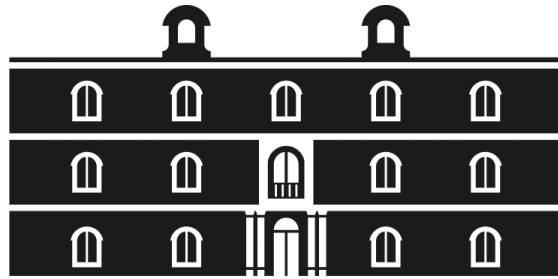




Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales

etsii UPCT

Diseño, montaje, y puesta a punto de una instalación para la fabricación de hielo líquido mediante intercambiadores de superficie rascada rotativos

Titulación: Ingeniero Industrial

Intensificación: No procede

Alumno/a: Andrés Sánchez Alcaraz

Director/a/s: Juan Pedro Solano

Fernando Illán Gómez

Cartagena, 24 de Septiembre de 2012

Contenido

1.	Introducción, conocimientos previos	6
1.1.	Técnicas de generación de hielo líquido	7
1.1.1	Sistemas con rascado de pared	11
1.2.	Aplicaciones y ventajas	16
2.	Instalación anterior y su evolución	19
2.1.	Concepto de la instalación de generación de hielo líquido.....	19
2.2.	Evolución de la instalación de generación de hielo líquido	23
2.2.1.	Primera evolución del evaporador	23
2.2.2.	Segunda evolución del evaporador	25
2.3.	Resultado de ensayos y cálculo de potencia frigorífica.....	32
3.	Nueva instalación experimental. Diseño y cálculos.....	48
3.1.	Selección del fluido frigorífero	51
3.2.	Unidad condensadora	67
3.3.	Válvula de expansión termostática.....	69
3.4.	Intercambiador de placas del circuito de frío.....	70
3.5.	Bomba de circulación en el lado del intercambiador	72
3.6.	Depósito de almacenamiento.....	73
3.7.	Bomba de circulación en el circuito secundario	73
3.8.	Sensores de presión y T ^a de entrada y salida.....	73
3.9.	Sensores para temperatura de pared.....	73
3.10.	Sensores para temperatura de salmuera.....	74
3.11.	Sistema de medida de caudal Coriolis	74
3.12.	Sistema de rascado	74
3.13.	Tubería.....	75
4.	Instrumentación.....	77
4.1.	Medida de caudal:.....	78
4.2.	Sensores de temperatura a la entrada y salida.....	79
4.3.	Temperatura de pared del almacenaje de la salmuera	80
4.4.	Temperatura de pared de intercambio desde el lado del fluido frigorífero	80
4.5.	Medidor de la potencia activa.....	81
4.6.	Velocidad de giro del rascador.....	82
4.7.	Adquisición de datos	83

5. Conclusiones y trabajo futuro.....	84
6. Bibliografía	86
Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos.....	87
Anexo 2: Hoja de características de la unidad condensadora.....	96
Anexo 3: Oferta del intercambiador de placas.....	100
Anexo 4: Hoja técnica de los sensores PT100.....	109
Anexo 5: Hoja de características técnicas de los sensores PT100	110
Anexo 6: Calibración de los termopares.....	111

Índice de figuras

FIGURA 1: INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA SISTEMAS DE LECHO FLUIDO	8
FIGURA 2: SISTEMA DE SOBREENFRIAMIENTO.....	9
FIGURA 3: SISTEMAS CON EYECTOR.....	9
FIGURA 4: SISTEMAS DE PELÍCULA DESCENDENTE	10
FIGURA 5: INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA SISTEMAS DE VACÍO	11
FIGURA 6: SISTEMA DE RASCADO LINEAL DE HRS, UNICUS	13
FIGURA 7: FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS DE RASCADO EN TUBO CIRCULARES.....	14
FIGURA 8: SISTEMA DE RASCADO ROTATIVO EN SUPERFICIES CIRCULARES.....	14
FIGURA 9: SISTEMA DE PRODUCCIÓN T-SENSATION, DE HRS	15
FIGURA 10: SISTEMA DE PRODUCCIÓN ICEGEN	15
FIGURA 11: INTERCAMBIADOR DE CALOR INICIAL	20
FIGURA 12: PLACA CANALIZADA QUE CONSTITUYÓ EL SERPENTÍN DEL EVAPORADOR.....	20
FIGURA 13: DISPOSICIÓN DE LOS TERMOPARES EN LA PLACA DE INTERCAMBIO DE CALOR.....	21
FIGURA 14: MECANISMO DE RASCADO	22
FIGURA 15: ESQUEMA Y DETALLE DEL TUBO DE ACERO INOXIDABLE PARA AISLAR AL CABLE Y PARA EVITAR FUGAS.....	24
FIGURA 16: SERPENTÍN DOBLE.....	25
FIGURA 17: SERPENTÍN DOBLE JUNTO CON EL MECANISMO DE RASCADO	25
FIGURA 18: ESQUEMA E INSTALACIÓN COMPLETA CON EL SERPENTÍN	27
FIGURA 19: REDUCTORA 1/25	29
FIGURA 20: ESTADO DEL RASCADOR CON UNA REDUCTORA INADECUADA	30
FIGURA 21: ESTADO DE LAS ASPAS CON UNA REDUCTORA INADECUADA	30
FIGURA 22: INTERCAMBIADOR CON LOS TUBOS SOLDADOS	31
FIGURA 23: GRÁFICA DE TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE EN EL PRIMER ENSAYO.....	33
FIGURA 24: PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO DE REFRIGERANTE R507A EN LA ZONA DE RECALENTAMIENTO	34
FIGURA 25: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE EN EL SEGUNDO ENSAYO.....	35
FIGURA 26: GRÁFICA DE COMPARACIÓN DE LA TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE MEDIANTE TERMOPARES	36
FIGURA 27: GRÁFICA DE OBTENIDA MEDIANTE LOS DATOS DE LOS SENSORES RTD.....	36
FIGURA 28: GRÁFICA DE LA PARTE ESTACIONARIA DE LOS DATOS OBTENIDOS POR LOS SENSORES RTD.....	37
FIGURA 29: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA PROMEDIO OBTENIDA EN LOS TERMOPARES.....	38
FIGURA 30: GRÁFICA DE LA VARIACIÓN MÁXIMA ENTRE LOS TERMOPARES	38
FIGURA 31: GRÁFICA DE LOS DATOS DE LOS TERMOPARES JUNTO CON LA TEMPERATURA DE OBTENIDA POR LAS RTD Y LAS PT100	40
FIGURA 32: GRÁFICA DE LOS TERMOPARES QUE SE OBTENÍAN UNA MEDIDA ERRÓNEA.....	41
FIGURA 33: GRÁFICA DE LA PRESIÓN DEL REFRIGERANTE	42
FIGURA 34: GRÁFICA DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR EL MOTOR DEL RASCADOR	43
FIGURA 35: GRÁFICA DEL RÉGIMEN DE GIRO DEL EJE DEL RASCADOR	44
FIGURA 36: GRÁFICA DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA OBTENIDA EN LA INSTALACIÓN	47
FIGURA 37: ENFRIADOR DE EXPANSIÓN DIRECTA.....	49
FIGURA 38: TUBOS DE AGUA SUMERGIDOS EN EL LÍQUIDO REFRIGERANTE.....	50
FIGURA 39: ESQUEMA DE PROGRAMA PARA LA OBTENCIÓN DE DATOS DE LOS FLUIDOS REFRIGERANTES.....	55
FIGURA 40: PROPIEDADES DEL ETILENGLICOL	56
FIGURA 41: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL PROPILENGLICOL	56
FIGURA 42: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL ALCOHOL ETÍLICO	57
FIGURA 43: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL ALCOHOL METÍLICO.....	58
FIGURA 44: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL GLICEROL.....	58
FIGURA 45: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL AMONIACO	59
FIGURA 46: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL CARBONATO DE POTASIO	59
FIGURA 47: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL CLORURO DE CALCIO	60

FIGURA 48: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL CLORURO DE MAGNESIO	61
FIGURA 49: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL CLORURO DE SODIO	61
FIGURA 50: PROPIEDADES Y DATOS OBTENIDOS DEL ACETATO DE POTASIO.....	62
FIGURA 51: TABLA RESUMEN DE LOS POSIBLES FLUIDOS REFRIGERANTES	63
FIGURA 52: TABLA DEL CLORURO CÁLCICO VARIANDO LA GEOMETRÍA DE PASO	64
FIGURA 53: DATOS CARACTERÍSTICOS DEL FLUIDO REFRIGERANTE	64
FIGURA 54: TABLA DE PROPIEDADES DEL CLORURO CÁLCICO	64
FIGURA 55: INTERCAMBIADOR CON LAS PLACAS YA INSTALADAS.	65
FIGURA 56: INTERCAMBIADOR INUNDADO, SENTIDO DEL FLUIDO Y COTAS.....	66
FIGURA 57: INSTALACIÓN DEFINITIVA	67
FIGURA 58: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA.....	68
FIGURA 59: VALORES Y VENTANA DE SELECCIÓN DE UNIDAD CONDENSADORA EN EL PROGRAMA BITZER	68
FIGURA 60: DATOS TÉCNICOS DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA	70
FIGURA 61: VENTANA DE SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE PLACAS DEL SOFTWARE DE SWEP	71
FIGURA 62: NUEVO DISEÑO DE LAS ASPAS DEL RASCADOR	75
FIGURA 63: ESQUEMA DE LOS PARÁMETROS DE MEDIDA.....	77
FIGURA 64: CAUDALÍMETRO CORIOLIS	78
FIGURA 65: DATOS TÉCNICOS DEL CAUDALÍMETRO CORIOLIS	79
FIGURA 66: SENSORES DE TEMPERATURA Y PRESIÓN PARA LA ENTRADA Y SALIDA DEL REFRIGERANTE EN EL INTERCAMBIADOR	79
FIGURA 67: ESQUEMA DE LA SOLDADURA DE LOS TERMOPARES A LA PLACA	81
FIGURA 68: SENSOR DE POTENCIA ACTIVA YA INSTALADO	82
FIGURA 69: TACÓMETRO Y SENSOR DE EFECTO HALL.....	83
FIGURA 70: FOTOGRAFÍA DEL ARCÓN FRIGORÍFICO EMPLEADO EN LA CALIBRACIÓN.....	113
FIGURA 71: FOTOGRAFÍA DE UNA DE LAS RESISTENCIAS DE 40 W EMPLEADAS	113
FIGURA 72: FOTOGRAFÍA DE ALGUNOS DE LOS VENTILADORES EMPLEADOS	113
FIGURA 73: DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE TERMOPARES Y SONDAS PT100 CON VENTILADOR Y RESISTENCIA EN EL ARCÓN	114
FIGURA 74: ESQUEMA DE LA COLOCACIÓN DEL VENTILADOR Y LA RESISTENCIA EN EL ARCÓN.....	114
FIGURA 75: DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE TERMOPARES Y SONDAS PT100 CON CUATRO VENTILADORES EN EL ARCÓN	115
FIGURA 76: ESQUEMA DE LA COLOCACIÓN DE LOS VENTILADORES EN EL ARCÓN.....	115
FIGURA 77: DATOS DEL ENSAYO 1 PARA COMPROBACIÓN DEL ESTADO DEL TERMOPAR.....	116
FIGURA 78: DATOS DEL ENSAYO 2 PARA COMPROBACIÓN DEL ESTADO DEL TERMOPAR.....	117

1. Introducción, conocimientos previos

El concepto de *hielo líquido*, o más conocido como ice slurry en el idioma anglosajón, consiste en una suspensión de cristales de hielo en una disolución. Normalmente para dicha disolución, se emplea agua como disolvente, mientras que como soluto se puede emplear cualquier agente químico capaz de actuar como anticongelante, disminuyendo el punto de congelación de la mezcla por debajo del que se tendría en condiciones iniciales, agua pura. Si la temperatura de la mezcla se lleva por debajo de su punto de congelación, comenzarán a aparecer en su seno los primeros cristales de hielo, de forma que puede distinguirse entre una fase sólida, donde se podrán apreciar una cierta cantidad de cristales de hielo y otra fase líquida, que será la formada por el resto de la disolución que aún queda por congelar, y que se denominará como fluido portador.

Sin embargo, para generar hielo líquido no es suficiente con bajar la temperatura de la disolución por debajo de su punto de congelación; es además necesario que la formación de hielo se produzca en forma de pequeños cristales que puedan quedar suspendidos dentro de la disolución. Existe en la actualidad una gran variedad de técnicas de generación de hielo líquido que, basándose en principios físicos distintos, son capaces de evitar que el hielo crezca en forma de grandes bloques. La mayoría de estas técnicas están todavía en fase experimental, siendo las técnicas basadas en el empleo de sistemas rascadores las únicas que han alcanzado hasta la fecha un cierto nivel de implementación industrial.

En la práctica puede considerarse que los cristales de hielo formados están compuestos por agua pura, por lo que al separarse éstos del resto de la disolución, la concentración de esa disolución aumentará y consiguientemente disminuirá su punto de congelación, de forma que para aumentar la concentración en hielo de la mezcla será necesario seguir bajando su temperatura. Así, para una disolución con una concentración de anticongelante dada, pueden alcanzarse distintas situaciones de equilibrio, correspondientes a distintos valores de temperatura de la mezcla, para cada una de las cuales se tendrá una concentración de hielo diferente. Es precisamente esa concentración de hielo el parámetro fundamental en la caracterización de un hielo líquido. La concentración, no va a ser el único factor que actúe o influya sobre la generación del hielo líquido, ya que existen gran cantidad de factores con influencia sobre el comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido, pero debido a que se trata un producto relativamente novedoso y sin una amplia

investigación, no está claramente definida la influencia que tiene cada uno de esos factores.

En la práctica, el comportamiento final del hielo líquido va estar influenciado por todos y cada uno de los pasos dados desde que se toma la decisión inicial sobre el tipo y concentración de agente anticongelante a emplear, hasta que se concreta la aplicación en la que ese hielo líquido va a utilizarse. Así, el tipo y concentración de anticongelante empleado fijará la relación entre la temperatura y la concentración del hielo líquido e influirá directamente sobre las propiedades del fluido portador, como por ejemplo densidad, viscosidad, calor específico, etc., afectando con ello a las propiedades del hielo líquido obtenido. El tamaño de los cristales de hielo y por tanto el comportamiento de la mezcla estará influido tanto por la técnica de generación empleada como por el tipo y tiempo de almacenamiento. Por último, los datos concretos de la aplicación dada al hielo líquido, como pueden ser diámetros de tuberías, caudal en circulación, etc., influirán también en su comportamiento.

Este proyecto final de carrera se plantea como continuación de las tareas desarrolladas en el grupo de investigación Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica de la UPCT, en relación con el estudio de intercambiadores de superficie rascada rotativos. En particular, se parte de una instalación de ensayos para la fabricación de hielo líquido mediante ICSR rotativos.

Los objetivos concretos del presente proyecto son: a) analizar las posibles mejoras de la instalación existente; b) diseñar una nueva instalación bajo los criterios de fiabilidad de uso, economía y simplicidad; c) definir los nuevos equipos a adquirir; d) realizar el montaje de la nueva instalación; e) elaborar un método de reducción de datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el ICSR durante la producción de hielo líquido.

1.1. Técnicas de generación de hielo líquido

Una vez hecha la introducción y una visión global sobre el hielo líquido y su comportamiento, pasamos a la descripción de las técnicas de generación del hielo líquido. Al tratarse de una tecnología relativamente reciente, en la actualidad hay dos sistemas de generación de hielo líquido; sistemas de rascado de pared, y sistemas sin rascado de pared. Debido a las prestaciones y por su economía, los sistemas de rascado de pared han alcanzado una mayor penetración en el sector industrial, quedándose relegado a un segundo

plano los sistemas sin rascado. Debido a su poco uso industrial, solo vamos a nombrar los sistemas de generación de hielo líquido sin rascado:

- Sistemas de lecho fluido

Estos sistemas trabajan de forma muy parecida a como lo hacen los sistemas de rascador. La principal diferencia es que en este caso se trabaja con un lecho fluido, normalmente de partículas de acero inoxidable o de vidrio. Estas partículas se extienden por el interior del generador de hielo líquido y, arrastradas por un flujo turbulento, chocan contra las paredes del intercambiador, arrancando los cristales de hielo que se van adhiriendo sobre ellas y rompiendo ese hielo. De esta forma, se tiene una superficie de intercambio libre de hielo, con un alto coeficiente de transmisión de calor.

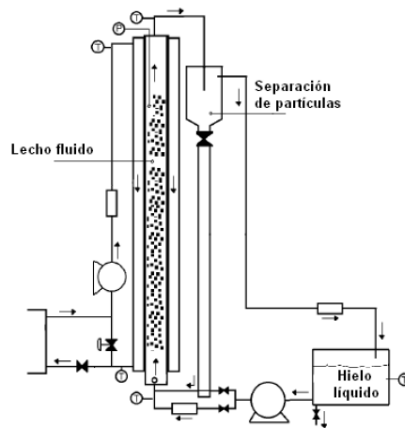


Figura 1: Instalación experimental para sistemas de lecho fluido

- Sistemas de sobreenfriamiento

La producción de hielo líquido en este sistema se realiza aprovechando el concepto de líquido sobreenfriado. Un caudal de agua o salmuera, cuando se enfría lentamente y sin perturbaciones del flujo a su paso por un evaporador, es capaz de alcanzar una temperatura inferior a la de su punto de congelación sin que aparezca hielo sobre las paredes del intercambiador. Si antes de abandonar el evaporador se perturba físicamente el flujo de agua o salmuera sobreenfriada, se produce la compensación del sobreenfriamiento y la generación de cristales de hielo en el seno del fluido.

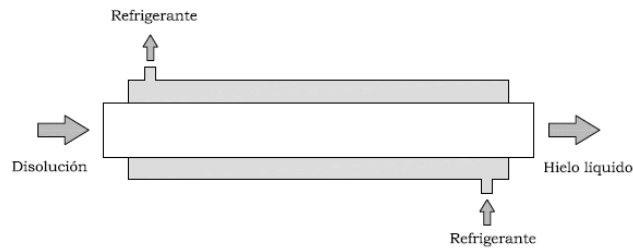


Figura 2: Sistema de sobreenfriamiento

- Sistemas con eyector

Este sistema se basa en el intercambio de calor entre dos fluidos diferentes. Un fluido no miscible más denso que el agua se enfría por debajo de la temperatura de solidificación del agua por medio de una máquina frigorífica convencional. El fluido entonces se hace pasar a través de un sistema eyector en el que se aprovecha la alta presión del fluido para extraer agua o salmuera del tanque de sedimentación.

