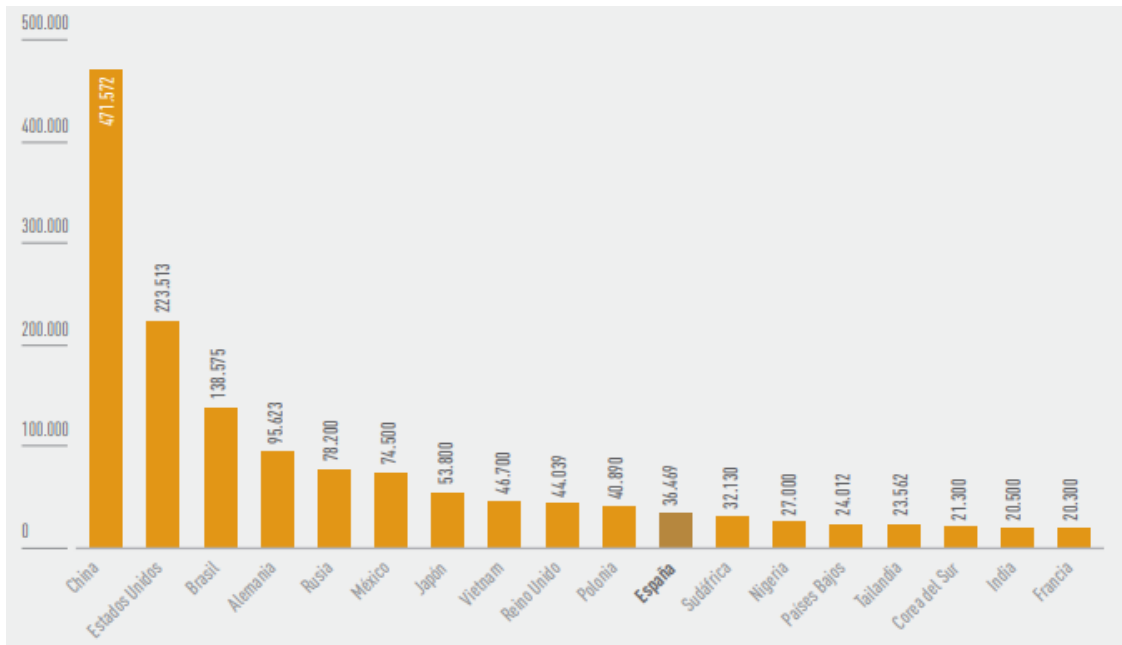


Figura.1-2. Producción de cerveza, en hectolitros, de los principales países productores del mundo.

Y no solo los ingresos de este sector se deben a la comercialización nacional, siendo la bebida alcohólica con mayor impacto económico dentro de nuestras fronteras, tanto por los altos impuestos que gravan su consumo como por la creación de empleo (más de 244000 empleos en España creados por este sector), sino que las exportaciones de cerveza española lleva un crecimiento continuado desde el año 2010: en cifras, en 2015 se aumentó en un 28% las exportaciones con respecto al año anterior, vendiendo 2,3 millones de hectolitros fuera de nuestro país.

A continuación, se refleja estadísticamente este crecimiento del sector en hectolitros de cerveza producidos en España, con su evolución entre el 2006 y el 2016, datos ofrecidos por la Asociación Nacional Empresarial de la Industria Cervecera en España:

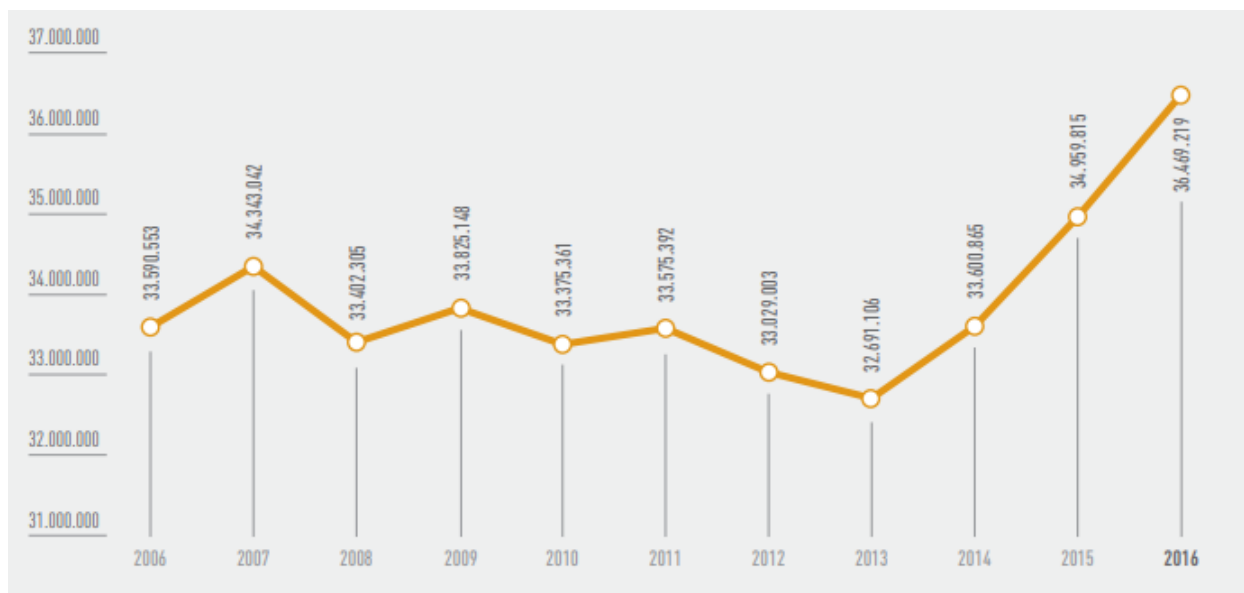


Figura 1-3. Evolución de la producción de hectolitros de cerveza en España entre los años 2006 y 2016.

### 1.3.2. Un sector comprometido con el medio ambiente

Además de toda la aportación económica del sector en nuestro país, la asociación de Cerveceros de España tiene un gran compromiso con el medio ambiente y la gestión de los recursos naturales.

Es un sector pionero en la reducción del impacto del envasado que utilizan, y promueve su recuperación y reutilización, ya sea mediante líneas de envasado que esterilizan y reusan envases y barriles recuperados de los puntos de venta o mediante el reciclaje. Así, en 2016 se consiguió recuperar el 82% de los envases utilizados, aumentando dicha cifra en casi un 4% con respecto al año precedente, debido en gran parte a que los envases de vidrio, los mayormente utilizados en el sector cerveceros, son los que ofrecen una mayor tasa de recuperación.

Sumado al reciclaje, son claros los esfuerzos de los Cerveceros en la minimización del consumo de agua, recursos energéticos y emisiones a la atmósfera, reduciendo así la huella hídrica y la huella de carbono en su proceso productivo. Entre 2015 y 2016, se consiguió reducir en un 5% el ratio que informa sobre el consumo de agua por hectolitro de cerveza producido, indicador utilizado en este sector para reflejar cualquier tipo de consumo de recursos con el objetivo de establecer una base común, lo que significa un ahorro de casi 76 millones de litros de agua. Y no solo se consiguió reducir el consumo de agua, sino también se disminuyó la cantidad de agua residual que ha tenido que ser depurada en casi 330 millones de litros.

Con respecto a las emisiones, se ha conseguido reducir en un 24% el ratio de emisiones de dióxido de carbono por hectolitro de cerveza producido desde 2008 a 2016, equivaliendo por ejemplo a la cantidad de  $CO_2$  que un bosque de 55000 árboles absorbería en un periodo de 50 años.

Además, durante el proceso de producción de la cerveza se generan diversos subproductos que anteriormente se consideraban desechos pero que, para los cuales, se han creado diferentes sistemas de reciclaje y son reutilizados bien en la propia empresa, o bien son vendidos a terceros. Así, por ejemplo, en el proceso de cocimiento se genera una materia sólida denominada 'bagazo', la cuál es vendida como pienso animal por su alto valor proteico. Otro ejemplo es el carbónico liberado durante la fermentación, el cuál es capturado y posteriormente tratado mediante un proceso de limpiado y secado, y reutilizado para el llenado de las botellas en envasado. Y finalmente, algunas fábricas cerveceras utilizan el biogás generado por las moléculas anaeróbicas, en la semidepuración del agua antes de retornarla a la empresa suministradora de agua para cumplir sus especificaciones de materia orgánica, como combustible a emplear en sus calderas para la producción de agua sobrecalentada.

Finalmente, respecto al consumo energético, entre 2015 y 2016 también se consiguió reducir el ratio de consumo por hectolitro de cerveza en un 3%, acumulando entre 2008 y este último año un descenso de un 27%, equivalente a la energía consumida por 25000 hogares españoles en un año. Además, se ha apostado altamente en este sector por las fuentes renovables para el suministro de energía, incrementándose de un 2,3 a un 56% el porcentaje de energía procedente de este tipo de fuentes limpias.

### 1.3.3. El consumo energético en la industria cervecera

La industria alimentaria consume al año en torno al 11% del total de la energía primaria de industria de fabricación. En concreto, las fábricas cerveceras consumen aproximadamente el 40% del total de la energía primaria en el sector de las bebidas, principalmente debido a las condiciones de temperatura que deben asegurarse en los procesos de elaboración de la cerveza, consecuencia de los estrictos controles de calidad que se siguen desde la misma recepción de la malta a la entrega final al cliente, por lo que en este tipo de industrias el consumo de energía térmica incluso supera al de energía eléctrica, en una proporción de 60%-40% respectivamente. En términos de kWh consumidos por hectolitros de cerveza producidos, la empresa Damm ofrece las siguientes estadísticas para sus fábricas de cerveza en España para los años 2014 y 2015, observando una reducción considerable:

<b>Fábricas de cerveza</b> (kWh/hl cerveza envasada)	<b>2014</b>	<b>2015</b>	<b>Variación</b> <b>2014-2015</b>
Energía eléctrica	10,56	10,52	-0,38%
Energía térmica (gas natural, gasóleo y gasolina)	21,36	21,19	-0,80%

Tabla 1-1. Ratios de consumos energéticos en las fábricas de Damm en España para los años 2014 y 2015.

- **Energía térmica**

En cualquier fábrica productora de cerveza, el agua sobrecalentada es el fluido más empleado en los procesos industriales por sus óptimas propiedades como portador de calor y por su alta dependencia temperatura-presión, pudiendo controlar la temperatura de los distintos procesos simplemente controlando la presión de vapor del fluido. En la fábrica que nos concierne, es producida en tres calderas alimentadas con gas natural, pudiendo funcionar una de ellas parcialmente con biogás procedente de la depuración de las aguas residuales.

Una gran parte de este vapor se emplea en la industria cervecera para la extracción de azúcar y aromas durante el macerado, y para la ebullición del mosto, empleando agua sobrecalentada tanto en la misma caldera de ebullición como en un precalentador de mosto, momento en el que la cerveza es esterilizada y estabilizada, perteneciendo ambas etapas al proceso de cocimiento. Solo en estas dos fases, se consume más del 50% de agua sobrecalentada total demanda en la fábrica.

Otro consumidor importante de agua sobrecalentada es el departamento de envasado mediante el proceso de pasteurización. El objetivo de este proceso no es solamente, como en el caso de otros productos alimentarios, de reducir la presencia de agentes patógenos en el producto final garantizando la seguridad alimentaria, sino que también prolonga la vida de la cerveza hasta el doble de tiempo que la del mismo producto sin pasteurizar. Sin embargo, en la cerveza de barril, no existe pasteurización de la cerveza, sino que se dispone de un sistema de alimentación de vapor a partir de un generador, para esterilizar los equipos. El consumo energético de la pasteurización procede de la necesidad de someter a la cerveza a altas temperaturas de entre 60 y 70°C durante pequeños periodos de tiempo, eliminando estos contaminantes que podrían ser perjudiciales para la salud.

Otros focos consumidores de menor relevancia de este fluido son la limpieza de las botellas retornables en envasado y los sistemas de limpieza in situ (CIPs). Esta distribución puede observarse en el siguiente diagrama de sectores:

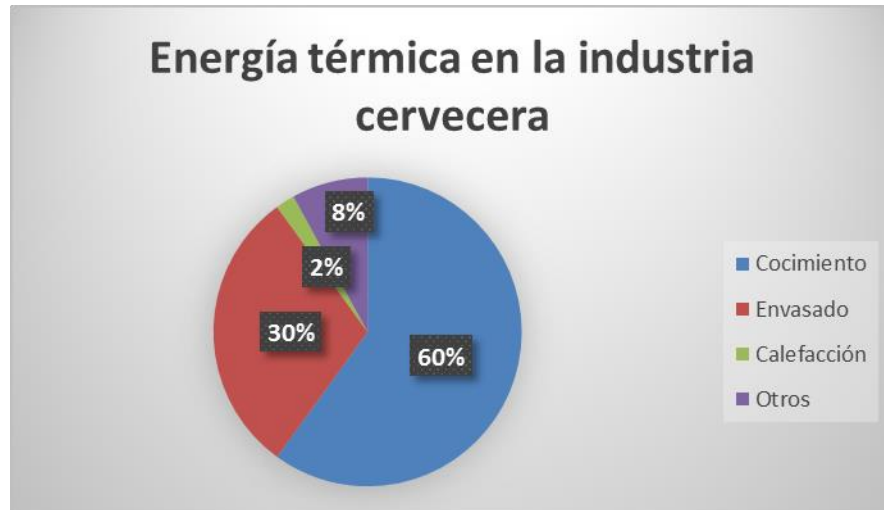


Figura 1-4. Distribución del consumo de energía térmica en una fábrica de cerveza.

- **Energía eléctrica**

El rango de lugares en los que se da el uso de energía eléctrica en una fábrica cervecera es mucho más amplio que en el caso de la energía térmica, aunque la cantidad final demandada sea menor.

El principal consumidor es la zona de refrigeración, es decir, el consumo de energía eléctrica en los compresores de los ciclos de frío, permitiendo al refrigerante alcanzar las presiones necesarias para poder condensarse tras enfriar al foco caliente absorbiendo su calor. Como se mencionó anteriormente, debido a las estrictas condiciones de temperatura en el proceso de elaboración de la cerveza, los consumos relacionados con la refrigeración serán muy elevados por lo que la optimización de la eficiencia energética en estos casos debe ser de gran relevancia para cualquier empresa alimentaria y de bebidas.

En el caso que nos concierne, la refrigeración se da con un ciclo de compresión mecánica de amoníaco, que evapora a dos niveles de presión, con agua producto y agua alcohólica, como se explicará en temas posteriores. La planta de frío tiene por tanto dos grupos de compresores, contando con 7 compresores en total, por lo que cabe esperar que el consumo eléctrico sea considerable.

El segundo mayor consumidor de este tipo de energía es envasado, debido a la puesta en marcha, muchas veces simultáneamente, de 7 líneas de envasado, cada una diseñada para un tipo de envase concreto (tercios, cuartos, barriles, latas...), alimentando cientos de pequeños motores, controladores y sistemas de medición.

De nuevo, se muestra mediante un diagrama de bloques el reparto aproximado de consumos eléctricos que se da en una fábrica de cerveza:

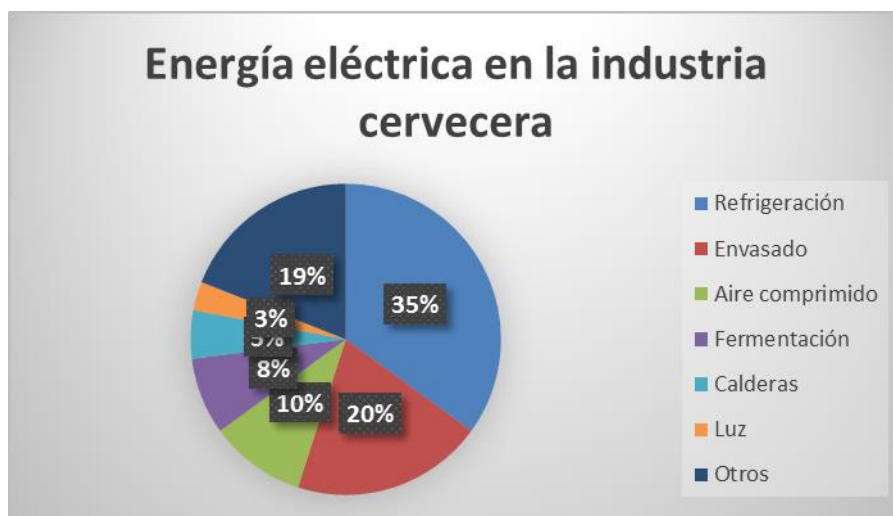


Figura 1-5. Distribución del consumo de energía eléctrica en una fábrica de cerveza.

#### **1.3.4. Eficiencia energética y producción cervecera**

Son diversas las estrategias seguidas por las diferentes marcas cerveceras para la reducción de los consumos energéticos, y, en consecuencia, de las emisiones.

Heineken, mediante el programa ‘Drop the C’, ha conseguido reducir en un 41% las emisiones de dióxido de carbono en el proceso de producción, y más de un 6% en la distribución de la cerveza. Esta iniciativa se engloba dentro de su proyecto ‘Brindando un Mundo Mejor’, tratando de eliminar la letra “C” del compuesto  $CO_2$ , obteniendo solo oxígeno evitando contribuir al continuo incremento de la temperatura terrestre.

Así, con respecto al transporte, se ha conseguido reducir las emisiones gracias a un programa de mejora continua y de formación de conductores para mejorar sus técnicas de conducción, reduciendo el consumo de fuel de su flota de distribución. Además, se han puesto en marcha otras iniciativas para optimizar la capacidad del transporte mediante colaboraciones con otras compañías, aprovechando los viajes de vuelta evitando el circular sin mercancía. Otra medida para la reducción de la huella de carbono ha sido la iniciativa ‘Green Cooling’, proporcionando nuevos refrigeradores más eficientes a los puntos de venta, consiguiendo un triple objetivo: reducción de las emisiones de gases dañinos con el medio ambiente, ahorro energético entre el 15 y el 75% respecto a las instalaciones tradicionales debido a unos equipos más eficientes, y en consecuencia, una menor factura a final de mes de electricidad para sus clientes.

Damm, por su parte, ha llevado a cabo proyectos de aprovechamiento del calor del mosto a la salida de la caldera de ebullición para ser capturado y utilizado en los procesos de pasteurización de envasado, con el doble objetivo de reducir por una parte el consumo de agua sobrecalentada para elevar la temperatura del agua para pasteurizar, y por otra, el consumo eléctrico necesario para enfriar el mosto hasta unos 5-10°C a su salida de ebullición para ser fermentado en los tanques.





# 2 IDENTIFICACIÓN DE OPORTUNIDADES DE MEJORA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

---

## 2.1. La eficiencia energética en el sector industrial

La eficiencia energética se define como la relación entre el total de la energía consumida por una empresa y los productos/servicios que se obtienen a partir del uso de esta energía, la cual puede ser mejorada a través de medidas e inversiones tecnológicas, de gestión y con unos mejores hábitos de consumo.

La relevancia de la eficiencia energética puede verse reflejada mediante la estadística de que en España más del 30% de la energía consumida tiene su origen en el sector industrial, no solo con los consecuentes gastos para las empresas, con precios de electricidad, agua o gas en constante aumento, sino también por las emisiones que conlleva la producción de esta energía, cada vez más y más controladas por normativas europeas castigadas con altas multas para aquellas empresas que traten de evitar su cumplimiento.

El sector industrial es la causante de casi el 34% de las emisiones de gases de efecto invernadero, por lo que sobre él debe caer una gran responsabilidad de mejorar la eficiencia energética con el objetivo de garantizar una mayor protección del medio ambiente. Mediante el Protocolo de Kyoto, firmado en diciembre de 1997 en la ciudad japonesa, los países más desarrollados o con un mayor índice de estar en vías de desarrollo, se comprometían a reducir sus emisiones de gases invernadero entre el 2008 y el 2012 en función de sus diversas variables económicas y medioambientales. Tras ello, la Comisión Europea publicó en enero de 2007 un documento llamado “Una Política energética para Europa”, en el que se finalizaba el establecimiento de las bases comunes y comenzaba la consecución práctica de los objetivos de eficiencia energética marcados, siendo uno de los aspectos más destacables de este nuevo acuerdo el Compromiso de los “Cinco Veintes” por el cual para el 2020 la UE debería de conseguir:

- Reducción del 20% de las emisiones de gases de efecto invernadero sobre las cantidades de 1990.
- Reducción del 20% en el consumo energético también respecto a 1990, promoviendo una mayor eficiencia energética en la industria.
- Obtención de un 20% de la energía primaria mediante fuentes renovables.

España, la cual se comprometió en el protocolo de Kyoto a limitar el incremento de sus emisiones a un 15% para esta fecha con respecto a 1990, sin embargo, es el país de la UE que menores posibilidades tiene de cumplir las condiciones de este pacto, con un aumento del 24.2% de sus emisiones en 2015 respecto al año base.

Así, con el objetivo principal de revertir esta situación, surgió el Real Decreto 56/2016 del 12 de febrero de dicho año, que entre otras muchas medidas, obligaba a las grandes empresas a realizar una auditoría energética para revisar su comportamiento en consumos energéticos y a registrarla antes del 14 de febrero de 2017. Tras ello, estas grandes empresas, con más de 250 empleados o con más de 50 millones de euros de volumen de negocio, y con un balance general de más de 43 millones de euros, son obligadas a repetir estas auditorías cada 4 años como mínimo, las cuales deben cubrir al menos el 85% del consumo total de todas las instalaciones. Además, deben ser realizadas por expertos cualificados para esta tarea y deben de basarse en datos actualizados, medidos y verificables de consumos energéticos, implicando un examen pormenorizado del estado de las instalaciones.

Por ello, a parte de por razones legislativas, para las industrias es beneficioso realizar auditorías energéticas con el objetivo de mejorar la eficiencia energética por los siguientes motivos:

- Reducción de los gastos energéticos directos, presentando mucha de las inversiones en mejora de eficiencia energética un periodo de retorno de la inversión breve.

- Debido a la continua fluctuación de los precios de la energía, se garantizaría un menor número de riesgos obteniendo una rentabilidad sostenida en las operaciones.
- Mejorar la imagen pública de la empresa, siendo el desarrollo sostenible un factor casi tan importante como puede serlo la calidad y las marcas, para que clientes y accionistas se sientan atraídos por la compañía.
- Beneficio de reducción de impuestos y exenciones fiscales.
- Producción garantizada al disponer de una energía de calidad, fiable y siempre disponible.

Por tanto, podría decirse que los planes de mejora de eficiencia energética y el uso de instalaciones eficientes esta pasando de ser una opción a una obligación para la supervivencia de las empresas.

A continuación, se muestra una estadística del comportamiento de las empresas españolas con respecto al cumplimiento del Real Decreto 56/2016:

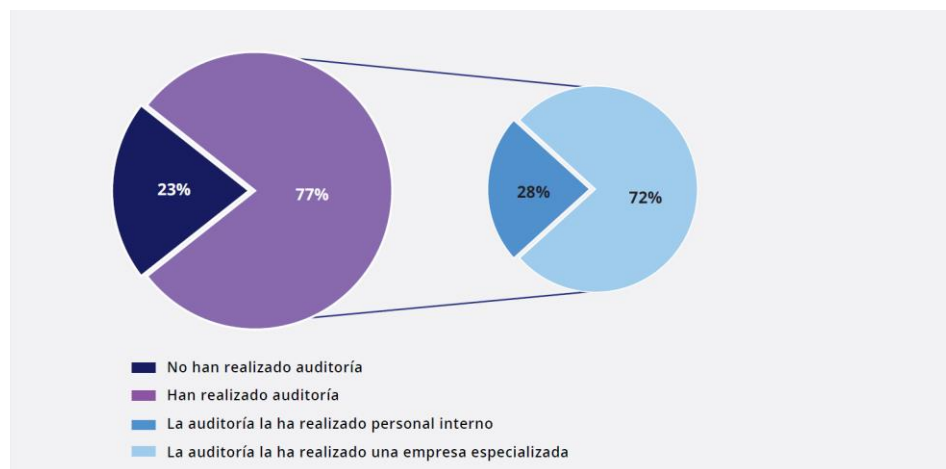


Figura 2-1. Estadísticas de las empresas españolas que han realizado la auditoría energética.

De la imagen se puede concluir en que todavía un 23% de las empresas no habían realizado después de un año de la implantación del Decreto la primera auditoría obligatoria, coincidiendo con la fecha límite para su realización y registro. Del 77% que sí la han realizado, un 28% de las empresas habían decidido que fuera el personal interno quien realizara esta auditoría, frente al 72% que había contado con empresas especializadas y certificadas para verificar el buen comportamiento energético del negocio.

Por tanto, las 3 opciones que tiene una empresa a la hora de enfrentarse a esta normativa son las siguientes:

1. No realizar las auditorías energéticas periódicas, arriesgándose a ser multada por aquellos organismos que verifican el cumplimiento de su realización. A ello se suma la posible pérdida de competitividad, perdiendo la posibilidad de un posible ahorro en costes energéticos.
2. Realizar las auditorías de forma periódica, cada 4 años, que cubran al menos el 85% de la energía consumida por sus instalaciones. Conlleva una inversión en tiempo y recursos económicos para la empresa, aunque abren la puerta a posibles ahorros que compensen en poco tiempo esta inversión. En las industrias, estas revisiones periódicas tienen tres objetivos principales:
  - Equilibrar los consumos reales a los nominales, asegurando así que se realiza un mantenimiento adecuado de las instalaciones de la planta.
  - Sustitución de los equipos por otros de tecnología mas reciente que garanticen una adecuada eficiencia energética, disminuyendo los consumos de energía nominal.
  - Detectar las posibles deficiencias en los procesos industriales, para poder reducir al máximo las necesidades energéticas para realizarlos.
3. Implantar un sistema de eficiencia energética, con constante medición de los KPI's de las instalaciones mediante la instalación de sensores en la empresa, ofreciendo a tiempo real datos de producción y consumos.

### 2.1.1. La prediagnosisis energética

Se trata de una fase precedente a la auditoría energética que cuenta con la propia participación de la empresa que la demanda, la cual debe facilitar la máxima información posible acerca de los consumos energéticos, con sus respectivas facturas, y los datos de los equipos que consumen dicha energía. Esta información debe contener necesariamente:

1. Datos que identifiquen la actividad desarrollada por la empresa, pudiendo posicionarla en su entorno energético empresarial.
2. Consumo energético de las instalaciones:
  - Incidencia económica del consumo energético, es decir, % sobre el coste total que se invierte en suplir la demanda de energía.
  - Consumo específico: unidades de energía empleada en producir una unidad de producto.
  - Coste unitario de la energía empleada: gastos energéticos en producir una unidad de producto.
3. Antecedentes energéticos en la empresa: realización previa de Estudios Energéticos, Mediciones Energéticas y si se dispone de Contabilidad Energética Analítica.

Tras analizar toda esta información inicial, el especialista emitirá un informe en el que se incluirán:

- Estimación del ahorro y potencial de las posibles medidas de mejora de eficiencia energética encontradas, con las respectivas inversiones necesarias.
- Confrontación de la estadística energética con otras empresas de su sector.
- Necesidad especial de I+D+i energética.

Y, sobre todo, será la herramienta más útil para que la empresa valore la necesidad real que tiene de invertir recursos humanos y económicos en una futura auditoría energética.

## 2.2. La auditoría energética

Una posible y sencilla definición de auditoría energética es describirla como el establecimiento de la base sobre la cuál se medirán las futuras mejoras de eficiencia energética. Por tanto, su objetivo es por un lado establecer y evaluar el consumo energético en una gran industria, y a su vez identificar oportunidades de mejoras de eficiencia energética y ahorro de consumo. Para poder explotar al máximo los beneficios de una auditoría energética, esta debe reflejar de manera cuantificable:

- La evaluación de la eficiencia energética de todos los sistemas consumidores de energía, procesos y equipos (incluyendo la evaluación del suministro y de la calidad del aislamiento del edificio).
- Las ineficiencias del proceso de gestión que conllevan un impacto negativo en el consumo de energía.

Existen tres tipos de auditoría energética:

1. **Auditoría básica:** es aquella que busca detectar las principales ineficiencias en consumos energéticos y que obtiene las soluciones que más pueden interesar a la empresa en términos de potencial de ahorro.
2. **Auditoría de seguimiento:** es utilizada para cuantificar el rendimiento de las medidas adoptadas para la mejora de la eficiencia energética, con la consecuente recogida de datos acerca de las principales características de funcionamiento.

Una auditoría energética es una actividad compleja que puede llevar de una a tres semanas, pudiendo destacar como fases de crítica importancia en su correcto desarrollo las siguientes:

- **Determinación de la base de análisis**

En las industrias del gran consumo es muy importante determinar una base estacionaria sobre la cuál poder comparar los efectos de las acciones tomadas, debido a la gran dependencia de la producción a la época del año en la que nos encontremos. Por tanto, será fundamental establecer los objetivos de consumos, presupuestos, costes de capital...por unidad producida.

Una buena estrategia sería tomar como base la eficiencia nominal de producción, definida como la tasa media de producción dividida por la máxima capacidad de la planta. La fábrica trabajará a menor ritmo el resto del año, siendo útil relacionar el consumo energético a esta base para saber cuánto se aleja de la situación idónea de trabajo.

- **Búsqueda de información**

Para sacar el máximo partido a una auditoría es fundamental reunir toda la información existente para identificar y así poder centrar los esfuerzos en los mayores consumidores finales de energía de la empresa: estadísticas de los costes de electricidad de los últimos años, compra de materias primas, proveedores, productividad, mermas... Toda esta información será clave a la hora de realizar los balances energéticos y de material en pasos futuros, y cuanto mayor sea esta más precisos serán los resultados.

También es de esencial importancia el observar como se realiza el trabajo, así como obtener información directa de los empleados. Obtener información de diferentes fuentes puede evitar errores y asegurar la veracidad de esta antes de avanzar a pasos futuros de la auditoría.

- **Balances energéticos y de material**

En el transcurso de cualquier auditoría energética es esencial el desarrollo de los balances energéticos y de material para el establecimiento de las entradas y salidas de energía de cualquier proceso, incluyendo también las corrientes de desecho. Estos balances permiten utilizar toda la información reunida sobre los consumos como un medio para verificar la precisión y apoyar las futuras acciones tomadas tras la auditoría.

Los balances pueden estar referidos a potencia, gas natural, vapor, condensados, agua, materias primas... Además, pueden ir referidos a la totalidad de la fábrica o a una sección según interese (principalmente determinado por si incluye alguna máquina cuya evaluación específica sea de interés), y deben ser acompañados de diagramas de flujo para una mayor comprensión.

- **Comprensión de los resultados de la auditoría**

Este paso podría verse como externo a la auditoría, pero sin él nada del trabajo realizado anteriormente tendría utilidad.

En primer lugar, debe comunicarse verbalmente entre todos los interesados las principales observaciones recogidas durante el trabajo. Tras ello, y una vez que los cálculos y las conclusiones han sido verificadas, redactar el informe de la auditoría, donde debe recogerse:

- Información general: descripción del objetivo(s) de la auditoría; localización y fecha, así como duración; capital humano y recursos empleados; condiciones operativas durante la auditoría; observaciones generales; posibles dificultades encontradas en la obtención de datos y cálculos; precisión de la información empleada; advertencias.
- Datos de consumos energéticos, cálculos empleados y balances.
- Conclusiones.
- Recomendaciones.

De forma gráfica, estos pasos pueden representarse mediante el siguiente esquema:



Figura 2-2. Pasos en la ejecución de una correcta auditoría energética.

Es importante tener en mente que, aunque realizada y referida a un periodo concreto de tiempo, los resultados de la auditoría pueden ser extrapolados con relativa precisión a otras condiciones operativas.

Tras seguir todos los pasos, se obtienen los dos principales motivos por los que se realiza cualquier auditoría energética:

- Establecimiento de un sistema de gestión energético de la gran industria, y de un programa de objetivos.
- Identificación de las oportunidades de mejora de la eficiencia energética que surgen de la auditoría para poder ser abordadas por el nuevo sistema de gestión.

Los beneficios de la realización de la auditoría son múltiples, no solo para la empresa en sí, sino también para la sociedad:

- Concienciación real de la importancia del gasto energético, muchas veces asumido como un coste fijo a asumir por la empresa sin valorar ni su repercusión ni la posibilidad de ser optimizado.
- Conocimiento más profundo de la distribución de los sistemas energéticos dentro de la empresa.
- Mejora de la eficiencia energética, con su consecuente repercusión en la competitividad y posición de la empresa.
- Imagen pública de la empresa mejorada al dar una mayor impresión de sostenibilidad y preocupación por el medio ambiente.
- Facilitar el cumplimiento de las normativas medioambientales.

## 2.3. Energy Management Opportunities (EMO's)

### 2.3.1. Concepto de Energy Management Opportunity. Clasificación.

Una vez finalizada la auditoría energética, el equipo de gestión energética debe desarrollar el plan de acción para conseguir los objetivos propuestos, conocidos en inglés como *Energy Management Opportunities* (EMO's). Estas oportunidades de mejora pueden clasificarse económicamente según modo en tres categorías:

1. Mantenimiento: son acciones repetidas regularmente y nunca menos de una vez por año.
2. De bajo coste: acción que se realiza solo una vez, pero cuyo coste no es considerado de gran repercusión para la empresa.
3. Retrofit: acción única cuyo coste implica una inversión importante para la empresa.

Otra forma de clasificar las EMO's es mediante las acciones a abordar para su conseguimiento:

- *Cambios organizativos*: conlleva cambios en la planificación de la producción, de forma que permita una utilización más racional de la energía mediante una tasa de producción lo más estable posible.
- *Cambios en los procesos*: referido a modificaciones en la maquinaria y tecnología empleada para reducir el consumo energético. Es la categoría más compleja y que requiere una mayor inversión de capital, ya que las mejoras incluyen cambios en la capacidad, calidad del producto, control del proceso....
- *Eficiencia de las calderas y potencial de la posible modificación del combustible empleado*: engloba mejoras en los quemadores, control y monitorización de la composición del gas, diseño de la caldera y aislamiento de la misma. No puede olvidarse que la posible modificación del combustible empleado depende de su disponibilidad en el mercado y a su coste esperando a largo plazo.
- *Gestión de la potencia eléctrica*: reducción del consumo eléctrico mediante la gestión de la demanda pico y del factor de potencia, así como posible empleo de la cogeneración.
- *Recuperación de calor*: es un campo ampliamente dependiente de la situación concreta de cada instalación, incluyendo varios sistemas de energía. Conlleva la reutilización de corrientes de pérdidas de calor mediante su integración en otros procesos, así como la prevención de pérdidas de calor en todas sus formas.

### **2.3.2. Elección y priorización de proyectos de mejora de eficiencia energética**

Podría creerse que el mejor proyecto, y en consecuencia el primero que debe llevarse a cabo, es aquel que ofrezca una mayor rentabilidad de la inversión (ROI, Return on Investment). Sin embargo, en un proyecto de ingeniería existen más variables de decisión de aspecto técnico más allá de las puramente económicas.

- Factibilidad técnica: información de proveedores, experiencias de terceros en proyectos similares, ayuda de consultores, riesgos en el comportamiento de la instalación...
- Posible sinergia: posibilidad de integrar el proyecto con otros ya existentes para maximizar los beneficios. Para ello se debe de tratar cuantificar la conveniencia de esta interacción y compararlo con el escenario en el que ambos proyectos concurrieran por separado.
- Riesgos del proyecto: financieros, organizativos, externos, regulatorios, legales y operacionales; es decir, toda amenaza que interfiera en la capacidad de la industria a conseguir sus objetivos y ejecutar correctamente sus estrategias. Para ello se debe de tomar una actitud pro-activa que anticipe y responda eficazmente a cualquier tipo de riesgo.
- Prioridades ya existentes: se debe considerar el plan de negocio, los objetivos prioritarios de la empresa y la situación financiera.
- Rentabilidad del proyecto:
- Contabilizar el costo de capital total del proyecto: precio del equipamiento, instalación, certificación....
- Estimar el ahorro anual acumulado del posible proyecto, en términos de potencia, agua, gas natural, mantenimiento, capital humano....
- Calcular el periodo de recuperación de la inversión realizada.

## **2.4. Financiación de proyectos de eficiencia energética**

Como cabe esperar, tanto la realización de la auditoría energética como, sobre todo, la implantación de proyectos de eficiencia energética supone un fuerte desembolso económico para las empresas, aunque precisamente estas inversiones se realizan con el objetivo de recuperar los costes del proyecto en un pequeño *payback period* con los ahorros derivados de un menor consumo energético.

Para afrontar el desembolso, las empresas pueden elegir entre tres principales vías para la obtención de financiación, las cuales se analizarán en profundidad a continuación.

### 2.4.1. Autofinanciación

Se trata de la solución más sencilla en tiempo y recursos empleados, puesto que es la propia empresa la que directamente aporta la cantidad necesaria para afrontar la inversión, siempre que esta cuente con la liquidez necesaria para ello. Es la vía más usual en pequeñas implantaciones, por lo que principalmente es utilizada en proyectos de eficiencia energética llevados a cabo por el propio usuario y consumidor de la instalación.

### 2.4.2. Financiación en balance

Se trata de la principal vía de financiación para las empresas de mediano y grande tamaño, en la que éstas se endeudan para llevar a cabo el proyecto, quedando reflejada esta deuda en su balance de cuentas, con nuevos activos y pasivos adquiridos por la empresa.

Las principales opciones para este tipo de financiación son:

- **Productos bancarios: préstamos, créditos, *leasing*...**

Algunos bancos ofrecen préstamos especiales para empresas que decidan llevar a cabo actuaciones de mejora de eficiencia energética, con diferentes facilidades como pueden ser unos tipos de interés reducidos, cero comisiones de amortización o cancelación anticipada, o amplios plazos de amortización para la obtención de cuotas más cómodas y asequibles. Este tipo de ayudas suelen ir destinadas tanto a la modificación de la estructura del edificio como a la optimización de los sistemas energéticos, cooperando con el cuidado del medio ambiente, y en algunos casos se engloban en Planes de Actuación de algunas CCAA para fomentar la eficiencia energética en la industria.

- **Ayudas y subvenciones**

Otra forma de financiación es mediante ayudas directas del gobierno o de las comunidades autónomas si el proyecto se ajusta a las especificaciones de los programas de subvenciones. Un ejemplo son las Líneas ICO para empresas y emprendedores, destinadas a la rehabilitación de edificios y a todas aquellas obras que supongan una mejora en los consumos energéticos (renovación del sistema eléctrico, aislamiento en ventanas y tuberías, reparación de deterioros...), siendo préstamos sin ningún tipo de comisión y cuyos tipos de interés dependen de la cuantía de la ayuda solicitada y del plazo de amortización. Con estos planes se puede financiar hasta el 100% del coste del proyecto, IVA incluido, y pudiendo también incluir todos aquellos costes en técnicos especialistas ajustando los justificantes de pago. Para proyectos de gran envergadura, se deberán incluir en la solicitud toda la documentación que justifique las obras a realizar, es decir, licencias, proyecto de obras, autorizaciones...

Una de las vías de financiación más populares en España para el acometimiento de proyectos de eficiencia energética es mediante los fondos FEDER (Fondo Europeo de Desarrollo Regional), con ayudas a proyectos que consigan reducir el consumo de energía final y la cantidad de emisiones de  $CO_2$ , bien mediante la mejora de eficiencia energética del edificio o de las instalaciones, o por la sustitución de las fuentes de energía convencionales por otras renovables. Las actuaciones llevadas a cabo deben mejorar la calificación energética total del edificio en al menos una letra, otorgando ayudas adicionales a aquellas medidas que alcancen clases energéticas "A" o "B", o que incrementen en 2 letras la calificación inicial.