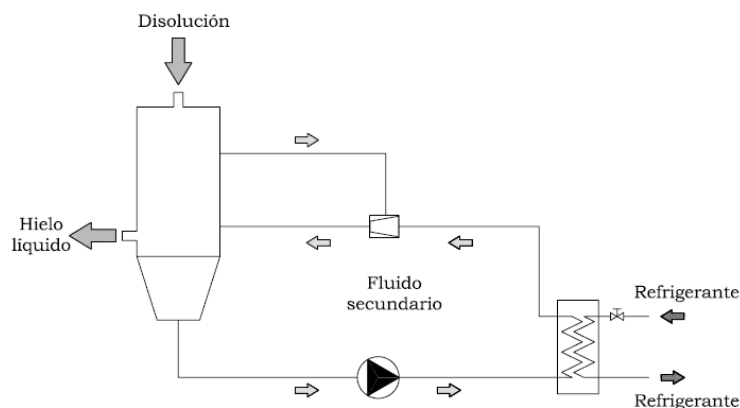


Figura 3: Sistemas con eyector

- Sistemas de película descendente

Este sistema se basa en un intercambiador de calor convencional de carcasa y tubos vertical. La evaporación del refrigerante se produce en la carcasa, mientras que el caudal de salmuera se deja caer en forma de película por el interior de los tubos. Durante el descenso del fluido por el tubo se produce un fenómeno de sobreenfriamiento del mismo. La salmuera es constantemente agitada por una varilla orbital para evitar la formación de grandes cristales de hielo y la posibilidad de que se adhieran al interior de los tubos. El sobreenfriamiento y la agitación de la salmuera original pequeños cristales de hielo en el seno del fluido que son recogidos en la salida inferior del

intercambiador de calor. La concentración de hielo de la mezcla resultante se puede ajustar regulando el caudal de salmuera entrante.

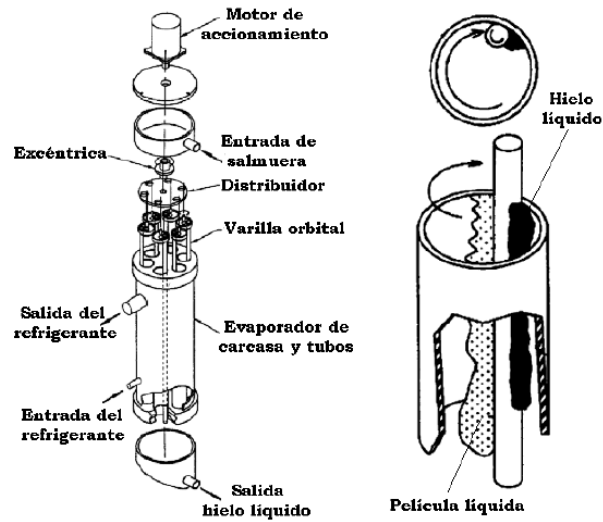


Figura 4: Sistemas de película descendente

- Sistemas de vacío

Conceptualmente, estos sistemas son completamente distintos a todos los anteriores, pues en ellos se utiliza el agua como refrigerante primario. Básicamente se trata de aprovechar que la temperatura de saturación del agua cambia con la presión y que alcanza su punto triple en las condiciones de 0,0061 bares y 0,01°C. El esquema representado a continuación, gracias a la acción de una bomba de vacío, la cámara de vacío de la figura se mantiene a una presión de 0,0061 bares y en esas condiciones, se pulveriza agua en el interior de la cámara. La extracción del vapor de agua origina un proceso de enfriamiento evaporativo, de forma que las gotas de agua se congelan, dando lugar a la formación de cristales de hielo en el fluido.

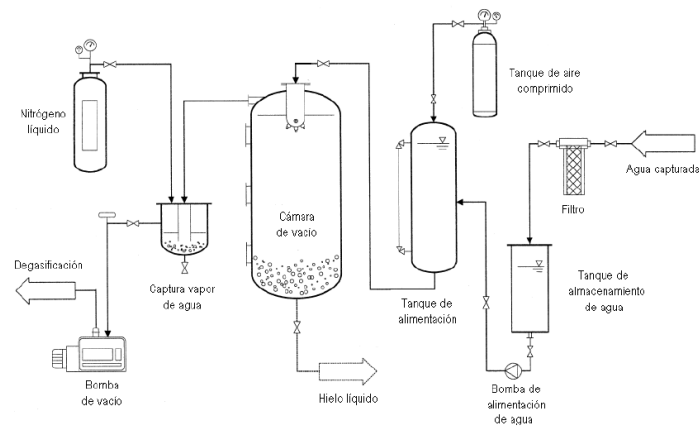


Figura 5: Instalación experimental para sistemas de vacío

Una vez expuestos los sistemas sin rascado, pasaremos a explicar más afondo el método de sistemas con rascado de pared, y sus distintas versiones existentes, dependiendo de las necesidades industriales que se tengan.

1.1.1 Sistemas con rascado de pared

La tecnología de los sistemas con rascado para la generación del hielo líquido, ha sido heredada de la industria alimentaria, ya que se usa para el tratamiento térmico de productos particulados o de elevada viscosidad, o en la industria química para la separación de mezclas orgánicas de sus isómeros, entre muchos de sus posibles usos.

Estos sistemas están constituidos por una instalación frigorífica convencional, cuyo evaporador actúa como generador de hielo líquido. Dependiendo de la forma del evaporador, y más concreto, de la forma de rascado, se puede hacer una pequeña clasificación, desde un punto de vista más comercial, debido a que las empresas que se mostrarán a continuación, son las que tienen las patentes sobre los sistemas de rascado.

En ambas tecnologías, la instalación frigorífica suele emplear, bien sobrealimentación de líquido en el evaporador o, bien un evaporador de tipo inundado.

Los sistemas con rascador sin capaces de producir hielo líquido a diversas temperaturas dependiendo de la composición y concentración de la salmuera, pero debido a la novedad de la tecnología, existe poca información sobre las características del proceso de cristalización en este tipo de sistemas de rascado.

Sistemas de rascado lineal

El evaporador de la instalación, de sección tubular, está constituido por dos cilindros coaxiales, normalmente, que dejan un espacio entre ellos para permitir la evaporación del refrigerante primario a través del anillo exterior. Este proceso enfría la pared del cilindro interior, por el cual circula un caudal de salmuera, y provoca la generación de cristales de hielo sobre la superficie interior del cilindro. De esta forma, se generan los cristales, lo que da lugar a una capa de hielo, disminuyendo la eficiencia del proceso, puesto que actúa de aislante, y por tanto es necesario retirar esa capa de cristales que se ha generado, introduciéndolos en el fluido, obteniendo de esta forma un caudal de hielo líquido a la salida del evaporador.

El hielo generado puede ser retirado del circuito para introducir de nuevo en el evaporador un caudal de salmuera, dando lugar a los *sistemas de producción de hielo líquido continua*, o puede recircularse, para introducir en el evaporador un caudal de hielo líquido, tal y como se conocen los *sistemas de producción de hielo líquido por lotes*.

En el rascado lineal, la compañía que presenta la patente sobre el rascado lineal, se llama HRS®, y el modelo se denomina Unicus. A continuación, se presenta una imagen del mismo:



Figura 6: Sistema de raspado lineal de HRS, Unicus

.A continuación se pasará a presentar los sistemas de raspado rotativo.

Sistemas de raspado rotativo

En este sistema de raspado, se va hacer una distinción debido a la dimensiones del depósito de almacenaje de la salmuera para congelar, puede darse el caso que sean, circulares o de placas.

Para los sistemas de depósitos circulares, el método de funcionamiento, es el mismo que el detallado anteriormente, sistema de raspado lineal, pero la única diferencia que hay es el movimiento de raspado, que pasa de lineal a rotativo.

A continuación, se muestra una imagen donde se podrá ver claramente el funcionamiento de los sistemas de raspado en tubos circulares:

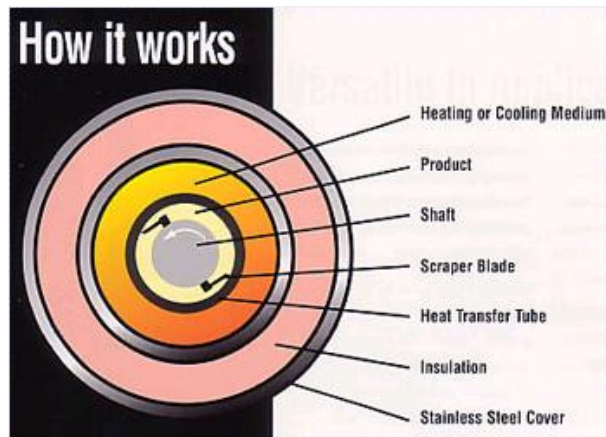


Figura 7: Funcionamiento de los sistemas de raspado en tubo circulares

En el raspado rotativo, para superficies de raspado circulares, las compañías que presentan las patentes sobre el raspado rotativo, se llaman Contherm® y Votator®. A continuación, se presenta una imagen del mismo:

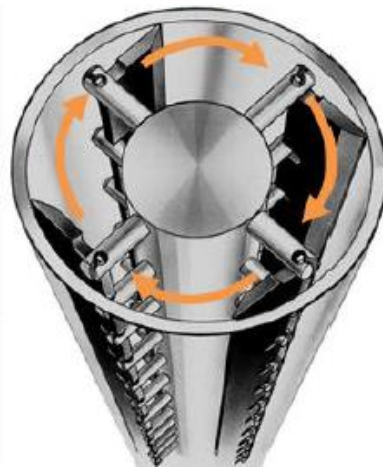


Figura 8: Sistema de raspado rotativo en superficies circulares

En el raspado rotativo, para superficies de raspado planas, las compañías que presentan las patentes sobre el raspado rotativo, se llaman HRS®, con el modelo T-Sensation, que se muestra a continuación:

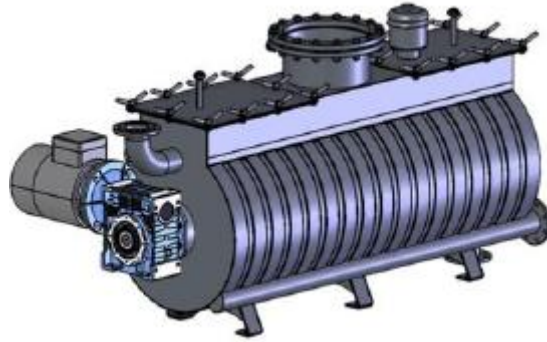


Figura 9: Sistema de producción T-Sensation, de HRS

Y también encontramos la compañía Icegen, con el sistema siguiente:

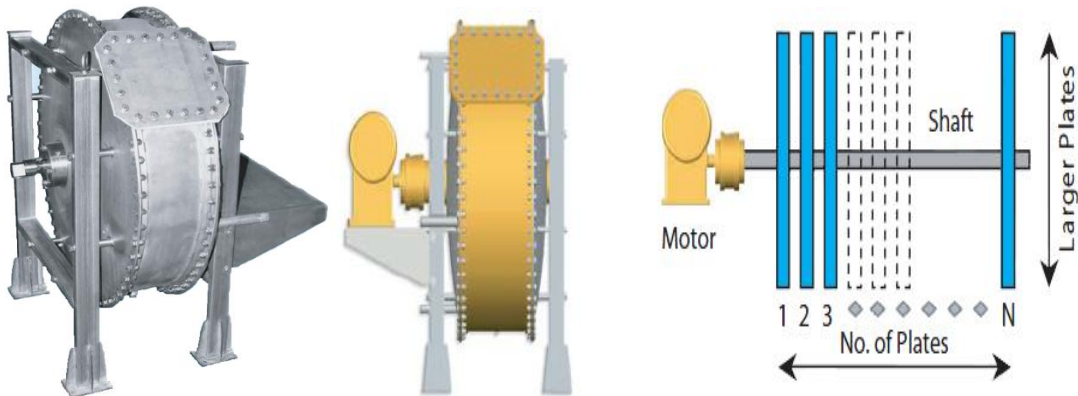


Figura 10: Sistema de producción Icegen

Estos dos últimos modelos, T-Sensation y Icegen, son los modelos en los que nos basaremos para la fabricación de nuestra instalación de generación de hielo líquido con intercambio de superficie de raspado rotativo. Nuestra intención va a ser la fabricación de una instalación que genere hielo líquido en una producción en lotes, y luego extrapolarlo a una producción continua. Para ello, nuestra instalación intentará imitar el comportamiento de una de las placas que llevan incorporadas estas dos últimas tecnologías, y que se puede diferenciar en las imágenes anteriores.

1.2. Aplicaciones y ventajas

Una vez visto una pequeña introducción y las técnicas para generar hielo líquido, se pasará a describir las aplicaciones que tiene el hielo líquido y las ventajas que se obtiene por usar hielo líquido.

Climatización

Sin duda, uno de los campos de aplicación más típicos del hielo líquido es el de la climatización. En este ámbito, el uso del hielo líquido suele combinarse con sistemas de acumulación permitiendo el uso de instalaciones frigoríficas más pequeñas y, en algunos casos, el ahorro económico gracias a la aplicación de tarifas nocturnas reducidas.

Existen en todo el mundo gran cantidad de instalaciones de climatización que funcionan con sistemas de almacenamiento de hielo líquido. Normalmente estas instalaciones están constituidas por tres circuitos conectados entre si:

- Un circuito de refrigerante en el que se genera el efecto frigorífico, normalmente aprovechando los periodos de tarifa energética reducida.
- Un circuito de hielo líquido en el que se genera y almacena el hielo líquido.
- Un circuito de agua que es enfriada en un intercambiador de calor que comunica este circuito con el de hielo líquido y que es llevada hasta los puntos de consumo de frío.

Dependiendo de la configuración del edificio y del diseño de la instalación, en algunos casos se suprime el circuito de agua, siendo el hielo líquido directamente bombeado hasta los puntos de consumo de frío.

Refrigeración

El uso del hielo líquido puede ser ventajoso para la conservación de alimentos en cámaras frigoríficas. En las cámaras frigoríficas se precisa una temperatura de aire muy inferior a la empleada usualmente en instalaciones de climatización, por lo que resulta totalmente inviable plantear el uso de instalaciones convencionales de acumulación de frío por hielo o agua, en las que la distribución de frío se hace con agua fría a una temperatura demasiado alta para estas aplicaciones. Por eso el uso de hielo líquido hace posible obtener muy bajas temperaturas en el fluido sin más que utilizar elevadas concentraciones de anticongelante, lo que hace factible su uso en instalaciones de refrigeración.

Procesado de productos

Una de las primeras aplicaciones dadas al hielo líquido fue para el procesado de pescado mediante aplicación directa. Esto se consiguió gracias a la sustitución por hielo líquido el hielo con el que convencionalmente se recubre el pescado para mantenerlo fresco.

Otras aplicaciones

Existen otras aplicaciones que son minoritarias, o están en fase de desarrollo, como el empleo del hielo líquido en el campo de la medicina. La inducción a la hipotermia puede permitir el tratamiento posterior de resucitación en pacientes que han sufrido una parada cardíaca y, en estos casos, el uso del hielo líquido puede mejorar sensiblemente la velocidad con la que se baja la temperatura del cuerpo. Igualmente, el hielo líquido puede mejorar la efectividad de los tratamientos de golpes y hematomas respecto a los resultados obtenidos empleando hielo convencional.

Otras de la aplicaciones que podemos encontrar para el uso del hielo líquido, es la limpieza de las superficie de intercambiadores de calor empleados habitualmente en la industria alimentaria, u otro tipo de conductores como pueden ser redes de distribución de agua. El hielo líquido permite una limpieza efectiva de las superficies sin contaminar los equipos.

Unas de las aplicaciones más interesantes, es la extinción de incendios. Las pruebas efectuadas añadiendo hielo al agua de extinción han mostrado una importante mejora en la velocidad con que este tipo de incendios pueden ser extinguidos, a la vez que una gran reducción en el volumen de agua necesario.

2. Instalación anterior y su evolución

Como ya se indicó al principio, este proyecto final de carrera consiste en el diseño, construcción y montaje de una instalación para la generación de hielo líquido mediante el empleo de un intercambiador de calor de placas de superficie rascada rotativa, pero la instalación que se va a realizar, parte de una instalación primitiva, en la que ha ido evolucionando por diversos motivos que se irán contando a lo largo de este capítulo.

2.1. Concepto de la instalación de generación de hielo líquido

El fundamento en el que se basa este diseño inicial de la instalación, es el la expansión directa de refrigerante, que consiste en un sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad. Su particularidad consiste en que por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión.

A continuación pasamos a detallar el intercambiador de calor de la instalación primitiva, ya que va a ser una de las cosas más importante de la instalación.

En el intercambiador de calor tiene lugar la generación del hielo líquido a partir de salmuera, que cristaliza en la placa que constituye la superficie de intercambio y que es rascada continuamente por cuatro palas accionadas mecánicamente.

El enfriamiento de la salmuera es posible gracias al flujo de refrigerante que circula por el intercambiador, que funciona a modo de evaporador.

La configuración del intercambiador inicial que se diseñó, se muestra en la siguiente imagen:

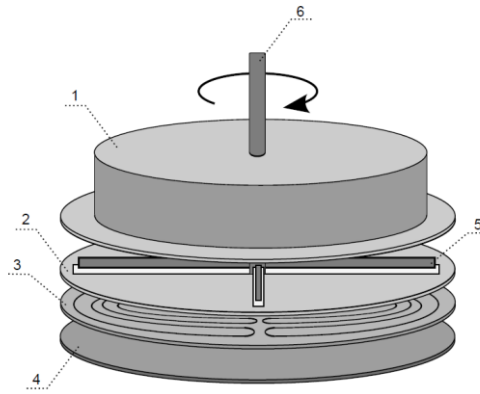


Figura 11: Intercambiador de calor inicial

Y una vista más detallada:



Figura 12: Placa canalizada que constituyó el serpentina del evaporador

Donde se puede apreciar las siguientes partes:

1. Cuerpo del intercambiador, donde se encuentra la salmuera y el hielo líquido.
2. La placa de intercambio de calor entre salmuera y refrigerante.
3. Placa acanalada que una vez tapada por la placa de intercambio y una placa inferior, conforma el serpentina que actúa como evaporador del refrigerante.
4. Placa inferior que cierra el circuito de evaporación.
5. Palas rascadoras encargadas de arrancar y mezclar los cristales generados.
6. Eje de giro al que se le acoplará el motor que hará girar las palas rascadoras.

Cada una de estas palas metálicas, fabricadas a partir de acero inoxidable, va separadas por una junta de teflón de 3mm de espesor. La junta de teflón que separa la placa de intercambio de calor de las palas, evitando el contacto con el metal. El teflón es resistente al desgaste y se ha utilizado en otros dispositivos similares, mostrando un comportamiento satisfactorio en instalaciones de ensayo.

Sobre el cuerpo del intercambiador, va situada una reductora de relación 9:1 y un motor eléctrico trifásico controlado mediante un variador de frecuencia.