El importe subvencionado se dividirá en un % correspondiente a una ayuda dineraria sin contraprestación, complementada con un préstamo reembolsable con condiciones atractivas de financiación. La ayuda sin contraprestación se compone de la suma de la Ayuda Base, siendo del 20% o del 30% de la cuantía total dependiendo de la tipología del proyecto, más la Ayuda Adicional, la cuál se adicionará a la base si como se ha comentado anteriormente se incrementa la calificación energética más del mínimo exigido, o bien la actuación se realiza en un edificio bajo algún régimen de protección pública o se combinan simultáneamente dos o más tipologías de actuación. El préstamo reembolsable, por su lado, tendrá un tipo de interés del Euribor + 0%, un plazo máximo de amortización de los préstamos de 12 años y contará como garantías con un aval bancario, un contrato de seguros de caución o un depósito en efectivo a favor del SEGÚN del 20% de la cantidad total del préstamo.

- **Contratos EPC/ESC con financiación bancaria**

Tanto el contrato EPC (Contrato de Rendimiento Energético), como el ESC (Contrato de Suministro Energético), consisten en acuerdos con una ESE (Empresa de Servicios Energéticos) que proporciona servicios energéticos o mejora la eficiencia energética, obteniendo sus beneficios por este suministro de energía y por el cumplimiento de los requisitos de mejora de eficiencia y de rendimiento acordados. La ESE afronta un riesgo al tener que compensar el déficit de ahorros al cliente si no se alcanzan los ahorros prometidos: como se puede observar en la *Figura*, en el modelo tradicional si no se obtienen los resultados que el cliente espera es difícil identificar al ‘culpable’ al tener que encargarse él mismo directamente de todos los *stakeholders*; sin embargo, si en el proyecto entra en juego la ESE, el cliente podrá culpar directamente a la empresa de no obtener los resultados firmados, obteniendo en ese caso una compensación económica.



Figura 2-3. Comparación de un proyecto que cuenta o no con la participación de una ESE.

Mediante el ESC, el cliente contrata con la ESE el suministro de energía a largo plazo pudiendo obtener dicha energía a un precio menor del que tendría que pagar a la suministradora habitual. Para poder obtener beneficios, la ESE instala equipos de generación de mayor eficiencia, por ejemplo, renovando las instalaciones con la última tecnología, que usen combustibles más baratos (cambio de gasoil a gas natural) o que usen fuentes renovables de energía (acoplamiento con una instalación solar térmica).

Por otra parte, se encuentran los contratos EPC, en los que la ESE no solo se compromete a suministrar energía al cliente como en los contratos ESC, si no que además implanta medidas de ahorro y eficiencia energética para conseguir el servicio energético especificado por el cliente. Por ello, la ESE además de tener el incentivo de la eficiencia de las instalaciones donde se genera la energía, con los contratos EPC obtiene un incentivo extra por la eficiencia global de las instalaciones.

En la siguiente figura puede observarse la diferencia en consumos que se presentaría en una empresa antes y después de contar con una ESE para el suministro de energía, ya sea mediante un contrato simplemente ESE o con un contrato EPC, beneficiándose del ahorro en consumo final de energía.



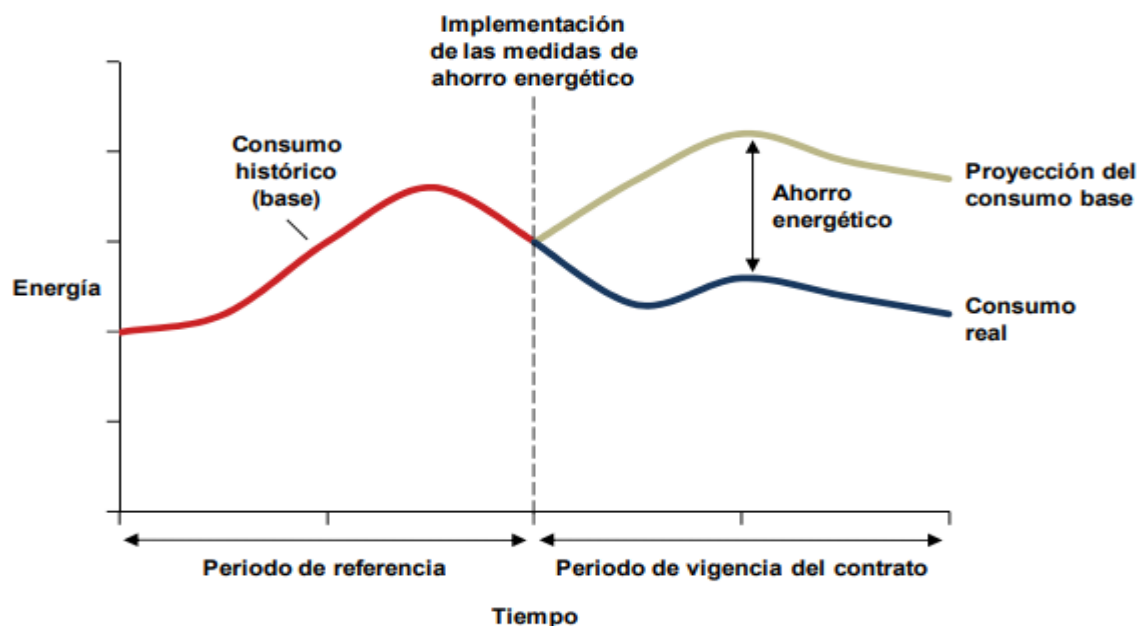


Figura 2-4. Evolución en el tiempo del consumo energético de una empresa antes y después del contrato con una ESE.

Por tanto, en el caso que nos concierne, la empresa solicita una financiación bancaria para poder pagar a esta Empresa de Servicios Energéticos, contando con la seguridad de que si no se alcanzan los objetivos previstos no tendrá que hacer frente a ningún gasto extra a lo estipulado en el contrato.

- **Crowdfunding**

El crowdfunding consiste en la financiación colectiva de un proyecto, utilizando una plataforma online para publicitar el mismo y conseguir inversores. Existen cuatro principales modalidades de este tipo de financiación:

1. **Crowdfunding basado en donaciones:** el inversor realiza una donación sin recibir ningún beneficio económico en retorno. Suelen tratarse de proyectos solidarios con un gran impacto social.
2. **Crowdfunding basado en recompensas:** modelo de financiación más utilizado y conocido, aportando dinero a un cierto proyecto y recibiendo a cambio una recompensa, función de la cantidad de dinero aportada por el inversor.
3. **Crowdfunding para préstamos o Crowdlending:** el inversor realiza una aportación económica para un cierto proyecto y recibe una compensación en forma de intereses. Así, la empresa solicita un préstamo con la plataforma de *Crowdlending*, y ésta recupera el dinero invertido más una cierta cantidad de intereses según las condiciones del contrato firmado.
4. **Crowdfunding basado en participaciones o Equity Crowdfunding:** el inversor aporta una cierta cantidad de dinero al proyecto convirtiéndose a cambio en accionista, comprando una parte del capital de la empresa. No se tiene garantía de recuperar el dinero invertido, pero si el proyecto termina siendo exitoso podrá recuperar varias veces la cantidad invertida.

### 2.4.3. Financiación fuera de balance

La principal ventaja de este tipo de financiación es que un tercero aporta los recursos económicos necesarios para poder llevar a cabo el proyecto, a cambio generalmente de una limitación en los derechos sobre los activos hasta la fecha estipulada en el acuerdo firmado, aunque podrá disfrutar de ellos a cambio de un pago periódico.

- **Renting para Eficiencia Energética**

En esta modalidad, el coste de la auditoría energética y del proyecto se financia a través del ahorro conseguido al reducir el consumo final de energía al mejorar la eficiencia de las instalaciones, beneficiándose el cliente final del 100% del ahorro una vez que se ha amortizado la inversión. De esta forma, el cliente consigue cuanto antes el ahorro económico al no tener que acometer inversiones para la adquisición de los nuevos equipos mas eficientes, consumiendo una menor energía y adaptándose a la normativa vigente. Entre otros motivos, es de gran interés para los clientes ya que no se considera deuda bancaria, no aparece en el balance de la empresa, las cuotas son totalmente fiscalmente deducibles y presenta un bajo riesgo al tener una alta rapidez de amortización.

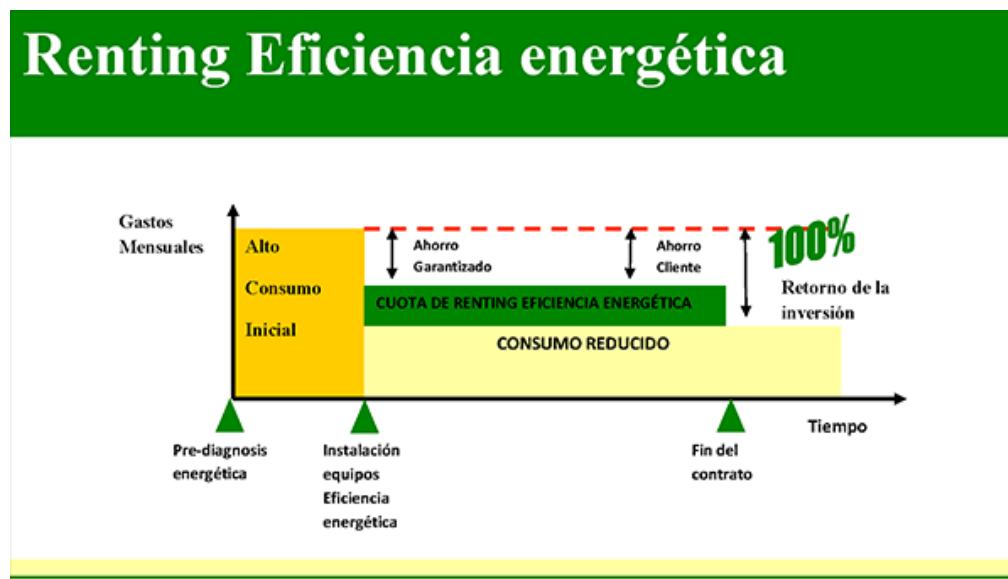


Figura 2-5. Evolución de los gastos energéticos de una empresa antes y después de incurrir en un proyecto de eficiencia energética financiándolo mediante Renting.

Como se puede observar en la figura, tras la instalación de los equipos de mejora de eficiencia energética, el consumo se reduce enormemente, aunque una parte de los ahorros irán destinados a la empresa encargada del desarrollo del proyecto para su financiación. Una vez se finaliza el contrato, el cliente se beneficiará totalmente de los ahorros generados por el proyecto con respecto a la situación inicial.

- **Financiación on-bill**

En este caso son las propias suministradoras de energía las que promueven y ayudan a sus clientes a invertir para la mejora de eficiencia energética. La financiación de la inversión puede hacerse de diversas formas: desde un contrato de préstamo o servicios energéticos, a una tarifa energética o como un leasing. La empresa suministradora incluirá en las facturas unos costes adicionales hasta que el cliente haya pagado completamente su deuda.

- **Financiación basada en Equity**

Se trata de un inversor interesado en el proyecto que la empresa desea realizar, invirtiendo capital de riesgo, pero en un plan de negocio en el que confían y esperan obtener beneficios a cambio.

# 3 DESARROLLO DE UNA ENERGY MANAGEMENT OPPORTUNITY. ESTUDIO DE UN CASO REAL.

## 3.1. Situación inicial: sistema de refrigeración NH<sub>3</sub>-agua producto/agua alcohólica.

El proyecto tiene lugar en la fábrica de una de las principales empresas cerveceras en todo el mundo, siendo clave su apuesta por el ahorro energético y la gestión eficiente de la energía.

El proceso de elaboración de la cerveza se puede simplificar en los siguientes pasos:

- Recepción y almacenamiento de materia prima: La malta y los adjuntos se reciben a granel y se almacenan en silos, el lúpulo se recibe en sacos o bidones y se almacena en una cámara acondicionada térmicamente y el agua es almacenada en depósitos.
- Elaboración del mosto: Supone los procesos de acondicionamiento de la malta, maceración, filtración, ebullición, decantación, enfriamiento y aireación para producir el mosto listo para el siguiente paso.
- Fermentación y maduración: Se produce en tanques de fermentación con temperatura controlada. Posteriormente pasa por un período de maduración donde adquiere su sabor y aroma típico.
- Clarificación y estabilización: Tras el proceso de maduración, la cerveza pasa por una centrifugación, una clarificación y un abrillantamiento, pasando a continuación por un proceso de estabilización.
- Envasado: con diferentes tipos de líneas de envasado según formato: lata, botella y barril.

Gráficamente, se podría esquematizar dicho proceso según el siguiente diagrama de bloques:

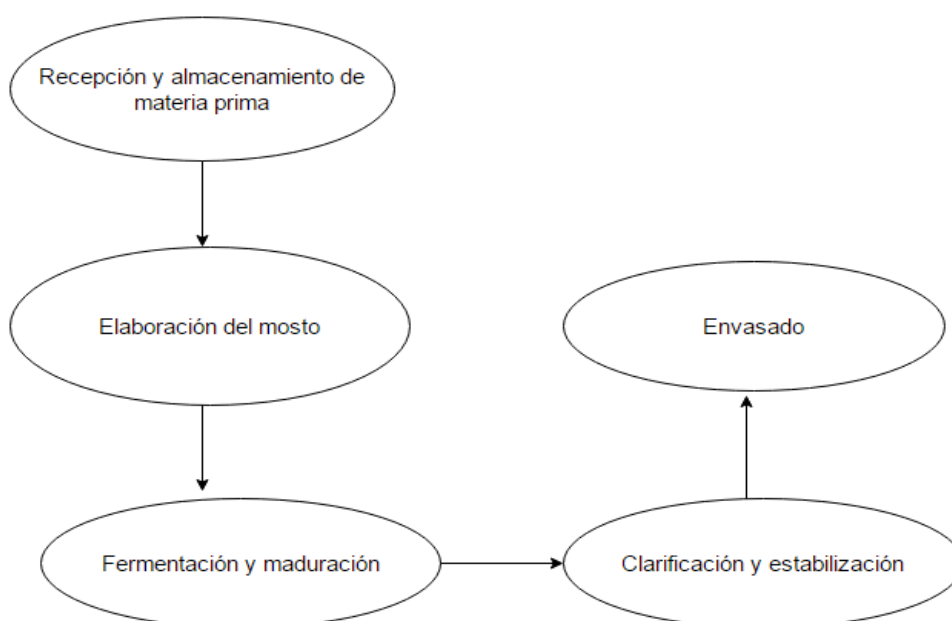


Figura 3-1. Esquema del proceso de producción de la cerveza.

Para gran parte de estos pasos hasta la fabricación del producto final, y al tratarse de una industria de alimentación y bebidas, es fundamental garantizar una óptima calidad del producto, para lo cual es necesario que todos los procesos se desarrollen a una temperatura adecuada. Por ello, la refrigeración es un punto clave en

la cuál se realiza una gran inversión, y sobre la que a su vez podrían encontrarse grandes posibilidades de ahorro y mejora.

En la fábrica en cuestión se emplea amoníaco para la refrigeración de los procesos, utilizando agua alcohólica y agua tratada en términos de dureza según conveniencia como refrigerantes secundarios, tanto por motivos de seguridad como por motivos económicos.

Un diagrama de bloques del proceso seguido por el NH<sub>3</sub> es el siguiente:

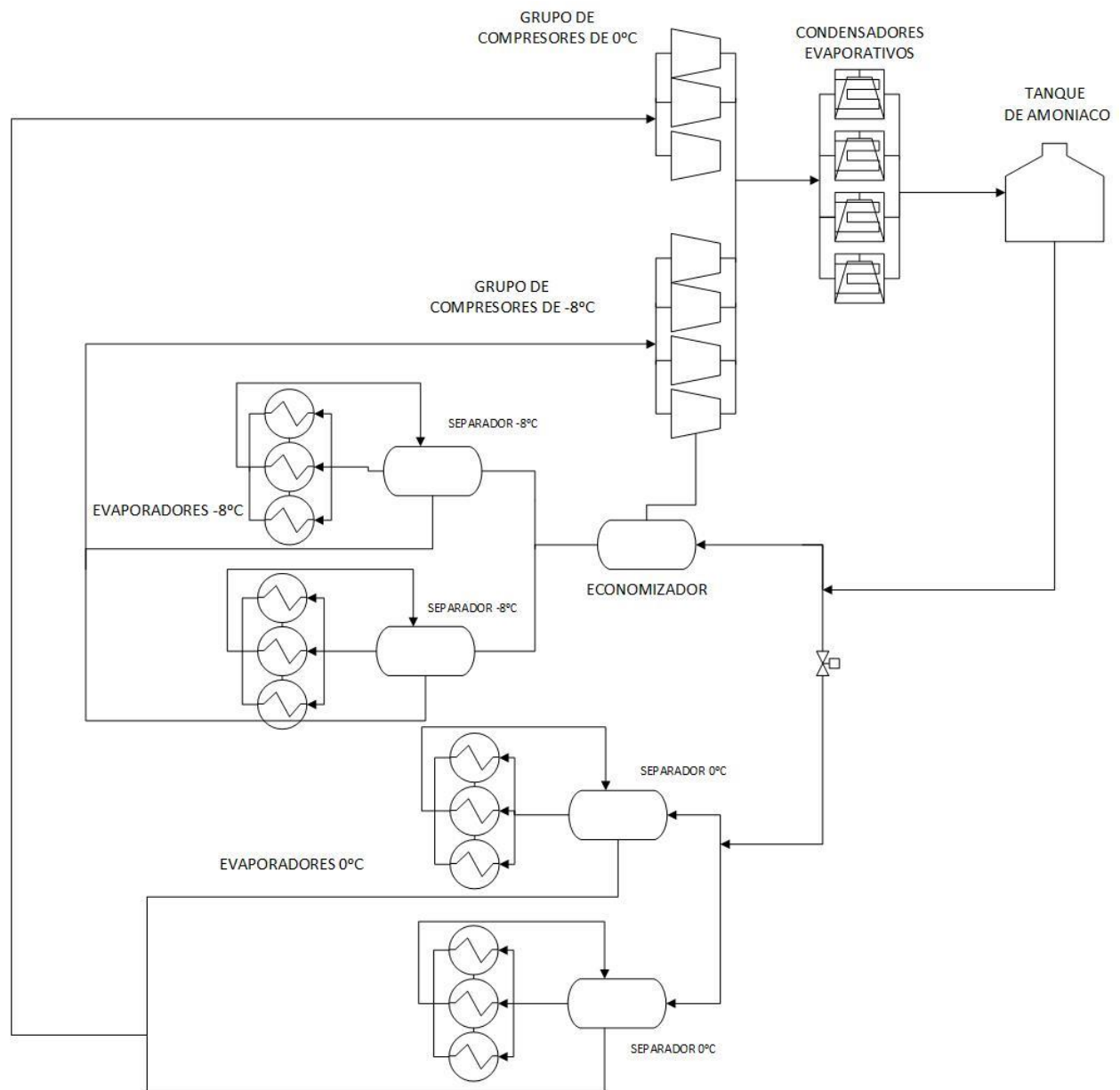


Figura 3-2. Esquema de la instalación de frío de amoníaco de la fábrica.

Como se puede observar, se trata de un ciclo de compresión mecánica con dos niveles de evaporación, debido al doble intercambio de calor con el agua producto a 0°C y con el agua-alcohólica a -8°C.

Para la explicación del proceso se comenzará por la condensación del NH<sub>3</sub> en los condensadores evaporativos. Tras el cambio de fase, el refrigerante procedente de los cuatro intercambiadores se recoge en un tanque de acumulación que podrá alimentar, tras reducir su presión en las diferentes válvulas, el enfriador de aceite de los compresores o los evaporadores agua-NH<sub>3</sub>, en proporciones según conveniencia.

Mediante una válvula controlada por un PID se regula el % de caudal de refrigerante que, una vez condensado,

va al enfriador de 0° o al economizador. La función de este economizador es utilizar parte de ese amoniaco enfriado para introducirlo en un stage intermedio del compresor, reduciendo así la temperatura media del gas que está siendo comprimido y en consecuencia la potencia específica consumida, al encontrarse más próximo al proceso isentrópico de compresión.

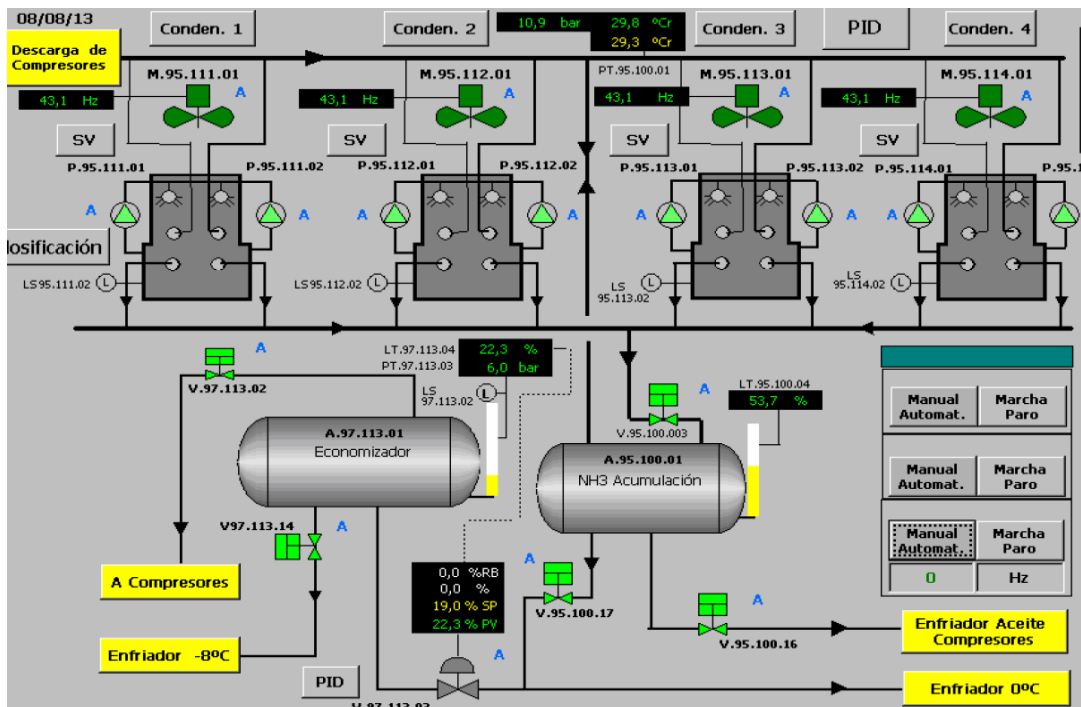


Figura 3-3. Esquema de la zona de condensadores evaporativos, acumulación de NH3 y economizador de la planta de frío.

Si se sigue la senda del amoniaco que va al evaporador de agua producto, puede verse en la captura de las pantallas de la fábrica como tras el tanque de NH3, éste se reparte entre dos separadores que tendrán una doble misión: en primer lugar, alimentar los intercambiadores con el agua producto líquida que circula en torno a 4-5°, y en segundo lugar poder garantizar que todo el amoniaco que entra a los compresores está en fase gas, y así evitar posibles problemas de deterioro de los álabes por colisión de gotas de NH3 a gran velocidad.

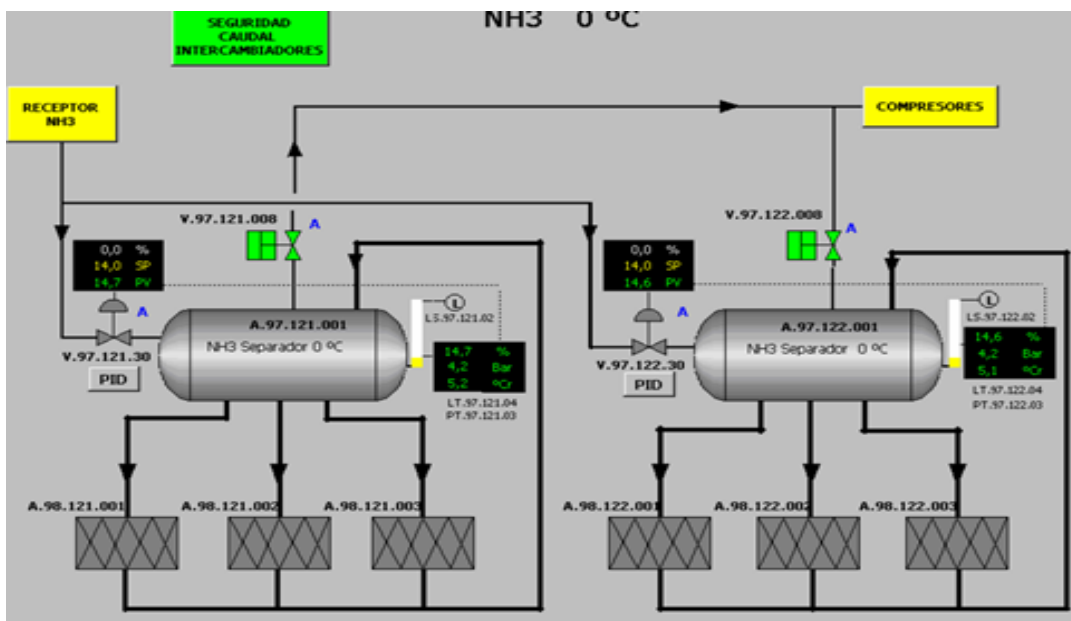


Figura 3-4. Esquema de la zona de evaporación a 0°C de la planta de frío.

La posible ruta del NH3 es continuar hacia el hervidor de -8°, tras abandonar el economizador. De nuevo puede observarse como existen dos separadores, con exactamente la misma doble función descrita para el proceso a 0°C.

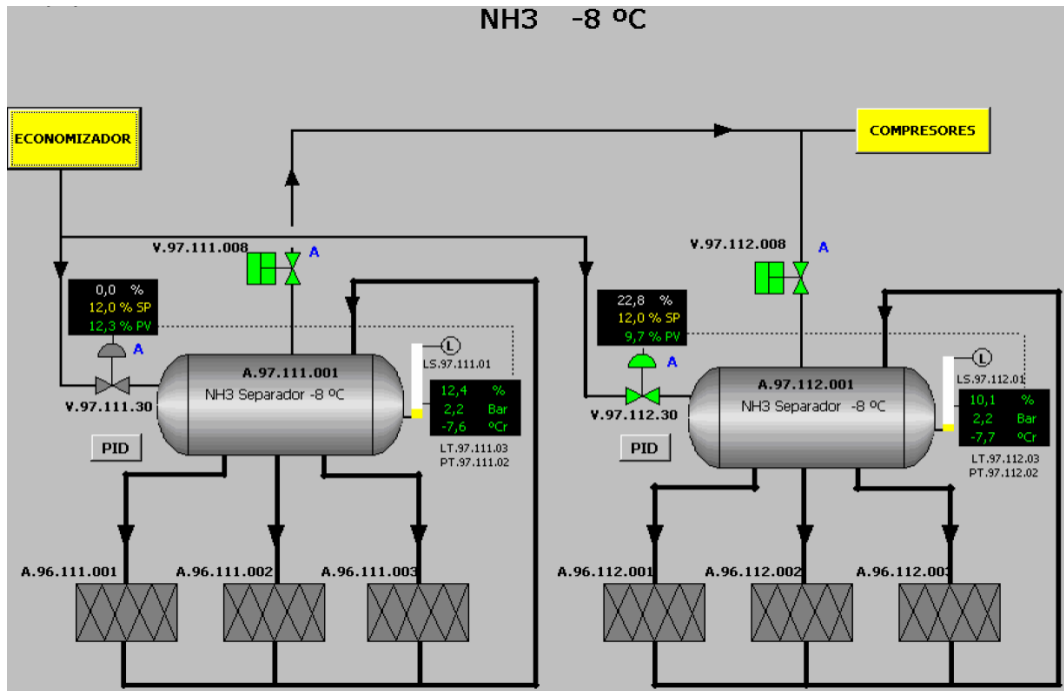


Figura 3-5. Esquema de la zona de evaporación a -8°C de la planta de frío.

Tras ser evaporado, el NH3 a ambos niveles de temperatura va hacia los compresores, donde es comprimido al mismo nivel de presión para su descarga hacia los condensadores evaporativos.

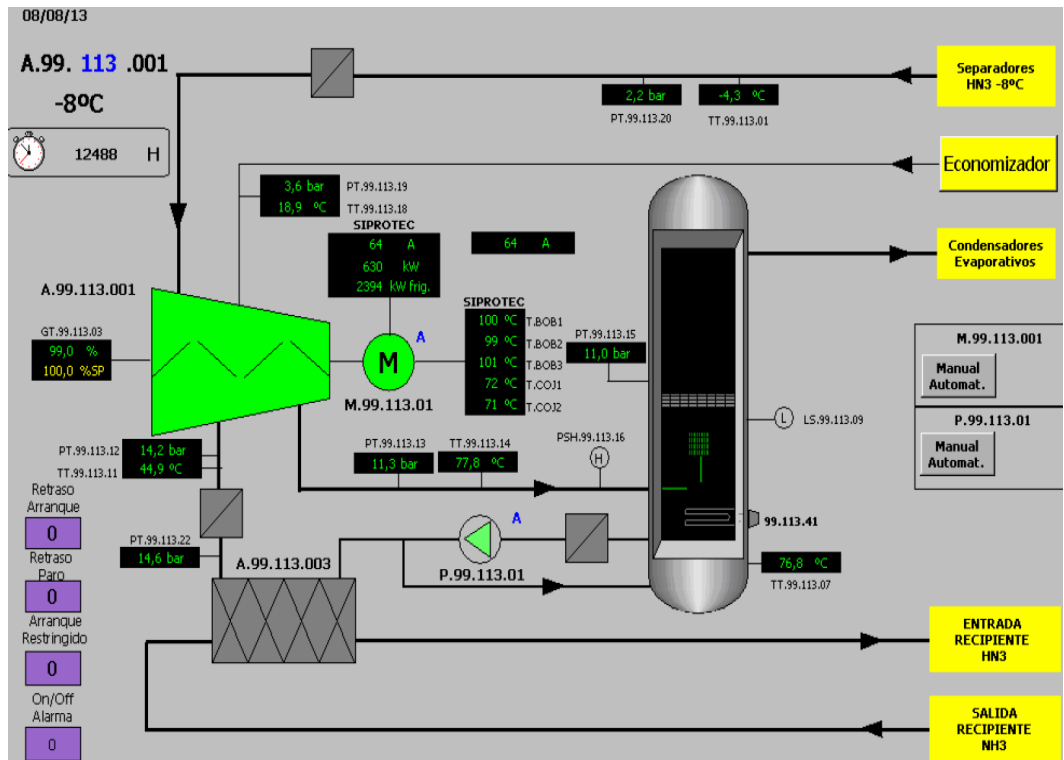


Figura 3-6. Esquema de uno de los compresores de NH3 procedente de la evaporación a -8°C de la planta de frío.

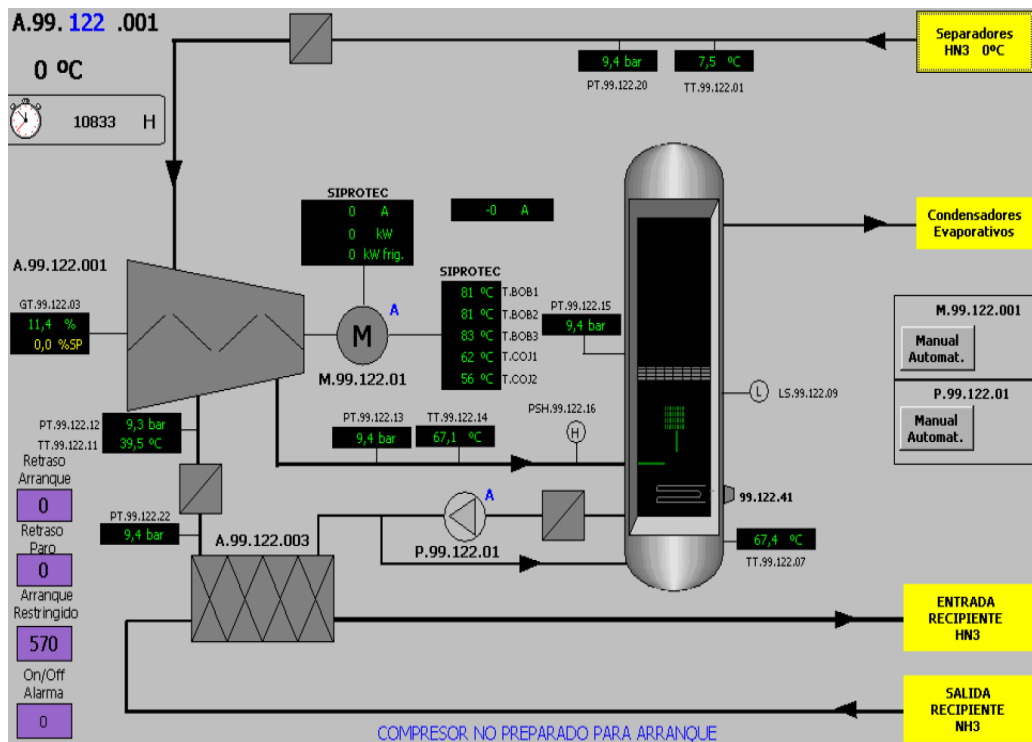


Figura 3-7. Esquema de uno de los compresores de NH3 procedente de la evaporación a 0°C de la planta de frío.

Como se ha mencionado anteriormente, en el otro lado de los evaporadores se encuentran el agua producto y el agua alcohólica, por lo que a continuación se hará incapié en las vías de suministro de estas aguas.

En el caso del agua producto, la cual sale de los evaporadores a una temperatura en torno a 4-6°C, se recoge una vez enfriada en un tanque estratificado a baja temperatura en su fondo, que alimentará a los consumidores. El agua de producción que entra a los evaporadores puede proceder tanto de la red, acumulada en un tanque de agua producto, como del retorno de los consumidores.

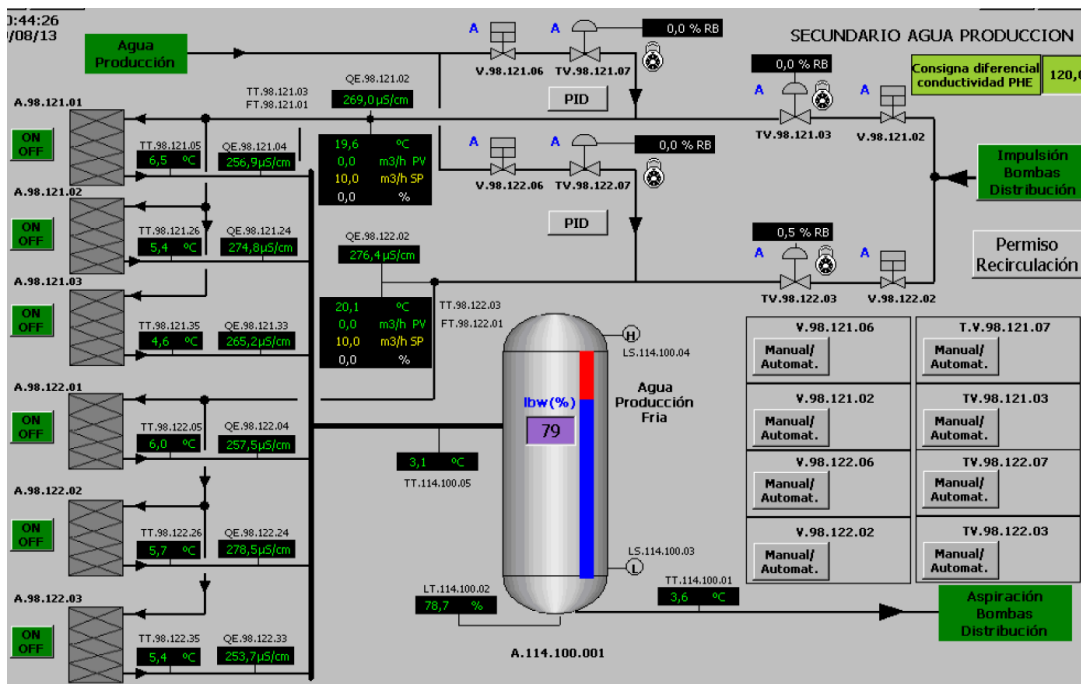


Figura 3-8. Esquema de la zona de evaporación frente al agua producto y suministro de la misma a consumidores.

En diagrama de bloques se podría representar simplificada de la siguiente manera:

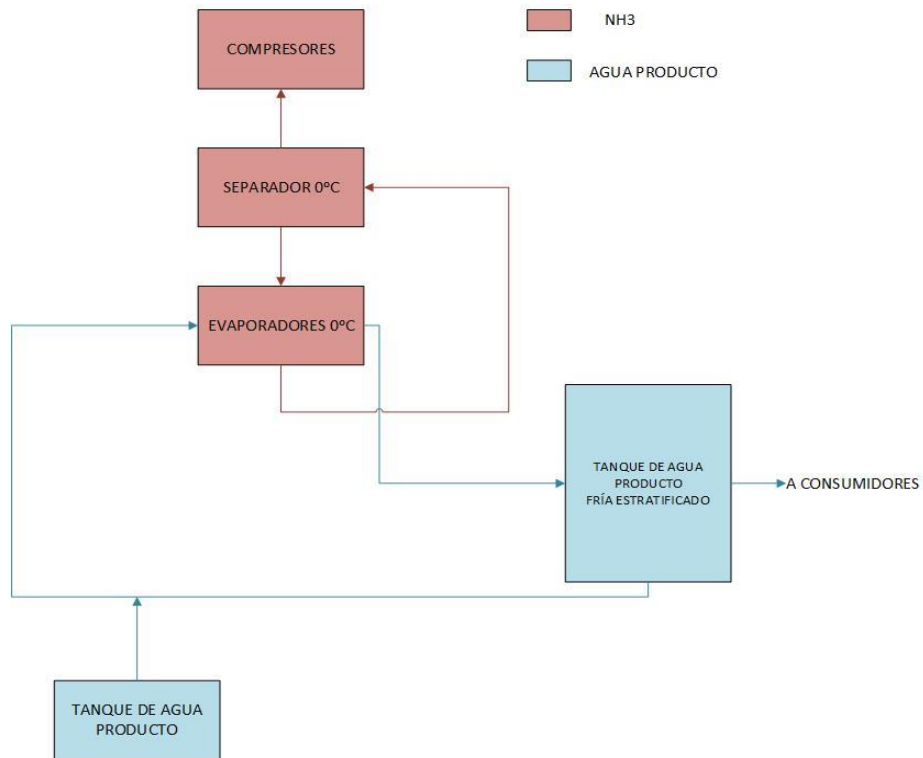


Figura 3-9. Diagrama de bloques de la zona de evaporación frente al agua producto.

Con respecto a los evaporadores de agua alcohólica, estos pueden alimentar tanto a un tanque estratificado, como hacer que el refrigerante vaya directamente hacia los consumidores. Además, el tanque puede ser alimentado por agua alcohólica a mayor temperatura de otras zonas de la fábrica, teniendo que vencer en los evaporadores también este calor.