Para evaluar la transferencia de calor será necesario medir temperaturas en la pared y en el propio fluido, así como conocer el calor absorbido por el refrigerante a su paso por el intercambiador de calor. En cuanto a las medidas de temperatura en el fluido y la pared, la placa de intercambio de calor dispone 19 termopares circunferencialmente distribuidos y soldados a la misma placa que proporcionarán los valores de temperatura de pared. A continuación se muestra una imagen de la disposición de dichos termopares:

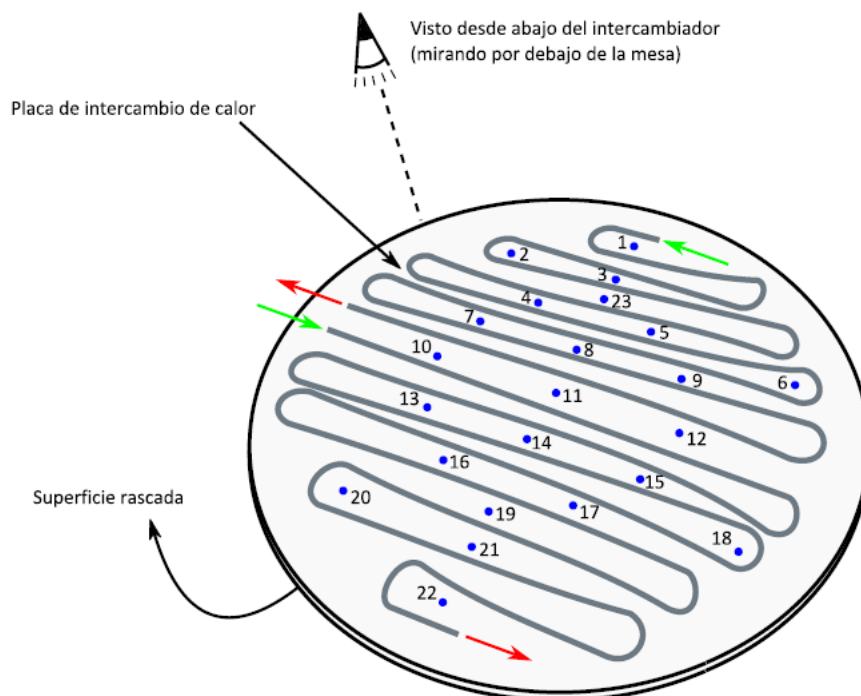


Figura 13: Disposición de los termopares en la placa de intercambio de calor

Para la temperatura del fluido se dispuso de cuatro sondas PT100 que se introducen por los laterales del intercambiador proporcionando los valores de las temperaturas en el interior.

Los criterios de dimensionamiento seguidos se han hecho teniendo en cuenta la potencia frigorífica necesaria para generar hielo líquido a partir de una salmuera al 3%, y con una temperatura de -8°C . En base a esa potencia se ha dimensionado a la superficie de intercambio necesaria y al mismo tiempo a la selección de la unidad condensadora (compresor + condensador), encargada de proporcionar la potencia frigorífica necesaria para la generación del hielo líquido.

Una vez definida el evaporador, se pasa a describir el resto de la instalación:

- **El intercambiador de calor:** Servirá para fabricar el hielo líquido mediante la congelación de la salmuera.
- **Mecanismo de rascado:** Este mecanismo servirá para crear los cristales de hielo y mezclarlos con el fluido portador. Está compuesto por un conjunto de aspas situado en el habitáculo de almacenamiento de la salmuera, junto con un motor, y una reductora. A continuación se muestra una imagen:



Figura 14: Mecanismo de rascado

- **Placa de intercambio:** Placa a través de la cual se realizará el intercambio de calor está instrumentada con termopares, tal y como se comentó anteriormente. Más adelante, se explicará el tema de los termopares.
- **La unidad condensadora:** Está compuesta por un compresor, depósito de líquido y condensador. Su elección se basó en la potencia necesaria

para la generación de una determinada concentración de hielo líquido a una determinada temperatura.

- **El diseño del circuito de refrigeración:** Se diseñó un circuito por donde circula el refrigerante R507 que conecta la unidad condensadora y el intercambiador de calor. Con él se conseguirá enfriar la salmuera y obtener hielo líquido.
- **La instrumentación de la instalación:** Para ver el comportamiento de la salmuera cuando ésta recibe frío procedente del refrigerante, se han instalado una serie de termopares y de PT100 en el recipiente que aloja a la salmuera en el proceso de congelación. También, al estar diseñado este primer circuito de expansión directa, se van a introducir unas sondas de temperatura y presión a la entrada y salida del evaporador.

A continuación pasaremos a detallar la evolución que ha sufrido la instalación debido a una serie de problemas que se han ido identificando.

2.2. Evolución de la instalación de generación de hielo líquido

Una vez definida la instalación, pasamos a detallar las modificaciones sufridas por la misma, debido a una serie de problemas que hicieron que la instalación sufriera unos leves cambios, junto con nuevos diseños, de algunas de sus partes más importantes.

2.2.1. Primera evolución del evaporador

La primera versión realizada del evaporador, como ya se detalló anteriormente, consta de una serie de placas, una por arriba y otra por debajo de la placa acanalada que hace de serpentín, y hace que la función de intercambiador de calor (*Véase figura 12*).

Este evaporador, tal y como se diseñó, se introdujo una presión de 5 bares de nitrógeno para comprobar las posibles fugas. El resultado fue la aparición de numerosas pérdidas por los laterales, debidas a las pequeñas irregularidades en las planchas de acero y a la rigidez del teflón, incapaz de deformar y adaptarse a estas, lo que hacía inviable la instalación de la misma.

Como solución a este problema, se fabricaron nuevas juntas, esta vez de silicona. El objetivo es que se adapten a las irregularidades que presentan las

placas de acero, especialmente las acanaladas. El planteamiento fue el mismo, una de las juntas es acanalada, de la misma forma en que lo está la placa de acero, y se sitúa entre esta y la placa de intercambio. De esta forma el refrigerante está en contacto directo con la placa de intercambio. La otra no tiene canales, para evitar transmisión de calor en ese sentido.

Una vez realizado esto, se llevó a cabo de nuevo la prueba de nitrógeno a 5 bares. La junta de silicona se adapta a las placas de acero en los bordes, pero en este caso aparecen pérdidas en los agujeros de salida del cable de los termopares. Esto se debe a que la placa acanalada no es completamente plana, sino que presenta una pequeña concavidad.

Como solución se propone enfundar esos agujeros, aislando los cables mediante tubos de acero inoxidable que se adapten al agujero a modo de camisa. De esta forma solo hay que aplicar un adhesivo del tipo de soldadura fría en los extremos del agujero, como se indica en la siguiente imagen, y el refrigerante queda aislado del exterior. En ella, se aprecia, a la izquierda, un esquema de las tres placas de acero y las dos juntas junto con el tubo. A la derecha se muestra con más detalle y en rojo las zonas en las que se aplica el sellante.

Al aplicar de nuevo 5 bares de nitrógeno los agujeros sellados con los tubos soportaron la presión, pero cerca de los 5 bares de presión volvieron a aparecer fugas por los laterales.

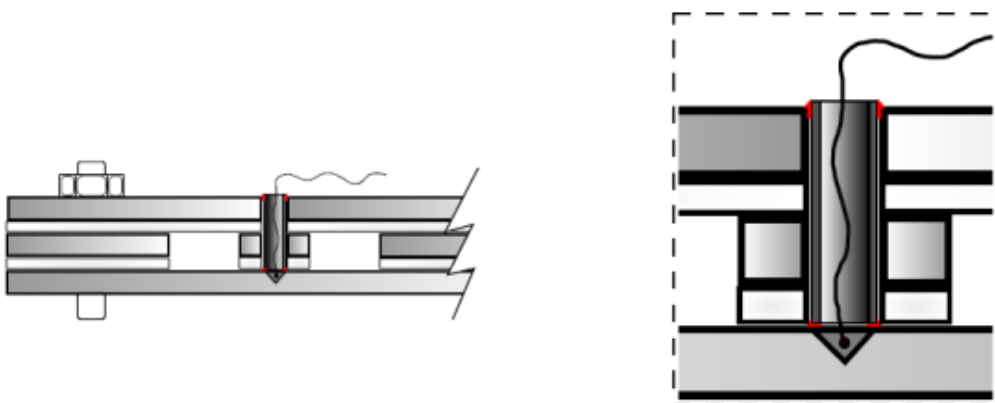


Figura 15: Esquema y detalle del tubo de acero inoxidable para aislar al cable y para evitar fugas

2.1.2. Segunda evolución del evaporador

El resultado insatisfactorio de las pruebas de estanquidad en las sucesivas disposiciones constructivas de evaporador llevó a descartar esta tipología de intercambio térmico. La solución que se adoptó fue un serpentín formado a base de dos conductos independientes, en lugar de las canalizaciones mecanizadas. De esta forma, se evitaría el problema de las fugas. A continuación se muestra unas imágenes del mismo:

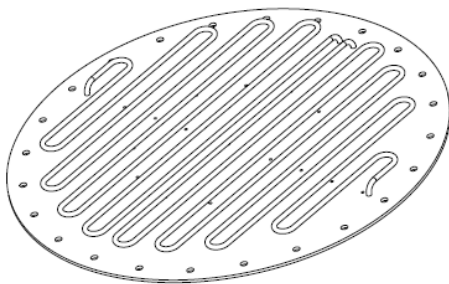


Figura 16: Serpentín doble

Y una vez montado queda de la siguiente forma:

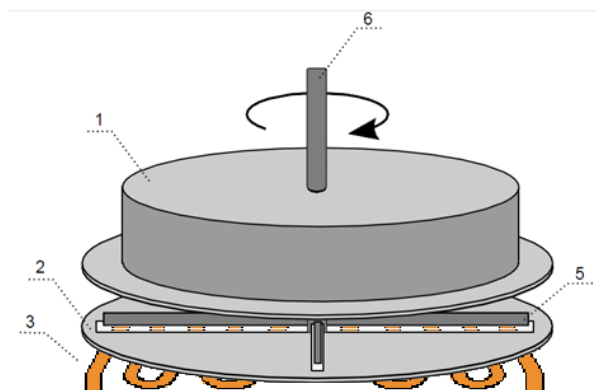


Figura 17: Serpentín doble junto con el mecanismo de raspado

El diseño consistía en elaborar un serpentín a partir de tubo de cobre de 5/16", soldarlo a la placa de intercambio. Aunque de este modo se aumenta la resistencia térmica entre refrigerante y salmuera, también se garantiza la ausencia de fugas.

Además se dividió el serpentín en dos tramos simétricos, de forma que el refrigerante recorre dos tramos paralelos, reduciendo así la caída de presión en el evaporador. El serpentín pasó a ocupar el sitio que ocupaba la placa acanalada, y los huecos que quedaron, fueron rellenos con espuma de poliuretano.

Una vez realizados estos cambios, se pasó a instalar la instalación, dando lugar a la siguiente composición de elementos, tal y como se ve en la siguiente imagen:

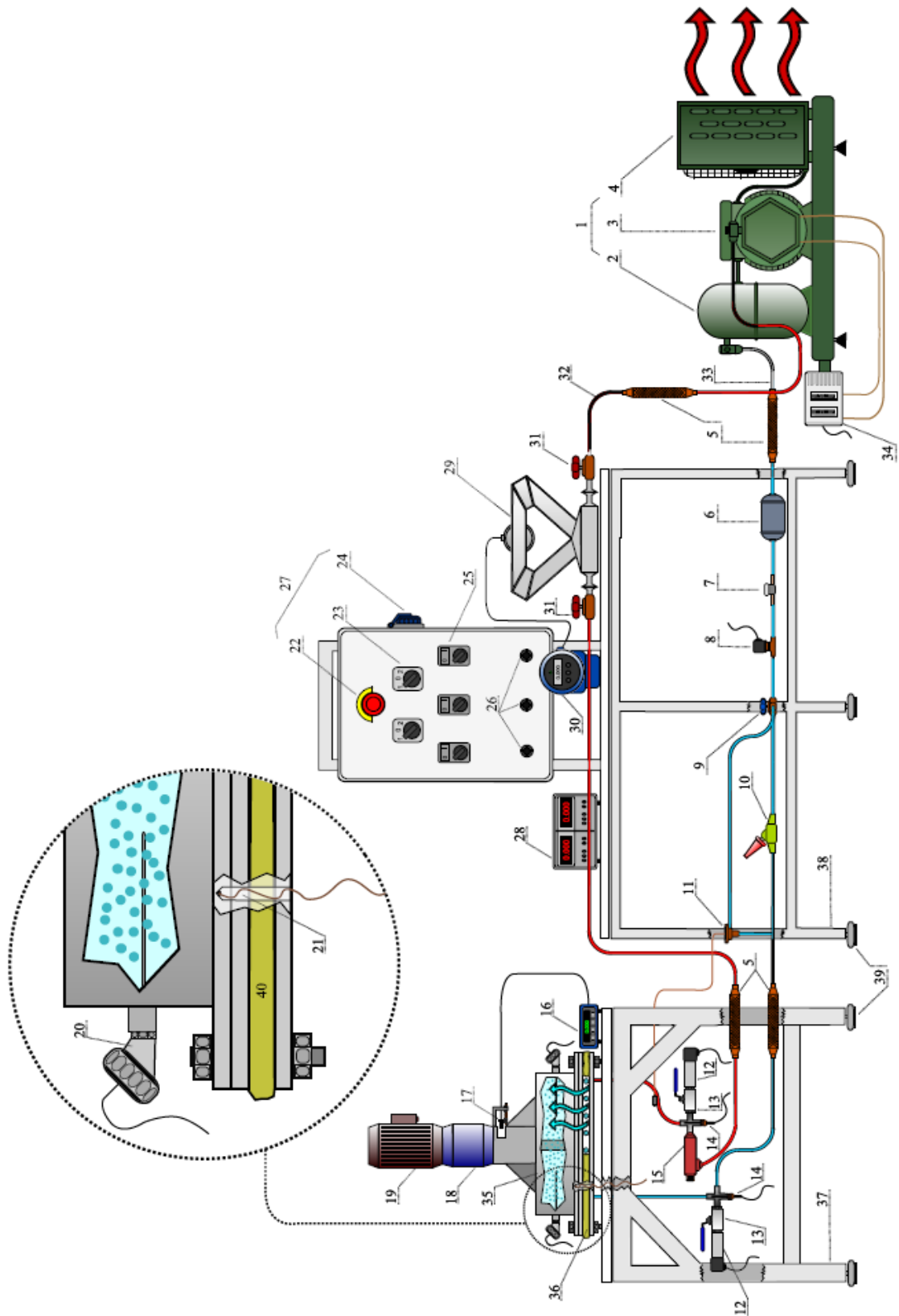


Figura 18: Esquema e instalación completa con el serpentín

Donde:

1. Unidad condensadora
2. Depósito de líquido
3. Compresor semi-hermético
4. Condensador y ventilador
5. Elementos anti-vibración
6. Filtro deshidratador + antipartículas
7. Visor de líquido
8. Electroválvula
9. Válvula de tres vías
10. Válvula de expansión manual y cierra
11. Válvula de expansión termostática
12. Sensor de presión
13. Válvula de cierre
14. Sonda de temperatura PT100
15. Regulador de presión de evaporación
16. Tacómetro
17. Sensor efecto Hall
18. Reductora 1/5
19. Motor del rascador
20. Sonda enfundada PT100
21. Termopar
22. Interruptor de paro de emergencia
23. Interruptores de marcha paro para compresor, bomba y rascador
24. Salida de corriente monofásica
25. Interruptores para salida monofásica, electroválvula y contactor
26. Potenciómetros para el control del compresor, bomba y rascador
27. Cuadro eléctrico
28. Fuente de alimentación de corriente continua
29. Sensor del caudalímetro Coriolis
30. Transmisor del caudalímetro Coriolis
31. Válvulas de cierre
32. Línea de aspiración
33. Línea de líquido
34. Presostato
35. Intercambiador de calor
36. Evaporador
37. Bancada del intercambiador
38. Bancada de instrumentación y circuito de refrigeración
39. Soportes anti-vibración
40. Aislante (espuma de poliuretano,)

Tras realizar diversas pruebas, al poco tiempo de iniciarse los ensayos, y cuando se empezó a fabricar hielo líquido, las aspas encargadas del rascado del hielo líquido se quedaban bloqueadas debido a la generación de hielo que había y al insuficiente par motor que se tenía en las aspas del rascador que nos suministra el motor .

Para solucionar este problema, se cambió la reductora que se tenía de 1/5 a una superior con una reducción de 1/25, por lo que se ganó más par y por lo tanto, redujo la oposición al giro cuando se genera el hielo líquido. A continuación se muestra una imagen de dicha reductora:



Figura 19: Reductora 1/25

Tras estas series de cambios, se empezó a realizar una batería de ensayos para comprobar el comportamiento de la instalación, pero hubo un par de incidencias que hicieron replantear el diseño de la instalación.