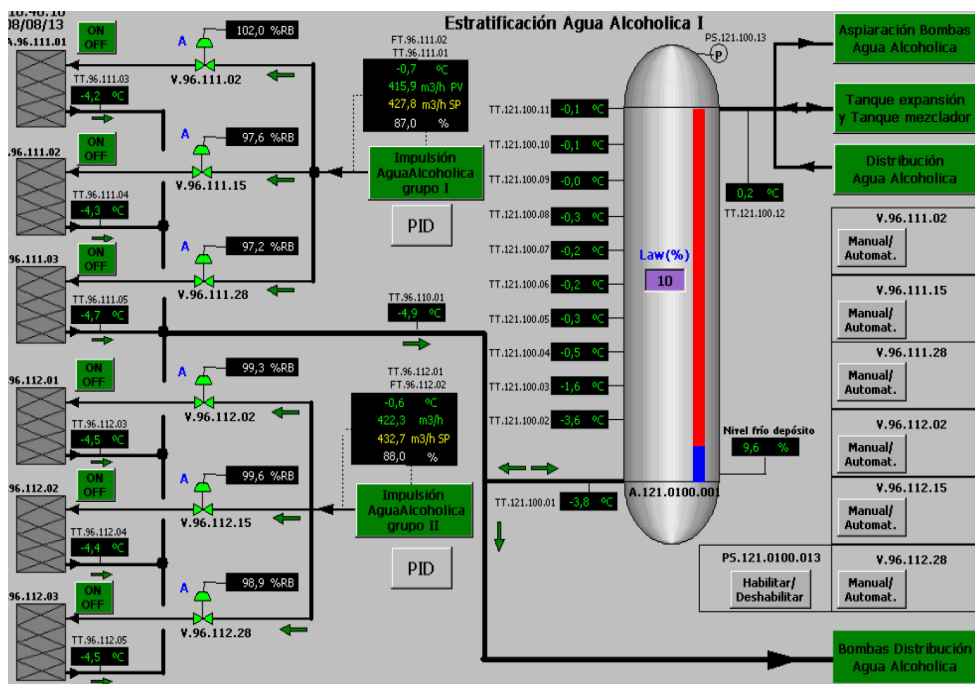


Figura 3-10. Esquema de la zona de evaporación frente al agua alcohólica y suministro de la misma a consumidores: tanque de estratificación.



Igualmente, en diagrama de bloques puede representarse el proceso de la siguiente manera:

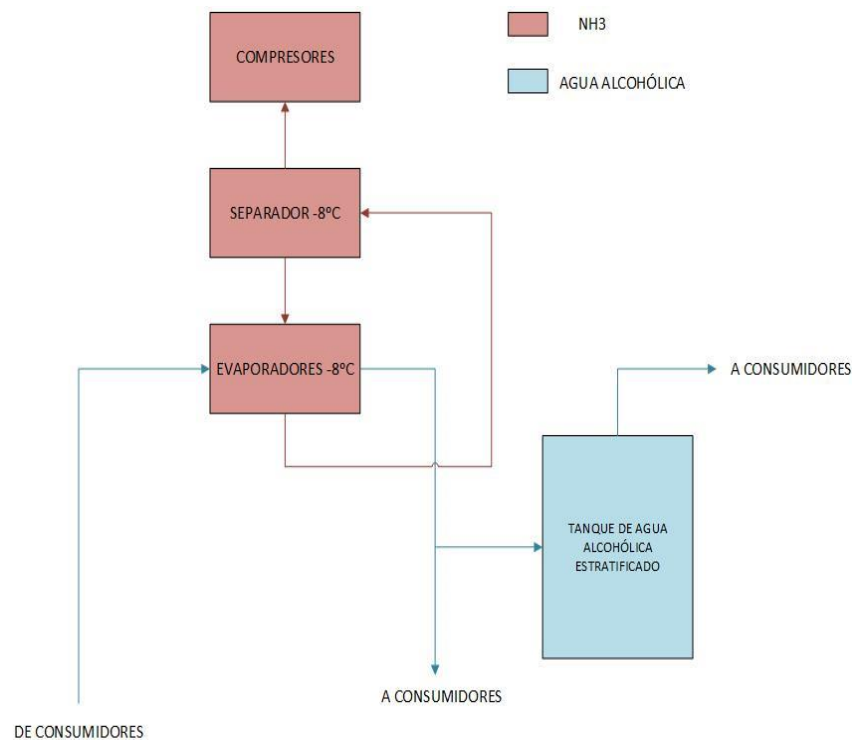


Figura 3-11. Diagrama de bloques de la zona de evaporación frente al agua alcohólica.

### 3.2. Identificación de las oportunidades de mejora: recuperación de calor del ciclo de NH3.

Una vez presentada la situación de partida, se plantearon 2 posibles caminos para la mejora de la eficiencia energética del actual ciclo de frío, las cuales surgieron al observar el alto consumo eléctrico en los condensadores evaporativos para reducir la temperatura del amoníaco hasta la condensación mediante los ventiladores. Así, la propuesta es utilizar dicho calor de la descarga de los compresores de amoníaco en zonas de la fábrica donde actualmente se está empleando agua sobrecalentada para incrementar la temperatura de los fluidos que así lo requieran, con el consecuente gasto de gas natural para su producción en las calderas; y además, en la medida que sea posible, aprovechar el calor de condensación del amoníaco en algún fluido con un nivel térmico bajo, ya que esta temperatura de condensación estará marcada por la temperatura del aire ambiente al seguir condensando la mayor parte del caudal de amoníaco con los condensadores evaporativos.

Por tanto, el objetivo de este proyecto será plantear la viabilidad técnica y económica de la instalación de un sistema de recuperación de calor, con el doble objetivo de reducir el consumo de gas natural y el consumo eléctrico de los ventiladores de los condensadores. El proyecto tendrá dos vertientes de trabajo:

1. Sistema de recuperación de la energía disponible en el proceso de condensación del refrigerante R717 en unidades frigoríficas y su entrega al circuito presente en la fábrica de agua Blanda.
2. Sistema de recuperación de la energía disponible en el gas de descarga del refrigerante R717 en unidades frigoríficas y su entrega al circuito presente en la fábrica de agua extra blanda.

#### 3.2.1. Recuperación del calor latente de la descarga de los compresores de R717

La energía recuperada en este sistema tiene un nivel térmico bajo, limitado por la presión de condensación de las unidades frigoríficas que permite una temperatura de condensación máxima del orden de 50°C al

encontramos en una zona de temperaturas elevadas, como es Sevilla, aunque esta dependerá de la época del año, ya que actualmente se condensa con aire ambiente mediante un grupo de condensadores evaporativos. El valor de la temperatura del fluido en el que aportar la energía recuperada, teniendo en cuenta el subenfriamiento requerido por el R717 (amoníaco), sería del orden de 25-30°C. Por el nivel térmico, se decide utilizar esta energía recuperada para el precalentamiento de agua blanda presente en el tanque de almacenamiento con capacidad para 1.500 m<sup>3</sup>. Sino tuviéramos este aporte de calor, el agua blanda se calentaría mediante agua sobrecalentada que procede de tres calderas de gas natural (una de ellas puede funcionar parcialmente con biogás) situadas en la fábrica.



Figura 3-12. Ejemplo de tanques de envasado limpiados con agua blanda calentada gracias a la recuperación de calor latente del circuito de frío.

### 3.2.2. Recuperación del calor sensible de la descarga de los compresores de R717

En la fábrica existe otro consumo importante de agua, la cual es convertida en vapor mediante un intercambiador con agua sobrecalentada, para un determinado proceso de filtrado de la línea de barriles de envasado. Se trata del agua extra blanda, caracterizada por una dureza casi nula.

En este caso, los consumos son moderados (del orden de 100 m<sup>3</sup>/día), e interesa remontar la temperatura lo más alta posible, puesto que el objetivo final es vaporizar esta agua. Evidentemente no es posible usar para ello como foco térmico la condensación del refrigerante, puesto que su nivel térmico es bajo. Sin embargo, es posible recurrir a la energía contenida en el gas de descarga de los compresores, cuya temperatura es de aproximadamente unos 130°C en gran parte del año, al trabajar con altas presiones de condensación por encontramos en el sur de Europa.

Por tanto, es posible recuperar energía del gas de descarga a 130°C, reduciendo su temperatura antes de enviarlo a los condensadores hasta unos 60 °C, y con esta energía calentar agua hasta una temperatura de hasta 55°C. Además, este calor recuperado ya no será necesario disiparlo al ambiente en los condensadores evaporativos, con el consiguiente ahorro de electricidad en los ventiladores.



Figura 3-13. Generador de vapor a alimentar con el agua extrablanda caliente procedente de la recuperación de calor sensible del circuito de frío.

### 3.2.3. Propuesta de mejora

El objetivo será calcular el ahorro que supone la instalación de dos intercambiadores de calor para el aprovechamiento del calor sensible y latente de la descarga de los dos grupos de compresores que dispone actualmente la fábrica para la refrigeración del agua de producción y del agua alcohólica.

Para la selección de estos intercambiadores, en primer lugar, se calculará la capacidad de recuperación actual de la planta, condensando y enfriando con aire ambiente. Para ello, se supondrán varias temperaturas de condensación para poder aproximarnos lo máximo posible a la realidad debido a la gran dependencia de este calor intercambiado con la temperatura ambiente al usar condensadores evaporativos.

Este calculo de calores tendrá un doble objetivo: en primer lugar, comprobar, aunque no sea de manera exacta ya que se aproximarán las temperaturas de condensación, si el potencial de aprovechamiento es suficiente para cubrir la demanda de agua de envasado; en segundo lugar, servirá para calcular grosso modo el ahorro de energía que supone la instalación de la nueva medida.

Tras un análisis inicial, se propone un escenario futuro que presenta el siguiente esquema:

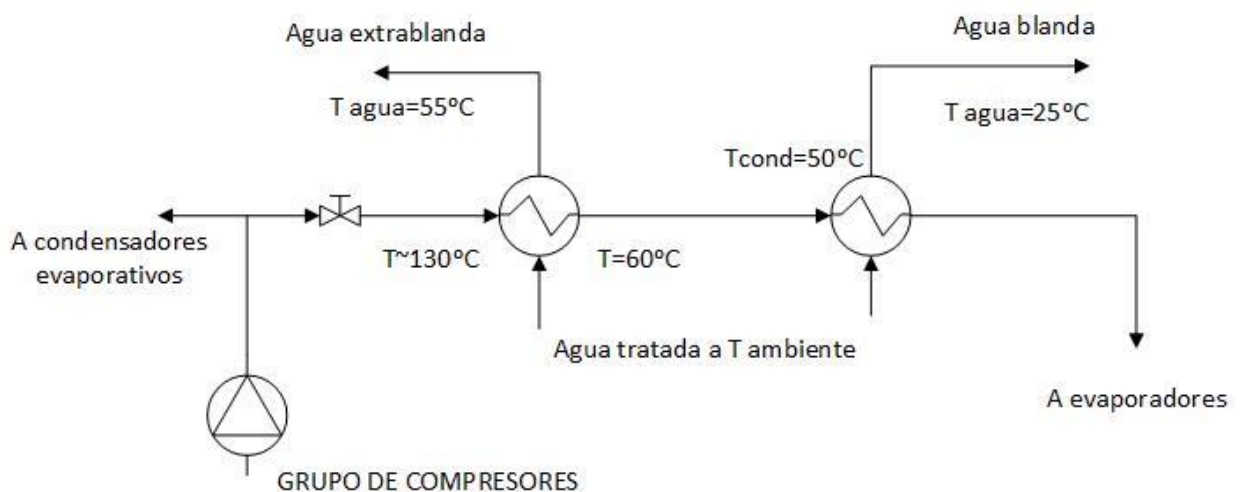


Figura 3-14. Esquema de la solución propuesta para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.

Aunque con posibilidad de grandes variaciones en las condiciones de trabajo, se establecerán los parámetros nominales sobre los cuales se diseñará la instalación, principalmente los intercambiadores. Tras la descarga de los compresores, cuya temperatura estará determinada por la temperatura de condensación, el amoniaco atravesará un primer intercambiador donde reducirá su temperatura cediéndole calor a un caudal de agua extrablanda que necesita ser entregada a envasado a 55°C, hacia el generador de vapor que se encuentra en la línea de barriles. A continuación, este amoniaco se enviará al condensador, establecido nominalmente en una temperatura de condensación de 50°C, calentando un caudal de agua blanda que deberá salir del condensador a 25°C hacia el tanque de agua blanda.

El objetivo, en primer lugar, será dimensionar el recuperador y el condensador de tal potencia que cumplan la demanda de cesión de calor al agua extrablanda y blanda, respectivamente, obteniendo así el caudal de amoniaco que deberá desviarse del sistema original, suponiendo un funcionamiento del sistema de 5856 horas al año. A continuación, se calcularán las horas de funcionamiento necesarias para cada equipo para cumplir dichas demandas con la potencia dimensionada.

El siguiente paso será la optimización en la integración del comportamiento de estos equipos, estudiando posibles modificaciones de la propuesta inicial si fuera necesario, con el objetivo de maximizar el solapamiento del funcionamiento de ambos intercambiadores para minimizar el consumo de agua sobrecalentada para calentar agua blanda en el caso de que no se cumpliera la demanda de energía alguna semana. Este hecho se debe a que, a diferencia del caso del agua blanda, el generador de vapor no cuenta con un depósito o un buffer en el que almacenar el calor, por lo que la circulación por la línea estará condicionada por el funcionamiento del generador, es decir, durante los periodos de envasado de cerveza de barril.

Una vez elegidos y dimensionados los equipos para la potencia óptima que minimice los gastos en combustible, se procederá al diseño de su geometría en condiciones nominales de funcionamiento.

Tras ello, obteniendo datos reales de temperaturas ambiente y de suministro de agua de la red, se simulará el comportamiento del circuito de recuperación diseñado, para la estimación del ahorro de GJ de gas natural. Esta simulación se realizará bajo dos supuestos: estimación de los ahorros de la simple instalación de la red, funcionando el condensador bajo demanda siempre y cuando funcione el generador, que será el que marque el paso del caudal de amoniaco por la red; estimación de los ahorros cuando, en periodos de baja demanda de envasado en la línea de barriles, controlado mediante planificación, el condensador funciona a plena carga cuando existe caudal circulante por el circuito recuperador, tratando de anticiparse para cubrir la demanda semanal al circular caudal durante menos horas de las necesarias para poder suplirla funcionando bajo caudal de demanda.

Finalmente, se calculará la dimensión de la inversión, así como el ahorro anual con respecto a la situación de partida, pudiendo obtener el periodo de retorno del proyecto.

Para una más fácil comprensión del objetivo final del proyecto, se adjunta el siguiente diagrama de bloques en el que se muestran todos los pasos a seguir en el proyecto, con la información principal usada en cada etapa y la metodología empleada, así como los *outputs* de cada fase.

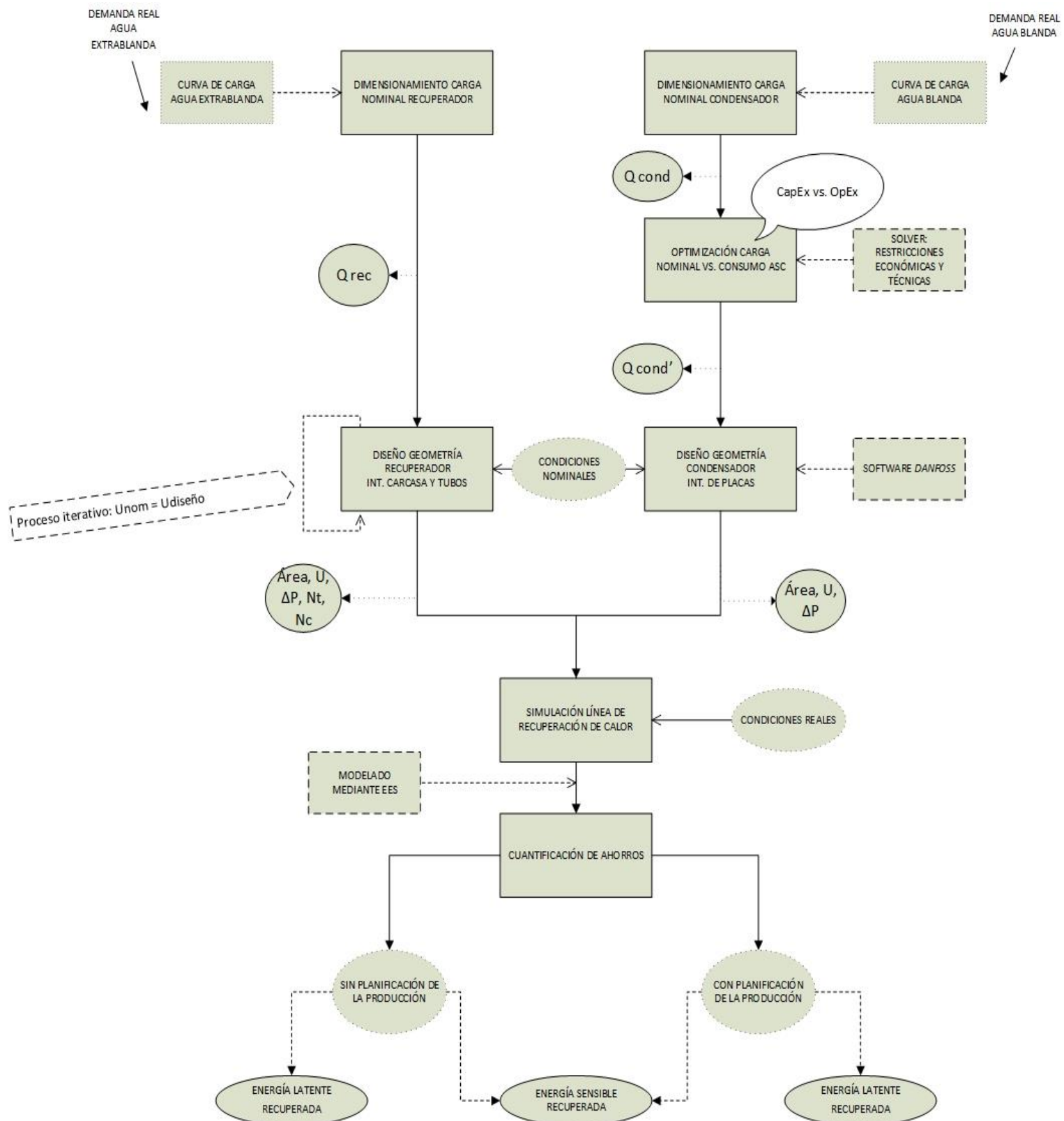


Figura 3-15. Diagrama de bloques del procedimiento a seguir para la realización del proyecto.



# 4 CÁLCULO DEL POTENCIAL DE APROVECHAMIENTO DE CALOR RESPECTO A LA SITUACIÓN DE PARTIDA

## 4.1. Cuantificación de la cantidad de calor sensible y latente recuperable en el escenario inicial.

En primer lugar, se debe calcular cuánto calor podremos recuperar en el escenario actual, tanto latente como sensible, de la descarga de los compresores, y en qué condiciones.

Para ello es fundamental con qué tipo de compresores estamos trabajando, ya que, a partir de su rendimiento, más conocido como COP (coefficient of performance) y su consumo eléctrico podremos determinar cuánto calor necesitará evacuar la instalación, sabiendo que siempre se cumple el siguiente balance energético:

$$Q_c = Q_e + \dot{W}_c$$

Siendo:

$Q_c \equiv$  Potencia a evacuar en el foco frío

$Q_e \equiv$  Potencia frigorífica a extraer del foco caliente

$\dot{W}_c \equiv$  Potencia consumida por el compresor

Como la instalación original permanece completa, ya que sólo se añadirán los respectivos intercambiadores para recuperar el calor, se deben obtener las características técnicas de los compresores. Estas son las que aparecen en la siguiente tabla:

	Fabricante	Modelo	Compresor	Potencia Frigorífica (kW)	Potencia del Motor (kW)	Datos eléctricos	Rango de temperatura nominal (Tevap/Tcond)	COP
AP	HOWDEN	WRVi 255 145 26	122	1997	450	6000 v / 3 ph /50 Hz	0 °C / 35 °C	4.44
AP		WRVi 255 145 26	121	1997	450	6000 v / 3 ph /50 Hz	0 °C / 35 °C	4.44
AA		WRVi 255 145 26 (SWING)	100	1690	450	6000 v / 3 ph /50 Hz	-8 °C / 35 °C	3,58
AA		WRVi 255 130 30	111	1397	355	6000 v / 3 ph /50 Hz	-8 °C / 35 °C	3.94
AA		WRV 255 220 36	112	2470	650	6000 v / 3 ph /50 Hz	-8 °C / 35 °C	3.80
AA		WRV 255 220 36	113	2470	650	6000 v / 3 ph /50 Hz	-8 °C / 35 °C	3.80
AP		WRV 204 145 28	123	1010	250	400 v / 3 ph /50 Hz	0 °C / 35 °C	4.04

Tabla 4-1. Características técnicas de los compresores de la planta de frío de amoníaco.

Para comenzar a realizar el balance debemos de determinar el ciclo con el que estamos trabajando, es decir, temperaturas de condensación/evaporación y zonas de expansión/compresión del refrigerante.

El caso que nos concierne no es más que un ciclo de compresión mecánica con dos niveles de evaporación como se ha explicado anteriormente, en función de si se evapora frente a agua producto o agua alcohólica. Una vez evaporado, el líquido se comprime respectivamente en un grupo de 3 compresores (en el caso de la evaporación a 0°C) o en uno de 4 (si la evaporación se realiza a -8°C).

Independientemente del evaporador de origen, todos los compresores descargan en la misma línea, cuya presión es función de la temperatura de condensación con la que se esté trabajando.

Con el objetivo de conseguir la máxima exactitud posible, para el cálculo del calor a aprovechar se ha trabajado con 3 temperaturas de condensación diferentes, función de la época del año que nos encontremos: invierno (Enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre), verano (Junio, julio, agosto y septiembre) o entretiempo (Abril, Mayo y Octubre).

Además, se ha supuesto un sobrecalentamiento del gas antes de la succión de los compresores de 4K, y un subenfriamiento nulo, así como una pérdida de carga nula en los intercambiadores. Obtendremos así un diagrama p-h de la siguiente forma, trabajando siempre con las mismas temperaturas de evaporación independientemente del mes:

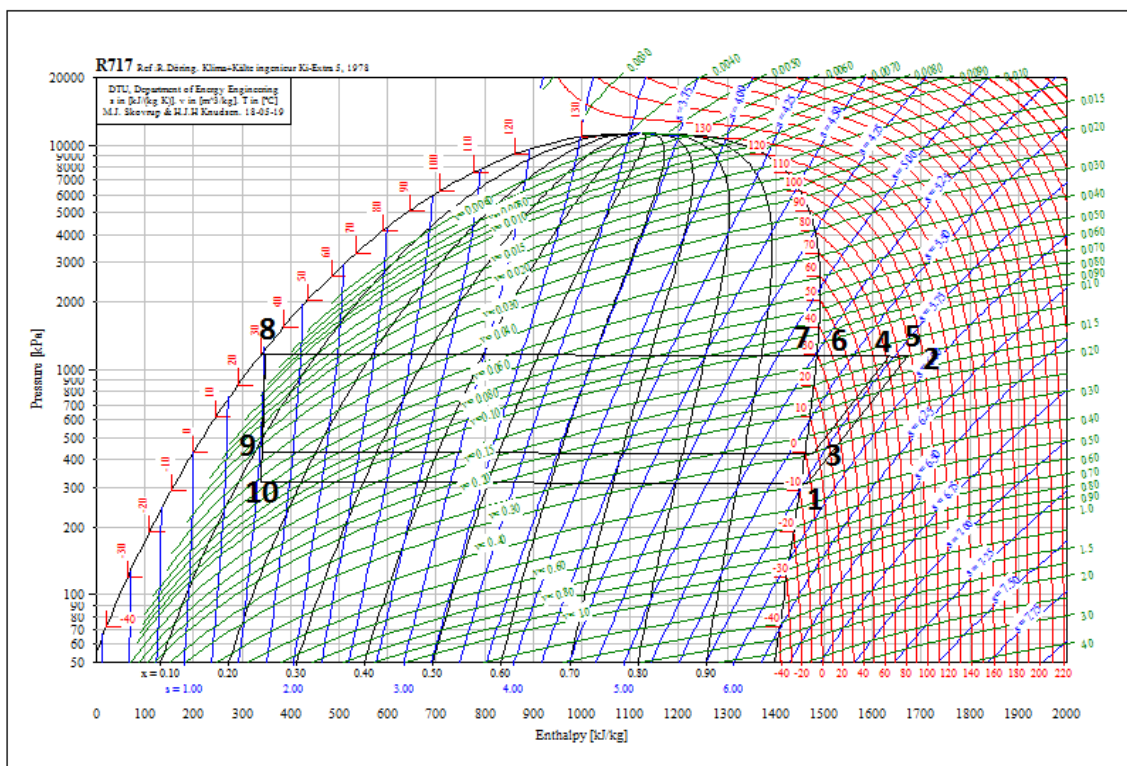


Figura 4-1. Ciclo termodinámico (diagrama p-h) seguido por el amoníaco en la planta de frío.

Cabe señalar la existencia del punto 5, correspondiente a la mezcla de caudales procedente de la descarga de los diferentes grupos de compresores, cuyas características se determinarán a partir de un balance de energía y materia de ambos grupos de compresores.

Los puntos similares a todos los meses son los relativos a la evaporación, siendo sus propiedades las siguientes, obtenidas gracias al software *CoolPack*:

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
1	-4	315.1	1463.3	5.767
3	4	429.4	1473	5.660

Tabla 4-2. Propiedades térmicas de los puntos del ciclo comunes a cualquier época del año.



El resto de los puntos que interesan para los cálculos dependerán por tanto del mes del año en que nos encontremos.

Para la época de invierno se obtendrá, suponiendo un comportamiento isentrópico de los compresores y una temperatura de condensación de 30 °C:

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
2	95.73	1250	1664.5	5.767
4	80.74	1250	1625.9	5.660
7	30	1167.2	1486.2	5.263
8	30	1167.2	341.8	1.488

Tabla 4-3. Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de invierno.

Para verano, con una temperatura de condensación de 50 °C:

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
2	140.9	2100	1757.3	5.767
4	124.5	2100	1713.9	5.660
7	50	2034	1491.1	5.050
8	50	2034	440.6	1.799

Tabla 4-4. Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de verano.

Y finalmente, para los meses de temperaturas suaves, con una temperatura de condensación de 40 °C:

Punto	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)
2	118	1625	1710.2	5.767
4	102.3	1625	1669.2	5.660
7	40	1555.4	1489.9	5.155
8	40	1555.4	390.6	1.645

Tabla 4-5. Propiedades térmicas de los puntos del ciclo para los meses de temperaturas suaves.

Como se ha mencionado anteriormente, para determinar el punto 6 es necesario realizar un balance de materia y un balance de energía. Sin embargo, no se disponen de los caudales que circulan por cada uno de los compresores, aunque estos son fácilmente calculables ya que se tienen sus potencias de trabajo, así como se saben que trabajan en régimen todo/nada, es decir, no tienen regulación de potencia, puesto que el objetivo del

amoníaco no es enfriar el directamente el consumidor final, sino los tanques que sirven de ‘buffer’ para estabilizar el consumo.

Para el grupo de compresores con la temperatura de evaporación de 0°C se obtiene:

$$h_2 = 1473 \text{ kJ/kg}$$

$T_c$	Compresor	Potencia (KW)	$h_4$ (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)
30	121	450	1625.9	2.943
30	122	450	1625.9	2.943
30	123	250	1625.9	1.635
40	121	450	1669.2	2.293
40	122	450	1669.2	2.293
40	123	250	1669.2	1.274
50	121	450	1713.9	1.867
50	122	450	1713.9	1.867
50	123	250	1713.9	1.037

Tabla 4-6. Propiedades térmicas del punto correspondiente a la descarga de los compresores con temperatura de evaporación de 0°C.

donde el caudal se ha obtenido a partir del siguiente balance de energía:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_c}{(h_4 - h_2)}$$

Operando de la misma manera, para una temperatura de evaporación de -8°C se obtiene:

$$h_1 = 1463.3 \text{ kJ/kg}$$

$T_c$	Compresor	Potencia (KW)	$h_3$ (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)
30	100	450	1664.5	2.236
30	111	355	1664.5	1.764
30	112	650	1664.5	3.230
30	113	650	1664.5	3.230
40	100	450	1710.2	1.822
40	111	355	1710.2	1.437
40	112	650	1710.2	2.632

40	113	650	1710.2	2.632
50	100	450	1757.3	1.530
50	111	355	1757.3	1.207
50	112	650	1757.3	2.210
50	113	650	1757.3	2.210

Tabla 4-7. Propiedades térmicas del punto correspondiente a la descarga de los compresores con temperatura de evaporación de -8°C.

Sumando los caudales de los compresores que pertenezcan al mismo grupo, realizamos el balance de materia y el de energía siguientes:

$T_c$	$T_e$	$\dot{m}$ (kg/s)
30	0	7.521
30	-8	10.462
40	0	5.861
40	-8	8.525
50	0	4.773
50	-8	7.159

Tabla 4-8. Caudales a la descarga de cada grupo de compresores para las tres temperaturas de condensación consideradas.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4$$

Obteniendo el caudal cuyo calor será el recuperable, así como la entalpía del punto desde el cual comenzará a recuperarse dicho calor:

$T_c$	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)
30	1648.35	17.983
40	1693.49	14.387
50	1739.93	11.933

Tabla 4-9. Caudales a la entrada de los condensadores evaporativos para las tres temperaturas de condensación consideradas.

Una vez conocidos todos los puntos del diagrama, así como el caudal, se procede a obtener la cantidad de energía recuperable semanal, tanto para el calor sensible como latente, del amoníaco. Para ello, se han extraído los consumos eléctricos semanales de los compresores de la planta de frío, calculando mediante la comparación entre el consumo de energía real y el consumo total de la semana si todos los compresores trabajaran sin descanso a su potencia nominal, el factor de trabajo de la planta por semana.

$$Q_{sens} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_7)$$

$$Q_{lat} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8)$$

Por su extensión, los resultados semanales de potencia y energía, tanto sensible como latente, se adjuntan en el *Anexo A* de este proyecto.

Sumando todos los valores obtenidos en el año para cada tipo de energía, se presenta una cantidad posible de ser recuperada de:

$$E_{latente} = 465945.89 \text{ GJ}$$

$$E_{sensible} = 85959 \text{ GJ}$$

## 4.2. Cálculo de la demanda semanal de calor a aportar al agua blanda y al agua extrablada mediante el sistema de recuperación: dimensionamiento inicial de los equipos.

Como se ha mencionado anteriormente, la temperatura de condensación dependerá principalmente de la temperatura del medio frente al cual se evacua el calor para poder licuar el refrigerante. En el sistema de recuperación de calor propuesto, el amoniaco condensa frente a un caudal de agua, cuyo rango de temperaturas depende de la temperatura de suministro de la red, pero que no presenta grandes variaciones entre las diferentes épocas del año. Sin embargo, no todo el caudal de amoniaco va hacia esta línea de recuperación, sino que solo se desviará el caudal necesario para suplir la demanda de agua caliente, por lo que el resto deberá seguir condensando mediante el grupo de condensadores evaporativos instalados en la fábrica, cuya temperatura de condensación dependerá de la temperatura ambiente del aire, marcando la presión de condensación de trabajo del ciclo completo.

Por la variación de este valor, se deberá fijar un valor de temperatura de condensación para el dimensionamiento de los equipos de la línea de recuperación a partir de las condiciones de diseño.

Se ha decidido dimensionar los equipos para una temperatura de condensación de 50°C, no solo porque sea una temperatura apropiada para Sevilla por las altas temperaturas que se presentan durante los meses de verano en la zona, sino porque será la situación de temperatura de descarga de compresores más extrema que tendrá que soportar el recuperador de calor sensible, simplemente aumentando el caudal de amoniaco por la línea de recuperación si la temperatura de descarga disminuyese el resto de meses del año. Como se explicará más adelante, cuando se trabaje a otra temperatura de condensación, se solventará el exceso de calor sensible desde los 60°C hasta dicha temperatura mediante la instalación de un separador a la salida del condensador, separando gas y líquido, si se da el caso de que el refrigerante no es licuado completamente en el intercambiador.

Para asegurar además que el gas no comienza a licuar hasta que alcanza el condensador, aunque su presión de condensación sea igual a 2034 kPa, se considerará una presión de descarga de los compresores de 2100 kPa debido a la pérdida de carga tanto en tuberías como en el recuperador, el cuál será dimensionado según la norma para evitar que esta caída de presión sea superior a  $0.5 \frac{kg}{cm^2}$ .

### 4.2.1. Cálculo de la demanda semanal de calor a aportar al agua blanda.

En primer lugar, es necesario conocer la demanda de agua blanda. Al igual que para el cálculo de calor generado, la demanda será calculada en base semanal. Para la obtención de este volumen semana de agua, nos hemos servido de nuevo del programa con el que cuenta la fábrica para la lectura y volcado de la información de los contadores. Además, es necesario saber a qué temperatura se dispone del agua previa a su calentamiento, dato que también se han obtenido a partir de los contadores.

Como consumidores principales del agua blanda que se calienta gracias al calor cedido por el amoniaco se han establecido las líneas de Envasado y Cervecería. A continuación, se adjunta una tabla con los consumos mensuales de agua blanda por parte de cada departamento:

CONSUMO DE AGUA BLANDA (m <sup>3</sup> )		
Consumo mensual (m3)	ENVASADO	CERVECERÍA
ENERO	18 892	12 025
FEBRERO	13 555	11 159
MARZO	23 474	14 246
ABRIL	20 019	12 774
MAYO	20 408	12 243
JUNIO	24 140	14 987
JULIO	26 784	15 820
AGOSTO	25 685	13 830
SEPTIEMBRE	23 308	12 007
OCTUBRE	18 452	10 650
NOVIEMBRE	19 991	11 845
DICIEMBRE	19 335	9 693
TOTAL ANUAL	254 044	151 278

Tabla 4-10. Consumos mensuales, en m<sup>3</sup>, de agua blanda en el área de cervecería y de envasado.

Se ha considerado para establecer los ahorros energéticos, que la energía entregada a la línea de Cervecería no debe tenerse en cuenta ya que el aumento de temperatura en esta línea no aporta ahorros energéticos.

Una vez recogida toda la información, se ha calculado la potencia necesaria para cubrir la demanda, sirviéndonos de la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

Para proceder a los cálculos, se han tenido en cuenta dos especificaciones importantes:

- La temperatura de salida del condensador será de 25°C, independientemente de su temperatura de suministro de la red.
- El caudal de agua se ha calculado a partir del volumen semanal, dividiendo el mismo por los segundos contenidos en una semana. Sin embargo, las horas de funcionamiento promedio anuales son 5856 horas/año, por lo que la potencia obtenida se ha multiplicado por el factor corrector  $\frac{8760}{5856}$  para evitar problemas de picos de potencia y seleccionar un intercambiador con la potencia más apropiada posible, tratando de evitar también su sobredimensionamiento que llevaría a gastos innecesarios.

Con toda esta información, se ha podido obtener la potencia promedio semanal aproximada. Por su extensión, los valores semanales de dicha potencia se adjuntan en el *Anexo B*.

De forma gráfica, la demanda semanal corregida presenta la siguiente distribución, destacando el valle que existe durante los meses de verano debido principalmente al aumento de la temperatura de recepción del agua.

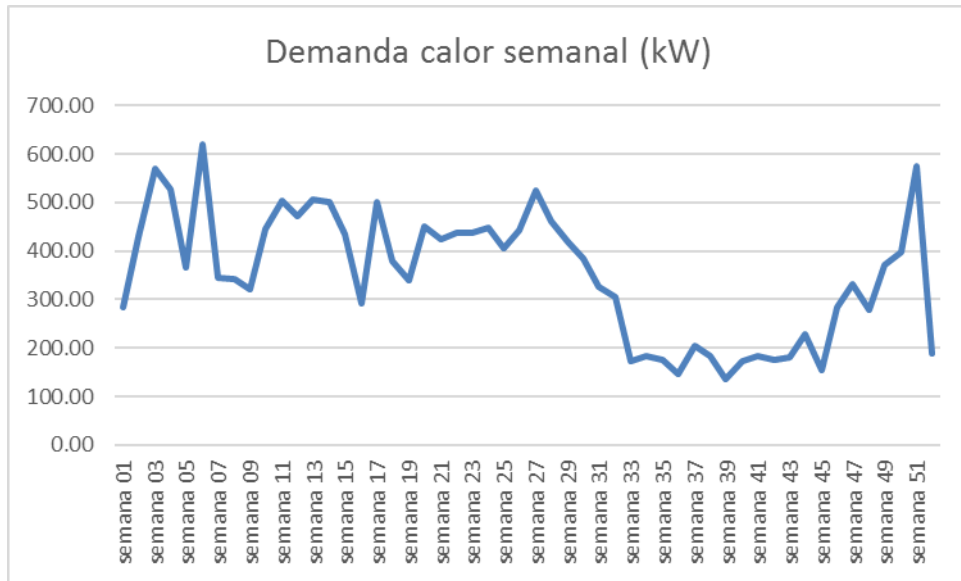


Figura 4-2. Evolución semanal de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.

Como el objetivo final es determinar la capacidad del intercambiador a instalar, se ha elaborado la curva de carga ordenada, la cuál da una idea de que rangos de potencia son las más frecuentes en función de la distribución de dicha curva.

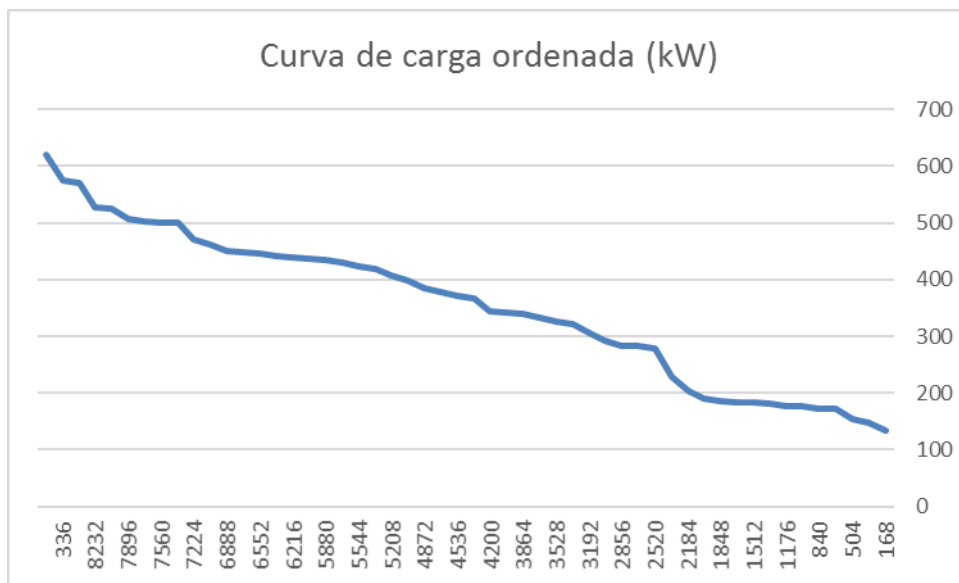


Figura 4-3. Curva de carga ordenada de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.

Como se menciono anteriormente, la fábrica tiene aproximadamente 5856 horas de funcionamiento al año, por lo que se seleccionará una potencia de 450 kW para no sobredimensionar el intercambiador. Cabe destacar que el área encerrada debajo de la curva es igual a la energía anualmente consumida en el calentamiento de esta agua blanda.

Una vez dimensionado el intercambiador, se procederá a calcular la energía intercambiada en el proceso para tratar de cuantificar los ahorros en condiciones nominales en los que se incurriría mediante la instalación del condensador. Para ello, se calcularán las horas semanales necesarias de funcionamiento para calentar el volumen de agua requerido con la potencia que disponemos, sirviéndonos del siguiente balance de energía:

$$P_{nom} \cdot h_{func} \cdot 3600 = V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Los valores resultantes de esta ecuación se adjuntan en el anexo del proyecto. Sin embargo, se adjunta el gráfico que representa la demanda en GJ de calor, con el objetivo de demostrar como esta demanda está por debajo del total del calor latente de la descarga de los compresores, justificando la viabilidad técnica del proyecto. Como es de esperar, esta curva sigue la misma tendencia que la gráfica de la potencia mostrada anteriormente.