Debido a la gran cantidad de par torsor que se ha ganado por el cambio de reductora para que las aspas no se quedaran bloqueadas por el hielo, hizo que se produjera un desperfecto en las aspas, hubo unas que se doblaron y otras

que se soltaron del eje, quedándose dos aspas dobladas, y las otras dos aspas moviéndose de forma libre por el depósito de almacenaje de la salmuera. Esto fue debido a causa de que en un momento de la fabricación del hielo líquido, hubo una gran acumulación de hielo líquido en el depósito de la salmuera cuando se estaba trabajando a temperaturas cercanas a -2°C . Esto lo que provocó fue que al haber una cantidad excesiva de hielo, las aspas quedaron bloqueadas por el hielo, y esta oposición fue vencida por la potencia del motor junto con su reductora, y a la postre, el incidente ya citado. A continuación se muestran unas imágenes del estado en el que se quedó las aspas del rascador después de este incidente:



Figura 20: Estado del rascador con una reductora inadecuada

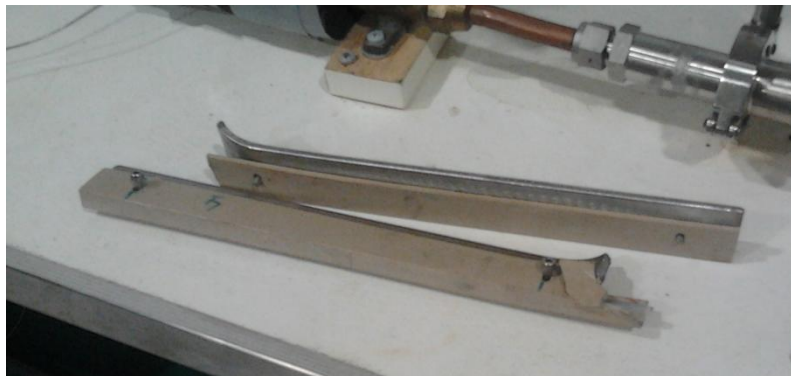


Figura 21: Estado de las aspas con una reductora inadecuada

Debido a este problema, junto con el del diseño de la máquina generadora de hielo líquido, cuya potencia frigorífica era muy escasa debido al diámetro del tubo de cobre que había en el serpentín del evaporador, que provocara que la superficie de contacto fuera pequeña y por tanto la potencia frigorífica escasa, hizo que se replanteara el diseño de la instalación. A continuación se muestra una imagen del estado del intercambiador con los tubos soldados:

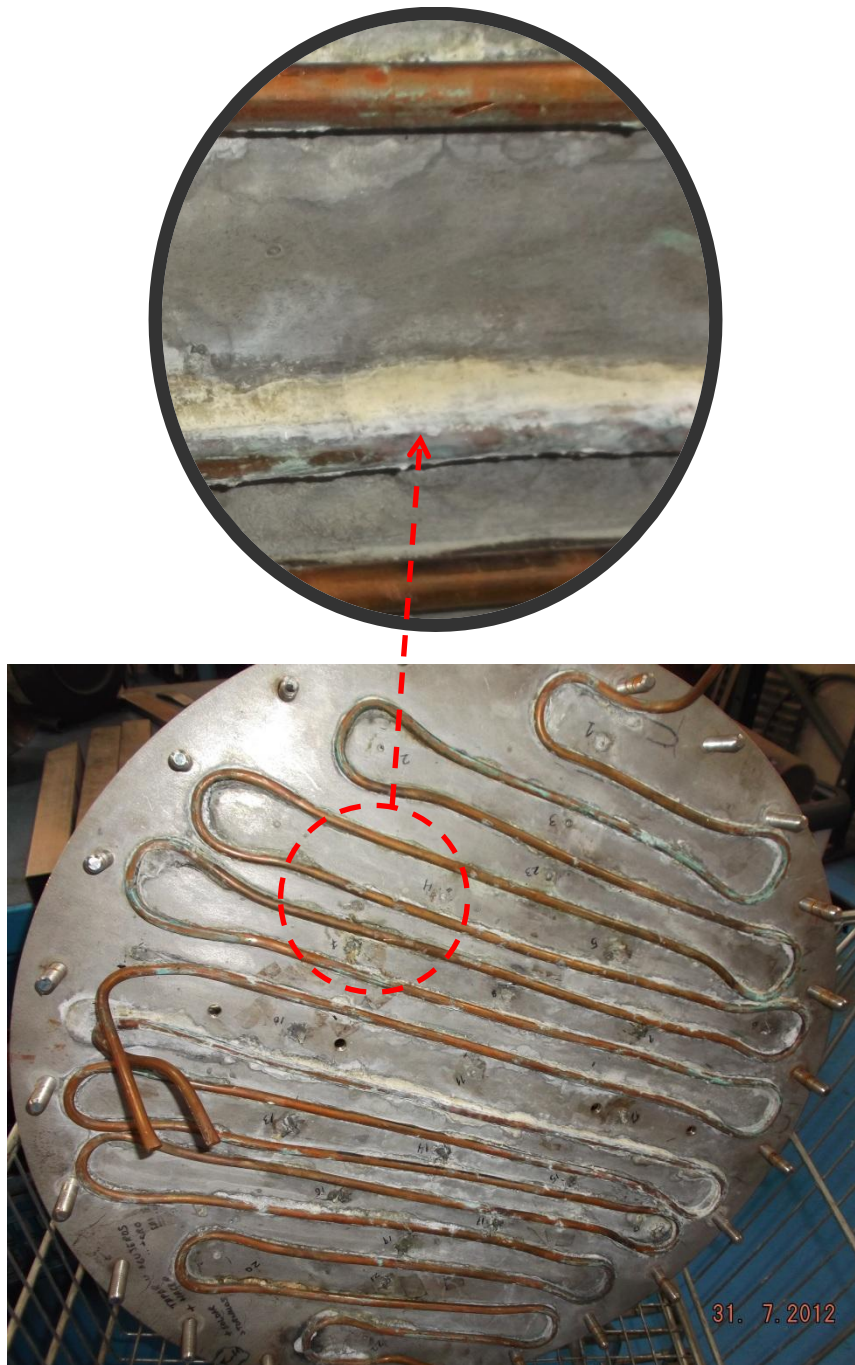


Figura 22: Intercambiador con los tubos soldados

Como se puede ver en el detalle, además de soldar el tubo a la placa de intercambio de calor, se le soldó con una aleación de bajo punto de fusión de aluminio, magnesio, titanio, cobre y latón, más conocido comercialmente como Cronabrazo 53, para dotar al intercambiador algo más de superficie de contacto con el serpentín. Esto se realizó debido a la curvatura que había que darle al tubo para formar el serpentín, se quedaban huecos entre tubos, y aunque se

rellenó con espuma de poliuretano, hacía que la capacidad de intercambio de calor disminuyera. Junto a esto, otra de las causas que fue que al soldar el serpentín a la chapa, las altas temperaturas generaron la dilatación del material, que adquirió una ligera curvatura. Como consecuencia de esta pérdida de planicidad, se obstaculizó el giro de las palas, y la uniformidad del rascado, contribuyendo a la decisión de buscar un nuevo diseño.

Con esta instalación ya montada, y con su correspondiente puesta a punto, se empezó a hacer una serie de ensayos, variando parámetros claves como son la velocidad de giro, o la concentración de NaCl en el agua. Antes de que la instalación dejase de funcionar en condiciones óptimas, se realizó unos ensayos aunque las condiciones a las que se estaban trabajando eran de capacidad de régimen de giro a máxima potencia, y la concentración de NaCl al 3%. A continuación se pasa a describir las gráficas obtenidas en cada ensayo dependiendo del parámetro a medir.

2.3. Resultado de ensayos y cálculo de potencia frigorífica

Como se realizaron una serie de ensayos en la instalación, a continuación vamos a disponer de los resultados obtenidos en dichos ensayos, y para empezar, comentaremos los resultados que tengan relación con la temperatura.

TEMPERATURA

Para comenzar, empezaremos con el primer ensayo donde vemos representada la temperatura de entrada y salida del refrigerante junto con la temperatura de saturación.

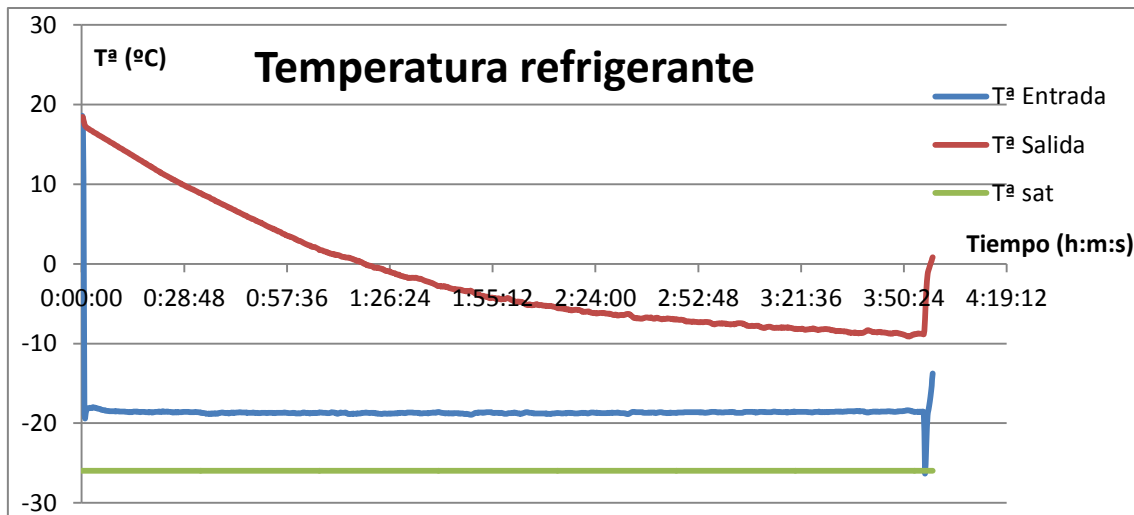


Figura 23: Gráfica de temperatura del refrigerante en el primer ensayo

Como podemos ver, la temperatura de entrada permanece constante, y a la salida obtenemos el refrigerante recalentado todo el tiempo del ensayo, ya que cómo podemos observar con el trazo de temperatura de saturación para la presión de salida (T^a sat.), vemos que la temperatura de salida tiene más temperatura que la temperatura de saturación. A continuación mostramos una tabla con los datos obtenidos del programa Solkane®, donde podemos ver un barrido de temperatura a presión constante, 2,5 bares, en la zona de vapor recalentado. El refrigerante se encuentra recalentado hasta la temperatura de $-25,98^{\circ}\text{C}$. Por eso cuando tenemos temperaturas más bajas, el software nos muestra las letras NN, ya que con esa presión y esa temperatura, estamos trabajando en otra zona del diagrama Presión-Entalpía, y más concretamente, en la zona de vapor húmedo

Temperatura		p_s	Valor inicial		Valor final						
<input checked="" type="radio"/>		2,5	10,00 °C		-30,00 °C						
Presión		t_s	Anchura de paso		Valor final						
<input type="radio"/>		-25,98 °C	2,00 K		Inicio						
Zona recalentada											
t	p	ρ	v	h	s	t	p	ρ	v	h	s
°C	bar	kg/m ³	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	°C	bar	kg/m ³	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK
-30,00	2,50	13,47	74,26	NN	NN	-26,40	2,50	13,19	75,81	NN	NN
-28,00	2,50	13,31	75,12	NN	NN	-26,38	2,50	13,19	75,82	NN	NN
-26,00	2,50	13,16	75,98	348,19	1,6076	-26,36	2,50	13,19	75,83	NN	NN
-24,00	2,50	13,02	76,83	349,89	1,6144	-26,34	2,50	13,19	75,83	NN	NN
-22,00	2,50	12,87	77,67	351,59	1,6212	-26,32	2,50	13,19	75,84	NN	NN
-20,00	2,50	12,74	78,51	353,30	1,6280	-26,30	2,50	13,18	75,85	NN	NN
-18,00	2,50	12,60	79,34	355,01	1,6347	-26,28	2,50	13,18	75,86	NN	NN
-16,00	2,50	12,48	80,16	356,71	1,6414	-26,26	2,50	13,18	75,87	NN	NN
-14,00	2,50	12,35	80,98	358,42	1,6480	-26,24	2,50	13,18	75,88	NN	NN
-12,00	2,50	12,23	81,79	360,14	1,6546	-26,22	2,50	13,18	75,89	348,00	NN
-10,00	2,50	12,11	82,60	361,85	1,6611	-26,20	2,50	13,18	75,89	348,02	NN
-8,00	2,50	11,99	83,40	363,57	1,6676	-26,18	2,50	13,17	75,90	348,04	NN
-6,00	2,50	11,88	84,20	365,29	1,6741	-26,16	2,50	13,17	75,91	348,05	NN
-4,00	2,50	11,77	85,00	367,02	1,6805	-26,14	2,50	13,17	75,92	348,07	NN
-2,00	2,50	11,66	85,79	368,75	1,6869	-26,12	2,50	13,17	75,93	348,09	NN
0,00	2,50	11,55	86,57	370,48	1,6933	-26,10	2,50	13,17	75,94	348,10	NN
2,00	2,50	11,45	87,36	372,21	1,6996	-26,08	2,50	13,17	75,95	348,12	NN
4,00	2,50	11,35	88,13	373,95	1,7059	-26,06	2,50	13,17	75,95	348,14	NN
6,00	2,50	11,25	88,91	375,70	1,7122	-26,04	2,50	13,16	75,96	348,16	NN
8,00	2,50	11,15	89,68	377,45	1,7184	-26,02	2,50	13,16	75,97	348,17	NN
10,00	2,50	11,06	90,45	379,20	1,7246	-26,00	2,50	13,16	75,98	348,19	1,6076
						-25,98	2,50	13,16	75,99	348,21	1,6076
						-25,96	2,50	13,16	76,00	348,22	1,6077

Figura 24: Puntos de funcionamiento de refrigerante R507A en la zona de recalentamiento

Como se puede apreciar en esta gráfica, La temperatura de entrada del serpentín es menor a la de salida, es debido al intercambio de calor con la salmuera. En la temperatura de salida, se ve como al principio de la gráfica, el descenso de la temperatura es más acentuado que en el final, debido a que la salmuera se encuentra a temperatura ambiente y por tanto, hace que el refrigerante salga con mayor temperatura. Al final de la línea de la temperatura de salida, se va haciendo más estable. Los datos anómalos del final de ambas representaciones son debidas a la parada de la instalación, nada que ver con un mal funcionamiento de la instalación.

Pero en ensayos sucesivos, sin variar los parámetros característicos de funcionamiento como pudiera ser la concentración de NaCl, o la velocidad de giro, obtuvimos una gráfica significativamente distinta.

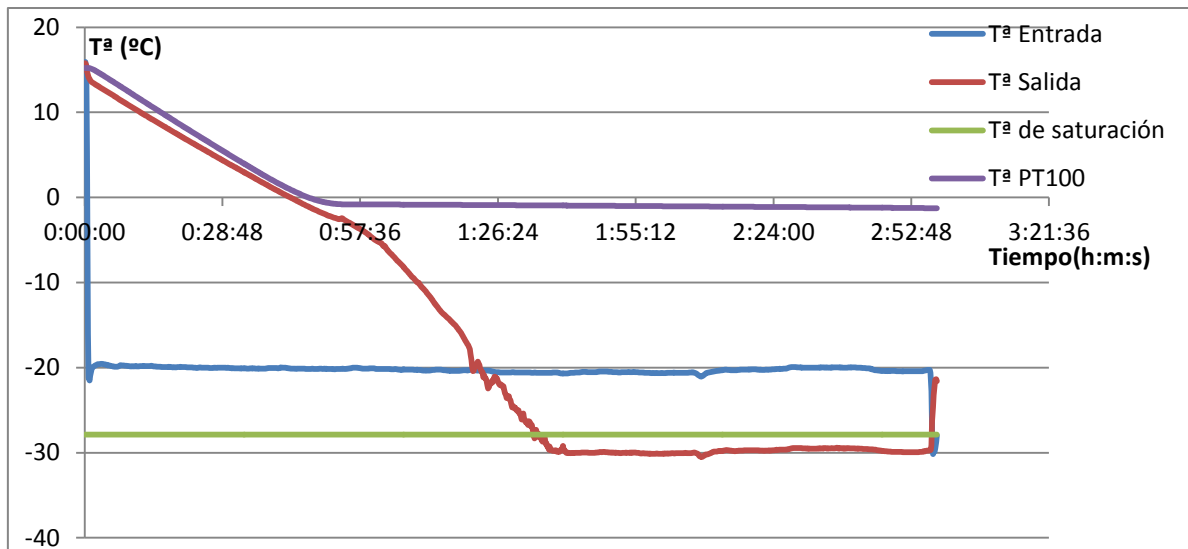


Figura 25: Gráfica de la temperatura del refrigerante en el segundo ensayo

Como podemos apreciar en la gráfica, la temperatura de salida del refrigerante llega un momento que llega a salir con menor temperatura que en la entrada. Esto es debido a que el refrigerante pierde mucha presión a través del intercambiador, y esto da lugar a un efecto "expansión" que hace que caiga la temperatura por debajo de la de entrada.

Pero podemos observar que obtenemos el refrigerante en forma recalentado durante un cierto tiempo, hasta 1 hora y media de ensayo, donde a partir de ese tiempo pasa a ser la salida vapor húmedo, ya que observando la tabla mostrada anteriormente de los datos para una presión constante, al estar por debajo de $-25,98^{\circ}\text{C}$, estamos pasando de tener vapor recalentado a vapor húmedo.

Vemos también como el sensor que mide la temperatura de la salmuera, PT100, sigue a la temperatura de la salida del refrigerante hasta que se genera hielo, que más o menos se genera a los 57 minutos de iniciarse el ensayo. A partir de este punto, la salmuera absorbe frío más lentamente, como se puede apreciar en el trazo del promedio de las PT100.

A continuación se mostrará una gráfica con la temperatura del refrigerante en comparación con los termopares que están cercanos a la entrada y salida del refrigerante.

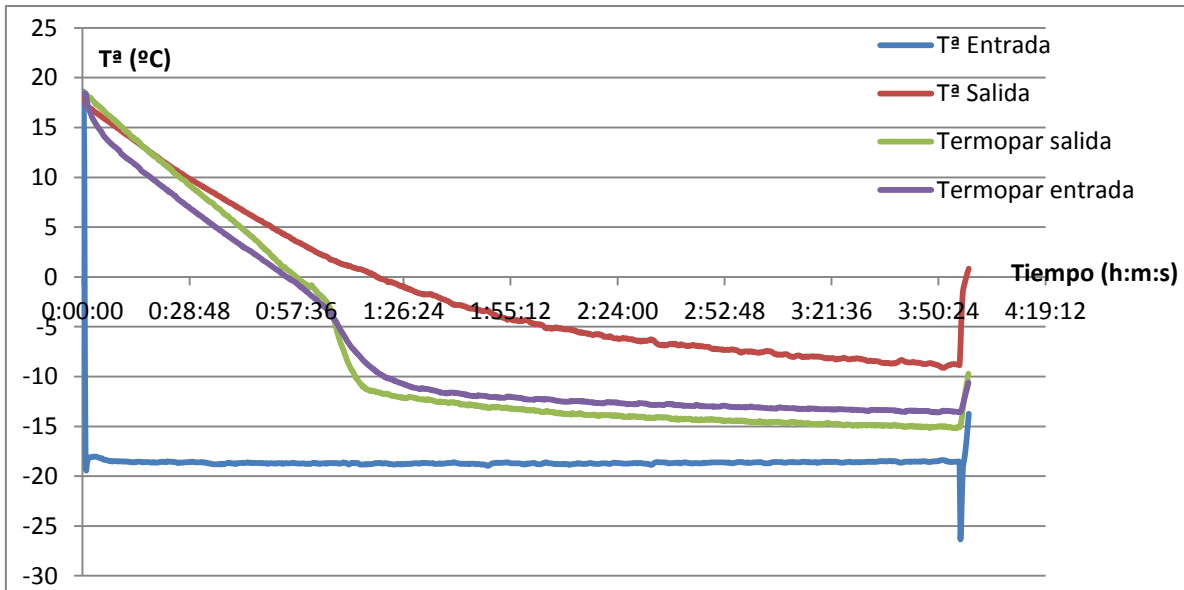


Figura 26: Gráfica de comparación de la temperatura del refrigerante mediante termopares

A continuación, pasamos a mostrar la gráfica obtenida por las sondas de temperatura RTD que nos monitorizan el estado de la salmuera.

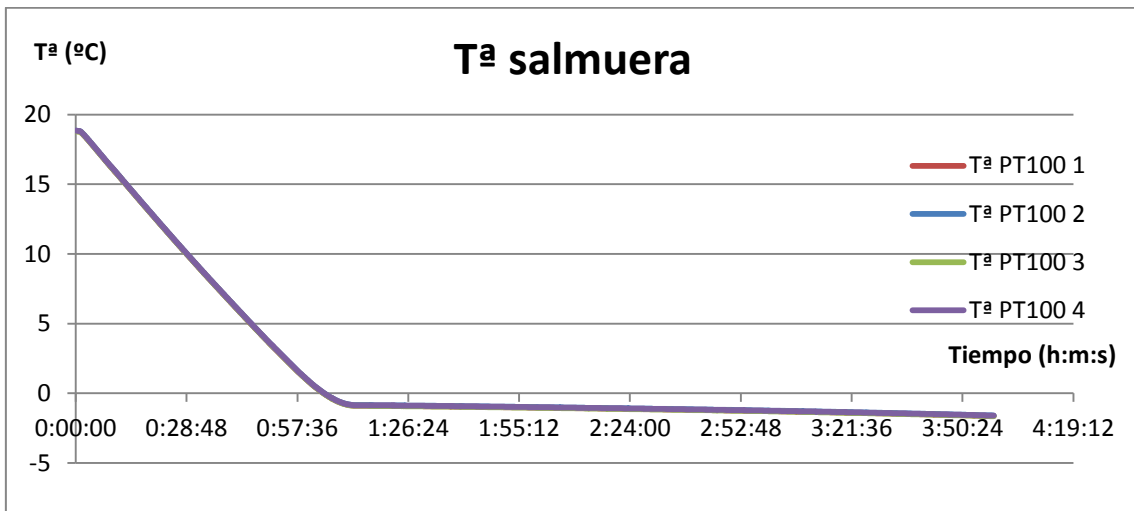


Figura 27: Gráfica de obtenida mediante los datos de los sensores PT100

Como se puede apreciar, todas las PT100 dan un mismo valor prácticamente, por lo que su funcionamiento es el correcto. Como se observa, la gráfica posee un tramos transitorio, antes de 1 hora, 12 minutos transcurrido el inicio del ensayo y luego un tramo estacionario aunque posee un ligero descenso. El descenso brusco se debe a que aún no se ha formado hielo, y por eso la caída de temperatura es mayor. Cuando ya se ha formado, la temperatura va

disminuyendo más lentamente, debido a la mayor cantidad de hielo presente en la salmuera.

A continuación, se mostrará la gráfica donde solo aparece el estado estacionario de la gráfica, donde se puede observar mejor el leve descenso que se produce en este estado.

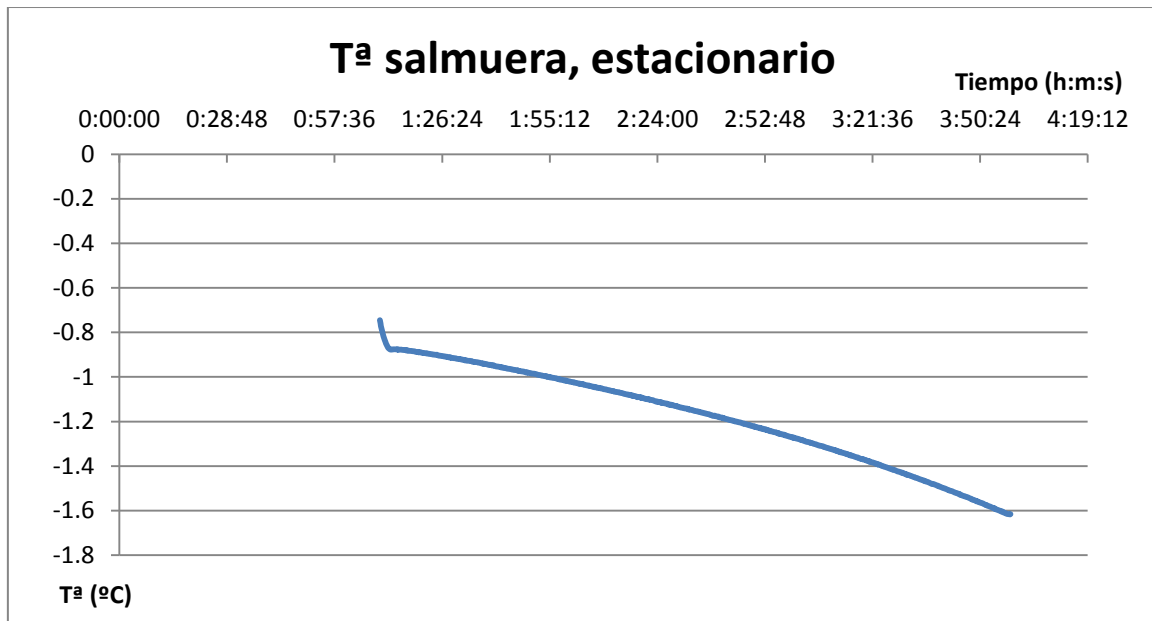


Figura 28: Gráfica de la parte estacionaria de los datos obtenidos por los sensores PT100

Para realizar un estudio más afondo, se va a presentar una gráfica donde veremos la evolución de los datos obtenidos en los termopares, pero solo se va a presentar un promedio de los mismos, ya que se dispone de 23 termopares, y no quedarían bien representados los 23 termopares en una gráfica.

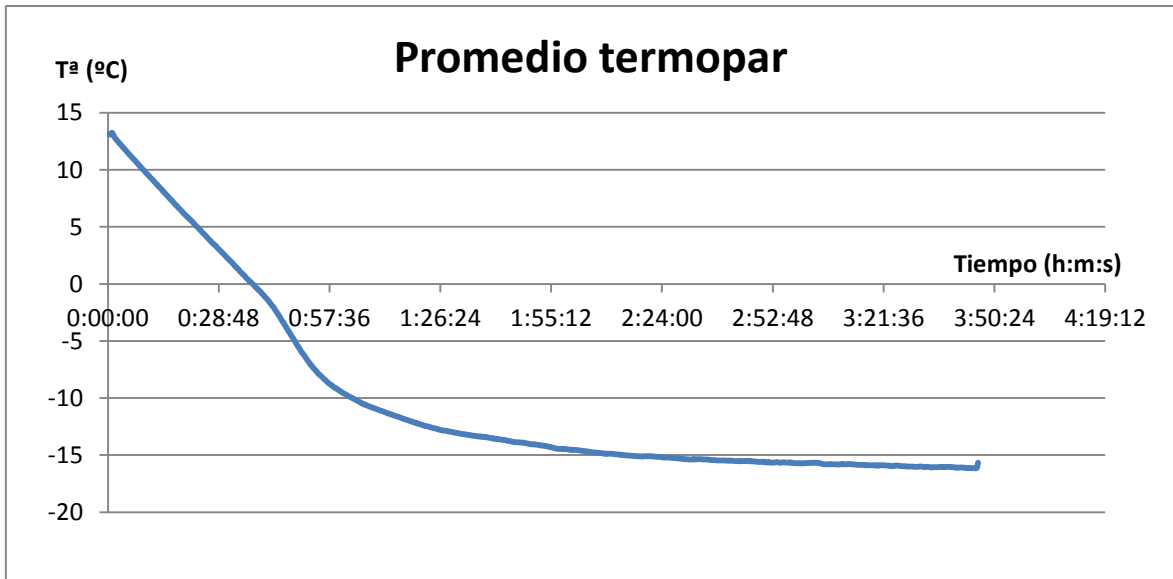


Figura 29: Gráfica de la temperatura promedio obtenida en los termopares

Debido a que los termopares están distribuidos por toda la superficie de raspado, la temperatura no será igual en una zona u otra. Para ello, la siguiente gráfica, que nos dice la variación máxima que hay entre dos termopares a lo largo del tiempo.

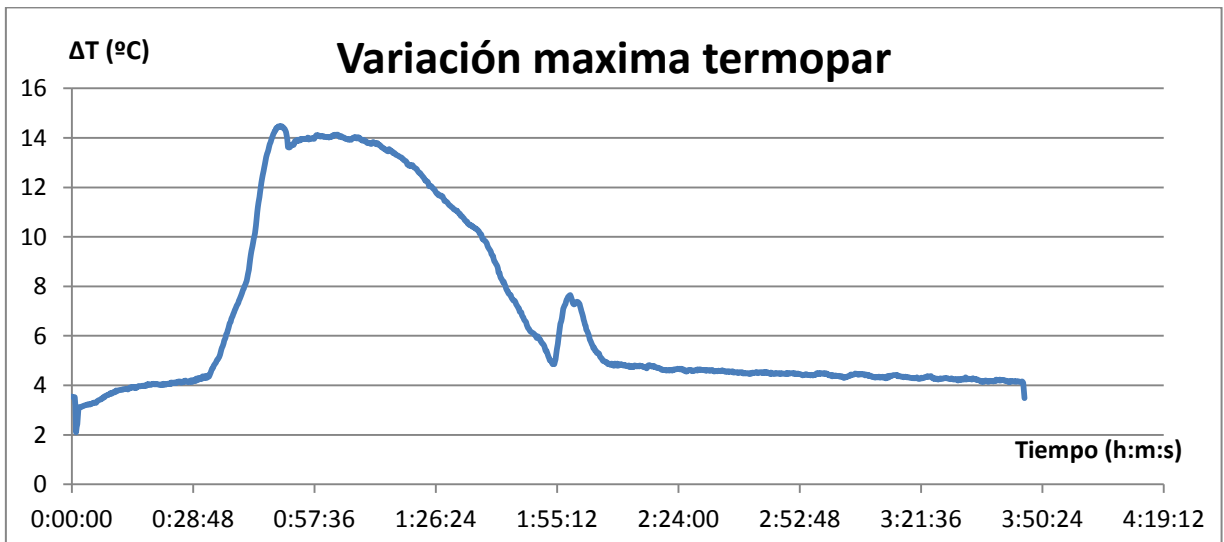


Figura 30: Gráfica de la variación máxima entre los termopares

Como podemos apreciar en la gráfica, cuando se genera hielo, sobre el minuto 57 del inicio del ensayo, las diferencias entre las mediciones de los termopares es mayor, pero una vez creado el hielo, la diferencia entre las mediciones de los termopares cae bruscamente hasta un intervalo de diferencia de 4°C.

A la gráfica anterior, se le han quitado las mediciones de los termopares que medían de forma incorrecta. Para indicar que termopares median correctamente y cuales no, se presenta esta gráfica.

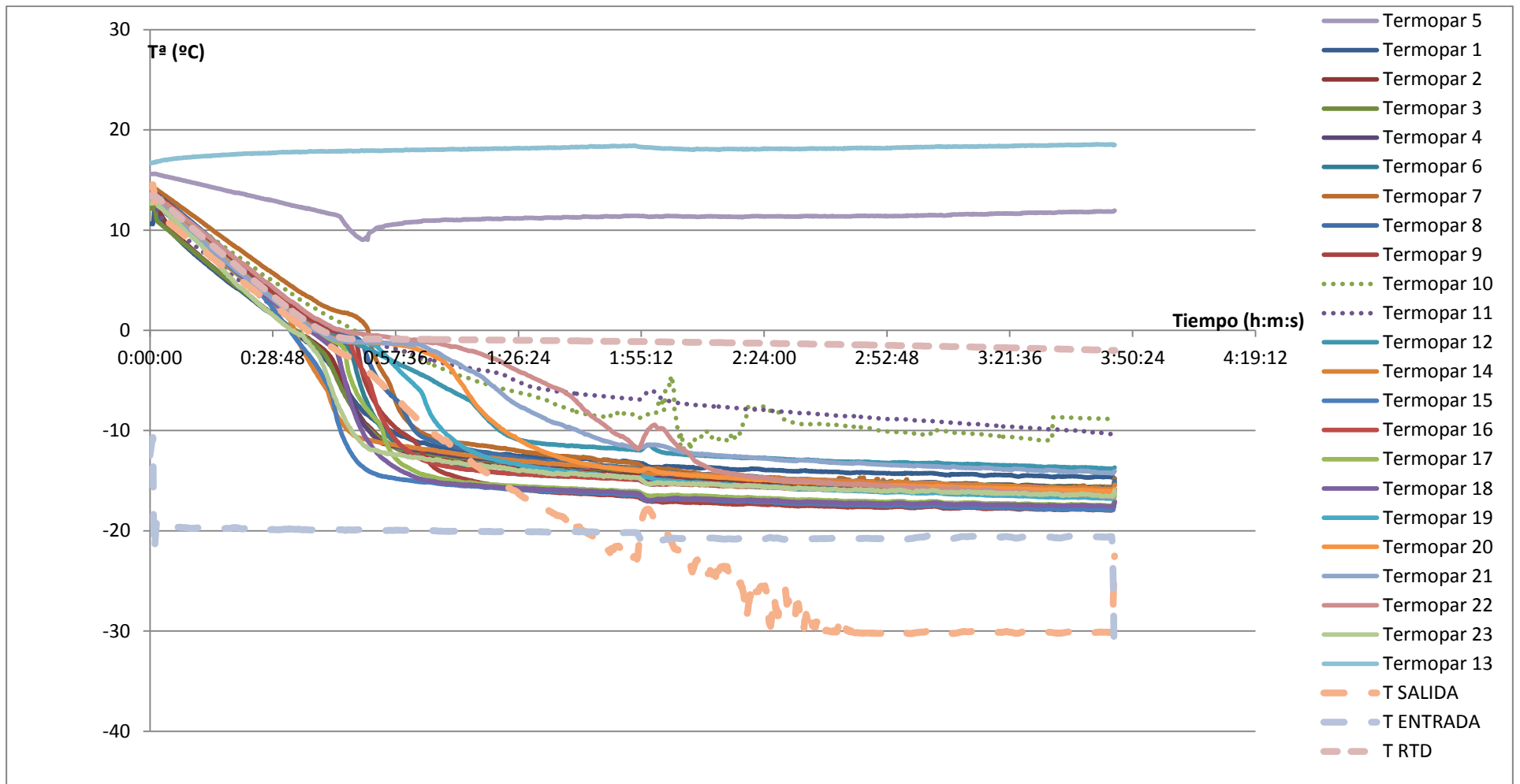


Figura 31: Gráfica de los datos de los termopares junto con la temperatura de obtenida por las RTD y las PT100

En la gráfica anterior se han representado todos los datos obtenidos de los termopares, para valorar que termopares están funcionando correctamente, y cuales no. Para ello se han representado en línea discontinua y con un mayor grosor las líneas de temperatura de salida y entrada del refrigerante junto con la temperatura de las RTD. Como se puede apreciar en la gráfica, hay dos trazas de termopares (azul y lila) que marcan entorno 10 y 20°C, termopar nº 5 y 13, cuando el resto de los termopares marcan temperaturas negativas, por consiguiente, esos termopares se desecharan debido a que obtienen datos que no son reales. También se van a despreciar los valores obtenidos en los termopares 10, y 11 (líneas de puntos en las trazas), ya que sus valores aunque al principio son iguales que el resto, al cabo del tiempo en el ensayo, marcan un valor muy distinto que el resto de termopares, por lo que también quedan desechados.

A continuación, vamos a mostrar una gráfica donde podemos ver más detalladamente el porqué del rechazo hacía la medición de ciertos termopares.

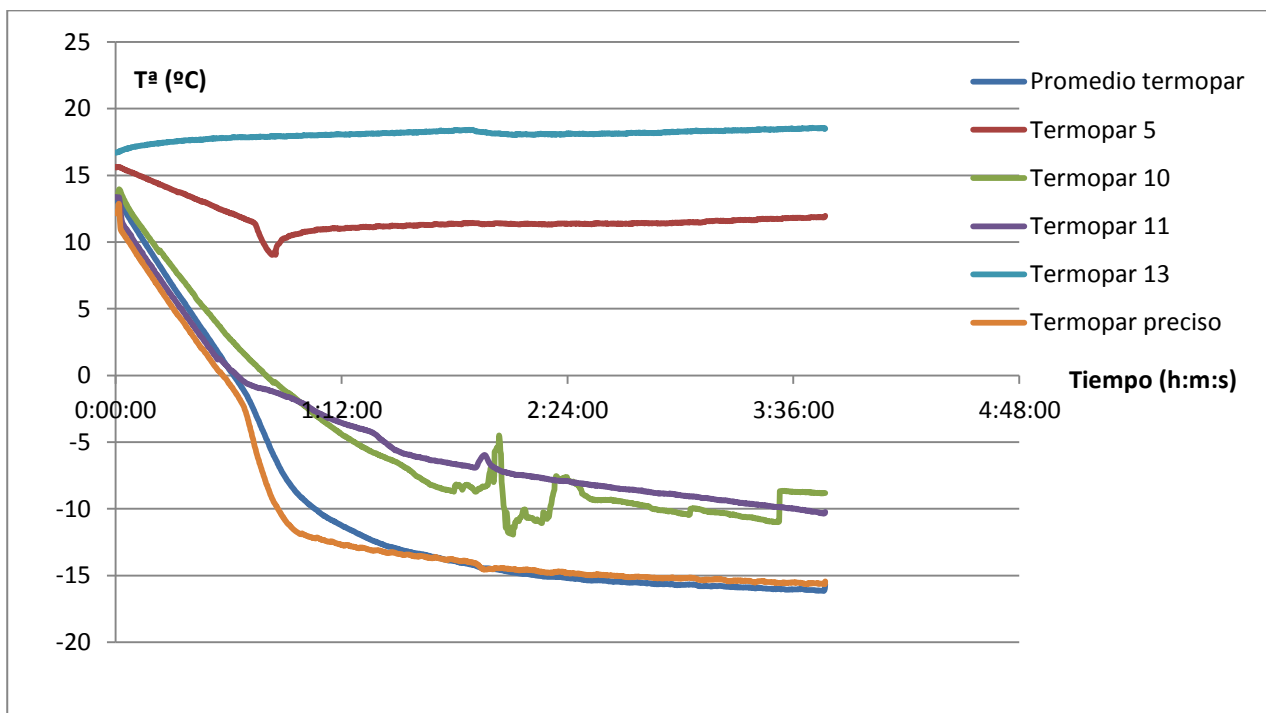


Figura 32: Gráfica de los termopares que se obtenían una medida errónea

Aquí podemos ver, como un termopar preciso sigue al promedio de los termopares, mientras los termopares 5, 10, 11, y 13 no se aproximan a los valores del promedio de los termopares.

PRESION

Igual que es un punto clave la temperatura, lo es la presión para ello vamos a mostrar las gráficas que se obtuvieron de los ensayos en relación a la presión.