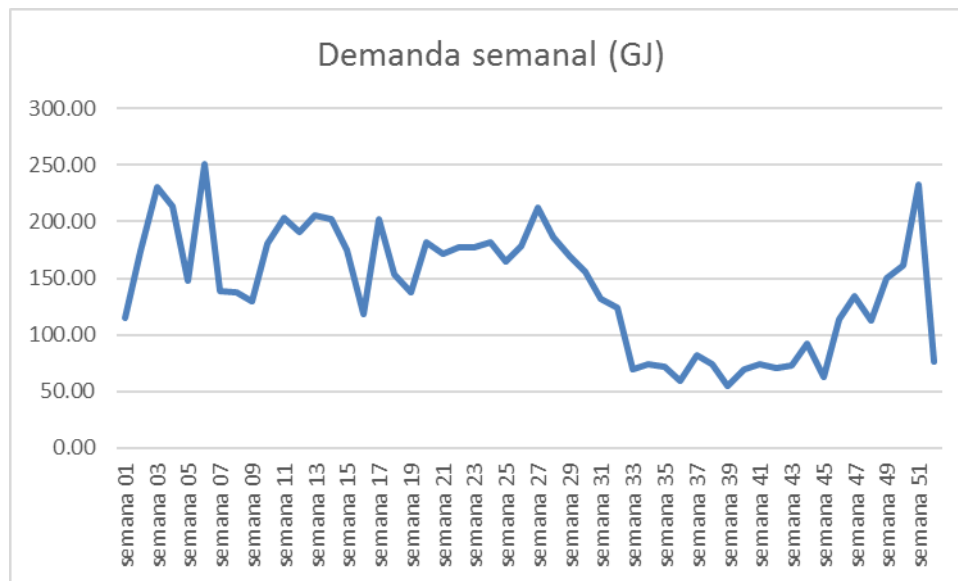


Figura 4-4. Evolución semanal de la energía necesaria, en GJ, para cubrir la demanda de agua blanda en envasado.

Una vez calculada la energía a recuperar del calor de condensación del amoníaco, puede calcularse el ratio de ahorro potencial por cada hl de cerveza producido, sabiendo que la producción anual es de 4200459 hl y el calor latente anual recuperado es de 7428GJ:

$$\frac{7428155 \text{ MJ}}{4200459 \text{ hl}} = 1.765 \frac{\text{MJ}}{\text{hl producido}}$$

Finalmente, el último cálculo a realizar antes de la selección del intercambiador será la obtención del caudal de diseño de amoníaco. Para ello, se empleará el siguiente balance energético:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot \Delta h_{cond \ 50^{\circ}C}$$

Donde  $\Delta h = 1491.1 - 440.6 = 1050.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ , y  $\dot{Q}_{cond} = 450 \text{ kW}$ , obteniendo un caudal nominal de amoníaco de 0.428 kg/s.

Al trabajar con una capacidad nominal pequeña, así como con temperaturas de trabajo no muy elevadas, la mejor opción es la de optar por un intercambiador de placas como condensador. A diferencia de los intercambiadores de carcasa y tubo, su valor disminuye a medida que cae su capacidad nominal, ya que simplemente implica una estructura con un menor número de placas. Sin embargo, los *Shell&tube* están pensado para capacidades de trabajo muy superiores al ser su construcción más compleja a medida que disminuye su tamaño.

Como se mencionó en el capítulo anterior, sino existiera esta recuperación de calor desde el amoníaco el agua blanda se tendría que calentar indirectamente con gas natural a través de tres calderas. Por tanto, es interesante analizar el consumo de gas natural por parte de envasado para tener una idea del ahorro que supondría en el consumo de este combustible dicha recuperación de calor:

CONSUMO TOTAL DE AGUA AGUA SOBRECALENTADA POR LÍNEA Y ENVASADO (GJ)								
Consumo mensual (GJ)	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	ENVASADO
ENERO	1 207	504	311	157	380	931	1 627	5 116
FEBRERO	1 256	425	339	151	498	798	1 130	4 596
MARZO	1 067	534	298	199	466	1 288	2 282	6 134
ABRIL	1 610	307	978	1 078	694	1 481	1 636	7 784
MAYO	1 272	610	616	378	473	946	1 339	5 634
JUNIO	1 200	698	362	269	536	1 078	2 713	6 857
JULIO	1 726	737	407	233	625	1 334	2 493	7 555
AGOSTO	1 836	572	394	213	357	1 053	2 210	6 635
SEPTIEMBRE	1 153	738	388	253	301	1 158	1 593	5 584
OCTUBRE	616	487	258	136	447	1 243	1 890	5 076
NOVIEMBRE	822	662	397	198	258	563	742	3 641
DICIEMBRE	797	607	348	263	353	1 284	1 875	5 527
<b>TOTAL ANUAL</b>	<b>14 562</b>	<b>6 881</b>	<b>5 094</b>	<b>3 528</b>	<b>5 388</b>	<b>13 157</b>	<b>21 530</b>	<b>70 141</b>

Tabla 4-11. Demanda semanal, en GJ, de agua sobrecalentada por líneas de envasado.

Como conclusión puede decirse que la recuperación del calor de condensación del amoniaco supondría un ahorro superior al 10% (7428 GJ recuperados frente a 70141 GJ de consumo total), traducándose a términos económicos en un ahorro de aproximadamente 80000€ al año (con un coste del gas natural de 10,12€/GJ).

#### 4.2.2. Cálculo de la demanda semanal de calor a aportar al agua extrablanda.

Se procederá para el dimensionamiento del intercambiador con agua extrablanda de la misma manera que para el aprovechamiento de la condensación de la descarga.

Se han utilizado las mismas temperaturas que para el agua blanda del apartado anterior, puesto que ambas aguas proceden de la misma fuente con la diferencia de que la extrablanda pasa por un segundo ablandador para llevar su dureza a un valor próximo a 0. El balance empleado ha sido de nuevo el siguiente:

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{sal} - T_{ent})$$

Antes de proceder a los cálculos, se han tenido en cuenta dos aspectos importantes:

- Por necesidades del generador de vapor, cuyo objetivo final es el de vaporizar el agua extrablanda, la temperatura de salida de la misma será de 55°C, independientemente de su temperatura de suministro de la red.
- El caudal de agua se ha calculado a partir del volumen mensual, ya que en este caso no se dispone de información semanal. Dividiendo el mismo por 4 o 5 semanas, en función del mes, y después entre los



segundos contenidos en una semana. Tras ello, de nuevo se ha multiplicado por el factor corrector  $\frac{8760}{5856}$  para tener en cuenta las horas de funcionamiento media de la planta de frío.

El principal consumidor de vapor es envasado, en su línea de barriles debido a la presencia de un generador de vapor. Éste es necesario por las particularidades del proceso de llenado de barriles, puesto que no se pasteuriza en este caso la cerveza. A continuación, se muestra el consumo mensual de agua extra-blanda de este generador de vapor.

<b>CONSUMO DE AGUA EXTRA BLANDA (m<sup>3</sup>)</b>	
<b>Consumo mensual (m<sup>3</sup>)</b>	<b>AGUA EXTRA BLANDA GENERADOR DE VAPOR</b>
ENERO	2 692
FEBRERO	2 211
MARZO	1 194
ABRIL	3 354
MAYO	2 288
JUNIO	3 097
JULIO	4 320
AGOSTO	4 406
SEPTIEMBRE	4 282
OCTUBRE	3 667
NOVIEMBRE	2 613
DICIEMBRE	3 972
<b>TOTAL ANUAL</b>	<b>38 096</b>

Tabla 4-12. Consumos mensuales, en m<sup>3</sup>, de agua extrablanda en el generador de vapor de la línea de barriles.

Empleando de nuevo el balance energético, y suponiendo un Cp de  $4,18 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$ , se obtienen los resultados para la potencia y la potencia corregida correspondientes a la recuperación de calor sensible del amoniaco. Debido a su extensión, se adjunta la tabla con los resultados semanales en el Anexo C.

De forma gráfica, la demanda semanal queda representada presenta la siguiente tendencia:

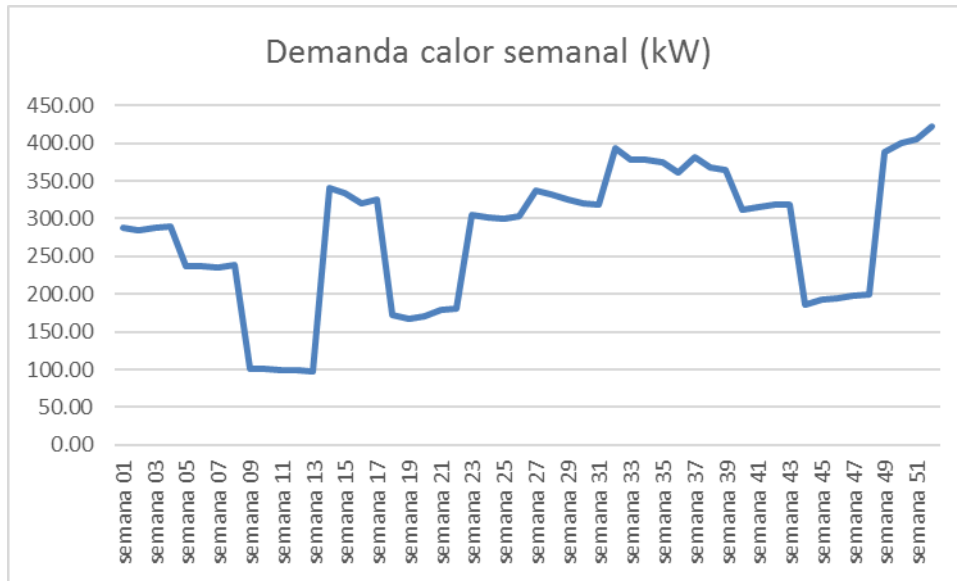


Figura 4-5. Evolución semanal de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua extrablada en el generador de vapor de la línea de barriles.

De nuevo, para el dimensionamiento del intercambiador se requiere de la representación de la curva de carga ordenada, que encierra el área que representa la energía consumida por el generador durante todo el año.

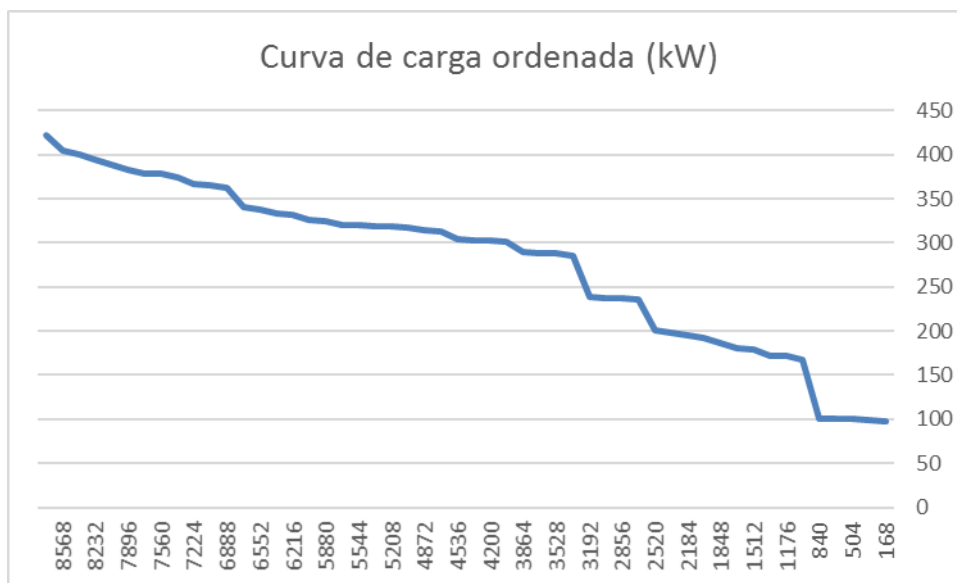


Figura 4-6. Curva de carga ordenada de la potencia necesaria, en kW, para cubrir la demanda de agua extrablada en el generador de vapor de la línea de barriles.

Tomando el valor correspondiente a 5856 horas de funcionamiento, se obtiene una potencia de 320 kW.

Una vez dimensionado el intercambiador, se procederá a calcular la energía consumida para generar vapor a partir de esta agua a 55°C, así como las horas necesarias semanales de funcionamiento para calentar el volumen de agua requerido con la potencia que disponemos, sirviéndonos de nuevo del siguiente balance de energía:

$$P_{nom} \cdot h_{func} \cdot 3600 = V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Los valores resultantes de esta ecuación se adjuntan en el anexo del proyecto. Sin embargo, se incluye a continuación la gráfica de la energía recuperada semanalmente en el intercambiador.

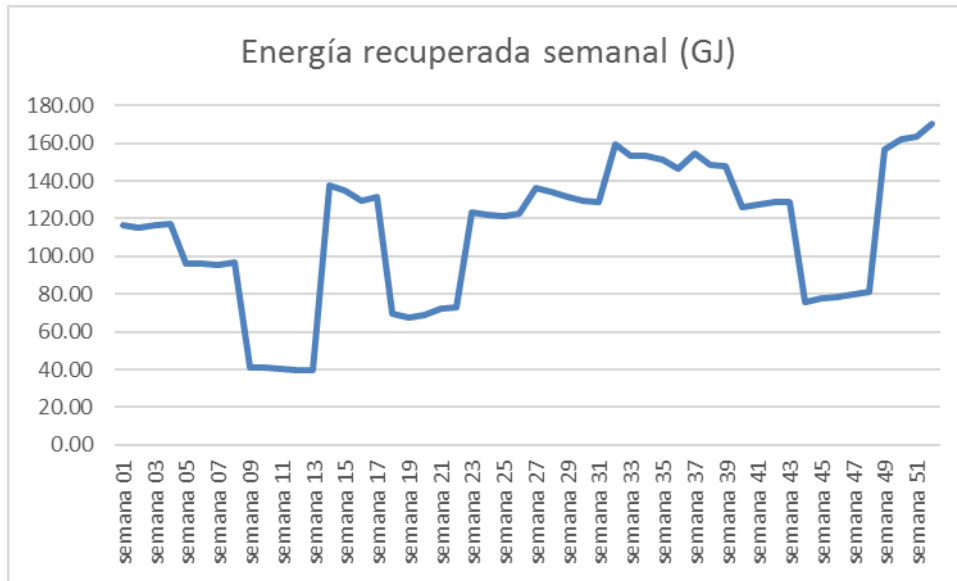


Figura 4-7. Evolución semanal de la energía necesaria, en GJ, para cubrir la demanda de agua extrablanda en el generador de vapor de la línea de barriles.

De nuevo, una vez calculada la energía a recuperar del calor de sensible del amoniaco, puede calcularse el ratio de ahorro potencial por cada hl de cerveza producido, conociendo la siguiente información:

$$\frac{5857882.10Mj}{4200459 \text{ hl}} = 1.394 \frac{Mj}{\text{hl producido}}$$

El caudal nominal que circulará por el recuperador será igual, con una presión de descarga de 21bar, y un rango de temperaturas nominal de 130 a 60°C para el amoniaco, a:

$$m = \frac{320}{1728.5 - 1523.2} = 1.559 \frac{kg}{s}$$

La mejor opción para el recuperador de calor será optar un intercambiador de carcasa y tubos, debido a la gran diferencia de densidades que existe entre el amoniaco, en estado gas, y el agua, en estado líquido, que provocará caudales volumétricos de amoniaco mucho mas altos. Además, debido a las altas presiones de descarga del amoniaco de los compresores, interesa evitar los intercambiadores de placas por problemas de fugas y por el deterioro de las juntas al poder alcanzar este gas temperaturas superiores a 130°C.



# 5 INTEGRACIÓN DE MEDIDAS: OPTIMIZACIÓN DE LA SOLUCIÓN.

## 5.1. Valoración de la factibilidad técnica de la propuesta inicial

Como puede observarse en el esquema, no todo el caudal de descarga de amoniaco se desvía al sistema de recuperación, sino que este estará marcado por el recuperador para cumplir la demanda de calor a aportar al agua extrablanda. Este hecho indirectamente estará marcado por la presión de condensación, ya que condicionará la temperatura de descarga de los compresores, estipulando el caudal necesario para suplir la demanda de calor.

Para el diseño de los intercambiadores, se han tomado las siguientes condiciones de diseño:

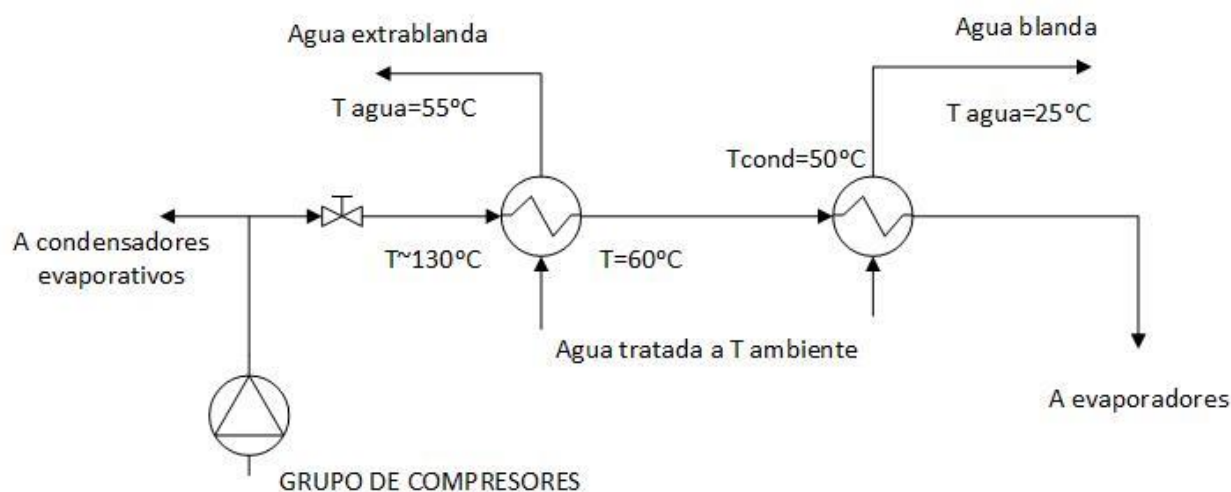


Figura 5-1. Esquema de la solución propuesta para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.

Sin embargo, las necesidades de agua blanda y de agua extrablanda son diferentes y se requieren durante periodos distintos. El periodo de impulsión del amoniaco por la línea será igual a los periodos de funcionamiento del generador de vapor, cuyas horas de funcionamiento a la semana se han calculado en el apartado anterior. Esto se debe a que el funcionamiento del generador no permite acumulación, sino que se requiere en el mismo momento en el que se produzca la demanda; a diferencia del condensador, en el que existe un depósito de  $1500\text{ m}^3$ , que permitirá la acumulación de calor extra y cuyo potencial de ahorro se estudiará posteriormente.

Lo interesante será maximizar las horas en las que ambos equipos tengan demanda simultáneamente, evitando el uso de gas natural para subir la temperatura ya sea del agua blanda como del agua extrablanda. Con las capacidades nominales de 430 kW para el condensador y de 320 kW para el recuperador, calculadas anteriormente como datos de partida, se obtienen los valores correspondientes a las horas en las que no se solapa el funcionamiento. Debido a su extensión se adjuntan los resultados en el *Anexo D*.

Como puede observarse en los resultados, esta diferencia entre horas de funcionamiento se acentúa en verano, cuando la producción de cerveza es máxima y se requiere gran cantidad de vapor en el generador para la 'falsa' pasteurización de la cerveza de barril. Este pico de producción coincide con la menor demanda de calor para la limpieza al obtener el agua de red a una temperatura muy superior a las épocas de frío, necesitando una menor demanda de energía.

Por tanto, será posible mejorar esta solución de partida, tratando de solapar el funcionamiento de ambos intercambiadores lo máximo posible, jugando con sus caudales y con posibles modificaciones del esquema de la propuesta inicial, enfocado a reducir al máximo el consumo de agua sobrecalentada

## 5.2. Modificación de la propuesta inicial y método de optimización.

Por tanto, el siguiente paso del proyecto será optimizar la integración de ambos intercambiadores, modificando sus capacidades nominales tratando de reducir al máximo las horas de funcionamiento no solapadas, ya que conllevará gastos de ASC, impulsión en la línea de recuperación y evacuación de calor en el ventilador indeseados.

La manera de proceder para la optimización será la siguiente:

1. Calcular la capacidad del recuperador para que esté completamente solapado al funcionamiento de la planta de recuperación de frío, es decir, se conservará la solución planteada anteriormente. Esto se debe a que el recuperador alimenta directamente el agua extrablanda caliente al generador cuando hay demanda, sin capacidad de cierto almacenamiento como ocurre en el condensador.
2. Una vez dimensionado el recuperador, intercambiador de carcasa y tubos de 320 kW, se optimiza la capacidad del condensador para minimizar las horas de no solape de funcionamiento entre ambas demandas.
3. Con la nueva capacidad del condensador, se obtendrán las horas de funcionamiento de cada intercambiador para cumplir con sus respectivas demandas dadas sus potencias nominales. Así, nos encontraremos con dos posibles escenarios:
  - 3.1  $h_{cond} < h_{rec}$  : en este caso la solución consistirá en reducir el caudal másico a través del condensador no trabajando a capacidad nominal, igualando horas de funcionamiento de ambos intercambiadores, ya que sino se excedería la temperatura permitida por el tanque de acumulación de agua blanda.
  - 3.2  $h_{cond} > h_{rec}$  : para esta situación se analizarán dos posibles escenarios.
    - 3.2.1. Se permite reducir el caudal de aporte de agua extrablanda, pudiendo aumentar e igual las horas de funcionamiento del recuperador al del condensador.
    - 3.2.2. Se asegura que el recuperador trabaje a capacidad nominal durante las horas correspondientes, y el calor a aportar extra no cedidos en el condensador se obtiene en la medida de lo posible del tanque de acumulación de agua blanda, y si esto no fuera suficiente, mediante intercambio con agua sobrecalentada procedente de las calderas.

Para poder optimizar la solución de partida se debe modificar el esquema de disposición de los equipos propuesto inicialmente, añadiendo un by-pass que recircule parcialmente el gas enfriado en el recuperador hacia los condensadores evaporativos ya instalados en la fábrica para su condensación por aire. La nueva situación presentaría el siguiente esquema:

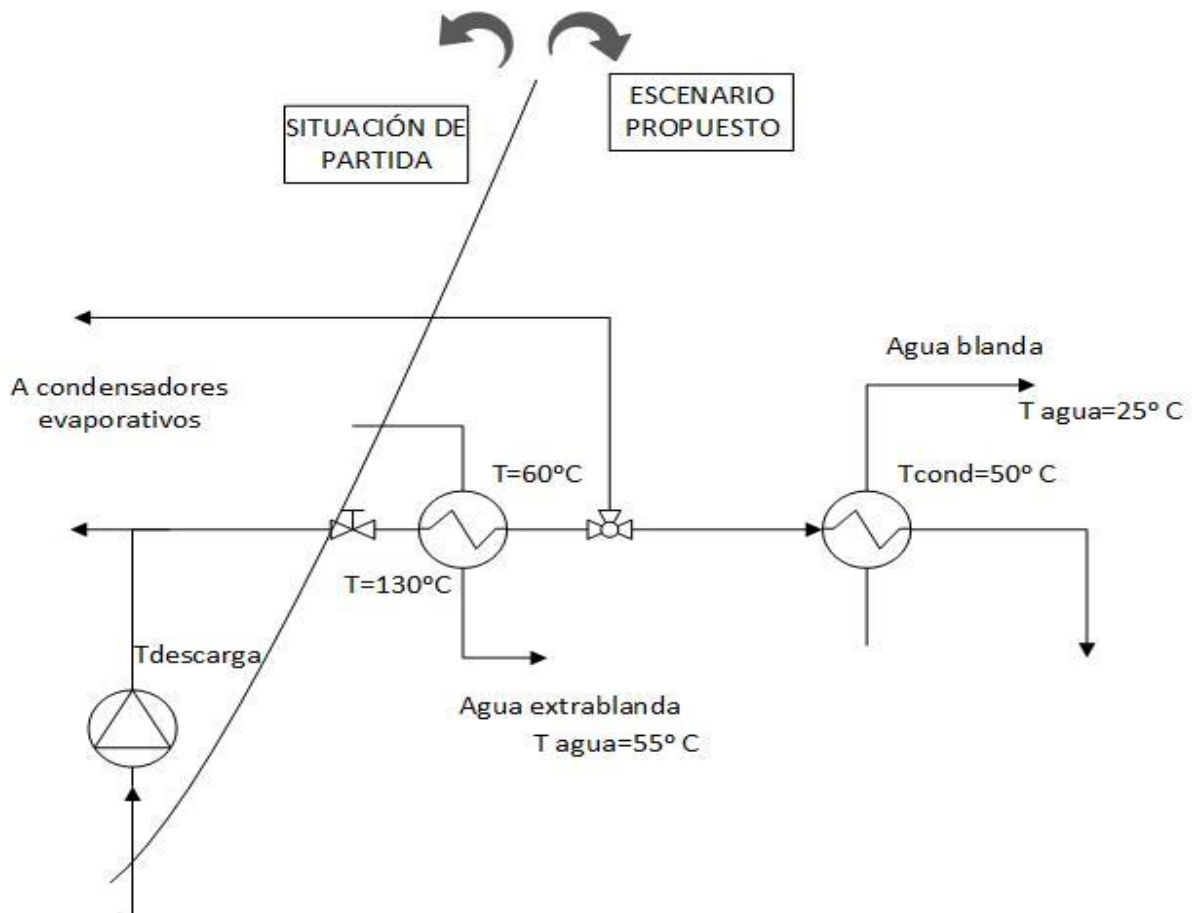


Figura 5-2. Esquema de la solución propuesta corregida para la línea de recuperación de calor sensible y latente de la descarga de los compresores de la planta de frío.

Una vez determinada la capacidad del recuperador en 320 kW, se ha optimiza la capacidad del condensador minimizando la siguiente función objetivo:

$$\min \left( 4000 \cdot \left( \frac{Q_{cond}}{200} \right)^{0.8} + GJ_{ASC} \cdot \frac{\epsilon}{GJ_{ASC}} \right)$$

donde:

$$\epsilon_{int} = 4000 \cdot \left( \frac{Q_{cond}}{200} \right)^{0.8}$$

es la ecuación que aproxima el precio de un intercambiador de placas a partir de su capacidad nominal.

El objetivo es minimizar los costes precio del intercambiador-consumo de agua sobrecalentada. Al disminuir la capacidad del intercambiador es obvio que su precio será menor, pero crecerá el consumo de agua sobrecalentada necesaria para alcanzar la demanda semanal ya que durante las horas de funcionamiento del recuperador se intercambiará menos calor al tener una menor potencia nominal.

Las restricciones del problema han sido que el caudal circulante por el intercambiador sea mayor a 0, y que su capacidad sea menor de 1200 kW, ya que, a partir de dicho valor, según el análisis inicial del proyecto, estaríamos altamente dimensionando el condensador. Cabe comentar que el precio tomado para el GJ de agua sobrecalentada ha sido de 10.12 €/GJ, precio medio del gas natural en el 2016, año en el que se tomaron los datos de consumo para la realización del proyecto.

Las ecuaciones empleadas para las tres situaciones son las siguientes:

- Si  $h_{cond} < h_{rec}$ ,  $h_{funcionamiento} = h_{rec}$

Este caso consistiría en reducir la capacidad del condensador para poder igualar las horas de funcionamiento de ambos intercambiadores, 'bypasseando' además del caudal resultante de la diferencia entre los caudales nominales de ambos intercambiadores, el caudal que se reduce respecto del nominal para disminuir la potencia del condensador.

$$h_{cond} = h_{rec} \rightarrow \dot{m}_{cond} < \dot{m}_{cond\ nominal} \rightarrow \dot{Q}_{cond} < \dot{Q}_{cond\ nominal}$$

1. Obtención del caudal por el condensador

$$\dot{m}_{cond} \left[ \frac{kg}{s} \right] = \frac{Q_{demanda\ cond} [GJ] \cdot 10^6}{\Delta h_{cond} \cdot 3600} < \dot{m}_{cond\ nominal}$$

2. Obtención del caudal por el by-pass

$$\dot{m}_{bypass} = \dot{m}_{rec} - \dot{m}_{cond}$$

3. Potencia del condensador

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot \Delta h_{cond}$$

- Si  $h_{cond} > h_{rec}$ ,

1. Si  $h_{funcionamiento} = h_{rec}$

Con este escenario, el condensador trabajaría plena carga durante las horas de funcionamiento del recuperador, recuperando la máxima energía posible. El restante de calor hasta cumplir con la demanda se obtendría mediante el aporte extra de agua sobrecalentada para obtener los 25°C deseados.

- 1.1. Cálculo de la energía recuperada:

$$Q_{rec} [GJ] = \dot{Q}_{cond\ nom} [kW] \cdot h_{rec} \cdot \frac{3600}{10^6}$$

- 1.2. Cálculo de la demanda de ASC extra:

$$Q_{ASC} = Q_{demanda\ cond} - Q_{rec}$$



2. Si  $h_{funcionamiento} = h_{cond}$

Esta opción implica el aumentar las horas de funcionamiento del recuperador, igualándolas a las del condensador, disminuyendo su caudal respecto al nominal. Cabe destacar que físicamente este escenario implicaría el aporte de un menor caudal de agua caliente al generador de vapor, por lo que sólo sería válido en el caso de que envasado diera el visto bueno a esta menor velocidad de aporte. Es por ello por lo que la optimización se ha realizado con respecto al segundo escenario si las horas de funcionamiento del condensador superaran a las del recuperador, pero se ha querido analizar esta posibilidad ya que conllevaría un ahorro extra al no tener que requerir agua sobrecalentada para subsanar la demanda no satisfecha en el intercambiador.

### 2.1. Cálculo de la potencia del recuperador

$$\dot{Q}_{rec}[kW] = \frac{Q_{demanda\ rec}[GJ] \cdot 10^6}{h_{cond} \cdot 3600} < \dot{Q}_{rec\ nominal}$$

### 2.2. Caudal de agua caliente hacia el generador respecto al nominal

$$\%_{H2O} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{rec\ nominal}}$$

Al plantear todas las ecuaciones y restricciones, se ha obtenido un resultado óptimo de dimensionamiento del condensador de:

$$\dot{Q}_{cond\ nom}[kW] = 780\ kW$$

En la siguiente figura puede observarse el comportamiento inversamente proporcional entre el coste del equipo y el coste a incurrir en gas natural a medida que se incrementa la capacidad nominal del intercambiador, justificando la selección de un equipo de 780kW. Los resultados sobre los cuales se ha basado el gráfico se adjuntan en el *anexo E*.

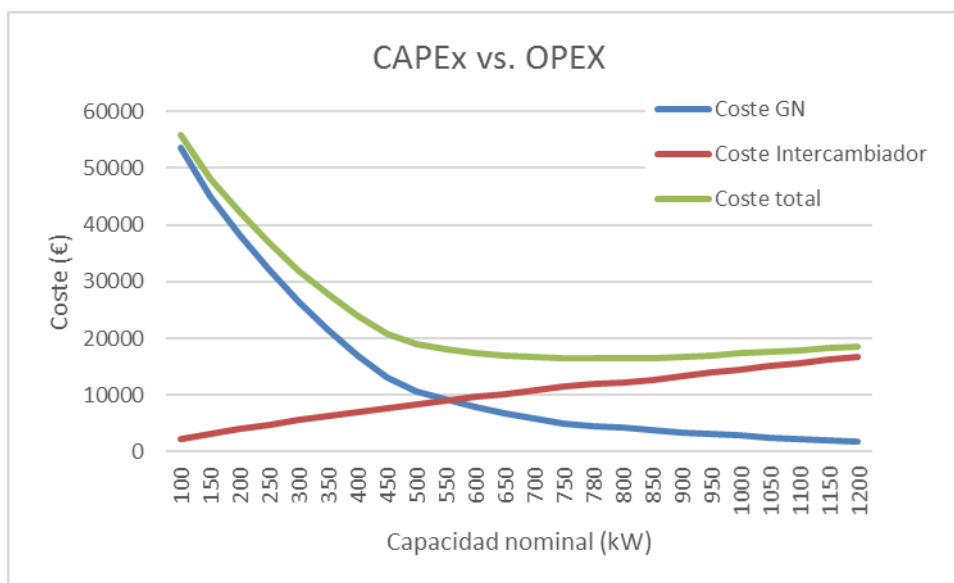


Figura 5-3. Dependencia de los costes operacionales (gas natural) y de los costes de capital (condensador) respecto a la carga nominal del intercambiador.

Dicho escenario optimizado será al cuál se le realizará el análisis de viabilidad económica. A continuación, se obtienen los valores resultantes de todas las ecuaciones y escenarios planteados. La tabla con los valores

obtenidos de horas de funcionamiento de cada intercambiador en la situación optimizada, así como su solapamiento, se adjunta en el *Anexo F*.

### 5.3. Diseño geométrico de los intercambiadores: condiciones nominales de operación.

#### 5.3.1. Diseño geométrico del recuperador de calor sensible: intercambiador de carcasa y tubos.

Antes de comenzar con el dimensionamiento del intercambiador, se incluye un esquema de las condiciones de diseño en las que se desea que trabaje el recuperador, para las cuales será dimensionado:

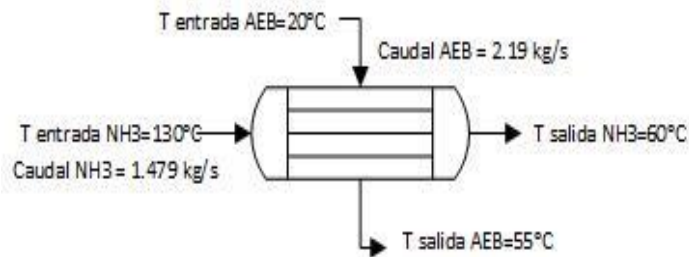


Figura 5-4. Esquema del recuperador de calor sensible en condiciones nominales.

Se ha decidido que el amoníaco sea el fluido que circule por el interior de los tubos debido a su alta presión (2100 kPa), comparada con el agua extrablada (303,925 kPa), tras la descarga de los grupos de compresores.

El objetivo final del dimensionamiento del intercambiador será obtener una capacidad nominal de 320 kW, calculada en apartados anteriores del proyecto, cumpliendo el requisito de no superar una pérdida de carga de 50kPa en los tubos.

El balance energético a emplear será el siguiente:

$$\dot{Q} = F \cdot UA \cdot DTLM_{cont}$$

donde:

- $F \equiv$  factor de corrección de la DTLM para flujos en contracorriente.
- $U \equiv$  coeficiente global de transferencia de calor, en  $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$ .
- $A \equiv$  área de transferencia entre fluidos, en  $m^2$ .
- $DTLM \equiv$  diferencia logarítmica media de temperaturas, en K.

Conocidas las condiciones de diseño, se calcula la diferencia logarítmica media de temperatura mediante su expresión para flujos en contracorriente:

$$DTLM_{cont} = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln\left(\frac{T_{hot,in} - T_{cold,out}}{T_{hot,out} - T_{cold,in}}\right)} = 55.68K$$

El primer paso para el dimensionamiento será conocer el número de pasos por carcasa necesarios para alcanzar la distribución de temperaturas deseada. Para ello, se hará uso de los gráficos en los que se obtiene el factor corrector a partir de las temperaturas de trabajo del intercambiador, mediante los parámetros P y R, los cuáles se definen como:

$$P = \frac{T_{outlet\ NH3} - T_{inlet\ NH3}}{T_{inlet\ agua} - T_{inlet\ NH3}} = 0.63$$

$$R = \frac{T_{inlet\ agua} - T_{outlet\ agua}}{T_{outlet\ NH3} - T_{inlet\ NH3}} = 0.5$$

Se comenzará por el gráfico correspondiente a un paso por carcasa; en caso de obtener un factor corrector menor de 0.75, se aumentarán los pasos por carcasa para no disminuir el rendimiento del intercambio de calor en exceso.

Para el caso de un único paso por carcasa:

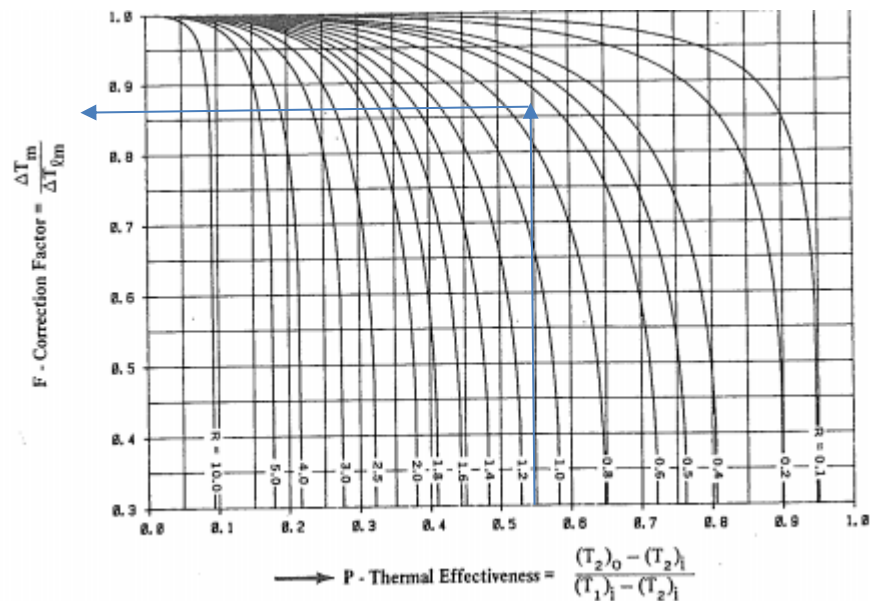


Figura 5-5. Gráfico para la obtención del factor corrector de la DTLM a partir de la distribución de temperaturas.

Con la distribución deseada de temperaturas se obtiene un factor corrector  $F$  de aproximadamente 0.87, por lo que se optará por un intercambiador de un solo paso por carcasa, más económico.

El siguiente paso será definir las restricciones que deberá de cumplir la geometría del intercambiador. Estas restricciones serán función del número, del diámetro y de la longitud de los tubos:

1. Deberá obtenerse un área de transferencia que, dada la distribución de temperaturas deseadas en el intercambiador, así como su coeficiente global de transferencia, permita conseguir la potencia nominal de 320 kW para suplir la demanda. Para ello, se supondrá un coeficiente de transferencia global estimado de  $0.15 \frac{kW}{m^2 \cdot K}$ , típico para intercambios líquido-gas (a alta presión). Sabemos que:

$$\dot{Q} = F \cdot UA \cdot DTLM_{cont}$$

Reescribiendo para nuestro problema:

$$320 = 0.87 \cdot 0.15 \cdot A_{transf} \cdot 55.68$$

Obteniendo un área de transferencia de  $44 \text{ m}^2$ .