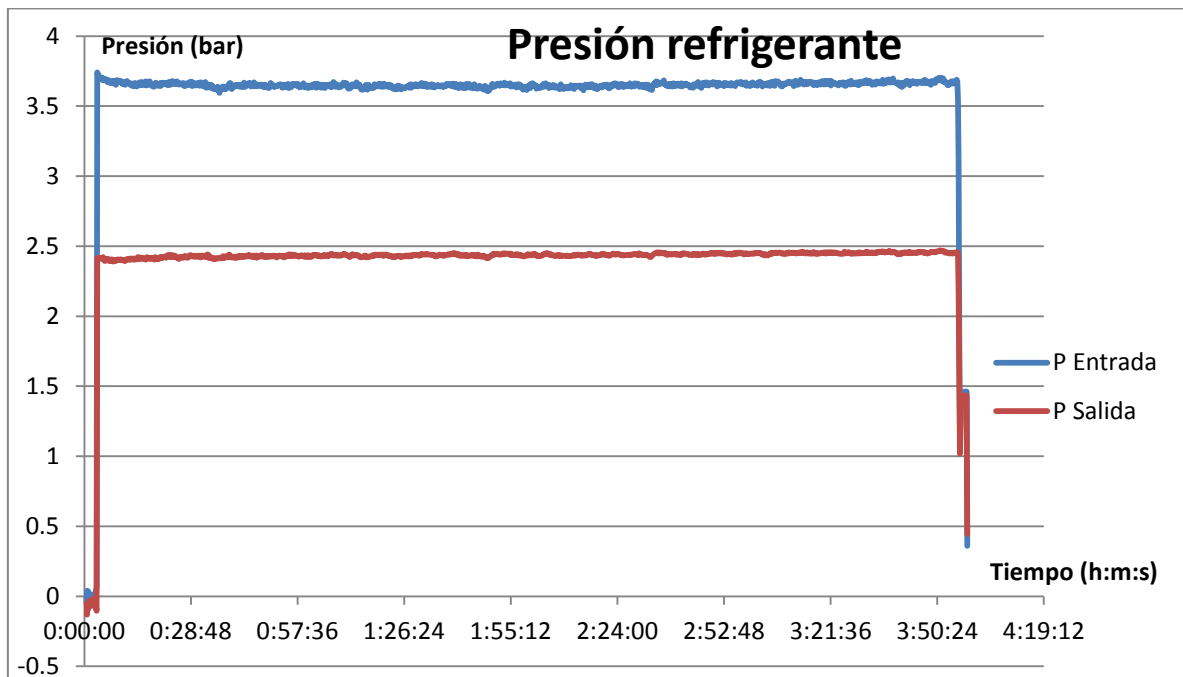


Figura 33: Gráfica de la presión del refrigerante

Como se puede apreciar en la gráfica, las presiones son constantes, no hay ningún dato anómalo, o que se salga fuera de lo común. A la entrada se posee una presión entorno a los 3.75 bares, y a la salida entorno a los 2.5 bares. Esto se debe al paso del fluido por el serpentín, que sufre una caída de presión.

Ahora pasaremos al estudio de la potencia consumida por el motor que mueve las aspas.

POTENCIA

Para este ensayo, vemos como la potencia requerida para el régimen de giro determinado para este ensayo esta entorno 100 y 150 W para antes de la hora de ensayo que es cuando todavía no se ha producido el hielo por completo, y a partir de aquí, una vez que se ha generado el hielo, se requiere un mayor consumo de potencia para poder raspar el hielo.

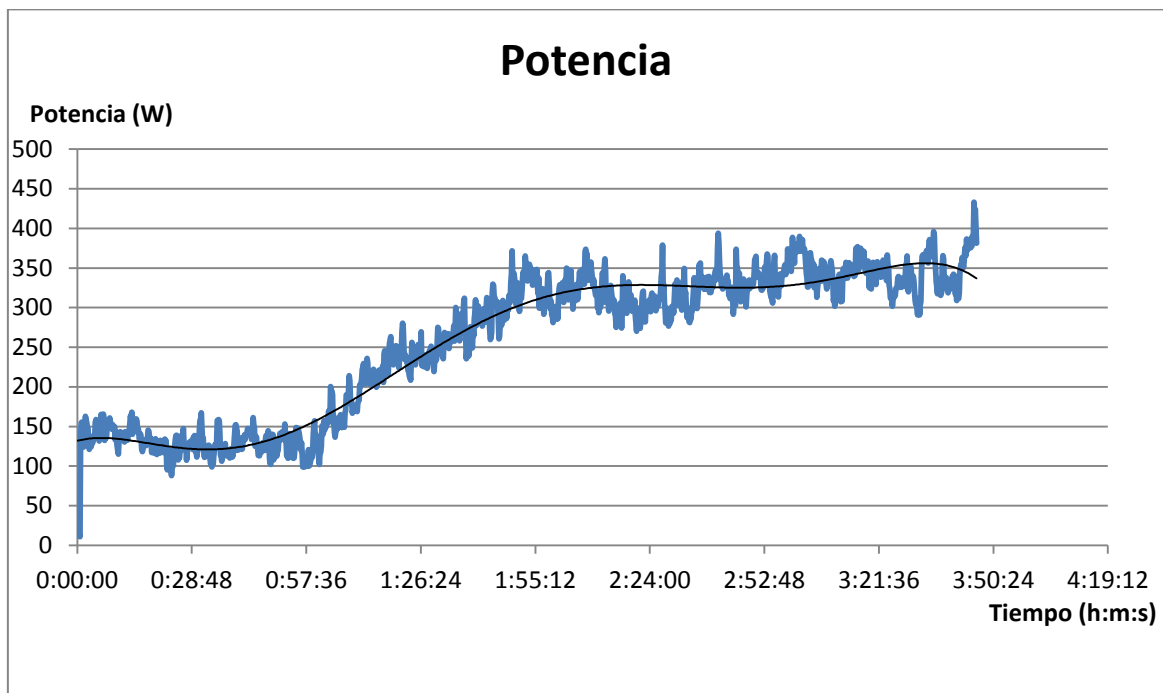


Figura 34: Gráfica de la potencia consumida por el motor del rascador

Por último, pasaremos a ver las gráficas obtenidas para la velocidad de giro del rascador.

VELOCIDAD DE GIRO

Este primer ensayo del que obtuvimos datos, fue a un régimen de giro máximo, es decir, a la máxima velocidad de giro permitida por la máquina.

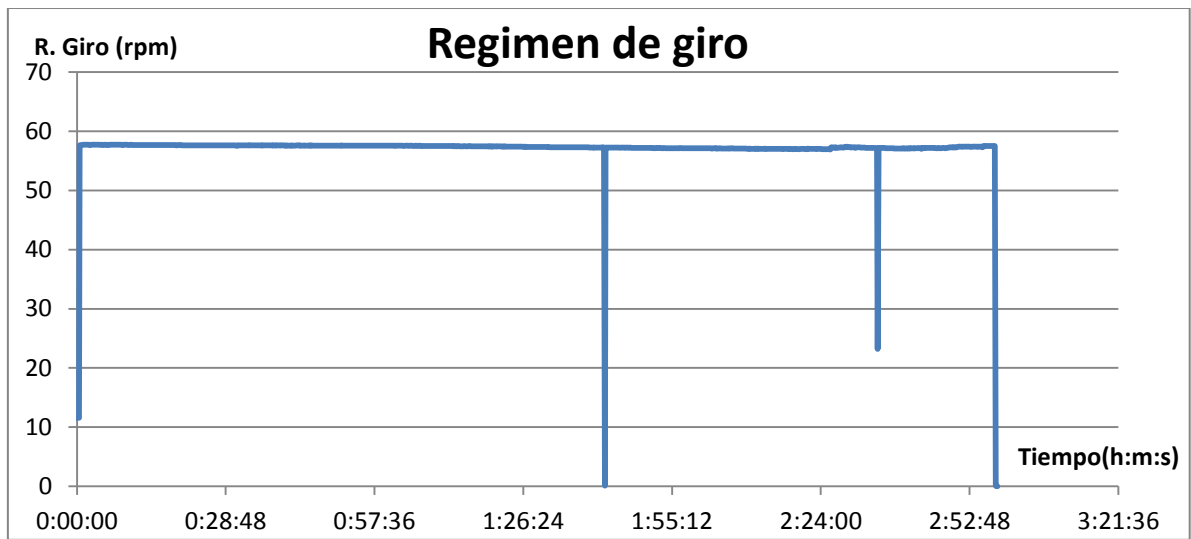


Figura 35: Gráfica del régimen de giro del eje del rascador

Como se puede observar, esta es la gráfica que representa el régimen de giro de las aspas. Como se puede apreciar, el régimen de giro máximo está en torno a 60 rpm, y no se ve afectado por la generación de hielo, es decir, la máquina no se ve mermada en el régimen de giro por el obstáculo de encontrarse con el hielo.

Una vez presentados los ensayos que se realizaron antes de la rotura de la instalación, vamos a proceder a calcular la potencia frigorífica que nos ofreció la instalación. A continuación vamos a presentar los cálculos realizados para ello.

Primero vamos a tomar como variables;

T, que será la temperatura de la salmuera. Esta temperatura la mediremos con las sondas PT100, que están dispuestas en el depósito. Las siguientes variables, al ser funciones dependientes de la temperatura, van a ir variando su valor conforme transcurre el ensayo, por lo que los valores serán instantáneos.

γ , porcentaje de NaCl que tenemos en la salmuera, que conforme vaya formándose hielo, irá variando. En un principio, y con los valores que tenemos, partimos de una concentración de 1.33 %. Para calcular la concentración de NaCl una vez que se inicie el ensayo, y más concretamente cuando se empiece a congelar la salmuera, para ello utilizando esta correlación, sabremos en cada momento, en función de la temperatura, el porcentaje de NaCl:

Si $T^a < -0.8^{\circ}\text{C}$

$$\gamma = -0.004473 \cdot T^2 - 1.6022 \cdot T + 0.041643$$

Si $T^a > -0.8^{\circ}\text{C}$

$$\gamma = 1.33$$

Esta última suposición es debido a que como hasta $-0,8^{\circ}\text{C}$ no se produce congelación y por tanto, variación de la concentración inicial de NaCl, impondremos que la concentración es la inicial.

ϕ , porcentaje de hielo que se ha formado. Este valor lo iremos calculando mediante correlaciones donde tendremos que indicar a la temperatura que nos encontramos y nos dirán el porcentaje de hielo que se ha formado. Para calcular el porcentaje de hielo que tenemos en cada momento, vamos a calcularlo en función de la concentración de NaCl se tenga en ese mismo instante, por lo que la ecuación que usaremos será:

$$\phi = 100 \cdot \left(1 - \frac{\text{Concentración al inicial el ensayo}}{\gamma}\right)$$

C_p , calor específico de la salmuera, que varía según la concentración de NaCl, y de la temperatura a la que éste. Para su cálculo, vamos a utilizar una correlación:

Si $T^a < -0.8^{\circ}\text{C}$

$$C_p = 0.01589166 * T^2 - 0.88668472 * T + 4122.26417148$$

Si $T^a > -0.8^{\circ}\text{C}$

$$C_p = 0.01589166 * T^2 - 0.88668472 * T + 4122.26417148$$

La elección de -0.8°C es debido a que a esa temperatura se inicia la congelación de la salmuera.

m , es el volumen del depósito donde se encuentra la salmuera, y pasa a hielo líquido. El recipiente tiene una forma cilíndrica, y por tanto su volumen será:

$$m = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \rho = \pi \cdot 0.305^2 \cdot 0.1 \cdot 1022 = 30 \text{ kg}$$

Con este dato, podemos calcular tanto la cantidad de salmuera líquida que tenemos como la cantidad de hielo que hemos creado. Para ello solo tenemos que usar las siguientes formulas:

$m_{\text{liq}} = m \cdot (1 - \phi)$ Es la masa líquida de salmuera que tenemos en el recipiente y,

$m_{\text{hielo}} = m \cdot \phi$ es la masa de hielo que hemos creado en el recipiente.

Por tanto una vez presentadas las variables que intervienen, pasamos a presentar la formula para el cálculo de la potencia frigorífica:

$$Q = \frac{(m_i + m_{i-1}) \cdot (C_{p_i} + C_{p_{i-1}})}{2} \cdot (T_i - T_{i-1}) + (m_{hielo_i} - m_{hielo_{i-1}}) \cdot h_f \Big/ \Delta T$$

Donde h_f es el calor latente y que es igual a 334 kJ/kg, y ΔT es el tiempo que corresponde en segundos entre una toma de datos y otra, que según se programó en el aparato de adquisición de datos, está establecido en 10 segundos. Con los datos de los ensayos y junto con estas ecuaciones, se ha obtenido la siguiente gráfica de la potencia frigorífica de la instalación:

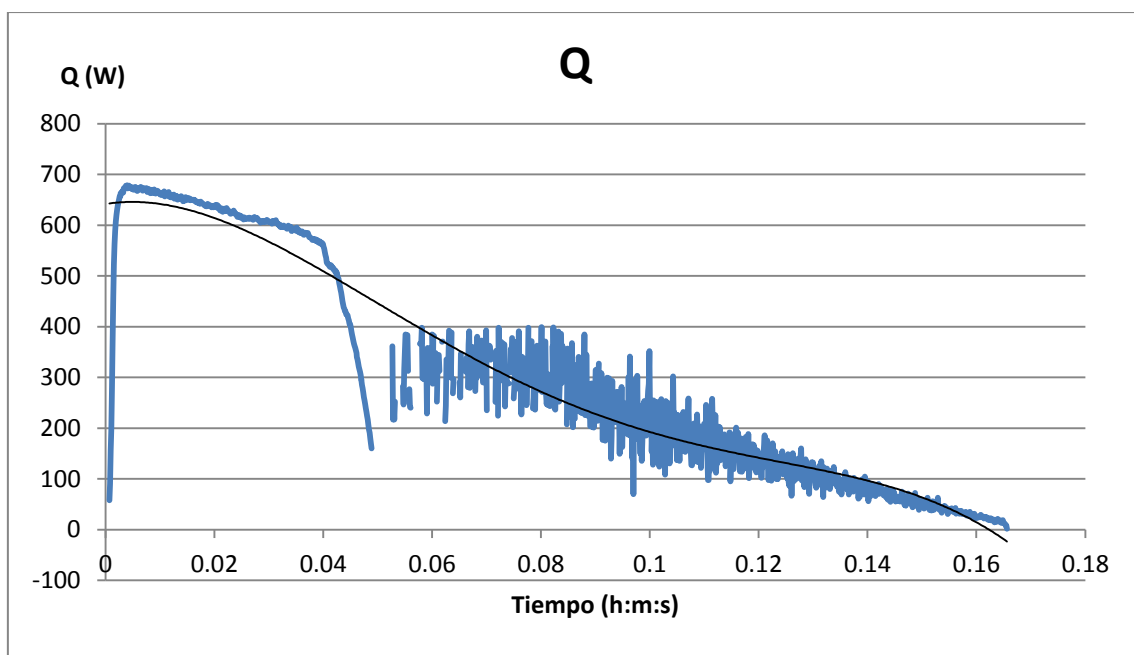


Figura 36: Gráfica de la potencia frigorífica obtenida en la instalación

Como podemos apreciar en la gráfica, estamos al inicio del ensayo sobre una potencia frigorífica de unos 700W, debido a que hay un gran salto de temperatura entre la salmuera (temperatura ambiente) y el refrigerante, pero a medida que se va generando el hielo, la potencia frigorífica va decayendo.

3. Nueva instalación experimental. Diseño y cálculos.

Tras estas pequeñas evoluciones de la instalación se ha pasado a una modificación conceptual del diseño de la instalación, con el objetivo de evitar la expansión directa de refrigerante y de esta manera las fugas en el cuerpo del ICSR.

El cambio más importante ha sido el paso de una expansión directa del refrigerante, a una expansión doble, usando un refrigerante secundario cuya selección será objeto de estudio posterior. El resto de la estructura seguirá siendo la misma, salvo unos pequeños cambios que se detallarán a continuación.

Hay dos tipos de evaporadores, los evaporadores de expansión directa, o los evaporadores inundados, que se pasará a detallar a continuación para ver qué ventajas ofrece cada uno para usar en nuestro intercambiador de calor con la salmuera.

Los evaporadores de expansión directa, también son denominados evaporadores de tipo seco, lo que quiere decir que tienen un sobrecalentado establecido a la salida del evaporador. Normalmente utilizan mecanismos de expansión termostática para dosificar el refrigerante. Estos evaporadores se utilizan en enfriadores pequeños, de hasta unas 150 toneladas si son antiguos y unas 50 toneladas si son modernos. Los enfriadores de expansión directa introducen el refrigerante al final del tambor del enfriador y el agua se introduce por un lado de la coraza, véase la figura 37.

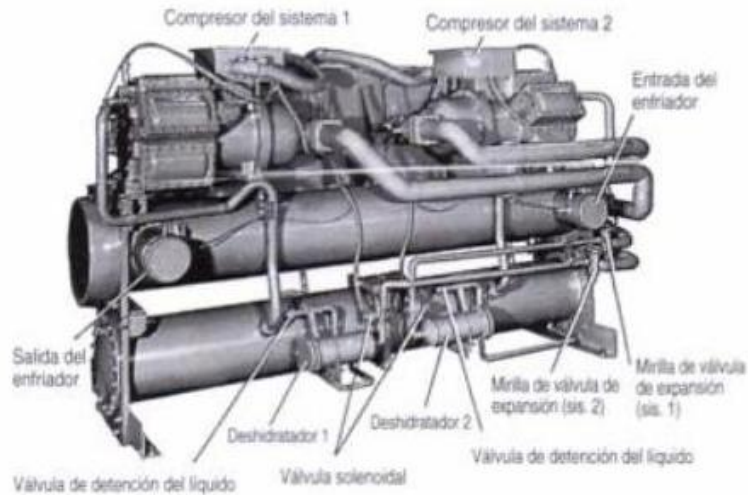


Figura 37: Enfriador de expansión directa

El agua se encuentra fuera de los tubos y una serie de deflectores hacen que el agua entre en contacto con el mayor número de tubos posible, para que se realice un buen intercambio de calor. El problema de este método es que si la parte del circuito correspondiente al agua se ensucia, la única manera de limpiarla es con productos químicos, porque estos enfriadores no se pueden limpiar con cepillos, al contrario que los enfriadores en los que el agua circula por tubos y el refrigerante alrededor de ellos, como sucede en los evaporadores inundados.

Los enfriadores inundados introducen el refrigerante por la parte inferior del tambor y el agua circula por los tubos. Este método tiene algunas ventajas, ya que los tubos pueden estar totalmente sumergidos bajo el refrigerante para conseguir un intercambio de calor óptimo, véase la figura 38:

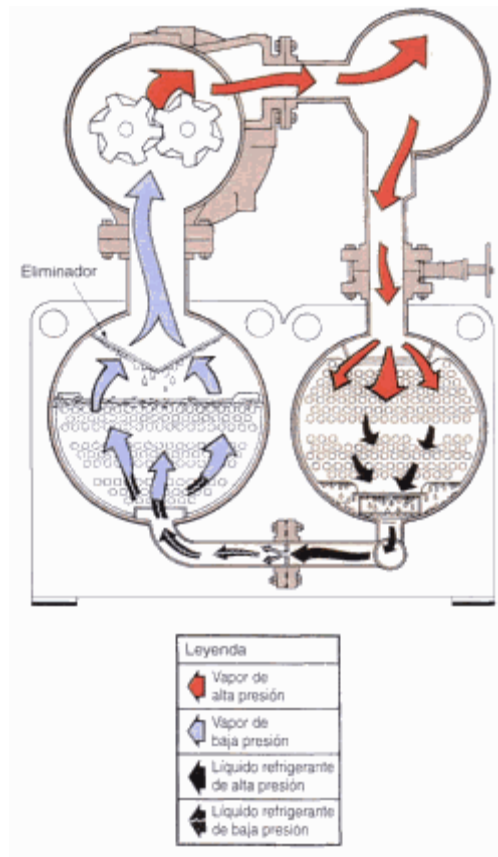


Figura 38: Tubos de agua sumergidos en el líquido refrigerante

Los tubos pueden limpiarse físicamente empleando distintos métodos. La parte del agua no se ensuciará a menos que el enfriador se aplique en un proceso abierto, como pueda ser una operación de fabricación. La mayoría de los sistemas utilizan un circuito cerrado de agua que permanece limpia salvo que haya muchas fugas y deba añadirse agua continuamente.