Matemáticamente, el área de transferencia se define como:

$$A_{transf} = \pi D \cdot L \cdot N_t$$

Por lo que la primera restricción a cumplir será:

$$44 = \pi \cdot D \cdot L \cdot N_t [1]$$

2. La segunda condición consiste en la velocidad de circulación del amoníaco por los tubos, la cual no será exactamente igual a un valor, pero se desea que esté en torno a 1.5 m/s,  $[0.5 \div 2] \text{ m/s}$ , para garantizar un tiempo de residencia suficiente del amoníaco en los tubos para un buen intercambio.

$$v = \frac{\dot{Q}}{N_t \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{0.111}{N_t \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} \cong 1.5 \frac{m}{s} [2]$$

3. La última restricción será la relativa a la pérdida de carga en el interior de los tubos, no pudiendo superar los 50 kPa, intentando siempre reducirla lo máximo posible. La caída de presión en los tubos se obtiene a partir de la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_c = f \cdot \frac{L_{total}}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

El factor de fricción,  $f$ , se obtiene mediante el uso del ábaco de Moody, calculando previamente el número de Reynolds y la rugosidad relativa en función del material de los tubos. El número de Reynolds, como es sabido, depende del diámetro de los tubos, dato que nos es desconocido; sin embargo, será un valor comprendido entre los 15mm y 1" (rango típico para los diámetros de los tubos en los intercambiadores de carcasa y tubos), por lo que calcularemos el valor de Reynolds para estos dos casos, demostrando que no será de gran influencia su variación para la obtención del factor de fricción.

Con una temperatura calórica para el amoníaco de 95°C, y una presión de 24bar, se obtienen las siguientes propiedades térmicas:

$$\rho = 15.21 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 1.258 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$$

$$C_p = 2.996 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$k = 0.03557 \frac{W}{m \cdot K}$$

Calculando el número de Reynolds en función del diámetro, imponiendo una velocidad de 1.5 m/s, se obtiene:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = 1813593 \cdot D$$

Y sustituyendo para los dos diámetros considerados:

$$D=15 \text{ mm} \rightarrow Re = 2.7 \cdot 10^4$$

$$D=1'' = 25.4 \text{ mm} \rightarrow Re = 4.6 \cdot 10^4$$

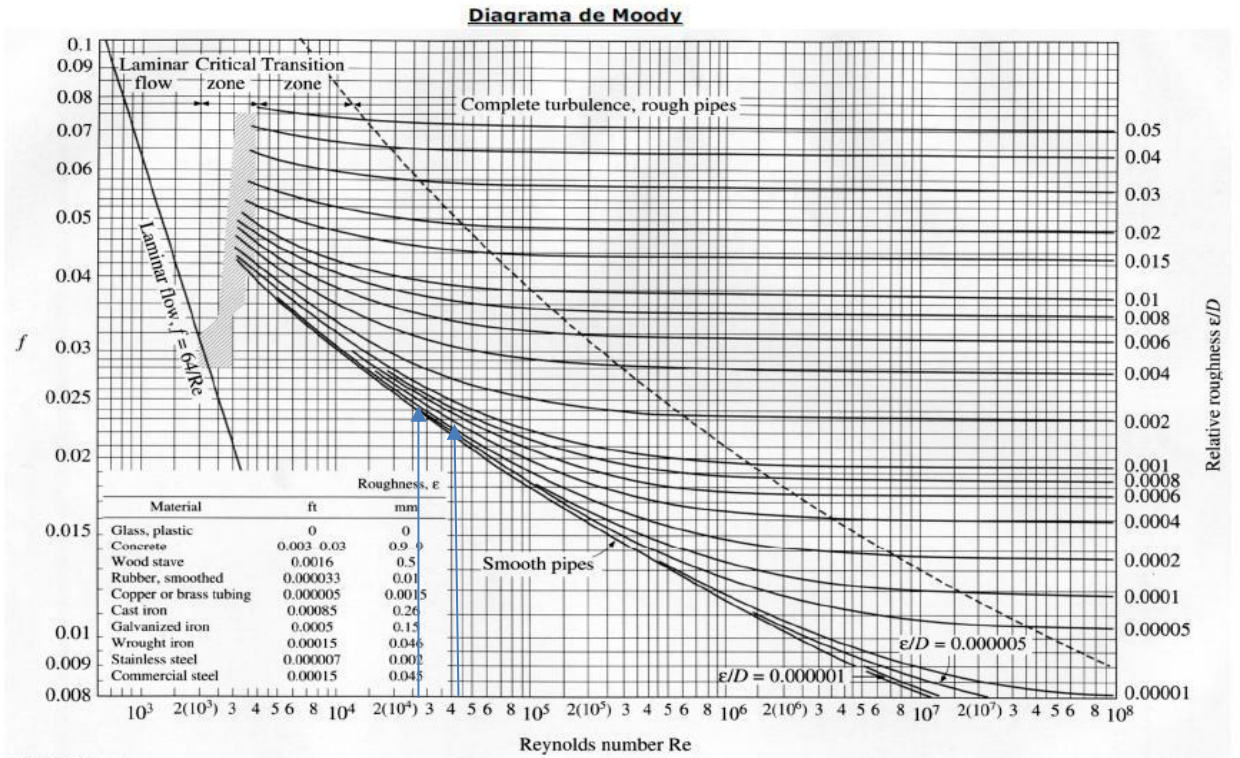


Figura 5-6. Abaco de Moody para el cálculo del coeficiente de fricción.

Estas tuberías suponemos que estarán fabricadas en acero inoxidable, presentando una rugosidad de 0.002mm según la tabla del diagrama, obteniendo para los dos diámetros considerados una rugosidad relativa de aproximadamente  $1 \cdot 10^{-4}$ . Así, como se observa en la figura, se obtendrán factores de fricción muy similares, por lo que para los cálculos se supondrá de un valor igual a 0.025.

Reescribiendo la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_c = 0.025 \cdot \frac{L \cdot N_t}{D} \cdot \frac{1.5^2}{2 \cdot 9.8} = 2.87 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{L \cdot N_t}{D}$$

Y expresada en unidades de presión:

$$\Delta P(Pa) = h_c \cdot \rho \cdot g = 2.87 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{L \cdot N_t}{D} \cdot 15.21 \cdot 9.8$$

Imponiendo que la pérdida de carga total en los tubos sea menor de 50 kPa:

$$\Delta P(Pa) = 0.428 \cdot \frac{L \cdot N_t}{D} \leq 50000 [3]$$

A parte de estas tres restricciones, se considerará que la longitud de los tubos no podrá superar los 2 metros por motivos de deflexiones excesivas en los tubos si  $L \gg \gg D$ .

Para resolver las incógnitas, se hará uso de la siguiente tabla, en la que, a partir de los pasos por los tubos, el diámetro de los tubos y su disposición, se obtienen los tubos que contendría la carcasa del intercambiador y el diámetro interior de esta.

Para poder entrar en ella, se considerará que los tubos tendrán un diámetro de 1" (2,54cm), con una disposición triangular para poder maximizar el número de tubos para el mismo diámetro de carcasa. Así, empleando la restricción [1], se obtiene un número de tubos aproximadamente igual a 274 unidades.

37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15¼	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (In.)		
1209	1143	1019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	One-Pass
1127	1007	899	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
965	885	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Two-Pass
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
1242	1088	904	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
1088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	80	56	28	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
940	840	746	644	580	498	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	¾" on 1" Δ	U Tubes	Two-Pass
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	¾" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
880	778	688	590	510	440	360	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	¾" on 1" Δ	U Tubes	Two-Pass
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
1092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	¾" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass
500	440	384	336	286	238	198	160	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1" on 1¼" Δ	U Tubes	Four-Pass

Tabla 5-1. Diámetro de carcasa y número de tubos en función del diámetro y tipo de los tubos, su disposición y el número de pasos por los tubos.

Como se puede observar en la figura, se han seleccionado dos pasos por los tubos y tubos fijos, para obtener un número de tubos igual a 292, mínima cantidad que garantiza todas nuestras restricciones como se demuestra a continuación:

$$N_t = 292 \text{ tubos}$$

$$N_{tp} = 146 \text{ tubos}$$

$$D = 1" = 2.54 \text{ cm}$$

De la restricción [1]:

$$44 = \pi \cdot D \cdot L \cdot N_t$$

$$L = 1.88m \leq 2m$$

De la restricción [2]:

$$v = \frac{0.111}{N_{tp} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 1.5 \frac{m}{s} \in [0.5 \div 2] \frac{m}{s}$$

De la restricción [3]:

$$h_c = 0.025 \cdot \frac{L \cdot N_t}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 9.8} = 62.026m$$

$$\Delta P(\text{bar}) = 15.506 \cdot 15.21 \cdot 9.8 = 9245.46 \text{ Pa} \leq 50000 \text{ Pa}$$

Además, de la tabla se obtiene un diámetro interno de carcasa de 25", valor con el que se posteriormente se procederá al cálculo de su pérdida de carga y coeficiente de película.

Una vez predimensionado, se procederá a obtener el coeficiente de película nominal por el interior de los tubos. Para ello, se ha utilizado la correlación de Dittus-Boelter al encontrarnos en convección forzada, flujo interno en régimen turbulento:

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

El valor de los números adimensionales se calcula a continuación:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{15.21 \cdot 1.5 \cdot 0.0254}{1.258 \cdot 10^{-5}} = 46065.26$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{2996 \cdot 1.258 \cdot 10^{-5}}{0.03557} = 1.0596$$

Sustituyendo en la correlación de Dittus-Boelter, se obtiene:

$$Nu = 126.61$$

Sabiendo que el número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

Se obtiene un coeficiente de película en el interior de los tubos de  $177.31 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

Para la carcasa, la correlación a emplear para el cálculo del coeficiente de película es la siguiente:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

Las constantes C y m dependen de la geometría de la carcasa y la disposición de los tubos a través del número de Reynolds. Dichos valores se pueden obtener a partir de la siguiente tabla:

$Re_D$	C	m
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,027	0,805

Tabla 5-2. Definición de las constantes de la correlación para la obtención del número de Nusselt para convección exterior a un haz de tubos.

El número de Reynolds para el agua que atraviesa la carcasa se obtiene mediante su expresión habitual, con la complejidad de que la longitud característica con la que calcular su valor se corresponde en este caso con el diámetro equivalente.

Para arreglos triangulares, este se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$D_{eq} = 4 \left( \frac{\frac{P_T^2}{2} \text{sen}(60) - 0.5 \frac{\pi}{4} D_e^2}{\frac{\pi}{2} D_e} \right)$$

Donde  $D_e$  es el diámetro exterior de los tubos, en m, y  $P_T$  es el Pitch, en m. Aproximándolo a un valor igual a 2 veces el diámetro de los tubos, se considera para los cálculos un Pitch de 0.0512m, obteniendo un valor para el diámetro equivalente de 0.0884 m.

Para la obtención de los números adimensionales, se considerarán las siguientes propiedades térmicas, calculadas a una temperatura calórica de 35°C:

$$\rho = 994.1 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 7.191 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s$$

$$C_p = 4.179 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$k = 0.6218 \frac{W}{m \cdot K}$$

Para el cálculo de la velocidad del agua a través de la carcasa, se aproximará su valor a la diferencia entre el área transversal de la carcasa, de 25" (0.625m) de diámetro, y la superficie total ocupada por el conjunto de los 292 tubos. Así:

$$A_{carcasa} = \frac{\pi \cdot 0.635^2}{4} = 0.3167 \text{ m}^2$$

$$A_{total\text{tubos}} = 292 \cdot \frac{\pi \cdot 0.0254^2}{4} = 0.14796 \text{ m}^2$$

Por tanto, el área de paso del agua será igual a  $0.1687 \text{ m}^2$ , y la velocidad de paso por la carcasa, considerando un caudal de  $2.19 \text{ kg/s}$ , se obtendrá como:

$$v = \frac{\dot{q}}{A_{paso}} = 0.013 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Resolviendo el valor de los números adimensionales, se obtienen los siguientes valores:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{eq}}{\mu} = \frac{994.1 \cdot 0.013 \cdot 0.0884}{7.191 \cdot 10^{-4}} = 1588.68$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{4179 \cdot 7.191 \cdot 10^{-4}}{0.6218} = 4.833$$

Como el número de Reynolds se encuentra en el rango entre 40 y 4000, los valores para las constantes C y m valdrán respectivamente 0.683 y 0.466. Reuniendo toda la información y sustituyendo en la correlación de Nusselt:

$$Nu = 0.683 \cdot Re^{0.466} \cdot Pr^{1/3} = 35.82$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_{eq}}{k} \rightarrow h = 251.96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Una vez calculados ambos coeficientes de película, se calcula el coeficiente global de transferencia para poder corregir el error en el que se incurrió al suponer su valor en  $0.15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ . Para ello, se recuerda la expresión para el cálculo del coeficiente U en intercambiadores de carcasa y tubo:

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ext}}{d_{int} \cdot h_{tubos}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi k L_{int}} + \frac{1}{h_{carcasa}}}$$

Suponiendo un espesor de los tubos de 1mm, y que estos tienen una conductividad térmica de  $15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ , se obtiene un valor para el coeficiente global de transferencia de  $101.62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ , aproximadamente la mitad del valor supuesto.

A continuación, se repetirán los cálculos con este nuevo valor, obteniendo una nueva área de transferencia de  $65 \text{ m}^2$ .



37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15¼	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (In.)		
1209	1143	1019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	60	33	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	One-Pass
1127	1007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
965	805	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
1242	1088	904	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
1088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	66	28	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
946	840	746	644	540	438	408	346	280	222	173	120	94	78	48	26	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Two-Pass
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	20	12	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	¾" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	¾" on 1" Δ	U Tubes	Two-Pass
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	¾" on 1" Δ	U Tubes	Two-Pass
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Two-Pass
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	¾" on 1½" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
880	778	688	590	510	440	360	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	¾" on 1" Δ	Fixed Tubes	Four-Pass
638	560	488	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Four-Pass
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Four-Pass
1092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	¾" on 1½" Δ	U Tubes	Four-Pass
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	¾" on 1" Δ	U Tubes	Four-Pass
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Four-Pass
500	440	384	336	286	238	198	160	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1" on 1½" Δ	U Tubes	Four-Pass

Tabla 5-1. Diámetro de carcasa y número de tubos en función del diámetro y tipo de los tubos, su disposición y el número de pasos por los tubos.

Como puede observarse en la tabla, se ha seleccionado en esta ocasión un diámetro de ¾". Esto se debe al hecho de que, como el objetivo es conseguir un coeficiente de película similar a  $101.62 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ , se busca que se obtenga aproximadamente la misma velocidad que en el caso anterior, aumentando el número de tubos para cumplir el requisito de área, pero reduciendo el diámetro para tratar de mantener la velocidad en torno 1.5 m/s. La consecuencia negativa de esta reducción de diámetro y aumento de número de tubos será el incremento de la pérdida de carga, pero existe un amplio margen hasta alcanzar los 50 kPa de caída de presión.

Así, se vuelven a comprobar las restricciones:

De la restricción [1]:

$$65 = \pi \cdot D \cdot L \cdot N_t$$

$$L = 1.95m \leq 2m$$

De la restricción [2]:

$$v = \frac{0.111}{N_{tp} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 1.4 \frac{m}{s} \in [0.5 \div 2] \frac{m}{s}$$

De la restricción [3]:

$$h_c = 0.025 \cdot \frac{L \cdot N_t}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 9.8} = 142.28m$$

$$\Delta P(\text{bar}) = 15.506 \cdot 15.21 \cdot 9.8 = 21208.49 Pa \leq 50000 Pa$$

Recalculando el coeficiente de película para los tubos:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{15.21 \cdot 1.4 \cdot 0.01905}{1.258 \cdot 10^{-5}} = 32245.68$$

Mientras que el número de Prandtl permanecerá constante al depender únicamente de las propiedades térmicas del fluido y no de la geometría del intercambiador.

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 98.55$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \rightarrow h = 184 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con respecto a la carcasa, de la tabla de selección del número de tubos se obtuvo un nuevo valor para el diámetro interior de 27", lo que equivale a 0.6858m. Rehaciendo los cálculos geométricos:

$$A_{carcasa} = \frac{\pi \cdot 0.6858^2}{4} = 0.3694 \text{ m}^2$$

$$A_{total\text{tubos}} = 556 \cdot \frac{\pi \cdot 0.01905^2}{4} = 0.1585 \text{ m}^2$$

Y, por tanto, la nueva área de paso para el agua será igual a  $0.2109\text{m}^2$ . Recalculando Reynolds para la nueva velocidad, igual a 0.0104 m/s, y el nuevo diámetro equivalente, igual a 0.065m, se obtiene:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{eq}}{\mu} = \frac{994.1 \cdot 0.0104 \cdot 0.065}{7.191 \cdot 10^{-4}} = 938.6$$

Y finalmente, resolviendo la correlación para un haz de tubos:

$$Nu = 0.683 \cdot Re^{0.466} \cdot Pr^{1/3} = 28.03$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_{eq}}{k} \rightarrow h = 268.17 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

Recalculando el coeficiente global de transferencia para la nueva geometría:

$$U = 105.65 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \cong 101.62 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

Por lo que se dará por válida la geometría recalculada para el recuperador de calor sensible, con las siguientes características:

$$L_{tubos} = 1.95\text{m}$$

$$N_{tubos} = 556 \text{ tubos fijos}$$

$$n_c = 1 \text{ paso por carcasa}$$

$$n_{pt} = 2 \text{ pasos por los tubos}$$

$$d_o = 3/4" = 19.05\text{mm}$$

$$\text{espesor}_{tubos} = 1\text{mm}$$

$$D_{int\text{carcasa}} = 27" = 0.6858\text{m}$$

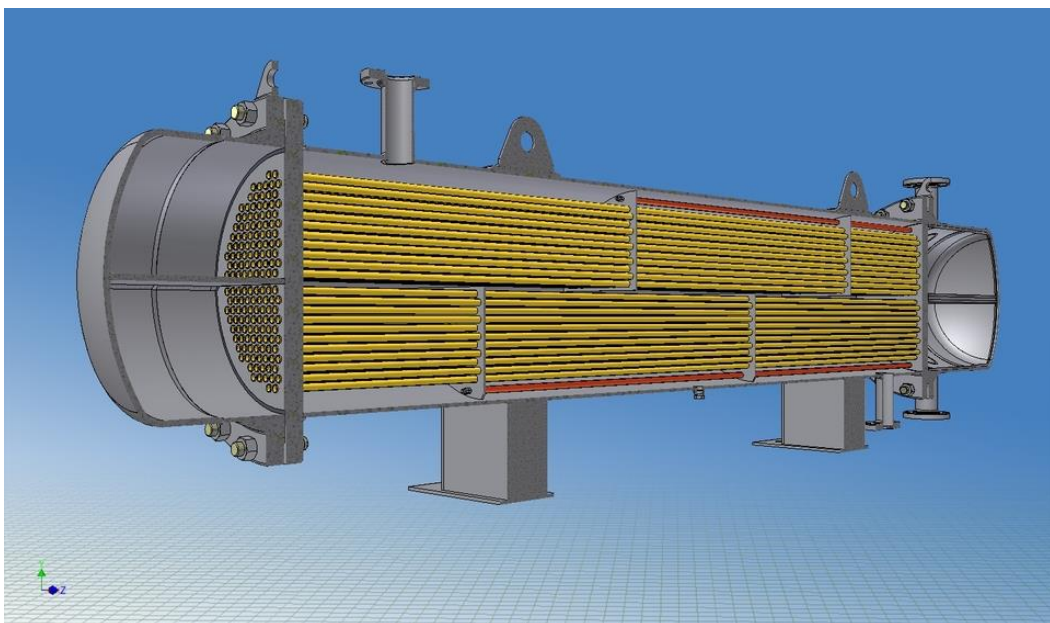


Figura 5-7. Diseño en AutoCAD de un intercambiador de carcasa y tubos similar a la solución obtenida.

### 5.3.2. Diseño geométrico del recuperador de calor latente: condensador de placas.

Tras el dimensionamiento del condensador de manera en la que se minimizará el consumo de agua sobrecalentada al integrar su funcionamiento con el recuperador, se procederá al diseño de su geometría. Para ello, se hará uso de un software facilitado por la compañía *Danfoss* para el diseño de condensadores de placas.

En el siguiente esquema se recuerdan las condiciones nominales sobre las cuales se diseñará el intercambiador, donde cabe destacar que se ha supuesto que el fluido entra 5K por encima de su temperatura de condensación para evitar que comience a licuar previamente a la entrada del condensador, y donde también se ha supuesto un sobrefriamiento de 1K:

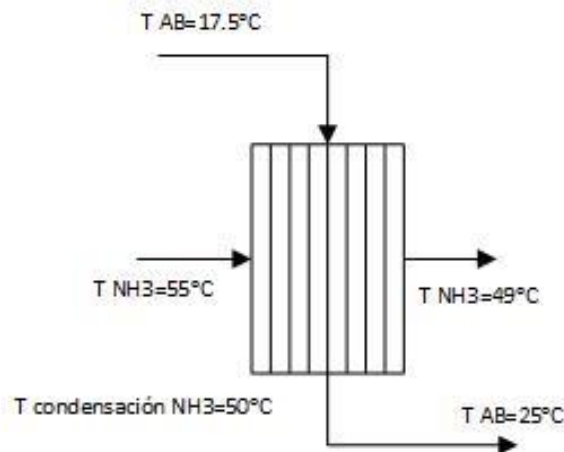


Figura 5-8. Esquema del condensador para la recuperación de calor latente en condiciones nominales.

Así, el primer paso para su diseño es especificar en el software los fluidos, las temperaturas de trabajo, la caída de presión máxima y la carga nominal del intercambiador, como se puede ver en la siguiente imagen del interfaz con el usuario:

Figura 5-9. Definición de variables en el Software para el diseño geométrico del intercambiador.

Cabe destacar que los caudales que el programa da como resultado se obtienen mediante los siguientes balances energéticos:

- Para el lado del amoniaco:

$$m_{NH_3} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_{cond_{50^\circ C}}} = \frac{780}{1491.1 - 440.6} = 0.742 \frac{kg}{s}$$

- Para el lado del agua blanda:

$$m_{H_2O} = \frac{\dot{Q}}{C_p \cdot (25 - 17.5)} = \frac{780}{4.18 \cdot (25 - 17.5)} = 24.88 \frac{kg}{s}$$

Y el cálculo de la pérdida de carga en los intercambiadores de placas se obtiene mediante la siguiente ecuación, que rige esta caída de presión en función del fluido y las propiedades geométricas del intercambiador:

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f \cdot L_p \cdot G^2}{\rho \cdot D_h}$$

donde:

- $f \equiv$  factor de fricción [adim], y se obtiene, si se trata de régimen laminar, mediante:
- $L_p \equiv$  longitud de flujo [m], y se obtiene mediante:

$$L_p = \frac{A_{transf}}{W}$$

donde  $A_{transf}$  se refiere al área de transferencia de las placas, en  $m^2$ , y W es el ancho de las mismas, en m.

- $G \equiv$  gasto másico [ $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$ ], obtenido mediante:

$$G = \rho \cdot v$$

- $D_h \equiv$  diámetro hidráulico [m], obtenido mediante:

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\varphi}$$

donde b se refiere de nuevo a la separación entre placas, en m, y  $\varphi$  al ángulo Chevron, en rad.

A continuación, se aportan los datos técnicos que el programa da como resultado:

<b>Intercambiador de calor</b>	<b>B3-210-222-HD</b>	<b>Unidades</b>	<b>1 (Paralelo)</b>
<b>Parámetros calculados</b>	<b>Unidad</b>	<b>Ref lado</b>	<b>Lado salmuera</b>
Temperatura de entrada	°C	55.00	17.50
Temperatura de condensación	°C	50.00	
subenfriamiento	K	1.00	
Temperatura de salida	°C	49.00	25.00
masa Caudal	kg/s	0.726	24.891
volumétrica Caudal	L/min		1494.629
Carga calorífica	kW		780.00
LMTD	K		28.57
Flujo térmico	kW/m <sup>2</sup>		16.883
Abs.Presión de condensación	bar	20.34	
Esfuerzo cortante	Pa	1.68	69.71

Propiedades del líquido	Unidad	Ref lado	Lado salmuera
Caída de presión total	kPa	0.77	49.20
Caída de presión del canal	kPa	0.84	34.80
Caída de presión - en el puerto	kPa	-0.06	14.41
Velocidad en puerto	m/s	4.58(entrada)/0.13(salida)	4.96
Velocidad de canal	m/s	0.29	0.30
Número de Reynolds			1461
Coefficiente pelicular	W/m <sup>2</sup> ·K	8710.3	11999.8
Temperatura media pared	°C	34.94	32.34
Temperatura de referencia	°C	49.50	21.25
Viscosidad líquido	mPa·s	0.1043	0.9762
Viscosidad vapor	mPa·s	0.0107	
Densidad líquido	kg/m <sup>3</sup>	563.7	998.5
Densidad vapor	kg/m <sup>3</sup>	15.6	
Capacidad térmica líquido	kJ/kg·K	5.056	4.178
Capacidad térmica vapor	kJ/kg·K	3.806	
Conductividad térmica líquido	W/m·K	0.418	0.598

Figura 5-10. Lista de resultados técnicos ofrecidos por el programa para el intercambiador de placas propuesto como solución.

El programa nos ofrece también información acerca de los coeficientes de película de ambos fluidos. En los intercambiadores de placas, el coeficiente global de transferencia se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{NH}_3}} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_{\text{H}_2\text{O}}}$$

donde

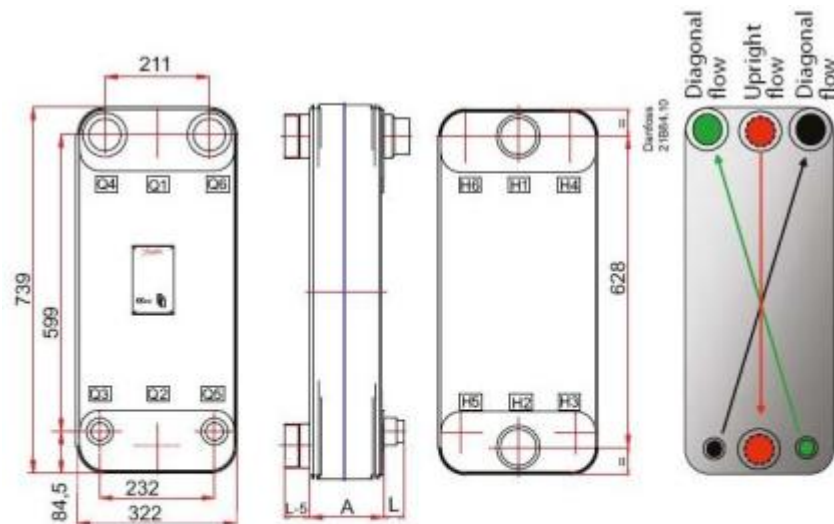
- $\Delta x \equiv$  espesor de las placas, en m.
- $k \equiv$  resistencia térmica del material de las placas, en  $\frac{W}{m \cdot K}$ .

Con un espesor de placas de 0.5mm, y una conductividad del material de  $15 \frac{W}{m \cdot K}$ , se obtiene un coeficiente global de transferencia para el intercambiador de:

$$U \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = 4320$$

Valor dentro de rango para los intercambiadores de placas con cambio de fase.

A continuación, se añade el diseño del intercambiador que cumple las condiciones nominales de temperaturas y potencia, especificando todas las dimensiones del condensador a instalar:



Número de placas	A (mm)	L (mm)	Peso (kg)	Volumen de canal (L)
222	634.6	25.0	190.60	Q1 Q2 lado: 44.400 Q3 Q6 = Q4 Q5 lado: 44.000

Figura 5-11. Esquema de las características geométricas del intercambiador de placas a emplear como condensador en el proyecto.

#### 5.4. Integración a la solución de un depósito de acumulación del calor de condensación.

Como se comentó anteriormente, existe la posibilidad de acumulación de agua blanda caliente en un depósito de  $1500 \text{ m}^3$  ya instalado en la fábrica, por lo que el único coste extra sería el que se debería incurrir para las conexiones con el intercambiador y la instrumentación. Sin embargo, este potencial de ahorro extra no se ha considerado para el dimensionamiento del condensador ya que al tener el depósito conexiones con otros departamentos de la fábrica no se podrá concretar su actuación sobre el intercambiador, sino que simplemente se aproximarán los ahorros que podría suponer anualmente su función de 'buffer'.

La instalación de este tanque en el circuito podría suponer un ahorro potencial, aprovechándonos de los periodos tan altos de no solapamiento entre intercambiadores que se da en verano. El agua caliente extra generada se utilizará en los periodos en los que el condensador requiera una mayor cantidad de horas de funcionamiento que el generador, evitando el consumo de gas natural para producir agua sobrecalentada en las calderas.

Una doble ventaja de la integración de este depósito es el mayor aprovechamiento de la capacidad del condensador cuando las horas de funcionamiento entre ambos intercambiadores son muy dispares, ya que, sino esto implicaría un caudal muy pequeño por el condensador para igualar estos periodos, perdiendo tanto eficacia en el intercambiador como aumentando el consumo eléctrico de bombeo por el by-pass y de evacuación de calor en los condensadores evaporativos.

El esquema que refleja la integración de dicho tanque sería de la siguiente forma:

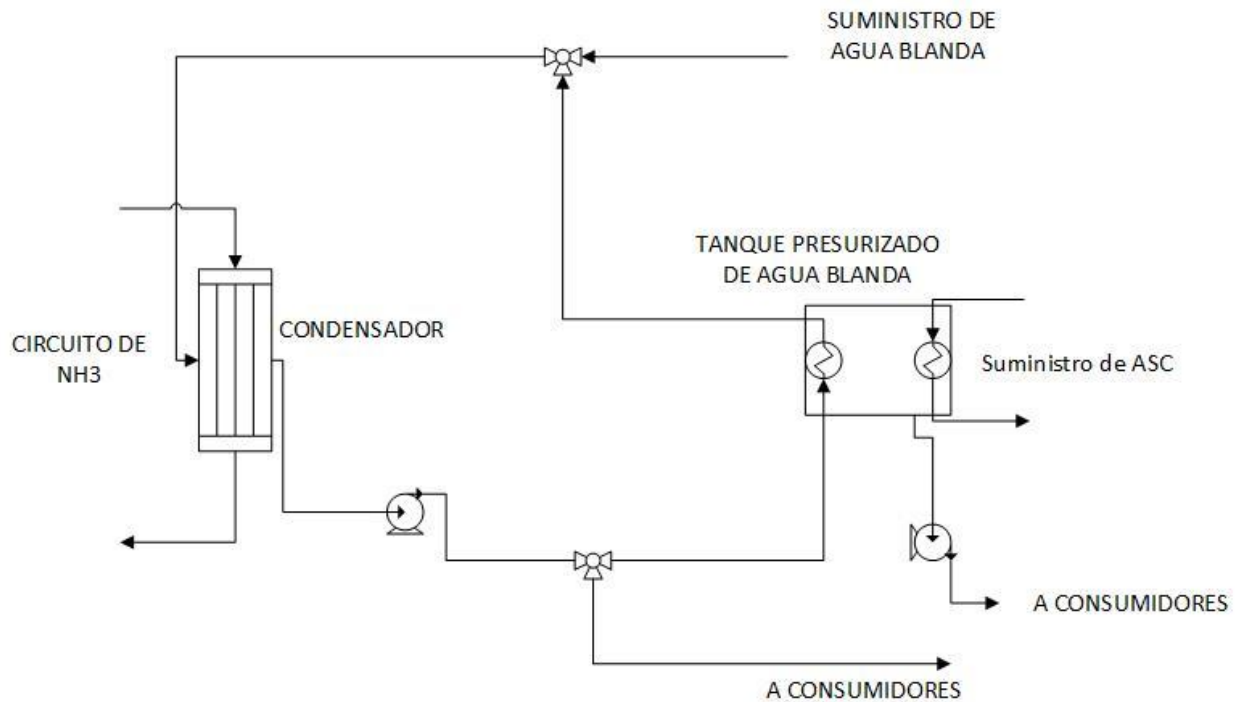


Figura 5-12. Esquema propuesto para el circuito de conexión entre el condensador para la recuperación de calor latente y el tanque de acumulación de agua blanda.

Este depósito está presurizado a aproximadamente 3 atm, por lo que la temperatura máxima que podrá alcanzar el agua de su interior, acumulando energía de estas horas ‘de más’ que funciona el recuperador respecto al condensador, será de aproximadamente 130°C, temperatura a la que empieza a ebullición el agua a dicha presión.

El suministro de agua blanda al tanque a temperatura ambiente se realizará en aquellos momentos en los que descienda su capacidad de los 200 m<sup>3</sup>, para garantizar siempre que existe un mínimo nivel de agua blanda caliente para cualquier departamento que requiera su uso.

Además, se supondrá que el depósito tendrá una eficiencia de acumulación de este calor de 80%, y que en cada paso de tiempo se supondrá una pérdida de un 20% del calor acumulado y de un 50% del volumen del depósito, tanto por pérdidas con el ambiente como por consumo por parte de otros departamentos de esta agua caliente. Aunque no considerado en este proyecto, cabe destacar el ahorro extra en otros departamentos que supone obtener el agua caliente de este depósito, evitando el consumo de agua sobrecalentada en sus respectivos intercambiadores para alcanzar la temperatura de servicio que requieran.

La manera de proceder para los periodos de llenado será la siguiente:

1. Si en la semana que se esté considerando las horas de funcionamiento del recuperador superan a las del condensador, se calculará la energía demandada a este último intercambiador para conseguir que el tanque esté a final de semana a 130°C, acumulando así la máxima energía posible. La ecuación a emplear será la siguiente:

$$E_{TOT} = E_{demanda} + \frac{M_{tanque} \cdot C_p \cdot (130 - T_{tanque-1} \cdot 0.8)}{0.8}$$

2. Una vez obtenida la nueva demanda de energía, se calcula el caudal que deberá circular por el condensador para suplir esta demanda. Al compararlo con el caudal máximo que puede circular por el intercambiador dada su capacidad nominal, pueden darse dos situaciones:

2.1. El caudal obtenido es superior al nominal. En este caso, se considera que el caudal a circular por el condensador es igual al máximo permitido, calculando después la temperatura final del tanque en dicha semana, que será obviamente menor a los 130°C deseados, mediante la siguiente ecuación:

$$T_{tanque} = \frac{M_{tanque-1} \cdot 0.5 \cdot T_{tanque-1} \cdot 0.8 + m_{inlet} \cdot h_{dep} \cdot T_{inlet}}{M_{tanque-1} \cdot 0.5 + m_{inlet} \cdot h_{dep}}$$

2.2. El caudal obtenido es menor al nominal, por lo que se alcanzará la temperatura de 130°C buscada en el tanque.

3. Se calcula la potencia del condensador durante esa semana con el nuevo caudal corregido.

4. Se calcula el volumen final del tanque en dicha semana aminorando la entrada de agua caliente con el 20% del volumen del tanque que se pierde semanalmente por el consumo de otros departamentos.

Para los periodos en los que el calor demandado en el condensador sea mayor que para el recuperador, la forma de proceder será la siguiente:

1. La energía a extraer del depósito ( $E_{TOT}$ ) en este caso será igual a la demanda que no es capaz de suplir el condensador por falta de horas de funcionamiento, aún estando a plena carga.
2. Se calcula el caudal que circula desde el depósito hasta el punto de suministro a consumidores. Dicho caudal se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$m_{sum} = \frac{E_{TOT}}{C_p \cdot h_{func} \cdot 3600 \cdot (T_{tanque-1} - 25)}$$

3. Se calcula la nueva temperatura del tanque tras la extracción de calor, empleando:

$$T_{tanque} = \frac{M_{tanque-1} \cdot 0.5 \cdot T_{tanque-1} \cdot 0.8 - m_{outlet} \cdot h_{dep} \cdot T_{tanque-1} \cdot 0.8}{M_{tanque-1} \cdot 0.5 + m_{inlet} \cdot h_{dep}}$$

4. Se obtiene el volumen final del tanque tras retirar dicho caudal de agua caliente.

Como aclaración,  $h_{dep}$  se refiere a las horas en las que el condensador funciona de más con respecto a lo necesario para suplir la demanda de calor.

Mientras se han realizado los cálculos, se han observado posibles situaciones en las que el sistema se encontraría fuera de especificaciones. Esto puede ocurrir por:

- Problemas de volumen:
  - Volumen inferior a 200  $m^3$ . Se añadirá una cantidad de agua blanda a temperatura ambiente proporcional a 500  $m^3$  en función de la demanda de dicha semana, sin superar los 1500  $m^3$  límite.
  - Volumen superior a 1500  $m^3$ . En este caso se establecerá el caudal en cierta cantidad que garantice que el volumen del depósito nunca supere este valor límite, obteniendo en consecuencia una menor cantidad de calor recuperado para ser utilizado bien en otras zonas de la fábrica o en periodos posteriores.
- Problemas de temperatura, siendo inferior a 25°C. La forma de solventar el problema es aportando calor mediante agua sobrecalentada al tanque hasta que se vuelva a alcanzar esta temperatura, aminorando los ahorros de su implementación. Esta situación puede ocurrir en los casos de extracción de calor del tanque mediante un caudal saliente, acentuado si coincide con el llenado del tanque mediante agua blanda a temperatura ambiente, la cual suele estar en torno a 15°C.

Debido al hecho de trabajar con agua presurizada, no se pueden simplificar en la ecuación las propiedades térmicas del agua. Por ello, se ajustará la densidad con una recta de regresión para que, en cada paso de tiempo, está se ajuste lo máximo posible al valor de la temperatura del depósito, puesto que será igual a la de salida y la de entrada será constante e igual a la correspondiente a 25°C. La recta utilizada es la siguiente, obtenida para un conjunto de valores comprendidos entre los 25 y los 130°C, con una presión de 3atm:

$$\rho \left( \frac{kg}{m^3} \right) = 1008.8 - 5.7972 \cdot T_{tanque}$$



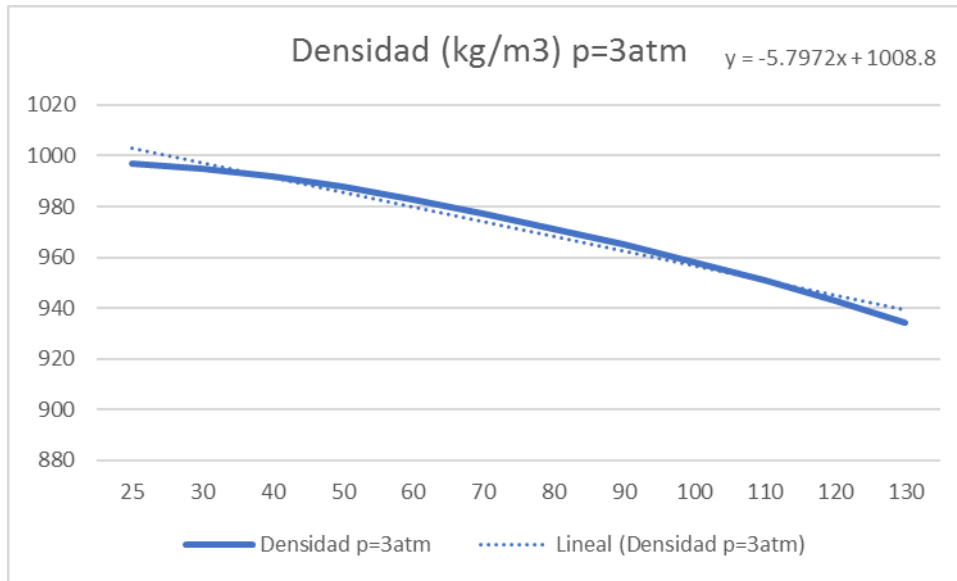


Figura 5-13. Evolución de la densidad del agua a 3atm en función de la temperatura: aproximación mediante recta de regresión.

Para la densidad del depósito al final de cada periodo, esta se ha supuesto idéntica a la del periodo anterior debido al desconocimiento de cuál será su temperatura y a que el incremento de temperatura no será tan grande como para incurrir en errores excesivos. Por otra parte, el calor específico a presión constante se supondrá constante e igual a  $4.22 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ , ya que su valor apenas varía entre los 25°C ( $C_p = 4.18 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ) y los 130°C ( $C_p = 4.26 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ).

La información que se desea obtener es si compensan los gastos a incurrir para la conexión del intercambiador con el depósito con respecto a los ahorros en agua sobrecalentada que supondría su instalación, sabiendo que se cumplen las restricciones especificadas anteriormente. Por ello, se muestra a continuación la energía que se acumularía o perdería semanalmente en el tanque, en GJ:

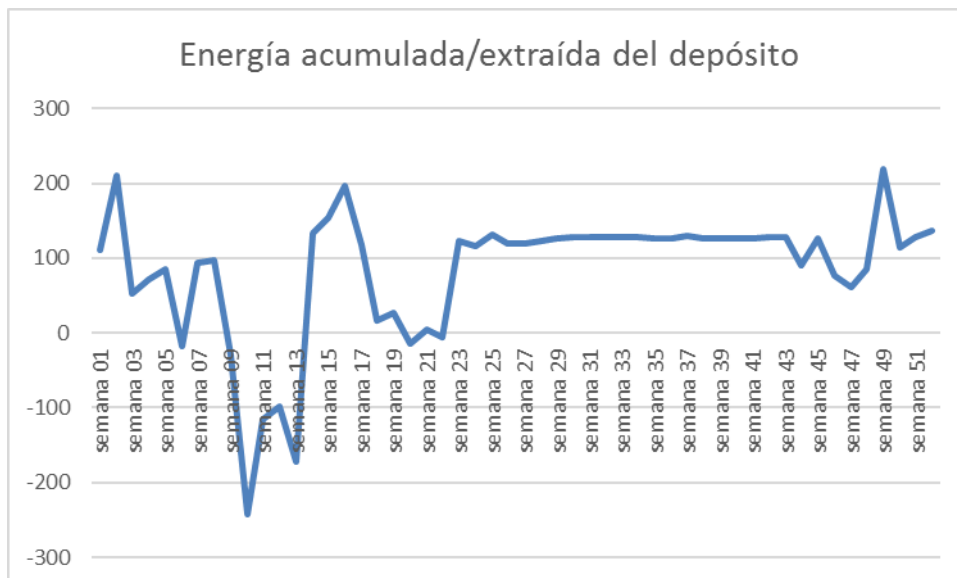


Figura 5-14. Evolución de la energía acumulada o extraída semanalmente en el tanque de acumulación de agua blanda.

Los valores positivos se refieren a aquellos periodos en los que ya se ha suplido la demanda de calor necesaria en envasado y su exceso se acumula en el depósito. Los valores negativos se refieren al calor extraído del depósito por culpa de un exceso de horas de funcionamiento, pudiendo incluirse en algunos de estos valores

negativos la cantidad de calor a aportar con ASC para mantener el tanque a una temperatura mínima de 25°C, que en definitiva sería calor que también se extrae del depósito.

Haciendo un sumatorio de todos estos valores durante el año, se obtiene:

$$\text{Gasto de ASC} = 636.52 \text{ GJ}$$

$$\text{Aporte extra de calor en el tanque} = 5049.56 \text{ GJ}$$

Si se hace una comparación de los valores de gasto de ASC entre la situación en la que se integra el tanque y la optimizada sin el mismo, se obtiene que para el caso del depósito se consumen 187.42 GJ más al año. Se podría pensar que entonces no es rentable plantearse su instalación, debido a un mayor consumo de gas natural. Sin embargo, como se explicó en el principio del proyecto, las oportunidades de eficiencia energética en industrias de grandes dimensiones deben de abarcar las consecuencias de su aplicación en el conjunto de las instalaciones, cuantificando los ahorros no de manera localizada en la zona de su implantación sino en el gasto total de funcionamiento de las mismas.

Puede observarse como la instalación del depósito permitiría el uso de más de 5000 GJ para envasado y el resto de los departamentos de la fábrica, ahorrando una gran cantidad en consumo de gas natural.

Se muestran también a continuación la variación de temperatura y volumen en el tanque, para demostrar que se han cumplido las especificaciones técnicas prefijadas:

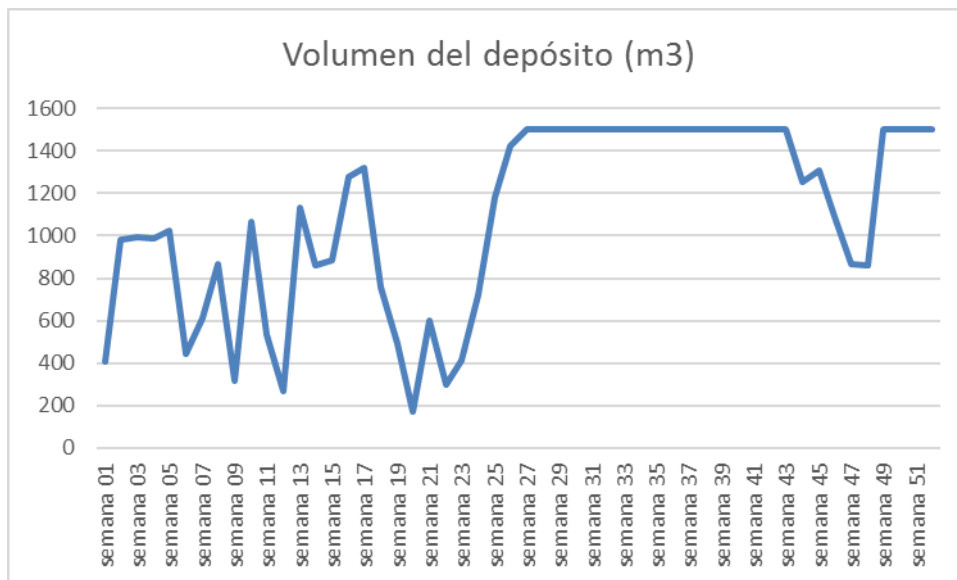


Figura 5-15. Evolución del volumen acumulado de agua en el tanque de agua blanda.

De esta gráfica cabe destacar el periodo en el que el depósito permanece siempre a máxima capacidad. Esto se debe a que coincide con los meses de verano, periodo en el cuál la producción es más alta que la media del año y el generador de vapor, alimentado por el agua caliente procedente del recuperador, funciona durante una mayor cantidad de horas, dando servicio a la línea de barriles de envasado. Sin embargo, como el condensador calienta el agua para la limpieza de los tanques, y el volumen a aportar permanece aproximadamente constante a lo largo del año, la demanda de calor también lo será, dependiendo en mayor medida de la temperatura de suministro del agua blanda de la red.

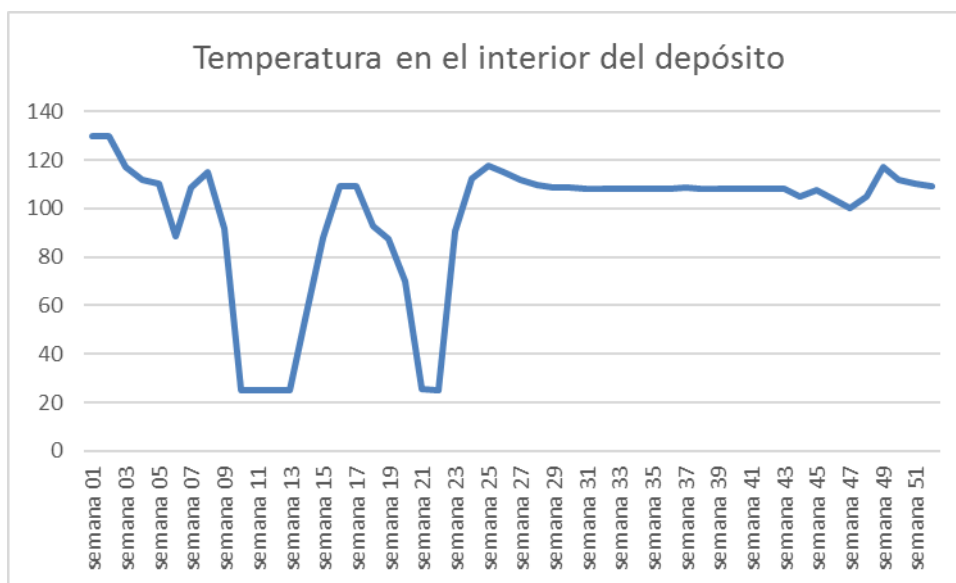


Figura 5-16. Evolución de la temperatura del agua en el interior del tanque de acumulación de agua blanda.

En la gráfica de la temperatura se puede observar cierta correspondencia con la del volumen, siendo aproximadamente constante en verano por la misma razón. Las zonas de valle que se observan en el segundo trimestre del año se deben a una baja demanda de calor al recuperador, por motivos de baja producción por estacionalidad.

### 5.5. Instrumentación necesaria para la implementación de la línea de recuperación: funcionamiento fuera de condiciones nominales.

Como se ha podido observar durante todo el desarrollo del proyecto, existen múltiples condicionantes, principalmente de presión y temperatura, que marcarán las condiciones de funcionamiento de la línea de recuperación. Los intercambiadores han sido dimensionados para unas condiciones de diseño concordantes a una temperatura de condensación de 50°C, pero como se ha mencionado anteriormente, esta temperatura de condensación del amoniaco estará marcada por la temperatura del aire ambiente frente al cual se evacua calor en los condensadores evaporativos, condicionando la presión de descarga en los grupos de compresores.

Así, en esta sección del proyecto se especificará cuál es la instrumentación necesaria, en qué lugar es precisa su instalación, y cuál es el algoritmo de control que, una vez leída esta información, marque la apertura necesaria de las válvulas para suplir la demanda de calor en cada instante.

Se explicará la actuación sobre la válvula de bypass tanto para cuando las horas de funcionamiento del recuperador sea mayor que las del condensador, caso en el que éste funcionará según la potencia impuesta por el caudal demandado por el usuario; y para cuando las horas de funcionamiento del condensador sea mayor, caso en el que este deberá de funcionar a plena carga cuando se demande agua extrablada en el generador de vapor acumulando energía en el depósito para cuando se demande agua blanda para limpieza.

Aunque se especificará zona por zona las condiciones que marcan el caudal de amoniaco desviado ya sea a recuperación de calor o a by-pass, se añade a continuación un esquema global de los medidores necesarios en el circuito:

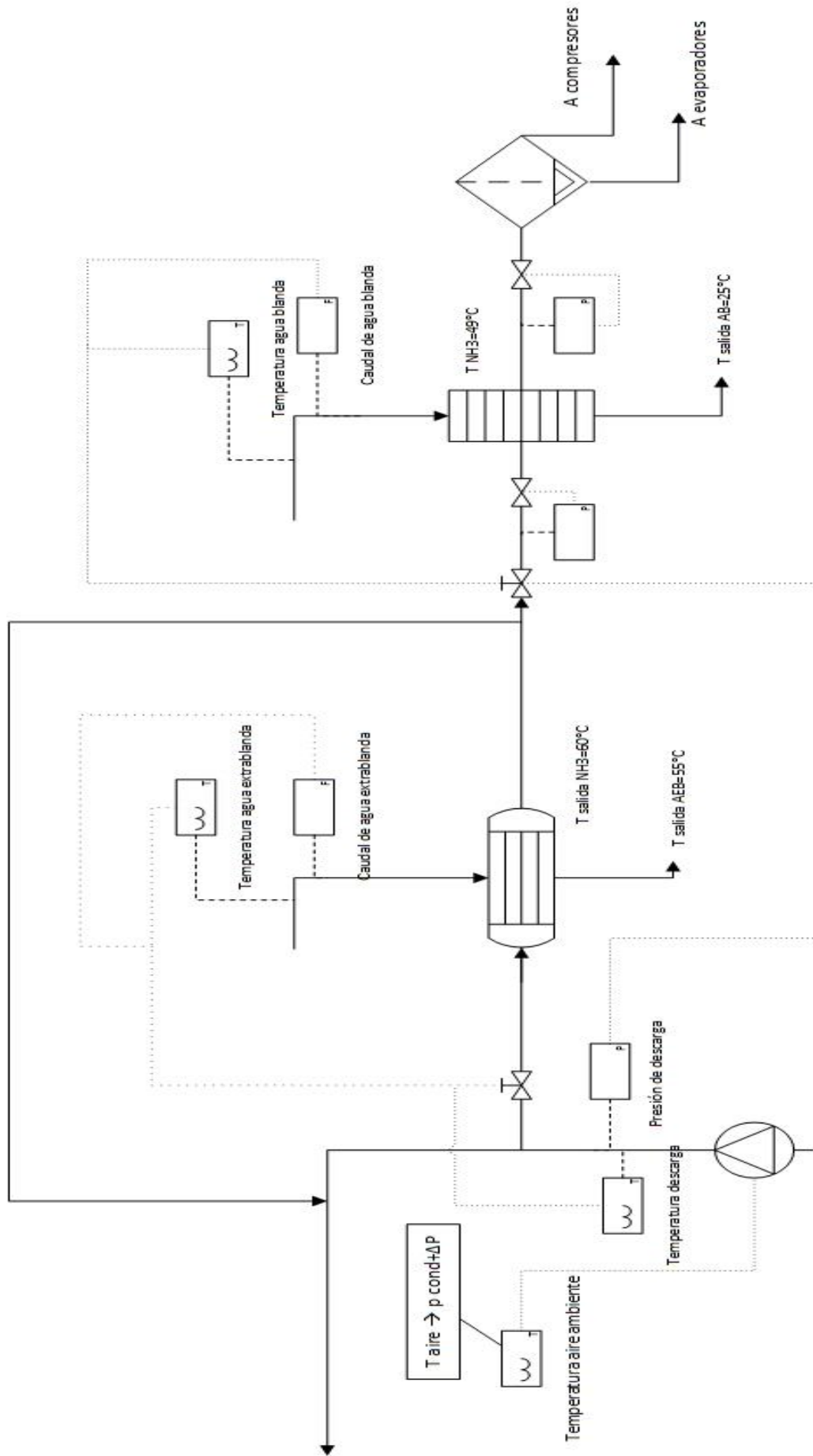


Figura 5-17. Esquema de la instrumentación a instalar en el circuito de recuperación de calor de la descarga de los compresores de amoníaco. Control del caudal desviado al circuito de recuperación de calor.

### 5.5.1. Control del caudal desviado al circuito de recuperación de calor.

El caudal desviado dependerá principalmente de la temperatura de descarga del grupo de compresores, ya que tendrá que ser el suficiente para suplir la demanda de calor para enviar el agua extrablada a 55°C al generador de vapor, siendo esta a su vez consecuencia de la presión de condensación función de la temperatura ambiente del aire.

Por tanto, tras la medición de la temperatura del aire ambiente, se asignará una temperatura de condensación del amoníaco con un delta de temperatura suficiente para garantizar un correcto intercambio de calor, siendo el recomendado para condensadores de  $\Delta T \in [7 \div 10]K$ , haciendo que el grupo de compresores lleven el amoníaco a una presión igual a la correspondiente presión de condensación de dicha temperatura, mas un  $\Delta P$  de aproximadamente 50 kPa que garantice que el refrigerante no comience a licuar antes de su llegada al condensador como consecuencia de las pérdidas de carga en la línea y en el recuperador.

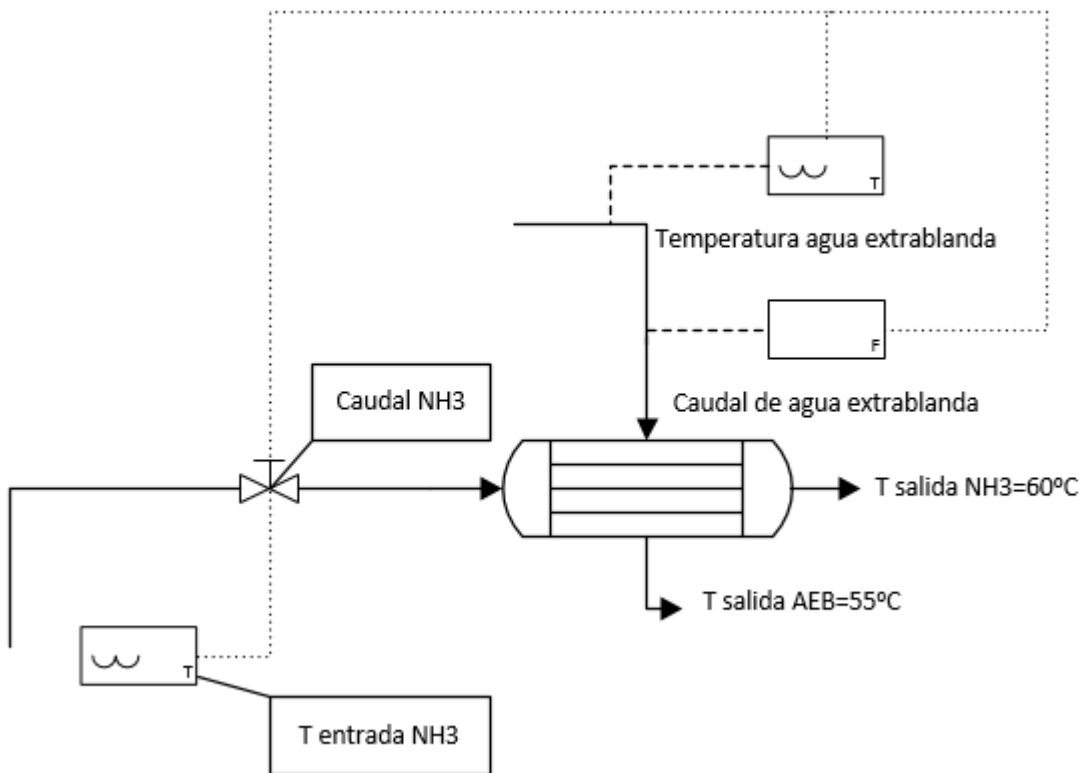


Figura 5-18. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del recuperador de calor sensible.

En la línea de suministro de agua extrablada se obtendrá información acerca de su temperatura y del caudal demandado por el generador de vapor, para que, sabiendo que la condición a cumplir es que el agua extrablada salga a 55°C del recuperador, se calcule la potencia instantánea a ceder por el amoníaco:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (55 - T_{inlet})$$

↑ Caudalímetro      ↑ Transmisor T<sup>a</sup>

Tras la descarga de los compresores, se lee la temperatura del amoníaco, para saber cuál será aquella temperatura con la cual el refrigerante entrará en el recuperador. Así, con la presión y temperatura de descarga se podrán calcular las entalpías de entrada y salida del amoníaco del recuperador, obteniendo del balance energético el caudal a desviar a recuperación para suplir la demanda de potencia instantánea:

$$(p_{desc}, T_{desc}) \rightarrow h_{inlet_{NH3}}$$

$$(p_{desc}, 60) \rightarrow h_{outlet_{NH3}}$$

$$\dot{m}_{NH_3} = \frac{\dot{Q}}{h_{inlet_{NH_3}} - h_{outlet_{NH_3}}}$$

Así, se actuará sobre la válvula para que desvíe en cada instante de lectura de variables el caudal necesario para garantizar esta demanda.

### 5.5.2. Control del caudal requerido por el condensador.

Tras atravesar el recuperador, el caudal de amoníaco a 60°C y a una presión cercana a la de condensación, se dirige hacia el condensador. Sin embargo, como se demostró en el dimensionamiento de los intercambiadores, el caudal nominal del condensador es más pequeño que el requerido por el recuperador de calor sensible, debido al alto valor de la entalpía de condensación del amoníaco, sea cual sea la temperatura de condensación a la que se esté trabajando. Por tanto, deberá existir un control sobre la válvula que actúa sobre el caudal que se dirige al intercambiador o el que se envía mediante el bypass a los condensadores evaporativos originales.

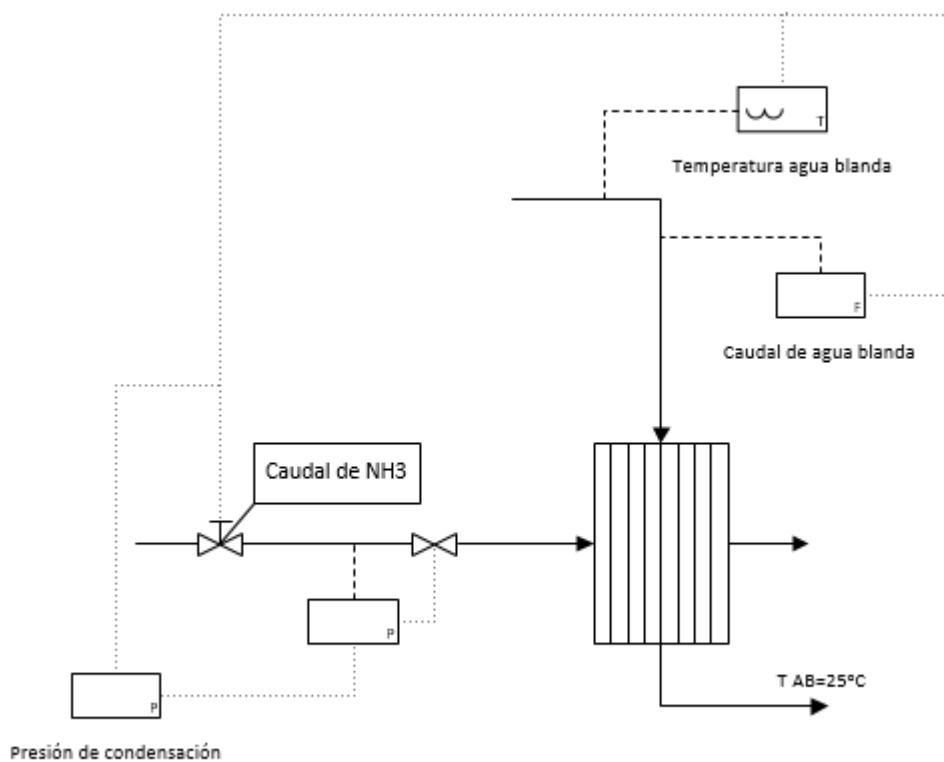


Figura 5-19. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del condensador para la recuperación de calor latente.

#### Caso 1: periodo de mayor demanda en el generador de vapor.

El primer paso, como en el caso del recuperador, es calcular la potencia instantánea demandada por el agua blanda para suplir la demanda:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (25 - T_{inlet})$$

$\uparrow$                        $\uparrow$   
 Caudalímetro      Transmisor T<sup>a</sup>

Como puede observarse en la imagen, existe un barómetro antes de la entrada del amoníaco al condensador, actuando sobre una válvula. La decisión de su instalación se basa en que, como por motivos de 'seguridad' se estableció una presión de descarga de los compresores ligeramente superior a la presión de condensación para

evitar la licuefacción previa a la entrada al condensador, dicho transmisor de presión lee la información y la compara con la presión de condensación del amoníaco, y expansiona el gas hasta alcanzarla. Este hecho hará que el caudal de amoníaco desviado al condensador sea el más exacto posible para suplir la demanda de calor del agua blanda, ya que se podrá estimar mejor cuanto energía se transmitirá bien por la disminución de temperatura desde los 60°C hasta la temperatura de condensación, y cuanto por el calor latente de cambio de fase.

Así, una vez conocida la presión de condensación se sabrá directamente la entalpía de cambio de fase  $\Delta h_{cond}$ . El balance que permitirá conocer el caudal a enviar al condensador será:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \bar{C}_p \cdot (60 - T_{cond}) + \dot{m} \cdot \Delta h_{cond}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\bar{C}_p \cdot (60 - T_{cond}) + \Delta h_{cond}}$$

### Caso 2: periodo de mayor demanda en el condensador.

En periodos en los que se pueda anticipar que el funcionamiento de la línea de barriles sea menor que la media anual, principalmente por motivos de periodos de baja demanda, se aprovechará la presencia del depósito de agua blanda para poder trabajar con el condensador a plena carga y así cubrir la mayor parte posible de la demanda para limpieza de los tanques sin tener que hacer uso del agua sobrecalentada. En este caso, el caudal a circular por el condensador será igual al caudal necesario para conseguir que éste funcione a plena carga, dada una cierta temperatura de condensación:

$$\dot{m} = \frac{780}{\bar{C}_p \cdot (60 - T_{cond}) + \Delta h_{cond}}$$

### 5.5.3. Instalación de un separador líquido-gas de amoníaco.

Finalmente, se propone la instalación de un separador a la salida del condensador, para que, en los casos en los que no se licúe todo el gas, pueda separarse el amoníaco líquido-gas para poder dirigirlo bien a los compresores, o bien a los evaporadores para continuar el ciclo. Antes de este depósito existe un transmisor de presión que actúa sobre una válvula para que, independientemente de la presión de condensación con la que instantáneamente se este trabajando, el refrigerante se conserve a una presión constante en el equipo, fomentando además con esta válvula la licuefacción extra del refrigerante que continuase en estado gaseoso.

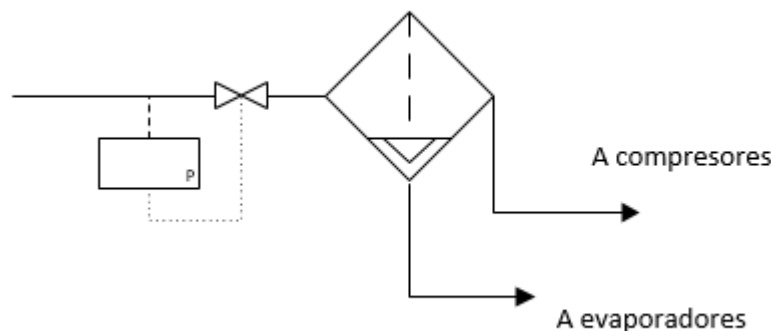


Figura 5-20. Esquema de la instrumentación a instalar para el correcto funcionamiento del separador líquido-gas de amoníaco.

## 5.6. Simulación del funcionamiento del circuito con cualquier temperatura de condensación.

El objetivo final de este proyecto es anticiparnos a los periodos en los que el generador de vapor tiene un bajo periodo de funcionamiento, para que, durante estas horas, el condensador pueda funcionar a plena carga y así poder acumular la máxima cantidad de calor posible en el depósito.

Para ello, interesa recavar la máxima información posible acerca de los turnos de funcionamiento de la línea de barriles mediante un histórico de su uso durante los años. Así, se muestra en la siguiente gráfica el consumo mensual, en  $m^3$ , de agua extrablada en el generador de vapor desde el 2015, primer año desde que se puede contabilizar esta información mediante la base de datos de la empresa:

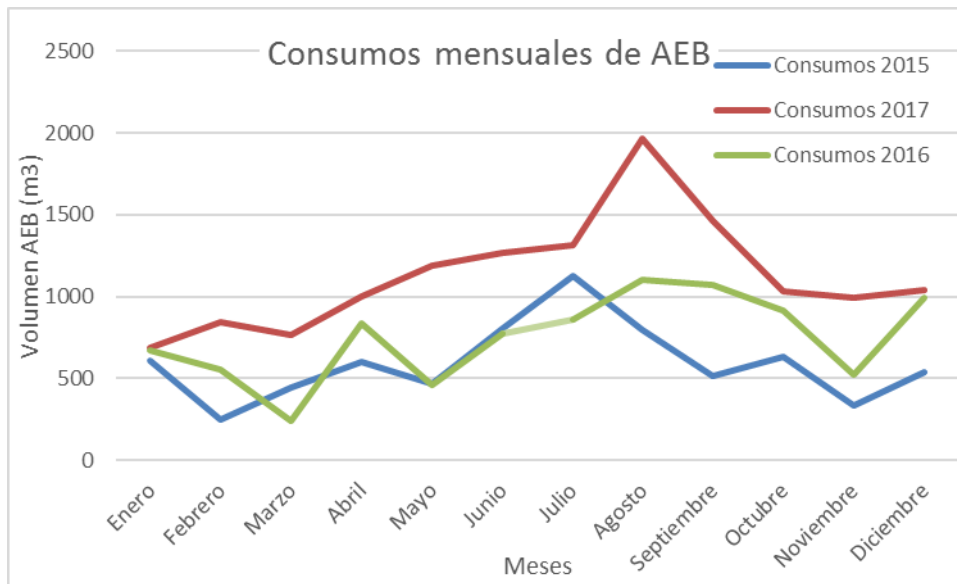


Figura 5-21. Tendencia anual del consumo de agua extrablada del generador de vapor de la línea de barriles.

Como se ha comentado, existe una intrínseca relación entre la producción de cerveza y el consumo de agua extrablada, por lo que la estrategia será definir los meses de menor producción y forzar a que el condensador funcione a plena carga durante este periodo.

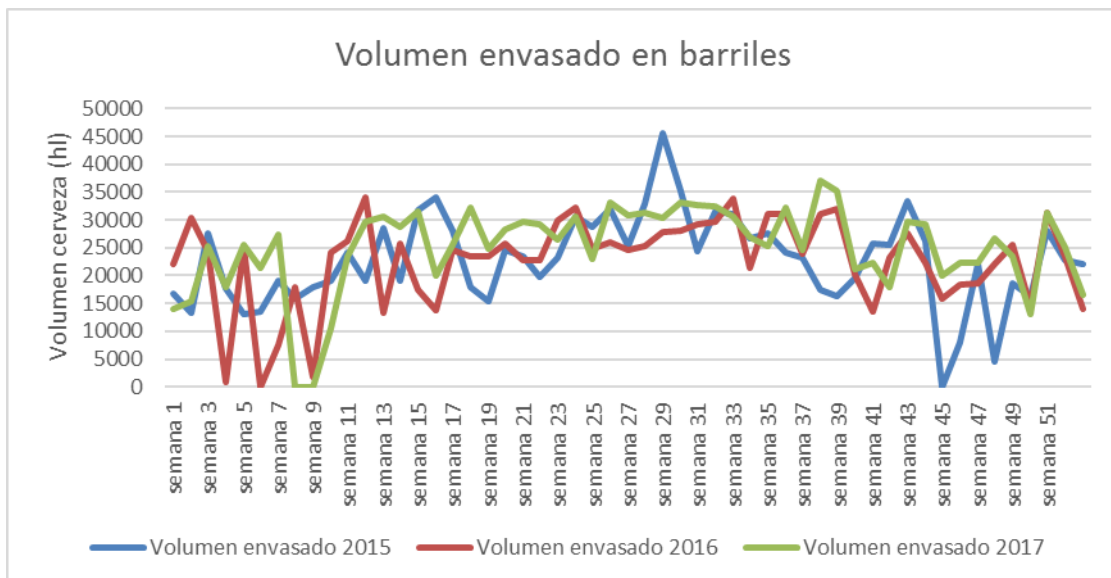


Figura 5-22. Evolución del volumen de cerveza, en hl, envasada en la línea de barriles.



Además, la planificación para la producción en fábrica es acordada con 1 mes de adelanto por lo que en el caso de alguna variación importante en el consumo podría modificarse con antelación la actuación sobre la válvula.

En el caso de que no se forzara el funcionamiento a plena carga del condensador no existiría ningún problema en su funcionamiento, sino simplemente se perdería potencial de ahorro por acumulación de calor, funcionando el condensador en las condiciones de caudal impuestas por el consumidor.

La estrategia será, al trabajar el generador de vapor a potencia máxima, calcular el caudal promedio con el que trabaja cuando es requerida el agua caliente. Así podrá estimarse, mediante los turnos de trabajo en los cuáles trabajará a plena carga, la energía que será posible recuperar para ceder al agua extrablada, y establecer si el condensador deberá funcionar o no a potencia nominal. Cabe destacar que, el recuperador, aun funcionando a plena carga, no tiene por qué suplir la demanda completa con el calor sensible del amoniaco, ya que puede que coincida un mes con suministro de agua a menor temperatura, teniendo que aportar una mayor energía para vencer el  $\Delta T$ . En el caso contrario, en el que se presentara un mes con temperaturas mas cercanas a los 25°C, no sería necesario que el recuperador trabajase a 320 kW, recordando así el hecho de que el intercambiador ha sido dimensionado tratando de asegurar la demanda en un cierto ratio, pero sin sobredimensionar el equipo llevando a gastos innecesarios.

Por tanto, el primer paso ha sido calcular el caudal aproximado de alimentación de AEB al recuperador. Este valor se ha obtenido calculando el caudal necesario para poder trabajar a plena carga, en función de la temperatura de suministro del agua imponiendo que esta salga del intercambiador a 55°C. El resultado ha sido el siguiente:

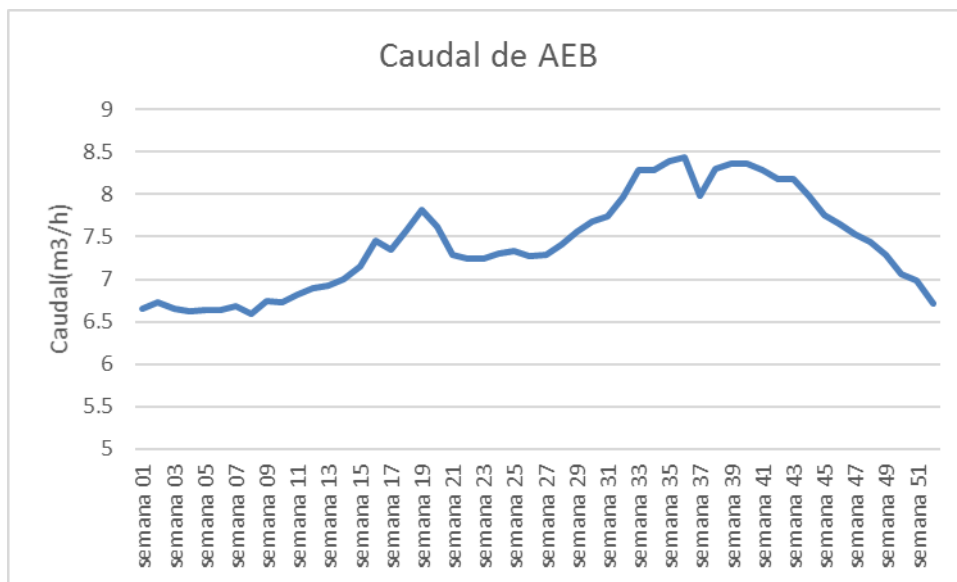


Figura 5-23. Evolución del caudal necesario de agua extrablada semanal para que el recuperador trabaje a plena carga.

De los resultados del caudal, se obtiene un valor promedio de 7.42 m³/h, cuyo valor se empleará para la simulación.

A continuación, mediante la simulación del comportamiento del circuito mediante un programa en EES (*Engineering Equation Solver*) y el uso de valores reales de consumos de agua, temperatura ambiente en Sevilla, y temperatura de suministro de agua blanda durante las 52 semanas del 2016, se estimarán las condiciones de trabajo en la línea (temperaturas, caudal recirculado por el condensador, y carga del condensador), con el objetivo de comparar los ahorros por la simple instalación de la línea, y su maximización en el caso de anticiparnos a épocas de alta producción. Para ello, se estimarán mediante el consumo total de agua extrablada y la potencia nominal los turnos de trabajo de 8h en los cuales ha funcionado la línea por semana, pudiendo estimar así la energía recuperada en cada equipo.

Antes de la simulación de cada caso, se adjunta un gráfico con la variación de las temperaturas del agua de suministro y del aire ambiente, tomando como temperatura de condensación en la simulación su valor mas un  $\Delta T=10K$ .

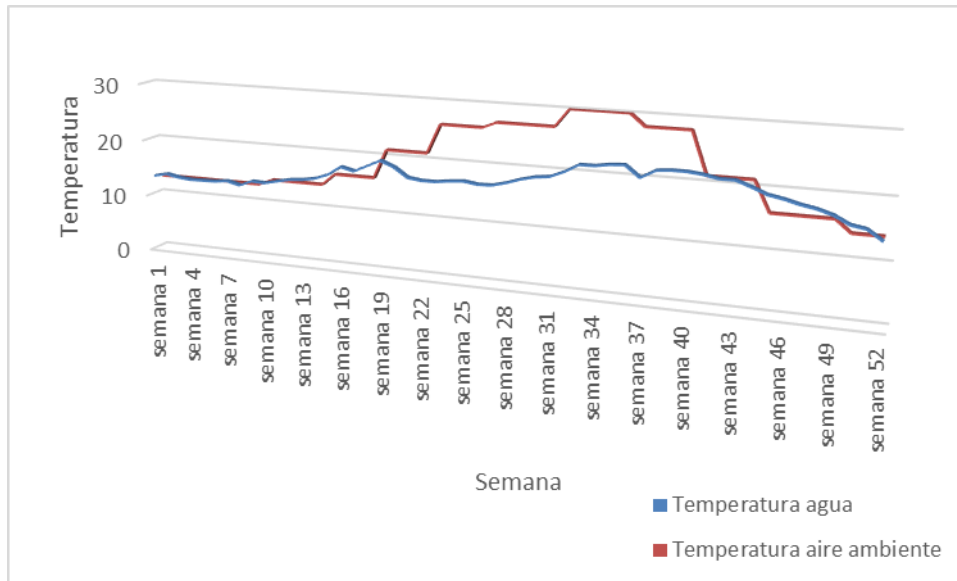


Figura 5-24. Variación de las temperaturas de suministro del agua y de la temperatura del aire ambiente durante el año 2016.

### 5.6.1. Simulación de la línea de recuperación sin planificación de la producción.

En el caso de que simplemente se deseen cuantificar los ahorros que implica la instalación de la línea de recuperación, sin optimizar el uso de carga del condensador, éste funcionará cuando lo haga el generador de vapor, cediendo el caudal de agua caliente demandada por los consumidores.

El primer paso será conocer la tendencia de la carga de trabajo de ambos intercambiadores, para valorar el aprovechamiento de su potencia nominal:

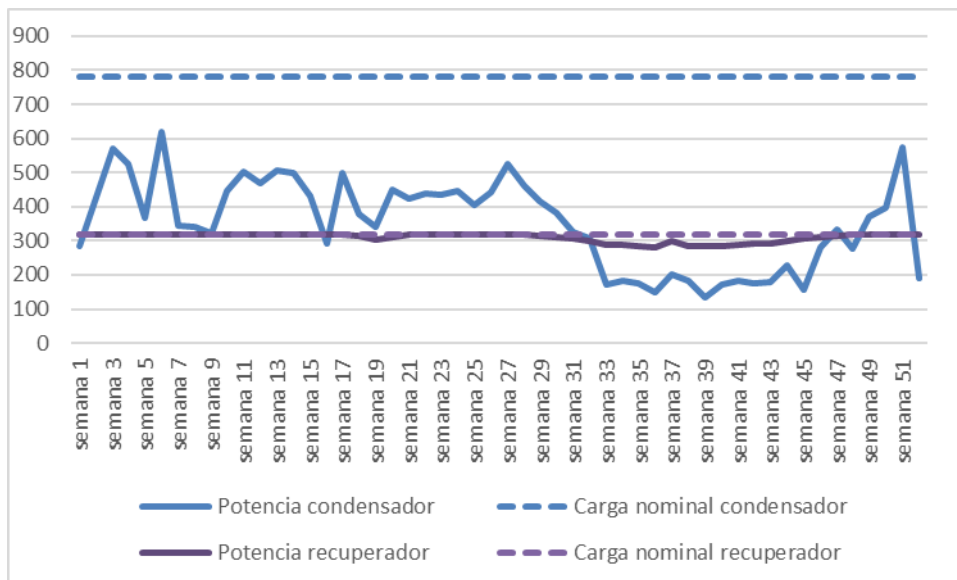


Figura 5-25. Potencia nominal de recuperador de calor sensible y del condensador, y comparación con su valor nominal de funcionamiento.

Como era de esperar, el recuperador funciona a su carga nominal, o muy cercano a su valor, durante casi todo el año, debido al hecho de haber sido diseñado según la demanda promedio. Sin embargo, el condensador se aleja de los 780kW nominales, hecho que podrá solucionarse mediante la planificación y cuyo efecto se valorará en el siguiente apartado.