Los enfriadores inundados utilizan mucho más refrigerante que los de expansión directa, por lo que el control de fugas debe constituir parte del mantenimiento periódico en los sistemas de alta presión.

En nuestro caso, puesto que la transferencia de calor era escasa, y se tuvieron problemas con el circuito frigorífico, se optó por emplear un sistema de intercambio de calor inundado para la salmuera y el fluido frigorífero.

Todo esto conlleva al uso de dos refrigerantes. El refrigerante del circuito primario será el utilizado anteriormente, el refrigerante R507, en el primer circuito que consta de una central condensadora, un intercambiador de placas y una válvula de expansión termostática. Todo junto forma un circuito de generación de frío estándar.

3.1. Selección del fluido frigorífero

Llamamos fluido frigorífero al refrigerante que circula por el circuito secundario. Este circuito está formado por un lado del evaporador de placas, junto a dos bombas, cuya función será la de forzar el flujo del refrigerante secundario a través del evaporador, un depósito de amortiguamiento cuyo función será proporcionar de forma continua el refrigerante, y por último un evaporador inundado para tener una mayor superficie de transferencia de calor.

Para el refrigerante del circuito secundario, se ha hecho un barrido de todos los posibles refrigerantes y sus ventajas e inconvenientes que conlleva su manejo. Buscando en las tablas termodinámicas de los distintos refrigerantes hemos obtenido los siguientes resultados.

Antes de exponer los resultados, se pasará a explicar el modelo de transferencia de calor utilizado para poder obtener los datos con la mayor exactitud posible sobre el fluido refrigerante.

Para iniciar la búsqueda de refrigerante, se ha partido de establecer una temperatura de congelación de -20°C , un número de Reynolds superior a 3500, ya que se quiere asegurar un comportamiento turbulento del flujo, tendrá un perfil de velocidad constante a lo largo del serpentín, más allá de la región de entrada, cuya longitud es despreciable. Buscaremos como criterio una resistencia térmica en el lado del refrigerante de $1200 \text{ W}\cdot\text{m}^2 \text{ (h x A)}$ donde;

A es el área del intercambiador que será:

$$A = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot 0,61^2}{4} = 0,234 \text{ (m}^2\text{)}$$

Donde el 0,8 es una reducción de la superficie eficaz, debido a las pletinas de acero inoxidable que forman el conducto, y 0,61 es el diámetro del intercambiador.

Por tanto el coeficiente de película (h) queda de la siguiente forma:

$$h = \frac{1200}{A} = \frac{1200}{0,234} = 5132,651 \left(W/m^2 \cdot K \right)$$

A continuación, mediante la ecuación de Nusselt, obtenemos dicho valor, y para ello utilizaremos la siguiente formula:

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

Donde D_h es el diámetro hidráulico y k es la conductividad térmica (W/m·K), obteniendo como resultado un número de Nusselt por encima de 300, propio de flujo turbulento en conductos.

Posteriormente, tras el cálculo del número de Nusselt, usaremos una correlación para la obtener el número de Reynolds, en vez de usar su fórmula clásica:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot Dh}{\mu}$$

Antes del cálculo de Reynolds, nos queda por obtener el Coeficiente de Prandtl, que lo hallaremos de la siguiente forma:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusion de la cantidad de movimiento}}{\text{velocidad de difusion de calor}} = \frac{C_p \mu}{k}$$

Donde:

C_p es calor específico (J/kg·K)

μ es viscosidad dinámica (Pa·s)

k es conductividad térmica (W/m·K)

Y utilizaremos la correlación de Colburn:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

donde n es 0,4 para calentamiento del flujo, y 0,3 para enfriamiento del flujo. Despejando el número de Reynolds, obtenemos la siguiente ecuación:

$$Re = \left(\frac{Nu}{0,023 \cdot 43.521^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,8}} = 21300$$

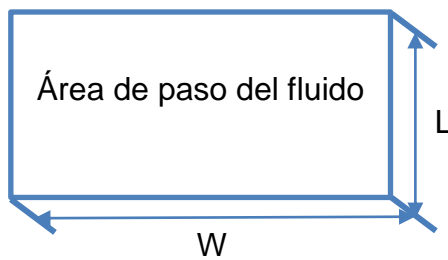
Y con esto vemos, como la suposición inicial de flujo turbulento se cumple. Con esto, ya estamos dispuestos a entrar en las tablas en busca del refrigerante adecuado para la instalación.

Una vez que tengamos los datos del refrigerante, pasaremos a la construcción del serpentín para el depósito inundado para que el reparto del refrigerante a lo largo del depósito sea lo más homogéneo posible.

Primero de todo, calcularemos $V_1 \cdot D_1$ siendo igual a:

$$V_1 \cdot D_1 = \rho \cdot \mu \cdot Re \quad (1)$$

Una vez calculado, supondremos una W (longitud de separación entre pared y pared del depósito inundado) y L (altura del depósito) de forma óptima y real, puesto que un valor de 20 placas hace que sea imposible su fabricación por falta de espacio para hacer la soldadura, por lo que con estos parámetros de define el rectángulo de paso del fluido:



Una vez establecido L y W, supondremos el valor del gasto másico \dot{m} como el valor de una serie de iteraciones, que a continuación se detallará. Con el valor del gasto másico, calcularemos la velocidad del fluido V_2 como:

$$V_2 = \frac{\dot{m}/\rho}{L \cdot W}$$

Ahora con los valores estimados de L y W, podemos calcular el diámetro hidráulico, D_h , y tiene la expresión siguiente:

$$D_h = \frac{2 \cdot L \cdot W}{L + W}$$

Con el D_h , podemos calcular $V_2 \cdot D_h$, que tendrá la siguiente expresión:

$$V_2 \cdot D_2 = V_2 \cdot D_h \quad (2)$$

Con esta última expresión (2) y con la expresión (1), se hará una serie de iteraciones hasta que sean iguales, siendo el parámetro a variar el gasto másico \dot{m} , que a su vez variara V_2 . Por último, faltará decir el número de placas a poner para la formación del serpentín en el depósito inundado. Para ello, utilizaremos la siguiente fórmula:

$$N^{\circ} \text{ de placas} = \frac{D}{W + e}$$

Donde:

D es el diámetro del depósito

W es la anchura de paso entre pared y pared

e es el espesor de la placas a instalar

A continuación, se muestra un esquema de los pasos que se seguirán para el estudio del fluido.

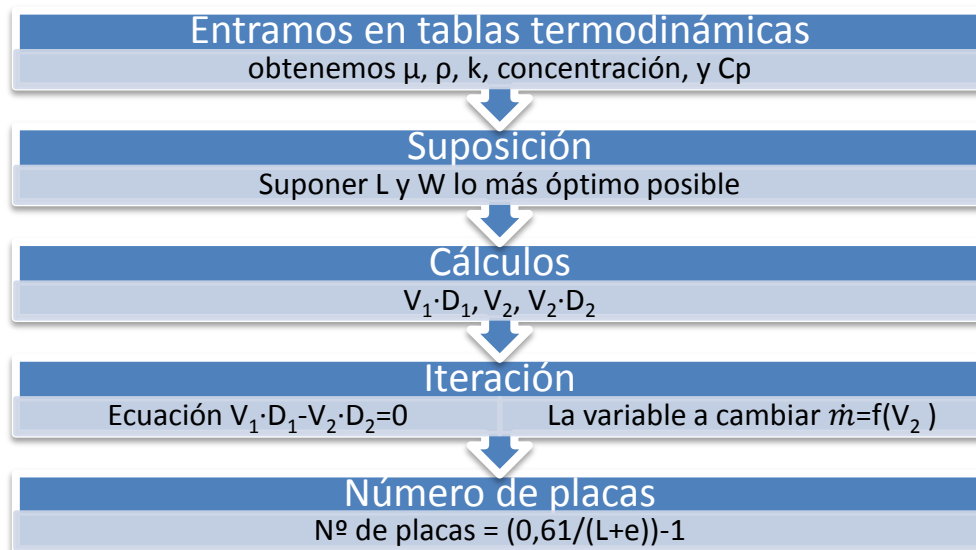


Figura 39: Esquema de programa para la obtención de datos de los fluidos refrigerantes

Entrando a las tablas termodinámicas de los fluidos termodinámicos, según el fluido, tendremos unos datos u otros. A continuación se presentan los fluidos que se han considerado como refrigerante:

- Etilenglicol:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m-s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg-K)	Conductividad térmica (W/K-m)
50%	1083	24	3100	0,37

Los datos obtenidos mediante el procedimiento explicado son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	12249,4	3,4026	6,283

Figura 40: Propiedades del etilenglicol

El etilenglicol queda descartado, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05, tenemos un caudal bastante elevado, por lo que no será viable este fluido, por lo que no estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener.

- Propilenglicol:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m-s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg-K)	Conductividad térmica (W/K-m)
50%	1060	50	3475	0,34

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	25519,59	7,08877	13,375

Figura 41: Propiedades y datos obtenidos del propilenglicol

El propilenglicol queda descartado, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05, tenemos un caudal bastante elevado, por lo que no será viable

éste fluido, por lo que no estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener.

- Alcohol etílico:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m ³ ·s)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
60%	923	17	3250	0,272

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	8676,66	2,41	5,22

Figura 42: Propiedades y datos obtenidos del alcohol etílico

El alcohol etílico queda descartado, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05, tenemos un caudal bastante elevado, por lo que no será viable este fluido, por lo que no estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener.

- Alcohol metílico:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m ³ ·s)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
50%	942	7,5	3300	0,335

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	3827,939	1,063	2,257

Figura 43: Propiedades y datos obtenidos del alcohol metílico

El alcohol metílico es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Glicerol:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m ³ ·s)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
50%	1143	50	3000	0,39

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	25519,59	7,0887	12,403

Figura 44: Propiedades y datos obtenidos del glicerol

El glicerol queda descartado, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05, tenemos un caudal bastante elevado, por lo que no será viable este fluido, por lo que no estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener.

- Amoniaco:

Proporción	Densidad (kg/m·s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
15%	950	4	4270	0,43

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,08	7	3062,351	0,8506	1,119

Figura 45: Propiedades y datos obtenidos del amoniaco

El amoníaco es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,08 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Carbonato de potasio:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m·s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
35%	1375	12	2750	0,495

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	6124,703	1,701	2,474

Figura 46: Propiedades y datos obtenidos del carbonato de potasio

El carbonato de potasio es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Cloruro de calcio:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
25%	1245	8	2800	0,51

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	4083,135	1,134	1,822

Figura 47: Propiedades y datos obtenidos del cloruro de calcio

El cloruro de calcio es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Cloruro de magnesio:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m-s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
20%	1190	12,5	3000	0,48

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	6379,899	1,772	2,978

Figura 48: Propiedades y datos obtenidos del cloruro de magnesio

El cloruro de magnesio es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Cloruro de sodio:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m-s)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
23%	1190	6,2	3275	0,513

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	3164,430	0,879	1,477

Figura 49: Propiedades y datos obtenidos del cloruro de sodio

El cloruro de sodio es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable

este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

- Acetato de potasio:

Estos son los datos que cumplen nuestra imposición, y que nos da las tablas termodinámicas:

Proporción	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad dinámica (kg/m ³)	Calor específico (J/kg·K)	Conductividad térmica (W/K·m)
30%	1170	10	3150	0,45

Los datos obtenidos son:

L (m)	W (m)	PLACAS	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	5103,919	1,417	2,423

Figura 50: Propiedades y datos obtenidos del acetato de potasio

El acetato de potasio sodio es una posible solución, debido a que para una geometría de paso de 0,01 x 0,05 tenemos un caudal asumible, por lo que será viable este fluido, por lo que estudiaremos las formas de almacenamiento y precauciones que hay que tener. (Ver Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos).

A continuación, y después del estudio del posible fluido refrigerante, pasamos a disponer una tabla resumen para poder observar los datos de una forma más clara y concisa:

FLUIDO	Peligroso	Q (kg/h)	M (kg/s)	V (m/s)
Alcohol metílico	Si	3828	1,063	2,257
Amoniaco	Sí.	3062	0,8506	1,119
Carbonato potásico	No	6125	1,701	2,474
Cloruro de calcio	No	4083	1,134	1,822
Cloruro de magnesio	No	6380	1,772	2,978
Cloruro sódico	No	3164	0,879	1,477
Acetato de potasio	No	5104	1,417	2,423

Figura 51: Tabla resumen de los posibles fluidos refrigerantes

Atendiendo a los datos dispuestos anteriormente, el fluido refrigerante que vamos a usar para el circuito secundario de nuestra instalación va a ser el **cloruro de calcio**, puesto que no es peligroso para el ser humano, ni requiere una instalación especial para su manejo, y el caudal necesario se puede satisfacer con una bomba de pequeña potencia. A continuación se muestra una tabla con la variación de altura y anchura del área de paso del fluido para ver el comportamiento que tiene, y ver cual es la geometría más óptima:

L (alto,m)	W(ancho,m)	Placas	Q (kg/h)	Q (m ³ /h)	\dot{m} (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,04	14	3369	2,7076	0,9357	1,8802
0,01	0,05	11	4042	3,2491	1,1229	1,8050
0,01	0,06	9	4716	3,7906	1,3101	1,7549
0,01	0,07	8	5235	4,2076	1,4541	1,6697
0,02	0,04	14	4083	3,2817	1,1342	1,1395
0,02	0,05	11	4716	3,7906	1,3101	1,0529
0,02	0,06	9	5235	4,2076	1,4541	0,9739
0,03	0,03	19	4042	3,2491	1,1229	1,0028
0,03	0,04	14	4716	3,7906	1,3101	0,8774
0,03	0,05	11	5296	4,2563	1,4710	0,7882

Figura 52: Tabla del cloruro cálcico variando la geometría de paso

Viendo la variación de geometría con respecto a los valores de caudal, gasto y número de placas, la solución más factible va a ser la siguiente:

L (alto,m)	W(ancho,m)	Placas	Q (kg/h)	Q (m ³ /h)	\dot{m} (kg/s)	V (m/s)
0,01	0,05	11	4042	3,2491	1,1229	1,8050

Figura 53: Datos característicos del fluido refrigerante

Y las propiedades que hemos obtenido del cloruro cálcico usando una serie de correlaciones son las siguientes:

Concentración Cloruro de calcio (% p/p)	25,00
Temp. salmuera (°C)	-20,00
Densidad (kg/m ³)	1244,19
Calor específico (J/kg·K)	2802,47
Conductividad térmica (W/m·K)	0,51
Viscosidad dinámica (mPa·s)	7,92
Pr	43,42
Temp. congelación (°C)	-28,89
Re _{min}	1257

Figura 54: Tabla de propiedades del cloruro cálcico

Y para finalizar este apartado, se muestra una imagen de como quedaría el intercambiador de calor, con el número de placas ya determinado:

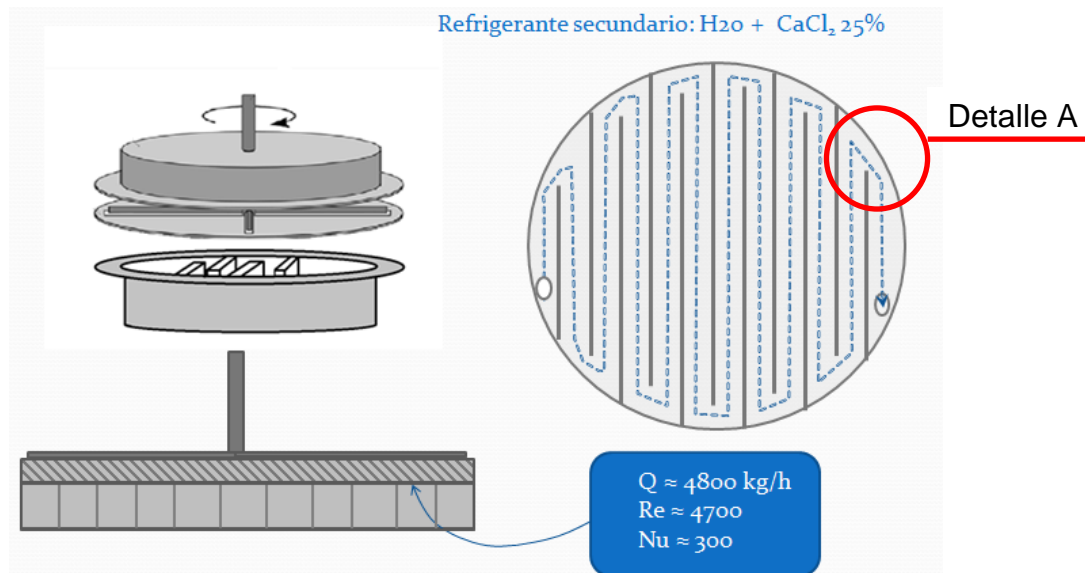


Figura 55: Intercambiador con las placas ya instaladas.

Pero a la hora de la fabricación del serpentín, se ha tenido en cuenta el detalle A de la figura anterior, puede darse lugar a un estrangulamiento del fluido, por lo que se ha adoptado partir las pletinas separadoras que forman el canal en dos trozos, para darle otra entrada para evitar ese estrangulamiento. En la figura siguiente se muestra ya el intercambiador ya terminado.