Con el objetivo de estimar los ahorros, se muestran a continuación las gráficas en las que se comparan la

energía real recuperada en cada intercambiador y la demanda que debía haberse cubierto para aprovechar totalmente el calor de la descarga y no tener que hacer uso del agua sobrecalentada y sus consecuentes gastos en gas natural. En primer lugar, se muestra la energía recuperada en el recuperador de calor sensible:

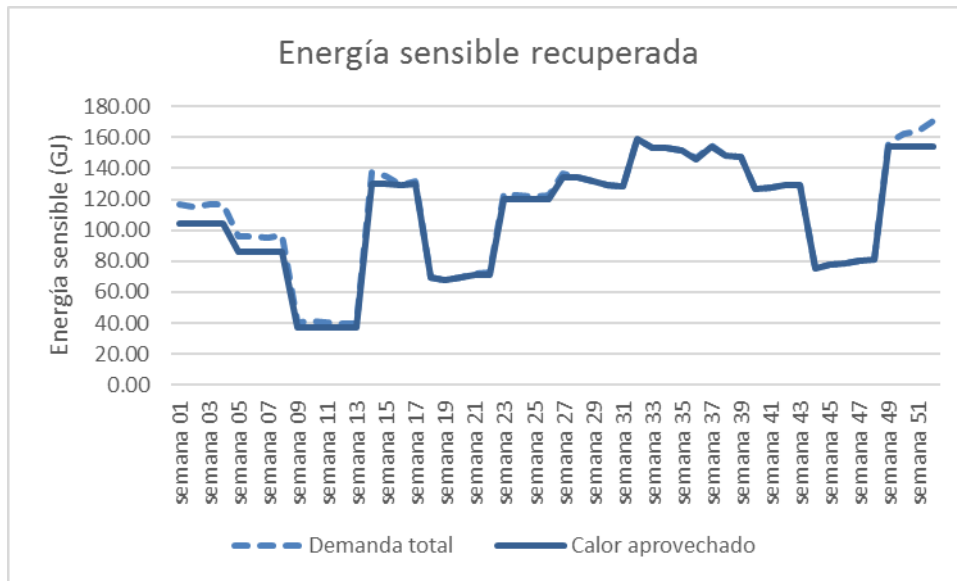


Figura 5-26. Energía sensible recuperada frente a la demanda total de calor para el agua extrablanda.

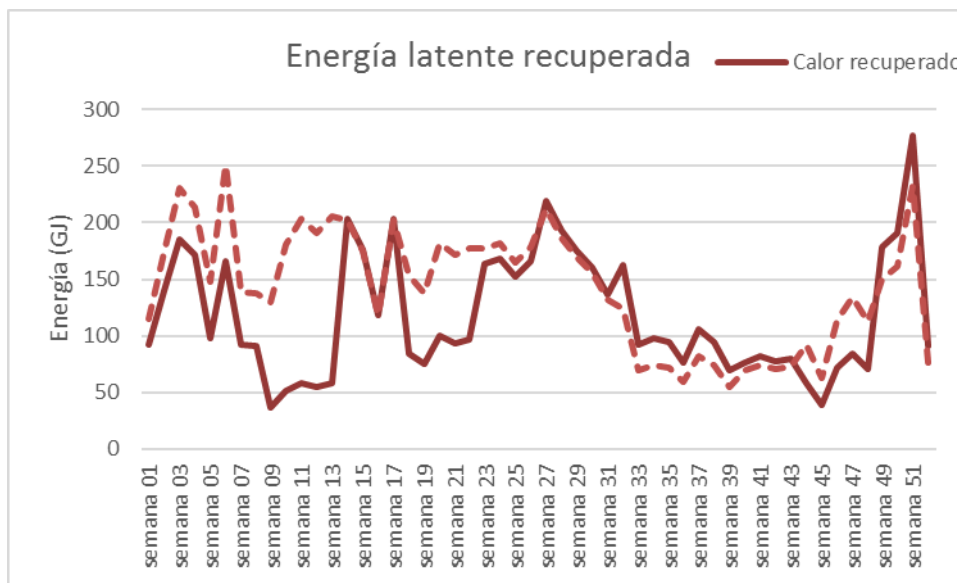


Figura 5-27. Energía latente recuperada frente a la demanda total de calor para el agua blanda.

Mientras que para el agua extrablanda casi siempre se alcanza la energía total demandada, en el condensador depende de la época del año, alejándose del valor de consigna en los meses con poca demanda en la línea de barriles y superando incluso la demanda, acumulando calor en el depósito, en los meses de verano, cuando la producción en barriles es máxima como se observan en las gráficas de volumen de cerveza envasada.

En números, el ahorro que supondría la implantación de este escenario sería:

GJ recuperados	GJ a aportar con ASC	GJ almacenados
----------------	----------------------	----------------

Recuperador sensible	5685.53	172.35	0
Condensador	6150.11	1637.54	359.49

Tabla 5-3. Estimación del ahorro en ASC al implementar la línea de recuperación de calor sin planificación de la producción.

### 5.6.2. Simulación de la línea de recuperación con planificación de la producción.

En este caso, se considerará que podremos anticiparnos al periodo de baja producción en la línea de barriles, haciendo trabajar al condensador a máxima potencia para intentar acumular la mayor cantidad posible de calor disminuyendo el consumo de agua sobrecalentada. Estas semanas se corresponden con el rango entre la semana 7 y la 13, y de la 18 a la 22, correspondientes a los meses de febrero-marzo y mayo.

Simulando de nuevo con los mismos datos de temperatura ambiente y de temperatura de suministro de agua, pero imponiendo durante dichas semanas que el condensador funcione a 780kW ajustando el caudal de agua extrablada a dicho valor, se obtiene el siguiente perfil de aprovechamiento de calor latente:

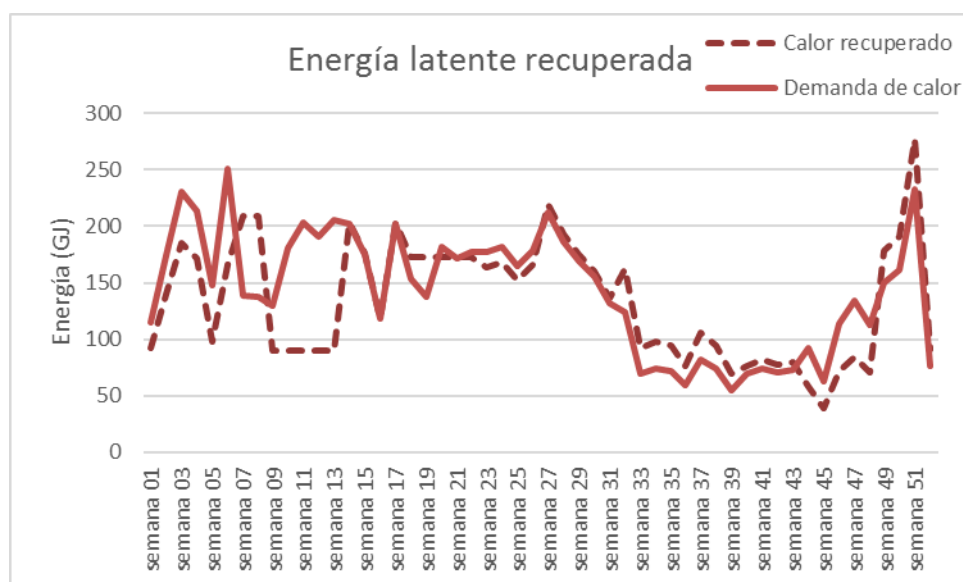


Figura 5-28. Energía latente recuperada frente a la demanda total de calor para el agua blanda con la planificación de la producción.

Como puede observarse, el nuevo perfil del calor recuperado se ajusta más a la demanda, minimizando el consumo de agua sobrecalentada. Recalculando los ahorros para el condensador, ya que el recuperador mantiene su mismo comportamiento, se obtienen los siguientes resultados:

	GJ recuperados	GJ a aportar con ASC	GJ almacenados
Recuperador sensible	5685.53	172.35	0
Condensador	6992.69	993.72	558.26
Variación respecto al escenario 1	842.58	-643.81	198.77

Tabla 5-4. Estimación del ahorro en ASC al implementar la línea de recuperación de calor sin planificación de la producción.

Esta posibilidad de intentar ajustar el comportamiento del condensador a la demanda en la línea solo es posible mediante el uso del depósito de acumulación de agua blanda que se comentó anteriormente, y cuyo comportamiento se estudió para condiciones nominales y suponiendo que la demanda semanal de energía era

conocida con antelación, lo cuál no se podrá preveer cuando se generalice. En ese caso los ahorros eran máximos, puesto que el condensador funcionaba siempre a carga nominal, supliendo la demanda y acumulando calor para tratar de alcanzar siempre la temperatura máxima permitida en el depósito teniendo siempre un reservorio de calor para reducir la demanda de ASC.

Sin embargo, según el funcionamiento de la instalación mediante planificación, la función del depósito será acumular el calor que, una vez haya sido suplida la demanda de energía para el agua blanda, el condensador ceda trabajando a carga nominal hasta que el generador de vapor finalice su periodo de funcionamiento. Para el año sobre el cuál se están realizando las simulaciones, el objetivo de la instalación del tanque será conseguir la siguiente modificación del perfil de calor demandado de ASC a suministrar para suplir la demanda de agua blanda a 25°C:

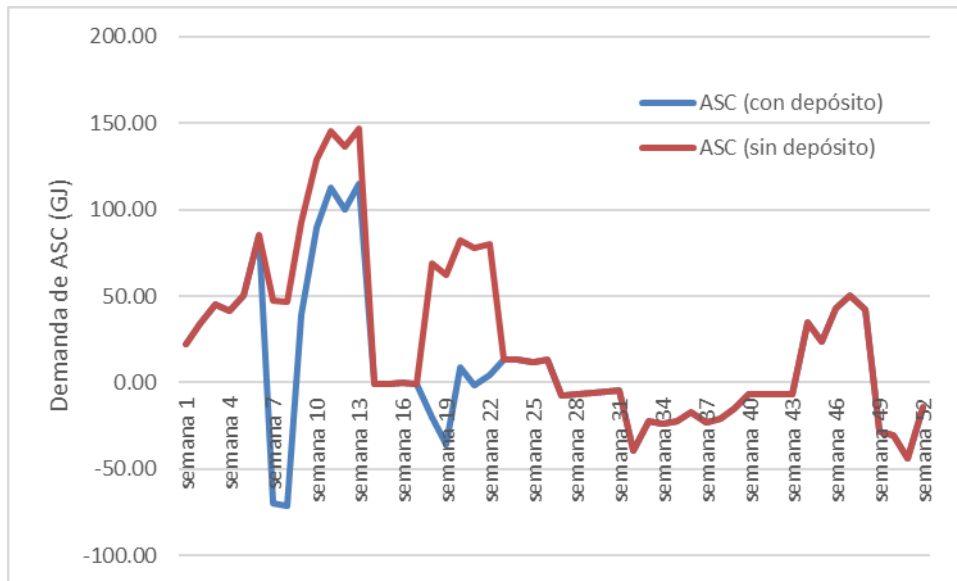


Figura 5-29. Simulación de la evolución de la energía demandada mediante ASC.

Cabe aclarar que los valores negativos en el gráfico son reflejo de una acumulación de calor en el depósito. Esto puede ocurrir por dos motivos:

- Al funcionar durante las semanas de menor demanda en la línea de barriles, según planificación, a carga nominal, el condensador no solo será capaz de suplir la demanda de agua blanda, sino que podrá acumular energía en el tanque para futuras semanas en las que por falta de planificación no se ajuste la capacidad del condensador a la baja producción de la línea de barriles y se tuviera que hacer uso de agua sobrecalentada, pudiendo en ese caso recuperar el calor del tanque de acumulación.
- Periodos de alta productividad en la línea de barriles, como ocurre en verano, en los que aún sin funcionar a carga nominal, el condensador es capaz de suplir la demanda de agua blanda y además acumular calor en el depósito por el gran número de horas en las que se requiere el funcionamiento de la línea de recuperación. Sin embargo, para aprovechar esta energía también debería de planificarse estos periodos de alta demanda de cerveza en barriles, por lo que en el caso que nos concierne no se cuantificarán como ahorros.

Por tanto, la forma de proceder del depósito será la siguiente, para una situación genérica:

- Si se trata de un mes en el que, por alta productividad del generador de vapor, no se planifica que el condensador funcione a plena carga, éste operará directamente frente al consumidor suministrándole el agua a 25°C cuando se requiera. En el caso de que cuando se requiera éste agua no se encuentre en funcionamiento la línea de recuperación, se suministrará el calor mediante circulación de agua sobrecalentada calentando dicho agua antes de ser entregada a consumidores.
- Si en caso contrario, se planifica que el condensador funcione a plena carga al tratarse de una semana en el que la línea de barriles no funcione durante un gran número de turnos, el condensador intercambiará calor con el agua recirculada desde el depósito de acumulación, aportándole agua a

130°C, límite de temperatura a soportar por el depósito para evitar la vaporización del agua presurizada. El consumidor en este caso obtendría el agua del tanque, y no directamente desde el condensador, a la temperatura a la que se encontrara el agua estratificada más fría, aunque fuera quizás a una temperatura superior a los 25°C especificados.

En el caso de que se alcanzara la temperatura límite en el depósito, simplemente se detendría la recirculación del agua desde el depósito al intercambiador, disminuyendo la temperatura del agua acumulada a medida que el consumidor requiere caudal o por pérdidas con el ambiente, momento en el que, si siguiera existiendo circulación de amoníaco por la línea de recuperación, volvería a activarse la recirculación de agua blanda por el condensador.

A continuación, se muestra la instrumentación necesaria para implementar el funcionamiento especificado:

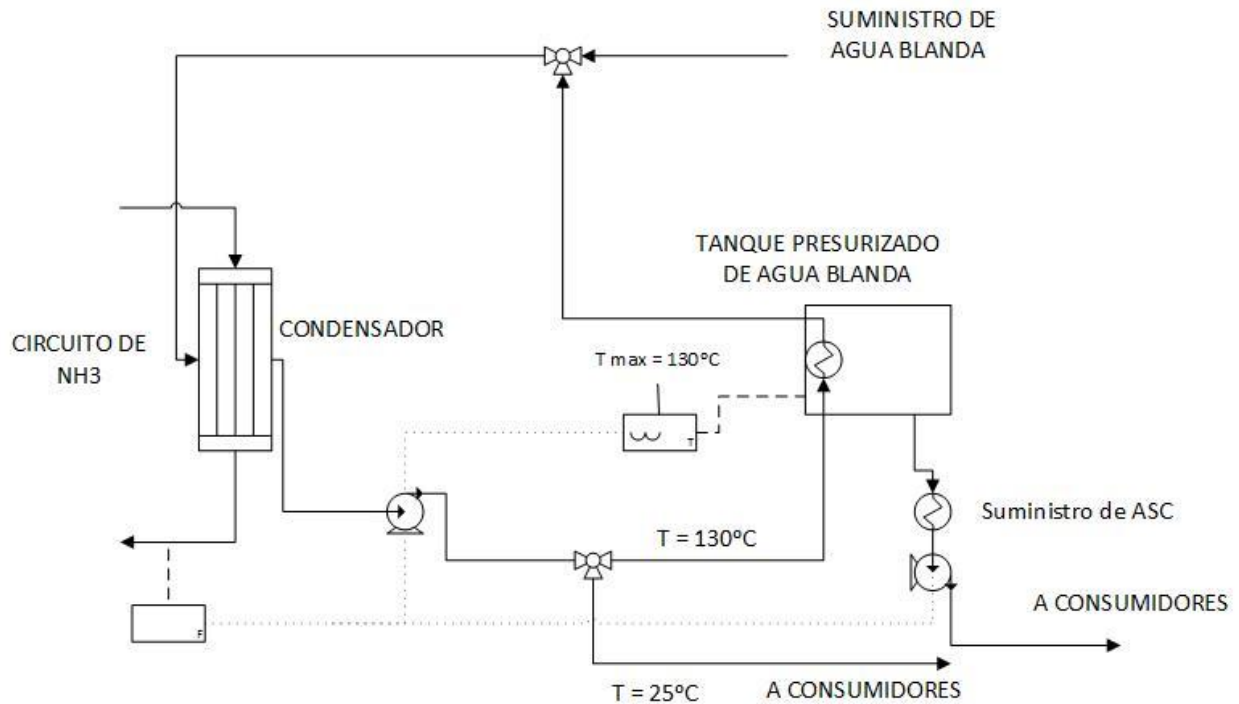


Figura 5-30. Instrumentación necesaria para el correcto funcionamiento del tanque de acumulación.

En la imagen puede observarse como un flujómetro en la línea de amoníaco informará si existe circulación o no de refrigerante, para activar la bomba de circulación de agua blanda por el condensador. Además, si se alcanzan los 130°C en el depósito, también se detendrá la circulación de agua como se mencionó anteriormente. Finalmente, si existe demanda, pero no hay circulación de agua blanda por el intercambiador se hará uso de lo acumulado en el depósito, empleando el ASC necesaria para alcanzar los 25°C si fuera necesario.

# 6 VIABILIDAD ECONÓMICA DEL PROYECTO

## 6.1. Tipos de inversión y cuantía de las mismas

### 6.1.1. Inversión bruta

Como recordatorio del escenario optimizado, se adjunta la siguiente tabla indicando las inversiones que supondrá el proyecto en instalaciones y maquinaria:

<i>1x Recuperador de calor sensible del NH3: intercambiador de carcasa y tubos (320kW)</i>	<b>19332 €</b>
<i>1x Condensador para recuperar el calor latente del NH3: intercambiador de placas (780 kW)</i>	<b>11955.7 €</b>
<i>1x Bomba de NH3</i>	<b>5013.2 €</b>
<i>Valvulería e instrumentación (10% del coste de los equipos)</i>	<b>7260.2€</b>

Tabla 6-1. Precio de los equipos requeridos para la implantación del proyecto.

Donde el coste del recuperador se ha estimado mediante la siguiente ecuación que estima el coste de los intercambiadores de carcasa y tubo a partir de su superficie, para áreas de transferencia menores a  $2000m^2$ :

$$C(\text{€}) = 1.25 \cdot 21000 \cdot \left(\frac{S}{100}\right)^{0.71}$$

Por lo que para un área de  $65 m^2$  se obtiene un coste para el intercambiador de 19332€, alto precio debido principalmente a las altas presiones de trabajo y a que para capacidades nominales pequeñas los intercambiadores de carcasa y tubo tienen un alto precio.

Además de estos gastos en material, se han tenido en cuenta los siguientes costes asociados al desarrollo del proyecto:

- Gastos variables con las tareas de mantenimiento y reparaciones necesarias para ampliar la vida útil de la instalación, estimados en **8.265€**.
- Gastos de sustitución de material de corta duración que garantiza el funcionamiento técnico de la instalación, estimados en 551 €/año, dando un total durante toda la vida útil del proyecto de **8265€**.
- Conexiones entre equipos (*piping*), presupuestándose en un 15% del coste total de equipos: **5445 €**
- Consultoría (informes técnicos, memorias...), estimado en **20000€**. Esta suposición se basa en el hecho de que el precio de un consultor senior es aproximadamente de 120€/h, estimando la realización del proyecto en aproximadamente 1 mes.
- Obra de ingeniería: personal encargado de la ejecución en el terreno del proyecto, estimado en **15000€**.

Todo ello resulta en una cuantía total a invertir de **100536.2 €**. Gráficamente, el reparto de costes del proyecto puede representarse de la siguiente forma:

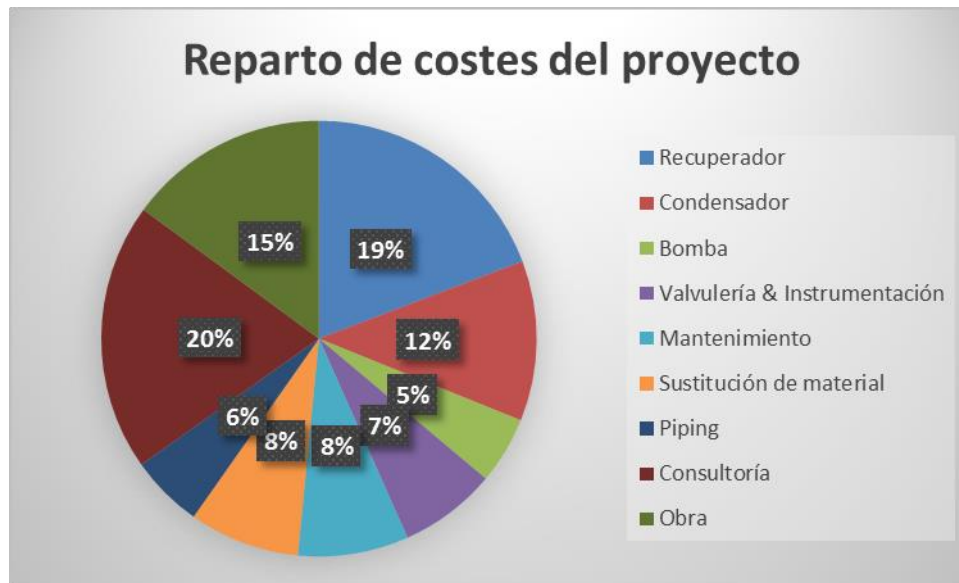


Figura 6-1. Reparto de los costes del proyecto de recuperación de calor.

#### 6.1.2. Inversión elegible

La inversión elegible de un proyecto se refiere a aquellos costes que podrán ser objeto de ayuda con cargo a un programa de subvención. En el caso que nos ocupa, toda la inversión bruta será igual a la inversión elegible ya que toda ella está orientada al ahorro y a la eficiencia energética.

#### 6.1.3. Inversión de referencia

Ante la inexistencia de una inversión previa de referencia, esta se considerará nula.

### 6.2. Coste subvencionable y cuantía de la ayuda a percibir

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía establece en el Boletín Oficial del Estado las bases reguladoras de las convocatorias del programa de ayudas para actuaciones de eficiencia energética en PYME y gran empresa del sector industrial, teniendo el IDEA encomendadas las funciones de “analizar, determinar, proponer y ejecutar las medidas necesarias para obtener políticas sectoriales eficaces, fomentar la utilización de nueva tecnología en equipos y proyectos e incentivar el uso de nuevas fuentes de energía, la racionalización del consumo y la reducción de los costes energéticos” [1]

Las medidas analizadas en el presente trabajo entran dentro de la tipología de actuaciones acogidas al Programa, puesto que estas actuaciones habrán de conseguir una reducción de las emisiones de dióxido de carbono y del consumo de energía final, mediante la mejora de la eficiencia energética con respecto a su situación de partida y cumplir con las condiciones establecidas por las presentes bases [1]. Dichas actuaciones deberán encuadrar o bien dentro de la implantación de sistemas de gestión energética, o bien mediante la mejora de la tecnología en equipos y procesos industriales, como ocurre en el caso estudiado.

#### 6.2.1. Características de las ayudas y metodología de cálculo

La cantidad de las ayudas otorgadas será la menor de las tres siguientes:

1. 30% de toda la inversión elegible del proyecto.
2. La cantidad máxima que se establece para las medidas de eficiencia energética, siendo esta función de la región donde se desarrolla el proyecto y de la tipología de la empresa promotora.

En el caso que nos ocupa, en la región de Andalucía, los porcentajes que se aplican sobre el coste subvencionable son los siguientes:



Gran empresa	Mediana empresa	Pequeña empresa
35%	45%	55%

Tabla 6-2. Porcentaje a aplicar en la comunidad autónoma de Andalucía sobre le coste subvencionable del proyecto.

3. La cantidad máxima resultante al aplicar el porcentaje de cofinanciación FEDER, dependiente de la CCAA donde radique el proyecto. En este caso se tendrá que considerar también el importe de cualquier otra ayuda cofinanciada con fondos estructurales y de inversión europeos.

Como se mencionó anteriormente, los costes elegibles son aquellos que podrán ser objeto de ayuda con cargo a un programa de subvención. En las bases de la convocatoria para las ayudas del IDAE [1], se consideran costes elegibles:

- Inversiones necesarias para conseguir una mejora de la eficiencia energética, y que se realicen en la adquisición de bienes o servicios por parte del beneficiario de la ayuda, y que puedan justificarse mediante facturas y justificantes de pago al proveedor.
- Todos aquellos costes necesarios para conseguir los objetivos energéticos de la presente convocatoria: costes de dirección facultativa, costes de ejecución de la obra civil, costes de transporte y de asistencia médica, costes necesarios para la legalización de las instalaciones y la obtención de las licencias requeridas en las diferentes fases del proyecto,.... No se incluirán licencias, tasas, impuestos o tributos, ni tampoco el IVA soportado.
- No se considerará elegible ningún coste de ejecución de la actuación anterior a la fecha de solicitud de la ayuda.
- Si serán considerados elegibles los costes correspondientes a actuaciones preparatorias de la actuación necesarias para la presentación de la solicitud (memorias técnicas, certificados.)
- No se considerarán elegibles las inversiones asociadas a un aumento de capacidad productiva, ni aquellas en nuevas instalaciones de producción industrial. Tampoco serán elegibles las instalaciones vinculadas a la cogeneración.
- Si la empresa promotora no es una PYME, no podrá considerar como elegible el coste de la auditoría energética.

### 6.2.2. Determinación de los ingresos generados por el proyecto

#### **Balance de resultados energéticos del proyecto**

Con respecto a los ahorros, estudiando la situación en la que se planifica la producción para optimizar los ahorros, se pueden obtener los siguientes valores:

#### Energía térmica

- Ahorro en el condensador: 6992.69 GJ
- Ahorro en el recuperador de calor: 5685.53 GJ
- 

Ahorro de gas natural total = 12678.22 GJ

Suponiendo un precio del gas natural en el año de análisis del proyecto, conllevaría un **ahorro económico** anual de **128303 €/año**

Por tanto, si se supone una producción anual de 4.200.459 hl de cerveza, el ahorro por hl producido será de **3.02 MJ/hl**.

## Energía eléctrica

El ahorro en consumo eléctrico viene de evitar total o parcialmente el uso de los condensadores evaporativos, ya sea bien para reducir la temperatura del amoniaco o para condensarlo. Para estimar este ahorro, tenemos información acerca del consumo eléctrico total durante el 2016, y además se estimaron los caudales semanales a lo largo del ciclo de compresión a partir del consumo eléctrico de los compresores.

Con todos estos datos, se obtiene un ahorro eléctrico del 13%, es decir, 90292.5 kWh/año. Suponiendo un precio del kWh de 0.0311€, se tendría un ahorro de **2808.1€/año** en electricidad en los condensadores. Este ahorro se ha calculado comparando el caudal desviado al circuito de recuperación de calor y el total descargado cuando la temperatura de condensación es de 50°C.

Se trata de un ahorro pequeño comparado con el del gas natural, pero se considera muy positivo puesto que se obtiene sin realizar ninguna inversión focalizada en su consecución.

Con respecto a las bombas, se supondrá, por falta de información exacta de cómo será el circuito, que el consumo eléctrico será el mismo que en la situación de partida, al tener que impulsar el mismo caudal, aunque diversificado.

Así, para la realización de los balances económicos se considerarán unos ahorros anuales de **131111€** gracias a la instalación del proyecto. Además, se considerará una vida útil del proyecto de 15 años, según lo establecido con los estándares de la empresa, y una depreciación lineal de los activos.

### **6.2.3. Cálculo de la cuantía de la ayuda a percibir**

Como se comentó anteriormente, solo se podrán considerar elegibles aquellas mejoras que reduzcan el consumo de energía final. Además, solo podrán acogerse a la subvención actuaciones cuya inversión elegible sea igual o superior a 75.000€, y que suponga un importe máximo de inversión elegible de 6.000.000€ por solicitud. Dicho todo esto, nuestro coste subvencionable coincidirá con el importe elegible, igual a 100536.2€.

A continuación, se emplearán los 3 métodos comentados anteriormente para calcular la cuantía de la subvención, resultando finalmente esta la mínima cantidad de los 3 resultados.

#### Método 1:

Este consistía en que la máxima ayuda es igual a un 30% de toda la inversión elegible:

$$\text{Ayuda1} = \text{inversión elegible} \times 0,30 = 100536,2 \times 0,30 = 30160,9 \text{ €}$$

#### Método 2:

El cálculo de la ayuda se determina teniendo en cuenta las intensidades máximas sobre el coste subvencionable, que dependerá de la ubicación del proyecto y del tipo de empresa promotora. En consecuencia, la ayuda se determinará con la siguiente ecuación:

$$\text{Ayuda 2} = \text{Coste subvencionable} \times \% \text{IMax}_{\text{CCAA}}$$

Siendo  $\% \text{IMax}_{\text{ccaa}}$  el porcentaje deducido por Comunidad Autónoma y tipo de empresa donde se realice el proyecto.

La ayuda a otorgar a un proyecto estará limitada, aisladamente o en concurrencia con otros incentivos o ayudas públicos, de acuerdo con lo previsto en el Reglamento UE nº 651/2014, de 17 de junio 2014, por el que se declaran determinadas categorías de ayudas compatibles con el mercado interior.

Al tratarse de un proyecto realizado en Andalucía y en una gran empresa, el porcentaje resulta en un 35%, siendo la ayuda de:

$$\text{Ayuda 2} = 100536,2 \times 0,35 = 35187,7 \text{ €}$$

### Método 3:

El cálculo de la ayuda se determina teniendo en cuenta el porcentaje de financiación de los fondos FEDER por Comunidades Autónomas que se presenta en la siguiente. En consecuencia, la ayuda se determinará con la siguiente ecuación:

$$\text{Ayuda 3} = \text{coste subvencionable} \times \% \text{COF}_{\text{CCAA}}$$

Siendo  $\% \text{COF}_{\text{CCAA}}$  el porcentaje deducido de la tabla en función de la Comunidad Autónoma donde se realice el proyecto.

<b>Comunidad / Ciudad Autónoma</b>	<b>Tasa de cofinanciación en % s/ coste subvencionable</b>
Andalucía	80%
Aragón	50%
Asturias	80%
Baleares	50%
Canarias	85%
Cantabria	50%
Castilla-La Mancha	80%
Castilla y León	50%
Cataluña	50%
Ceuta	80%
Comunidad Valenciana	50%
Extremadura	80%
Galicia	80%
La Rioja	50%
Madrid	50%
Melilla	80%
Murcia	80%
Navarra	50%
País Vasco	50%

Tabla 6-3. Porcentaje de cofinanciación de los fondos FEDER 2014-2020 por Comunidades Autónomas.

Por tanto, como en Andalucía este porcentaje es de un 80%, la cuantía de la ayuda será igual a:

$$\text{Ayuda 3} = 100536.2 \times 0,80 = 80429\text{€}$$

La menor ayuda de las 3 calculadas se obtiene por el Método 1, por lo que la cuantía de la subvención será igual a **30160.9 €**.

### **6.3. Análisis financiero del proyecto: rentabilidad de la inversión.**

Una vez cuantificada la inversión necesaria en recursos, tanto maquinaria como personal, así como los ahorros generados por el proyecto, es necesario evaluar si se trata de una actuación económicamente rentable y de interés, y en ese caso, tratar de cuantificar esta rentabilidad a través del periodo de retorno y del valor actual neto, mas conocido como VAN, para una vida útil total estimada de 15 años.

#### **6.3.1. Flujo de caja**

El flujo de caja, o mas conocido por su traducción al inglés, *Cash Flow*, consiste en el conjunto de entradas y salidas de dinero en un periodo dado para un proyecto. El balance entre esta fluctuación de dinero da cierta información acerca de la liquidez del proyecto, ya que se trata de la acumulación de activos líquidos. Aunque el flujo de caja en sí no da información sobre la rentabilidad de un proyecto, a partir de él pueden calcularse el VAN (Valor Actual Neto) y la tasa de retorno, los cuáles si que permiten determinar la viabilidad o no de un proyecto.

A continuación, se muestra los flujos de caja del proyecto durante los 15 años para los cuales se ha considerado su vida útil, para la obtención del cuál se han tenido en cuenta los siguientes aspectos:

- La inversión del proyecto se realizaría en el 2018, sin embargo, no comenzarían a cuantificarse los ahorros hasta el 2019, por lo que en el primer año sólo se tendrían gastos, exactamente los correspondientes a la inversión.
- Se ha supuesto una depreciación lineal de los activos, dividiendo el coste total de la inversión entre los 15 años de su vida útil.
- Se ha tomado un interés del coste de capital de un 8.1% para el cálculo del valor presente neto, y unos impuestos del 25%.

	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033
<b>Ahorros/Costes:</b>																
Flujo de caja neto		128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303	128303
Depreciación	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702	-6702
<b>EBIT</b>	-6702	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601
<b>CASH FLOW</b>																
EBIT	-6702	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601	121601
Impuestos	1676	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400	-30400
Depreciación	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702	6702
Inversión	-100532															
<b>Total</b>	-98856	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903	97903
Flujo de caja actualizado	-98856	90567	83781	77503	71696	66323	61354	56756	52504	48570	44930	41564	38449	35568	32903	30438
Cash flow acumulado	-98856	-8290	75491	152994	224689	291013	352367	409123	461627	510196	555126	596690	635139	670707	703610	734048
DPP	1	1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

VAN (5 años)	291013
VAN (10 años)	555126
VAN (15 años)	734048
Periodo de retorno	2.1
Tasa de retorno	99%
WACC	8.1%

### 6.3.2. Valor Actual Neto

El valor actual neto de un proyecto se trata de un criterio para valorar la factibilidad de una inversión mediante la actualización de los cobros y los pagos del proyecto para anticiparse a cuánto se va a ganar o perder al incurrir en la inversión. Para esta anticipación, se llevan todos los flujos de caja durante la vida útil de la inversión a la actualidad, descontándolos a un tipo de interés determinado conocido como ‘Coste Promedio Ponderado del Capital’, más conocido por su nombre en inglés *Weighted Average Cost of Capital*, o WACC.

Esta tasa de descuento debe ser valorada desde tres puntos de vista distintos: como activo de la compañía, siendo la tasa que debe usarse para estimar los flujos de caja futuros; como pasivo, siendo el coste económico necesario para la compañía para atraer capital al sector; y finalmente, como inversores, ya que es el retorno que esperan cuando invierten en la compañía. Su valor, por tanto, depende de la compañía que decida plantearse el proyecto, y su cálculo se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$WACC = K_e \cdot \frac{E}{E + D} + K_d \cdot (1 - T) \cdot \frac{D}{E + D}$$

donde:

- $K_e$   $\equiv$  coste de los fondos propios o del patrimonio
- $K_d$   $\equiv$  coste de la deuda financiera
- $E$   $\equiv$  fondos propios
- $D$   $\equiv$  deuda financiera
- $T$   $\equiv$  tasa impositiva

Para la empresa en cuestión, se considerará una tasa de descuento del 8.1% para los cálculos del Valor Presente Neto.

Así, la expresión del VAN queda de la siguiente forma:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{(1 + WACC)^j}$$

donde:

- $I_0$   $\equiv$  inversión inicial
- $F_j$   $\equiv$  flujo de caja neto en el año  $j$
- $j$   $\equiv$  año de análisis
- $n$   $\equiv$  número de periodos de tiempo

De esta definición del VAN, se puede deducir por tanto que a partir del momento en el que su valor sea positivo, los ahorros generados por el proyecto superaran al coste de la inversión inicial, por lo que el proyecto comenzará a ser rentable.

Graficamente, los flujos de caja netos a partir de los cuáles se calcula el VAN se muestran en la siguiente figura:

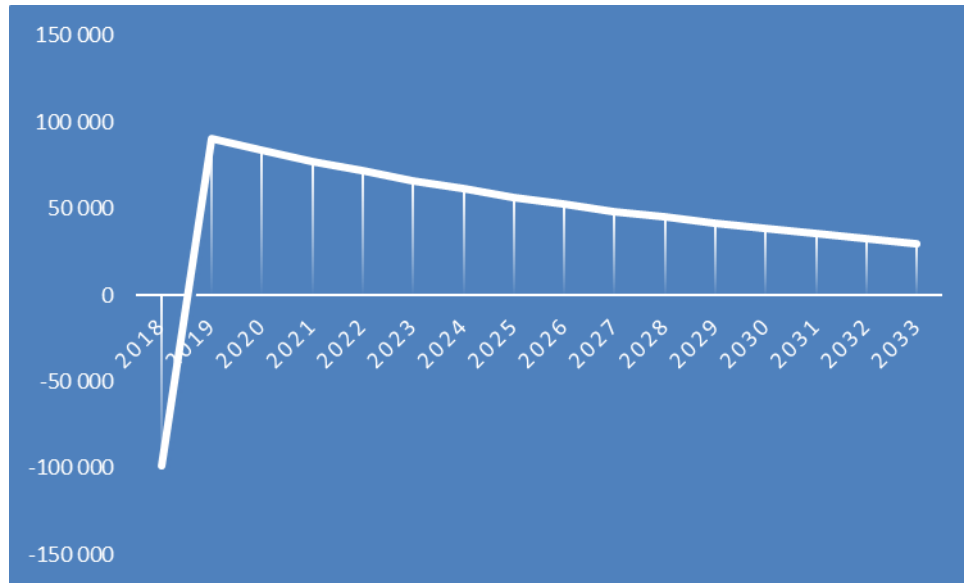


Figura 6-2. Flujo de caja neto durante la vida útil del proyecto.

Puede observarse en la figura como, tras un valor negativo inicial en el año de la inversión, todos los flujos de caja siguientes son positivos, derivado de los ahorros en consumo de gas natural. Sin embargo, aunque se haya estimado que el consumo de combustible disminuye equitativamente para todos los años, los flujos de caja neto van reduciéndose a medida que no acercamos al 2033, debido a la depreciación del dinero.

### 6.3.3. Tasa Interna de Retorno

La Tasa Interna de Retorno, más conocida por sus siglas como TIR, consiste en la tasa de rentabilidad que ofrece una inversión, es decir, cuál será el porcentaje de pérdida o beneficio que tendrá una inversión para las cantidades no retiradas del proyecto. En la práctica, se calcula como la tasa de descuento que anula el VAN, es decir, que hará que, para la vida útil estimada del proyecto, los beneficios derivados de su puesta en marcha igualen a la inversión inicial.

Por tanto, su valor se obtendrá igualando la expresión del Valor Actual Neto a cero:

$$VAN = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{F_j}{(1 + TIR)^j} \equiv 0$$

Una vez calculada, su comparación con el WACC de la empresa dará información acerca de la rentabilidad de la inversión, en el sentido de que el WACC será la rentabilidad mínima que se le exija al proyecto para poder llevarlo a cabo.

Obteniendo un valor para la TIR de un 99%, y comparado con el WACC que tiene un valor del 8.1%, cabe deducir que la tasa de rendimiento interna obtenida en el proyecto será mayor que la mínima exigida a la inversión, por lo que se asegura su rentabilidad.

### 6.3.4. Periodo de Retorno

El periodo de retorno de un proyecto se puede definir como el plazo de tiempo necesario para que los flujos netos de efectivo de una inversión igualen al desembolso inicial, es decir, que permitan recuperar su costo. Da una idea tanto del riesgo de acometer la inversión, como de la liquidez de la misma. La expresión que permite obtener dicho parámetro es la siguiente:

$$A = \sum_{j=0}^n A_j \equiv I_0$$

donde:

- $I_0$   $\equiv$  inversión inicial
- $A$   $\equiv$  ahorro acumulado durante la vida útil
- $A_j$   $\equiv$  ahorro del año  $j$  derivado del proyecto
- $j$   $\equiv$  año de análisis
- $n$   $\equiv$  número de periodos de tiempo

Por tanto, el periodo de retorno se obtiene igualando el ahorro acumulado a la inversión, calculando el año para el cuál se da esta igualdad. Gráficamente, corresponderá al año en el cuál quede anulado el valor del flujo de caja acumulado, siendo el momento a partir del cuál comienza a ser rentable la inversión.

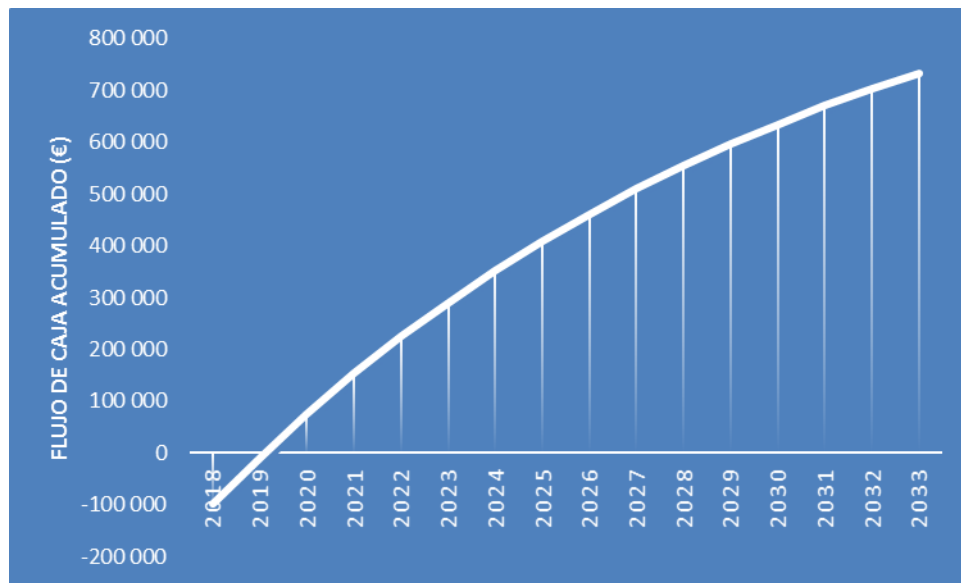


Figura 6-3. Representación del flujo de caja acumulado para el cálculo del periodo de retorno de la inversión.

Cabe destacar el periodo de retorno de solamente 2.1 años, debido al gran ahorro que supondría anualmente la medida en términos de consumo en gas natural. Si estos beneficios acumulados durante los 15 años de la vida útil se cuantificaran a día de hoy, el resultado sería de un ahorro total de más de 730 k€, justificando ampliamente la rentabilidad de la inversión.

### 6.3.5. Análisis de sensibilidad

Debido a las suposiciones realizadas para la obtención de los cálculos en dicho proyecto, se decide realizar un análisis de sensibilidad de la rentabilidad económica de la inversión para decidir si, aun con cierta incertidumbre, debería llevarse a cabo el proyecto.

La primera variable de riesgo que se ha considerado ha sido el precio del gas natural, tan importante en una industria de estas características por los altos consumos anuales que se requieren. Su precio, como se muestra en la siguiente figura, sufre fluctuaciones continuamente, debido a la dependencia de las subastas en el mercado gasístico.



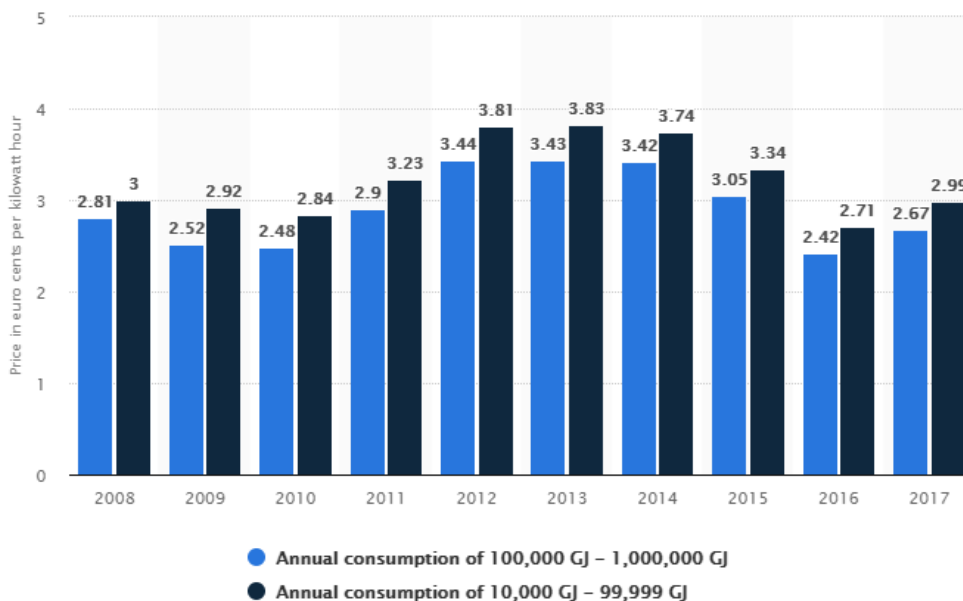


Figura 6-4. Evolución del precio del gas natural entre 2008 y 2017 en España.

La segunda variable será el coste de la inversión inicial, debido a la dependencia tanto del dimensionamiento de los equipos como de las tarifas de las empresas consultora y constructora que realizarán el proyecto.

Así, se realizará un análisis de sensibilidad modificando dichas variables en un rango de +/- 10% con respecto al valor de origen, calculando la TIR para cada nuevo escenario. Empleando la herramienta de Excel creada para el cálculo de los parámetros económicos, se obtiene la siguiente tabla:

		Precio Gas Natural			
Inversión	-10%	-5%	10.12 €/GJ	+5%	+10%
-10%	121%	115%	110%	104%	99%
-5%	114%	109%	104%	99%	94%
100 532 €	109%	104%	99%	94%	89%
+5%	104%	99%	94%	90%	85%
+10%	99%	95%	90%	86%	81%

Tabla 6-4. Variación de la TIR en función del precio del gas natural y del coste inicial de la inversión.

Como puede observarse, la TIR se modifica en un rango de entre el 81% y el 121%, para los casos extremos en los que tanto el precio del combustible como de la inversión crezcan o se reduzcan en un 10%. Sin embargo, en cualquier caso esta tasa de descuento sigue siendo muy superior al WACC de la empresa, el cuál se recuerda que tiene un valor de un 8.1%, por lo que aunque se produzcan variaciones de precios en alguna de estas variables, ya sea por barajar diferentes consultoras/constructoras, o por incertidumbres futuras del precio del gas natural, merecerá la pena afrontar la inversión.



# 7 CONCLUSIONES

---

Una mayor concienciación por el medio ambiente, impulsada entre las empresas mediante normativas europeas de obligado cumplimiento, así como la existencia de un mercado cada vez más globalizado y competitivo, hacen fundamental la implantación de un sistema de gestión energética eficiente en las industrias del gran consumo, tratando de reducir al máximo los costes por unidad de producción.

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Máster ha sido desarrollar un proyecto para la mejora de la eficiencia energética y la reducción del consumo de gas natural en una empresa del sector cervecero, demostrando como estas medidas presentan una alta rentabilidad, ya no solo por el alto potencial de ahorro debido a lo intensivas que son estas industrias en consumos energéticos, sino por las subvenciones y ayudas para la financiación tanto por entidades públicas como privadas.

- Actualmente, la industria alimentaria consume anualmente en torno al 11% del total de la energía primaria en toda la industria. En concreto, el sector cervecero consume aproximadamente el 40% de este total debido principalmente a las estrictas condiciones de temperatura que deben asegurar todos los controles de calidad en su proceso de fabricación. Por ello, la necesidad de disminuir el consumo energético mediante medidas de eficiencia energética en este tipo de empresas es fundamental para la reducción de las emisiones de  $CO_2$  y para ser competitivos frente a otros sectores.
- El reparto de la energía consumida se da en un 60% energía térmica y un 40% energía eléctrica, siendo el agua sobrecalentada el principal portador de calor en la fábrica, generada en las tres calderas de gas natural que esta misma posee en la zona de Utilities. Además, gran parte del consumo eléctrico, un 35%, se debe a la refrigeración mediante un ciclo de compresión de amoníaco con dos niveles de evaporación. El objetivo de este trabajo ha sido tratar de ‘aprovechar’ indirectamente parte de este consumo eléctrico, disminuyendo la demanda de agua sobrecalentada, y en consecuencia de gas natural, utilizando el calor del amoníaco tras la descarga de los compresores para suplir parte de la demanda de energía que en un principio debería de ser afrontada por el agua sobrecalentada.
- Al calcular de manera aproximada el potencial de este calor de descarga de los compresores, se decide emplear el calor sensible en el calentamiento del agua extrablanda que alimenta al generador de vapor de la línea de envasado de barriles, y el calor latente en el calentamiento de agua blanda empleada para la limpieza de los tanques. Tras la definición de las condiciones nominales de funcionamiento, se diseñan los intercambiadores de carcasa y tubos, y de placas respectivamente.
- La integración de ambos intercambiadores requiere modificaciones en la propuesta inicial, puesto que ambos se encuentran en la misma línea de recuperación de calor. Al funcionar el recuperador de calor sensible bajo demanda, se decide conectar el lado del agua blanda del condensador a un depósito de agua blanda ya existente en la fábrica, para que funcione como *buffer* y trate de compensar las diferencias entre ambos intercambiadores en los periodos de demanda. Así, la estrategia será anticiparse a los periodos de baja producción en la línea de barriles para hacer funcionar al condensador a plena carga, y no bajo demanda como en el resto de los intervalos de tiempo, tratando de almacenar la máxima energía posible en el depósito minimizando el consumo de agua sobrecalentada.

- Al diseñar la instrumentación necesaria para el funcionamiento deseado, se simula el circuito diseñado y se calcula un potencial de ahorro de la medida cuando se planifica la producción de 5685GJ en el recuperador de calor sensible y 6992 GJ para el condensador. También se ha demostrado que, aunque no se planifique la producción, esta medida supondría un ahorro de 6150 GJ para el calentamiento de agua blanda en el condensador, manteniéndose constante el ahorro en el recuperador al funcionar bajo demanda.
- Esta disminución del consumo en gas natural se traduce en un ahorro de más de 128k€ al año en energía térmica, sumando una cantidad de casi 3000€ de ahorro en electricidad debido a la disminución del uso de los ventiladores de los condensadores evaporativos que actualmente se emplean en la fábrica para la condensación total del amoníaco.
- En los 15 años de vida útil estimados para el proyecto, se obtendría un ahorro estimado de más de 730k€, recuperando la inversión en tan solo 2.1 años desde la puesta en marcha de la medida. Se demuestra además que, en las condiciones de diseño, la Tasa Interna de Retorno del proyecto supera ampliamente la WACC calculada para las condiciones de la empresa, comprobando esta condición incluso para variaciones del precio del combustible y del coste de la inversión inicial, variando la TIR entre el 81 y el 121% cuando se varían estas variables en un rango de un +/- 10%.

# Referencias

---

- [1] Táboas Touceda, F. (2007). *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Universitat Rovira i Virgili.
- [2] Cerveceros de España (2017). *Informe socioeconómico del sector de la cerveza en España 2016*. Ministerio de Agricultura y Pesca, Alimentación y Medio Ambiente.
- [3] Hernández Velasco, D., Escudero Muñoz, A., Jáber Velázquez, R. (2011). *Suministro de energía térmica en la industria cervecera, mediante una planta termosolar con CCP*. Escuela de Organización Industrial de Madrid.
- [4] *Curvas de Carga y Generación* (2014). Universidad Nacional de Tucumán. Disponible en: <https://catedras.facet.unt.edu.ar/centraleselectricas/wp-content/uploads/sites/19/2014/10/Curvas-de-Carga-y-Generaci%C3%B3n.pdf>
- [5] Rosero, J., Téllez, S., Prias, O. (2013). *Gestión energética integral en procesos industriales*. Universidad de La Rioja.
- [6] *Eficiencia energética en la industria. Cómo ahorrar energía a través del Aislamiento Industrial*. Isover Saint-Gobain. Disponible en: [https://www.isover.es/sites/isover.es/files/assets/documents/eficiencia\\_energetica\\_industria.pdf](https://www.isover.es/sites/isover.es/files/assets/documents/eficiencia_energetica_industria.pdf)
- [7] Vargas, P. *Intercambiadores tubo y carcasa: análisis térmico*. Departamento de Ingeniería Energética, Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda.
- [8] González Nerga, F. (2008). *Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [9] Forbes España. (2016). *La industria cervecera en España, en cifras*. Disponible en: <http://forbes.es/up-down/8977/la-industria-cervecera-en-espana-en-cifras/11/>.
- [10] Cerveza LA SAGRA - Cerveza Artesanal Castellana. *Louis Pasteur, la 'pasteurización' y la cerveza 'saludable'*. Disponible en: <https://www.cervezalasagra.es/louis-pasteur-la-pasteurizacion-y-la-cerveza-saludable/>.
- [11] Redsostal (2017). *Heineken, responsable y sostenible*. Disponible en: [http://redsostal.es/industria-agroalimentaria/noticias-2017/heineken-responsable-y-sostenible\\_805\\_76\\_937\\_0\\_1\\_in.html](http://redsostal.es/industria-agroalimentaria/noticias-2017/heineken-responsable-y-sostenible_805_76_937_0_1_in.html).
- [12] Statista (2018). *Industry prices of natural gas in Spain 2008-2017*. Disponible en: <https://www.statista.com/statistics/595609/natural-gas-price-spain/>.
- [13] Es.wikipedia.org. (2018). *Estrategia energética de la Unión Europea*. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Estrategia\\_energ%C3%A9tica\\_de\\_la\\_Uni%C3%B3n\\_Europea](https://es.wikipedia.org/wiki/Estrategia_energ%C3%A9tica_de_la_Uni%C3%B3n_Europea).
- [14] Es.wikipedia.org. (2018). *Protocolo de Kioto*. Disponible en: [https://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo\\_de\\_Kioto](https://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Kioto).

[15] Creara Energy Experts (2018). *Fórmulas de financiación de proyectos de Eficiencia Energética*. Disponible en: <http://www.creara.es/actualidad/financiacion-proyectos-eficiencia-energetica>.

[16] Abanca (2018). *Préstamo para la mejora de la eficiencia energética*. Disponible en: <https://www.abanca.com/es/empresas/financiacion/plan-activamos/eficiencia-energetica/>.

[17] Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía, IDAE (2018). *Segunda convocatoria del programa de ayudas para la rehabilitación energética de edificios existentes (Programa Pareer II)*. Ministerio para la Transición Ecológica. Disponible en: <http://www.idae.es/ayudas-y-financiacion/para-rehabilitacion-de-edificios-programa-pareer/segunda-convocatoria-del>.

[18] *Introducción a los servicios energéticos y su situación en Navarra* (2012). III Plan Energético de Navarra horizonte 2020, Gobierno de Navarra. Disponible en: <https://www.navarra.es/NR/rdonlyres/9F440515-BC1B-4607-888E-3DAA741E89D3/0/ServiciosEnergeticos.pdf>.

[19] Ecrowd! (2016). *Crowdfunding social: 8 plataformas de crowdfunding para financiar proyectos solidarios*. Disponible en: <https://www.ecrowdinvest.com/blog/crowdfunding-social-7-plataformas-de-crowdfunding-para-financiar-proyectos-solidarios/>.

[20] Fassa Ingeniería (2018). *Renting para Eficiencia Energética*. Disponible en: <https://www.fassaingenieria.com/renting-tecnol%C3%B3gico/>.

[21] Plataforma Española para Financiación de Energía Sostenible, Enerinvest (2017). *Guía para la financiación de proyectos de energía sostenible*. Disponible en: [http://www.f2e.es/uploads/doc/20170801101850.biblioteca\\_189.pdf](http://www.f2e.es/uploads/doc/20170801101850.biblioteca_189.pdf).

## **Anexo A**

**“POTENCIA Y ENERGÍA SENSIBLE Y LATENTE CON  
POSIBILIDAD DE SER RECUPERADA EN LA SITUACIÓN DE  
PARTIDA”**

Semana 1	<b>2916.134</b>	<b>193472.78</b>	<b>20580.30</b>	<b>1365412.84</b>
Semana 2	<b>2916.134</b>	<b>239240.22</b>	<b>20580.30</b>	<b>1688411.50</b>
Semana 3	<b>2916.134</b>	<b>353433.44</b>	<b>20580.30</b>	<b>2494317.51</b>
Semana 4	<b>2916.134</b>	<b>355243.71</b>	<b>20580.30</b>	<b>2507093.35</b>
Semana 5	<b>2916.134</b>	<b>327364.05</b>	<b>20580.30</b>	<b>2310335.66</b>
Semana 6	<b>2916.134</b>	<b>342578.21</b>	<b>20580.30</b>	<b>2417707.93</b>
Semana 7	<b>2916.134</b>	<b>246689.13</b>	<b>20580.30</b>	<b>1740981.35</b>
Semana 8	<b>2916.134</b>	<b>240698.96</b>	<b>20580.30</b>	<b>1698706.39</b>
Semana 9	<b>2916.134</b>	<b>333217.96</b>	<b>20580.30</b>	<b>2351649.01</b>
Semana 10	<b>2916.134</b>	<b>250748.82</b>	<b>20580.30</b>	<b>1769632.12</b>
Semana 11	<b>2916.134</b>	<b>510814.64</b>	<b>20580.30</b>	<b>3605017.97</b>
Semana 12	<b>2916.134</b>	<b>465293.63</b>	<b>20580.30</b>	<b>3283758.51</b>
Semana 13	<b>2916.134</b>	<b>455298.10</b>	<b>20580.30</b>	<b>3213216.10</b>
Semana 14	<b>2929.159</b>	<b>530762.08</b>	<b>15815.72</b>	<b>2865800.84</b>
Semana 15	<b>2929.159</b>	<b>503641.68</b>	<b>15815.72</b>	<b>2719366.76</b>
Semana 16	<b>2929.159</b>	<b>323979.35</b>	<b>15815.72</b>	<b>1749296.58</b>
Semana 17	<b>2929.159</b>	<b>431852.57</b>	<b>15815.72</b>	<b>2331748.10</b>
Semana 18	<b>2929.159</b>	<b>502400.34</b>	<b>15815.72</b>	<b>2712664.26</b>
Semana 19	<b>2929.159</b>	<b>515238.79</b>	<b>15815.72</b>	<b>2781984.27</b>
Semana 20	<b>2929.159</b>	<b>558193.66</b>	<b>15815.72</b>	<b>3013915.13</b>
Semana 21	<b>2929.159</b>	<b>506931.14</b>	<b>15815.72</b>	<b>2737127.89</b>
Semana 22	<b>2929.159</b>	<b>494332.98</b>	<b>15815.72</b>	<b>2669105.30</b>
Semana 23	<b>2969.551</b>	<b>576799.60</b>	<b>12536.28</b>	<b>2435021.53</b>
Semana 24	<b>2969.551</b>	<b>592169.54</b>	<b>12536.28</b>	<b>2499907.39</b>
Semana 25	<b>2969.551</b>	<b>549605.00</b>	<b>12536.28</b>	<b>2320216.60</b>
Semana 26	<b>2969.551</b>	<b>565415.06</b>	<b>12536.28</b>	<b>2386960.47</b>
Semana 27	<b>2969.551</b>	<b>609070.66</b>	<b>12536.28</b>	<b>2571257.26</b>
Semana 28	<b>2969.551</b>	<b>587022.97</b>	<b>12536.28</b>	<b>2478180.56</b>
Semana 29	<b>2969.551</b>	<b>634480.48</b>	<b>12536.28</b>	<b>2678527.57</b>
Semana 30	<b>2969.551</b>	<b>635153.95</b>	<b>12536.28</b>	<b>2681370.67</b>
Semana 31	<b>2969.551</b>	<b>587099.55</b>	<b>12536.28</b>	<b>2478503.86</b>
Semana 32	<b>2969.551</b>	<b>594584.12</b>	<b>12536.28</b>	<b>2510100.79</b>
Semana 33	<b>2969.551</b>	<b>507198.73</b>	<b>12536.28</b>	<b>2141193.96</b>



Semana 34	<b>2969.551</b>	<b>558782.96</b>	<b>12536.28</b>	<b>2358962.34</b>
Semana 35	<b>2969.551</b>	<b>605355.90</b>	<b>12536.28</b>	<b>2555575.01</b>
Semana 36	<b>2969.551</b>	<b>584371.42</b>	<b>12536.28</b>	<b>2466986.77</b>
Semana 37	<b>2969.551</b>	<b>445019.69</b>	<b>12536.28</b>	<b>1878698.47</b>
Semana 38	<b>2969.551</b>	<b>550909.25</b>	<b>12536.28</b>	<b>2325722.61</b>
Semana 39	<b>2969.551</b>	<b>564161.69</b>	<b>12536.28</b>	<b>2381669.23</b>
Semana 40	<b>2929.159</b>	<b>524336.85</b>	<b>15815.72</b>	<b>2831108.41</b>
Semana 41	<b>2929.159</b>	<b>540967.52</b>	<b>15815.72</b>	<b>2920904.19</b>
Semana 42	<b>2929.159</b>	<b>435945.60</b>	<b>15815.72</b>	<b>2353848.03</b>
Semana 43	<b>2929.159</b>	<b>527959.10</b>	<b>15815.72</b>	<b>2850666.43</b>
Semana 44	<b>2929.159</b>	<b>504908.51</b>	<b>15815.72</b>	<b>2726206.86</b>
Semana 45	<b>2916.134</b>	<b>345568.04</b>	<b>20580.30</b>	<b>2438808.30</b>
Semana 46	<b>2916.134</b>	<b>337165.12</b>	<b>20580.30</b>	<b>2379505.67</b>
Semana 47	<b>2916.134</b>	<b>358488.24</b>	<b>20580.30</b>	<b>2529991.21</b>
Semana 48	<b>2916.134</b>	<b>354962.00</b>	<b>20580.30</b>	<b>2505105.19</b>
Semana 49	<b>2916.134</b>	<b>448091.67</b>	<b>20580.30</b>	<b>3162357.53</b>
Semana 50	<b>2916.134</b>	<b>387255.38</b>	<b>20580.30</b>	<b>2733012.12</b>
Semana 51	<b>2916.134</b>	<b>436777.36</b>	<b>20580.30</b>	<b>3082508.08</b>
Semana 52	<b>2916.134</b>	<b>246449.46</b>	<b>20580.30</b>	<b>1739289.91</b>



## **Anexo B**

**“VALORES DE POTENCIA Y POTENCIA CORREGIDA  
OBTENIDOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL  
INTERCAMBIADOR PARA LA RECUPERACIÓN DE CALOR  
LATENTE”**

	Consumo agua blanda 2016 (m3)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida (°C)	Salto en el intercambiador	Demanda de calor (kW)	Demanda de calor corregida (kW)
semana 01	2 388	13.53	25.00	11.47	189.29	283.16
semana 02	3 790	14.03	25.00	10.97	287.45	429.99
semana 03	4 836	13.59	25.00	11.41	381.48	570.66
semana 04	4 390	13.39	25.00	11.61	352.34	527.06
semana 05	3 068	13.44	25.00	11.56	245.17	366.75
semana 06	5 218	13.49	25.00	11.51	415.04	620.86
semana 07	2 962	13.78	25.00	11.22	229.70	343.60
semana 08	2 796	13.20	25.00	11.80	228.11	341.23
semana 09	2 858	14.14	25.00	10.86	214.59	321.00
semana 10	3 922	14.01	25.00	10.99	297.89	445.62
semana 11	4 654	14.54	25.00	10.46	336.34	503.13
semana 12	4 568	15.02	25.00	9.98	315.20	471.51
semana 13	5 015	15.22	25.00	9.78	339.09	507.24
semana 14	5 183	15.65	25.00	9.35	334.82	500.86
semana 15	4 933	16.50	25.00	8.50	289.85	433.58
semana 16	4 059	18.06	25.00	6.94	194.78	291.38
semana 17	6 455	17.50	25.00	7.50	334.76	500.77
semana 18	5 707	18.58	25.00	6.42	253.03	378.51
semana 19	6 219	19.71	25.00	5.29	227.33	340.06
semana 20	7 043	18.81	25.00	6.19	301.06	450.36
semana 21	5 255	17.20	25.00	7.80	283.29	423.77
semana 22	5 248	16.91	25.00	8.09	293.25	438.67
semana 23	5 233	16.92	25.00	8.08	292.33	437.30
semana 24	5 593	17.24	25.00	7.76	299.86	448.56
semana 25	5 213	17.45	25.00	7.55	271.90	406.74
semana 26	5 418	17.10	25.00	7.90	295.81	442.50
semana 27	6 489	17.17	25.00	7.83	351.09	525.20

semana 28	6 180	17.77	25.00	7.23	308.64	461.70
semana 29	6 272	18.55	25.00	6.45	279.59	418.24
semana 30	6 337	19.14	25.00	5.86	256.79	384.14
semana 31	5 628	19.41	25.00	5.59	217.50	325.36
semana 32	6 452	20.41	25.00	4.59	204.50	305.90
semana 33	5 137	21.75	25.00	3.25	115.49	172.76
semana 34	5 480	21.77	25.00	3.23	122.35	183.03
semana 35	5 991	22.15	25.00	2.85	117.99	176.51
semana 36	5 300	22.31	25.00	2.69	98.40	147.20
semana 37	4 340	20.46	25.00	4.54	136.19	203.73
semana 38	5 559	21.82	25.00	3.18	122.15	182.72
semana 39	4 382	22.03	25.00	2.97	90.01	134.65
semana 40	5 613	22.03	25.00	2.97	115.14	172.24
semana 41	5 522	21.77	25.00	3.23	123.44	184.65
semana 42	4 600	21.30	25.00	3.70	117.62	175.94
semana 43	4 739	21.32	25.00	3.68	120.43	180.15
semana 44	4 879	20.45	25.00	4.55	153.45	229.54
semana 45	2 712	19.47	25.00	5.53	103.65	155.05
semana 46	4 567	19.01	25.00	5.99	189.07	282.83
semana 47	4 858	18.38	25.00	6.62	222.13	332.29
semana 48	3 802	17.94	25.00	7.06	185.61	277.66
semana 49	4 611	17.20	25.00	7.80	248.49	371.72
semana 50	4 264	15.96	25.00	9.04	266.56	398.75
semana 51	5 887	15.54	25.00	9.46	384.98	575.89
semana 52	1 657	13.91	25.00	11.09	126.98	189.95



## **Anexo C**

**“VALORES DE POTENCIA Y POTENCIA CORREGIDA  
OBTENIDOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL  
INTERCAMBIADOR PARA LA RECUPERACIÓN DE CALOR  
SENSIBLE”**

	Consumo agua blanda 2016 (m3)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida	Salto en el intercambiador	Demanda de calor (kW)	Demanda de calor (kW)
semana 01	673	13.53	55.00	41.47	192.88	288.53
semana 02	673	14.03	55.00	40.97	190.58	285.09
semana 03	673	13.59	55.00	41.41	192.63	288.16
semana 04	673	13.39	55.00	41.61	193.55	289.54
semana 05	553	13.44	55.00	41.56	158.78	237.52
semana 06	553	13.49	55.00	41.51	158.58	237.22
semana 07	553	13.78	55.00	41.22	157.47	235.56
semana 08	553	13.20	55.00	41.80	159.70	238.89
semana 09	239	14.14	55.00	40.86	67.44	100.89
semana 10	239	14.01	55.00	40.99	67.65	101.20
semana 11	239	14.54	55.00	40.46	66.77	99.89
semana 12	239	15.02	55.00	39.98	65.99	98.71
semana 13	239	15.22	55.00	39.78	65.66	98.22
semana 14	839	15.65	55.00	39.35	228.02	341.10
semana 15	839	16.50	55.00	38.50	223.13	333.77
semana 16	839	18.06	55.00	36.94	214.09	320.26
semana 17	839	17.50	55.00	37.50	217.34	325.12
semana 18	458	18.58	55.00	36.42	115.17	172.28
semana 19	458	19.71	55.00	35.29	111.60	166.95
semana 20	458	18.81	55.00	36.19	114.44	171.19
semana 21	458	17.20	55.00	37.80	119.55	178.83
semana 22	458	16.91	55.00	38.09	120.45	180.18
semana 23	774	16.92	55.00	38.08	203.79	304.85
semana 24	774	17.24	55.00	37.76	202.04	302.24
semana 25	774	17.45	55.00	37.55	200.92	300.55
semana 26	774	17.10	55.00	37.90	202.81	303.38
semana 27	864	17.17	55.00	37.83	225.89	337.91
semana 28	864	17.77	55.00	37.23	222.29	332.53
semana 29	864	18.55	55.00	36.45	217.66	325.59
semana 30	864	19.14	55.00	35.86	214.16	320.36
semana 31	864	19.41	55.00	35.59	212.53	317.93
semana 32	1 102	20.41	55.00	34.59	263.30	393.87
semana 33	1 102	21.75	55.00	33.25	253.15	378.69



semana 34	1 102	21.77	55.00	33.23	252.98	378.44
semana 35	1 102	22.15	55.00	32.85	250.08	374.10
semana 36	1 071	22.31	55.00	32.69	241.83	361.76
semana 37	1 071	20.46	55.00	34.54	255.55	382.28
semana 38	1 071	21.82	55.00	33.18	245.48	367.22
semana 39	1 071	22.03	55.00	32.97	243.95	364.92
semana 40	917	22.03	55.00	32.97	208.89	312.47
semana 41	917	21.77	55.00	33.23	210.57	315.00
semana 42	917	21.30	55.00	33.70	213.52	319.41
semana 43	917	21.32	55.00	33.68	213.38	319.19
semana 44	523	20.45	55.00	34.55	124.79	186.67
semana 45	523	19.47	55.00	35.53	128.33	191.97
semana 46	523	19.01	55.00	35.99	129.99	194.45
semana 47	523	18.38	55.00	36.62	132.25	197.84
semana 48	523	17.94	55.00	37.06	133.87	200.26
semana 49	993	17.20	55.00	37.80	259.40	388.04
semana 50	993	15.96	55.00	39.04	267.97	400.85
semana 51	993	15.54	55.00	39.46	270.83	405.13
semana 52	993	13.91	55.00	41.09	281.97	421.80



## **Anexo D**

**“VALORES DE DEMANDAS DE ENERGÍA Y DE HORAS DE  
FUNCIONAMIENTO PARA RECUPERADOR Y CONDENSADOR  
EN LA SOLUCIÓN INICIAL. HORAS DE NO SOLAPAMIENTO DE  
SU FUNCIONAMIENTO”**

	CONDENSADOR		RECUPERADOR		horas	
	Demanda de energía (GJ)	horas funcionamiento	Demanda de energía (GJ)	horas funcionamiento	h rec>h cond	h cond>h rec
semana 01	114.48	73.96	158.85	98.06	24.10	
semana 02	173.85	112.30	157.46	97.20		15.11
semana 03	230.72	149.04	158.70	97.96		51.08
semana 04	213.09	137.66	159.26	98.31		39.35
semana 05	148.28	95.79	130.69	80.67		15.12
semana 06	251.02	162.16	130.56	80.60		81.56
semana 07	138.92	89.74	129.89	80.18		9.56
semana 08	137.96	89.12	131.24	81.01		8.11
semana 09	129.78	83.84	55.76	34.42		49.42
semana 10	180.17	116.39	55.89	34.50		81.89
semana 11	203.42	131.41	55.36	34.17		97.24
semana 12	190.63	123.15	54.88	33.88		89.27
semana 13	205.08	132.48	54.68	33.76		98.73
semana 14	202.50	130.81	190.48	117.58		13.23
semana 15	175.30	113.24	187.52	115.75	2.51	
semana 16	117.81	76.10	182.06	112.38	36.28	
semana 17	202.46	130.79	184.02	113.59		17.20
semana 18	153.03	98.86	98.35	60.71		38.15
semana 19	137.49	88.82	96.19	59.38		29.44
semana 20	182.08	117.62	97.91	60.44		57.19
semana 21	171.33	110.68	100.99	62.34		48.34
semana 22	177.36	114.57	101.54	62.68		51.89
semana 23	176.80	114.21	171.80	106.05		8.17
semana 24	181.36	117.15	170.74	105.40		11.76
semana 25	164.45	106.23	170.06	104.98		1.26
semana 26	178.90	115.57	171.20	105.68		9.89
semana 27	212.34	137.17	190.79	117.77		19.40
semana 28	186.67	120.59	188.62	116.43		4.16
semana 29	169.10	109.23	185.81	114.70	5.46	
semana 30	155.31	100.33	183.69	113.39	13.06	
semana 31	131.54	84.98	182.71	112.78	27.81	
semana 32	123.68	79.90	228.31	140.93	61.03	
semana 33	69.85	45.12	222.17	137.14	92.02	
semana 34	74.00	47.80	222.07	137.08	89.28	
semana 35	71.36	46.10	220.31	136.00	89.90	
semana 36	59.51	38.45	213.38	131.72	93.27	
semana 37	82.37	53.21	221.68	136.84	83.63	
semana 38	73.87	47.72	215.59	133.08	85.36	

semana 39	54.44	35.17	214.66	132.51	97.34	
semana 40	69.64	44.98	183.81	113.47	68.48	
semana 41	74.66	48.23	184.83	114.10	65.87	
semana 42	71.14	45.95	186.62	115.20	69.24	
semana 43	72.84	47.05	186.53	115.14	68.09	
semana 44	92.80	59.95	108.24	66.82	6.86	
semana 45	62.69	40.50	110.38	68.14	27.64	
semana 46	114.35	73.87	111.39	68.76		5.11
semana 47	134.35	86.79	112.75	69.60		17.18
semana 48	112.26	72.52	113.73	70.21		2.31
semana 49	150.29	97.08	219.15	135.28	38.19	
semana 50	161.22	104.15	224.33	138.47	34.33	
semana 51	232.83	150.41	226.06	139.54		10.87
semana 52	76.80	49.61	232.80	143.70	94.09	



## **Anexo E**

“DEPENDENCIA DEL CONSUMO EN GAS NATURAL Y DEL  
COSTE DEL CONDENSADOR CON LA CAPACIDAD NOMINAL  
DEL INTERCAMBIADOR PARA LA OPTIMIZACIÓN DE SU  
DIMENSIONAMIENTO”

Capacidad condensador (kW)	Coste Gas Natural (€)	Coste intercambiador (€)	Total (€)
100	53585	2297	55882
150	45025	3177	48203
200	38259	4000	42259
250	32161	4781	36942
300	26446	5532	31978
350	21522	6258	27780
400	16970	6964	23934
450	13074	7652	20726
500	10680	8325	19005
550	9189	8985	18174
600	7858	9633	17491
650	6708	10270	16978
700	5784	10897	16681
750	4968	11515	16483
780	4544	11871	16415
800	4302	12125	16427
850	3777	12728	16505
900	3458	13323	16781
950	3139	13913	17052
1000	2821	14496	17317
1050	2543	15072	17615
1100	2288	15644	17932
1150	2034	16210	18244
1200	1779	16771	18550



## **Anexo F**

**“VALORES DE DEMANDAS DE ENERGÍA Y DE HORAS DE  
FUNCIONAMIENTO PARA RECUPERADOR Y CONDENSADOR  
EN LA SOLUCIÓN OPTIMIZADA. HORAS DE NO  
SOLAPAMIENTO DE SU FUNCIONAMIENTO”**

	hcond<hrec (h rec)			hcond>hrec (h cond)		hcond>hrec (h rec)	
	caudal cond (kg/s)	caudal bypass (kg/s)	potencia condensador (kW)	potencia recuperador (kW)	caudal agua extrablanda respecto nominal (adim)	energia recuperada cond (GJ)	energia mediante ASC (GJ)
semana 01	0.30	3.97	339.77	320.00	0.71	114.48	0.00
semana 02	0.46	3.81	522.17	320.00	0.71	173.85	0.00
semana 03	0.60	3.66	685.62	320.00	0.71	230.72	0.00
semana 04	0.55	3.71	630.22	320.00	0.71	213.09	0.00
semana 05	0.47	3.80	534.58	320.00	0.71	148.28	0.00
semana 06	0.74	3.53	842.48	297.66	0.66	233.50	17.52
semana 07	0.44	3.82	505.01	320.00	0.71	138.92	0.00
semana 08	0.44	3.83	494.52	320.00	0.71	137.96	0.00
semana 09	0.74	3.53	842.48	244.85	0.54	99.31	30.48
semana 10	0.74	3.53	842.48	176.93	0.39	99.61	80.55
semana 11	0.74	3.53	842.48	154.67	0.34	98.32	105.10
semana 12	0.74	3.53	842.48	163.11	0.36	97.17	93.47
semana 13	0.74	3.53	842.48	150.86	0.34	96.68	108.40
semana 14	0.45	3.82	508.37	320.00	0.71	202.50	0.00
semana 15	0.40	3.87	449.74	320.00	0.71	175.30	0.00
semana 16	0.28	3.99	314.98	320.00	0.71	117.81	0.00
semana 17	0.47	3.80	533.25	320.00	0.71	202.46	0.00
semana 18	0.67	3.60	760.63	320.00	0.71	153.03	0.00
semana 19	0.62	3.65	705.19	320.00	0.71	137.49	0.00
semana 20	0.74	3.53	842.48	296.14	0.66	168.51	13.58
semana 21	0.72	3.54	820.40	320.00	0.71	171.33	0.00
semana 22	0.74	3.53	842.48	320.00	0.71	177.36	0.00
semana 23	0.44	3.83	496.63	320.00	0.71	176.80	0.00
semana 24	0.45	3.81	513.82	320.00	0.71	181.36	0.00
semana 25	0.41	3.85	468.53	320.00	0.71	164.45	0.00
semana 26	0.44	3.82	504.97	320.00	0.71	178.90	0.00
semana 27	0.47	3.79	538.11	320.00	0.71	212.34	0.00
semana 28	0.42	3.84	480.70	320.00	0.71	186.67	0.00
semana 29	0.39	3.88	444.72	320.00	0.71	169.10	0.00
semana 30	0.37	3.90	415.14	320.00	0.71	155.31	0.00
semana 31	0.31	3.95	354.31	320.00	0.71	131.54	0.00
semana 32	0.24	4.03	268.89	320.00	0.71	123.68	0.00
semana 33	0.14	4.13	157.94	320.00	0.71	69.85	0.00
semana 34	0.15	4.12	167.44	320.00	0.71	74.00	0.00
semana 35	0.14	4.12	163.35	320.00	0.71	71.36	0.00

semana 36	0.12	4.14	140.87	320.00	0.71	59.51	0.00
semana 37	0.16	4.10	184.51	320.00	0.71	82.37	0.00
semana 38	0.15	4.12	172.27	320.00	0.71	73.87	0.00
semana 39	0.11	4.15	127.74	320.00	0.71	54.44	0.00
semana 40	0.17	4.10	190.83	320.00	0.71	69.64	0.00
semana 41	0.18	4.09	202.95	320.00	0.71	74.66	0.00
semana 42	0.17	4.10	190.71	320.00	0.71	71.14	0.00
semana 43	0.17	4.09	195.40	320.00	0.71	72.84	0.00
semana 44	0.37	3.89	425.71	320.00	0.71	92.80	0.00
semana 45	0.25	4.02	279.62	320.00	0.71	62.69	0.00
semana 46	0.44	3.82	503.55	320.00	0.71	114.35	0.00
semana 47	0.51	3.75	581.49	320.00	0.71	134.35	0.00
semana 48	0.42	3.84	480.02	320.00	0.71	112.26	0.00
semana 49	0.29	3.97	331.64	320.00	0.71	150.29	0.00
semana 50	0.30	3.96	344.40	320.00	0.71	161.22	0.00
semana 51	0.43	3.83	492.13	320.00	0.71	232.83	0.00
semana 52	0.14	4.13	155.91	320.00	0.71	76.80	0.00