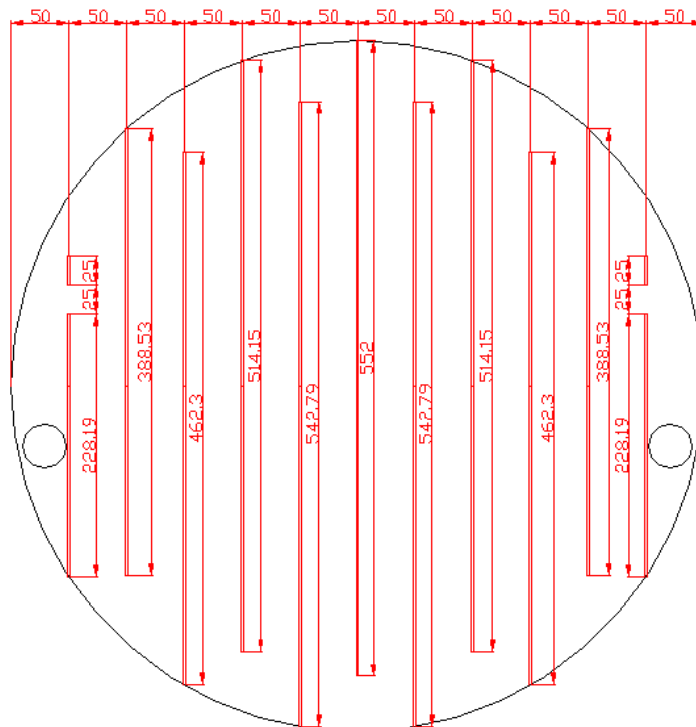
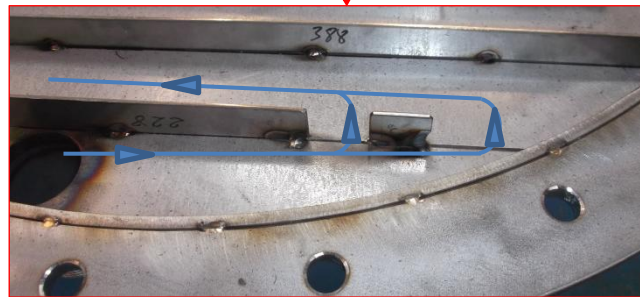
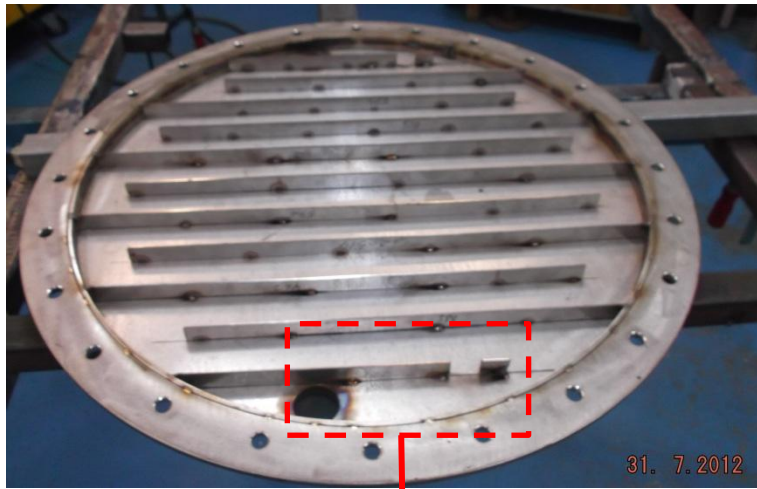


Figura 56: Intercambiador inundado, sentido del fluido y cotas

A continuación se muestra una imagen de la futura instalación definitiva:

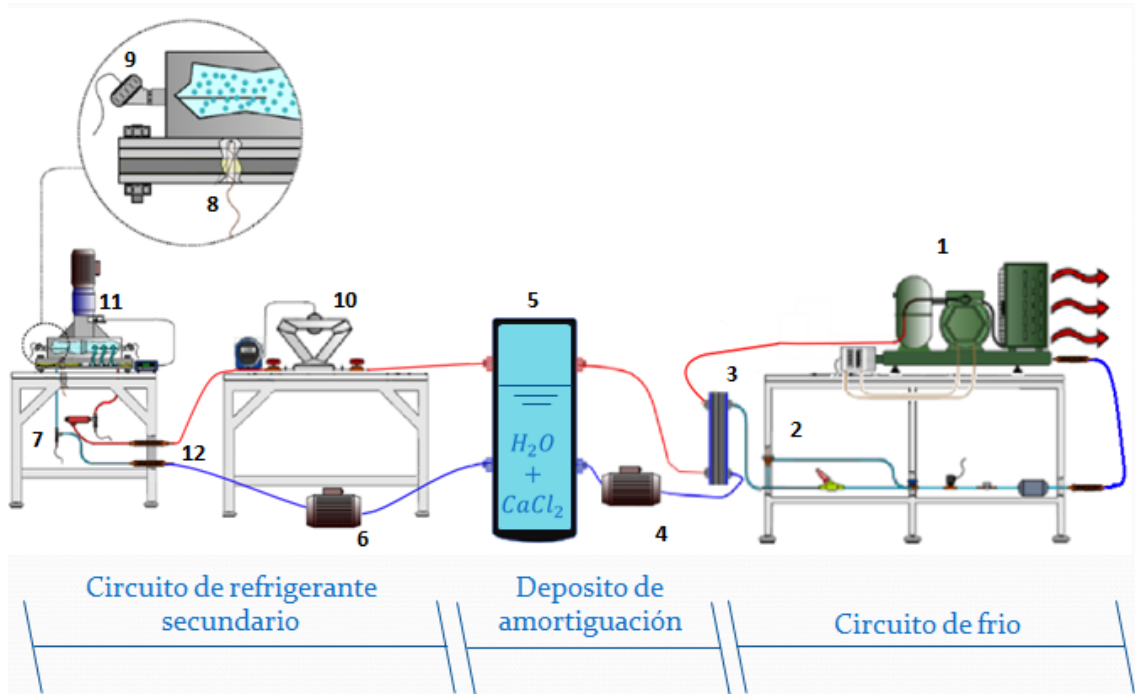


Figura 57: Instalación definitiva

A continuación pasaremos a detallar el porqué de la elección de cada cosa.

3.2. Unidad condensadora

Para la elección de la unidad condensadora, hemos seguido usado el software de la marca comercial Bitzer. Las características que necesitamos que tenga nuestra unidad condensadora será:

Parámetro	Valor
Potencia	3 kW
Nº de compresores	1
Tª ambiente	27°C
Tª de evaporización	-10°C
Recalentamiento	10°C
Recalentamiento útil	5°C

Figura 58: Características técnicas de la unidad condensadora

Y con estos valores, introduciéndolos en la pantalla que nos ofrece el programa y que se muestra a continuación;

The screenshot shows the 'Unidades condensadoras' window with the following data:

Unidad modelo	LH33/ 2JC-07.2Y-40S	LH44/ 2HC-1.2Y-40S
Potencia frigorífica	2.65 kW	3.40 kW
Potencia en el evap.	2.53 kW	3.26 kW
Potencia absorbida*	1.17 kW	1.50 kW
Corriente (400V)	2.46 A	2.89 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Caudal másico	85.6 kg/h	108.6 kg/h
Temp. de condensación	39.7 °C	38.7 °C
Subenfriamiento del líquido	3.00 K	3.00 K
Modo de funcionamiento	Standard	Standard

Input fields in the 'Datos de entrada' section include: Serie (Temp. ambiente alta), Refrigerante (R507A), Temperatura de referencia (Temp. en el punto de r), Tipo de compresor (Compresor sólo), Potencia frigorífica (3 kW), Temp. de evaporación (-10 °C), Temperatura ambiente (27 °C), Recalentamiento de gas aspira (10 K), Recalentamiento útil (5.00 K), Modo de funcionamiento (Auto), Alimentación eléctrica (50 Hz, Standard), and Regulador de capacidad (100%).

The 'Mensajes' section contains the text: "*Potencia absorbida compresor, potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos.""

Figura 59: Valores y ventana de selección de unidad condensadora en el programa Bitzer

Obtenemos dos posibles soluciones: LH 33/2JC-07.2Y-40S o la unidad condensadora LH44/2HC-1.2Y-40S.

La elección que vamos a hacer va a ser ésta última, LH44/2HC-1.2Y-40S, debido a que la otra solución propuesta por el software está por debajo de la potencia propuesta. En el Anexo 2, se mostrará las características técnicas de la unidad condensadora.

3.3. Válvula de expansión termostática

Una válvula de expansión termostática (a menudo abreviado como VET o válvula TX en inglés) es un dispositivo de expansión el cual es un componente clave en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, que tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema. Básicamente su misión, en los equipos de expansión directa (o seca, que será la que se tenga en el circuito de frío), se restringe a dos funciones: la de controlar el caudal de refrigerante en estado líquido que ingresa al evaporador y la de sostener un sobrecalentamiento constante a la salida de este. Para realizar este cometido dispone de un bulbo sensor de temperatura que se encarga de cerrar o abrir la válvula para así disminuir o aumentar el ingreso de refrigerante y su consecuente evaporación dentro del evaporador, lo que implica una mayor o menor temperatura ambiente, respectivamente.

Este dispositivo permite mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado, ya que regula el flujo másico del refrigerante en función de la carga térmica. El refrigerante que ingresa al evaporador de expansión directa lo hace en estado de mezcla líquido/vapor, ya que a la salida de la válvula se produce una brusca caída de presión producida por la "expansión directa" del líquido refrigerante, lo que provoca un parcial cambio de estado del fluido a la entrada del evaporador. A este fenómeno producido en válvulas se le conoce como flash-gas.

En nuestra instalación, utilizaremos una válvula de expansión termostática de la marca comercial Danfoss, y más concretamente, TS2 / TES 2, una válvula de orificio intercambiable, lo que nos permitirá obtener otro punto de regulación del comportamiento de la instalación. A continuación se muestra una tabla con las características de la válvula de expansión termostática:

Características	Valor
Tipo	TS 2
Peso	0.280 [kg]
Homologación	GOST AN30
Material del cuerpo	BRONZE
Long. tubo capilar	5,0 ft
Long. tubo capilar [in]	59,0 in
Longitud del tubo capilar [mm]	1.500 mm
Tipo conexión (I/O/E)	Roscar/Roscar
Dirección	Paso en ángulo
EAN	5702422125280
Tipo conex. entrada	Roscar
Tamaño entrada [in]	3/8 IN
Máx. presión de trabajo [bar]	34,0 bar
Máx. pres. trabajo	500 psig
Tipo conex. salida	Roscar
Salida/Eq.	1/2 IN
Formato pack	Multi pack
Descripción producto	Válvula expans. termostática
Cantidad por pack	20 PC
Refrigerante(s)	R404A
Refrigerante(s)	R507
Recalentamiento estático (SS)	5,0
Recalentamiento estático (RE) [°F]	9,00 °F
Rango de temperatura [°C]	-40 - 10 °C
Rango de temperatura [°F]	-40 - 50 °F

Figura 60: Datos técnicos de la válvula de expansión termostática

3.4. Intercambiador de placas del circuito de frío

Para la selección del intercambiador, dependerá de la unidad condensadora seleccionada, para calcular el intercambiador de placas vamos a usar el programa de la marca comercial Swep. Buscamos un intercambiador de placas para dos condiciones de funcionamiento; para conseguir salmuera a -2°C , y a -27°C . La pantalla que nos encontramos al iniciar el programa es una tal como esta:

Design Performance Rating

Fluid Side 1: R410A
 Fluid Side 2: Water
 CoCurrent:
 Exchangers: P-Types

	Side 1	Side 2
Heat load	25.00	kW
Subcooled liq. temp.	43.00	°C
Inlet vapor quality		
Outlet vapor quality	1.00	
Inlet temperature		12.00 °C
Evaporation temperature	3.50	°C
Superheating	5.00	K
Outlet temperature		7.00 °C
Flow		kg/s
Max pressure drop	50.0	kPa
Number of plates		
Oversurfacing		%
Fouling factor		m ² ·°C/kW
AutoPerformance		<input type="checkbox"/>

Figura 61: Ventana de selección de intercambiador de placas del software de Swep

Donde los datos que tenemos que introducir son:

Fluid Side 1: el fluido primario, R507

Fluid Side 2: el fluido secundario, Cloruro calcio

Exchangers: tipo de intercambiador, tipo B

Heat load: la potencia frigorífica, que pondremos la obtenida en el software de Bitzer, como buscamos dos condiciones de funcionamiento, tendremos dos potencias.

Subcooled liq. Temp.: la temperatura a la salida del condensador, que te la da el software ya que disponemos de la T^a de condensación y de subenfriamiento.

Outlet vapor quality: el título de vapor, que será 1.

Evaporate temperature: temperatura de evaporación, que nos la da también el programa Bitzer al seleccionar la unidad condensadora.

Superheating: recalentamiento, igualmente, dado al seleccionar la unidad condensadora.

Outlet temperature: la temperatura de salida, que dependerá de la temperatura a la que queramos tener la salmuera, en nuestro caso hay dos opciones, -2°C y -17°C , por lo que probaremos con los dos datos.

Flow side 2: caudal en el lado secundario. Pondremos el valor de caudal calculado en el apartado 3.5, donde la bomba tiene un caudal de $Q=2,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

Introduciendo en estas casillas los datos para las dos condiciones de funcionamiento, obtenemos una serie de resultados, donde encontramos un intercambiador en común entre los dos modos de funcionamiento es el V25T x20. Para más información ver el Anexo 3, donde se muestra los dos valores de funcionamiento, y el resultado del programa y una oferta por las 4 posibles soluciones, ya que las cuatro soluciones satisfacían las necesidades requeridas.

3.5. Bomba de circulación en el lado del intercambiador

Esta bomba corresponde al número 4 en la figura 57. Esta bomba no es imprescindible, ya que lo único que se requiere de ella es que asegure una corriente mínima del fluido desde el intercambiador de placas del circuito hasta el depósito. Para ello, se ha seleccionado una electrobomba periférica, Mod. PH-80, con un caudal $Q=2,4 \text{ m}^3/\text{h}$ y una altura manométrica de $H(\text{m})=22 \text{ mca}$, para poder soportar las pérdidas de carga que se produzcan.

3.6. Depósito de almacenamiento

Se ha instalado un depósito de 50 litros de capacidad de almacenamiento, donde estará aislado del exterior para conservar la capacidad frigorífica que posee el fluido que pasa por él. Este depósito cuenta con dos entradas y dos salidas, para que haya una recirculación de fluido frigorífero, y por tanto en la instalación no nos encontremos en ningún momento con falta de fluido o que este este a una temperatura demasiado caliente y no cumpla su función.

3.7. Bomba de circulación en el circuito secundario

Esta bomba, la correspondiente al número 6 en la figura 57, va a ser distinta a la anterior, puesto que el caudal que se va a tener que trasegar va a ser distinto, y será el calculado anteriormente y que se reflejó en la figura 28:” datos característicos del fluido refrigerante”, donde obtuvimos un caudal de $Q=4042,552$ (Kg/h), por lo que la bomba que hay que poner sería una Electrobomba periféricas, Mod, 3XCM100S, con un caudal de $Q=4$ m³/h y una altura manométrica de $H(m)=7,5$ mca, para poder hacer frente a las pérdidas de carga sufridas en la instalación.

3.8. Sensores de presión y Tª de entrada y salida

Se disponen un conjunto de un sensor de presión y un sensor de temperatura a la entrada y salida del intercambiador de frío con la salmuera en el lado del fluido frigorífero, que gracias a ellos se puede calcular la entalpía del fluido frigorífero y se puede calcular la transferencia de calor que se produce desde el fluido frigorífero a la salmuera. En el apartado 4. Instrumentación, se detallará de forma más precisa estos sensores.

3.9. Sensores para temperatura de pared

Para el cálculo de la transferencia de calor, es necesario obtener la temperatura de la pared rascada. Para ello, se insertarán una serie de

termopares en la placa que separa la superficie rascada del serpentín por donde circula el refrigerante secundario. En la figura 67 se puede observar la disposición constructiva de estos termopares. El valor medido se utilizará como una estimación de la temperatura de pared rascada, que eventualmente podrá ser corregido para tener en cuenta la resistencia térmica de la sección de placa que separa la pared de la posición de los sensores. En el apartado 4. Instrumentación, se explicará más afondo este tipo de sensores.

3.10. Sensores para temperatura de salmuera

Para el cálculo de la transferencia de calor, hay que calcular la temperatura del fluido que hace el intercambio, por ello se insertarán una serie de lanzas cada 90° inmersas en el depósito de la salmuera, y que nos darán la temperatura de la misma, siendo este valor útil para el cálculo de la transferencia de calor que se tiene. En el apartado 4. Instrumentación, se explicará más afondo este tipo de sensores.

3.11. Sistema de medida de caudal Coriolis

Para el cálculo de la transferencia de calor, hay que calcular el caudal del fluido frigorífero. Por ello, se pondrá a la salida del rascador, un sistema de medida de caudal Coriolis para medir el caudal del fluido frigorífero. En el apartado 4. Instrumentación, se explicará más afondo este tipo de sensor.

3.12. Sistema de rascado

Para el sistema de rascado, se ha seguido el mismo sistema que el anterior, un motor de 0,75 kW, junto con una reductora, y una serie de aspas, como en el anterior diseño (ver apartado 2.1.). Pero debido a los problemas anteriores, donde las aspas del rascador no pudieron realizar su trabajo debidamente, se ha rediseñado la geometría de las mismas, y en vez de un diseño recto, se ha pasado a un diseño de “L” invertida, para aumentar la resistencia a la torsión de estos perfiles. A continuación se muestra una imagen de las mismas:



Figura 62: Nuevo diseño de las aspas del rascador

3.13. Tubería

Para la tubería de frío, se ha mantenido el circuito inicial, un diámetro de 3/16 pulgadas, y para el circuito secundario, se iba a poner una serie de tomas junto con un colector en el lateral del intercambiador secundario, pero se optó por desechar esta idea, y optar por situar la tubería del circuito secundario en la tapa inferior del intercambiador, ya que se podrá poner un mayor diámetro de tubería y pudiendo eliminar la posibilidad de usar un colector. De esta manera, se ha optado por una manguera, ya que por temas económicos, y debido a que no se van a usar mucha presión, cumplen con creces la función para la que estaba diseñada. La manguera va a ser una manguera de PVC plastificado, flexible aún a bajas temperaturas: -25°C hasta $+60^{\circ}\text{C}$. El diámetro interno de la manguera va a ser de 38 mm ya que tiene que haber una concordancia entre el diámetro interior de la tubería y la superficie de paso del serpentín de placas que hemos creado, para que no se produzca una zona de embudo o falta de fluido frigorífero. Para ello:

$$\text{Superficie de paso serpentín} = L \cdot W = 0,01 \cdot 0,05 = 0,0005 \text{ m}^2$$

$$\text{Paso de fluido por tubería} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 0,001134 \text{ m}^2$$

El diámetro de la manguera queda restringido a la anchura entre placa y placa, por lo que con una anchura entre paredes de 49 mm, la tubería más grande que podemos poner y que nos sobre aún una pequeña zona de seguridad es la de 38 mm.

4. Instrumentación

Una vez detallada la instalación, pasaremos al apartado donde detallaremos los procesos, las formas, y los instrumentos que se van a utilizar para la adquisición de los datos de la instalación de generación de hielo líquido. Nuestro objetivo será monitorizar las variables que influyen en la transferencia de calor que se produce en el intercambiador de calor con el depósito de salmuera. Para ello, se presenta el siguiente esquema donde se pueden observar las variables necesarias que hay que medir, y los instrumentos que usamos para obtener la medición:

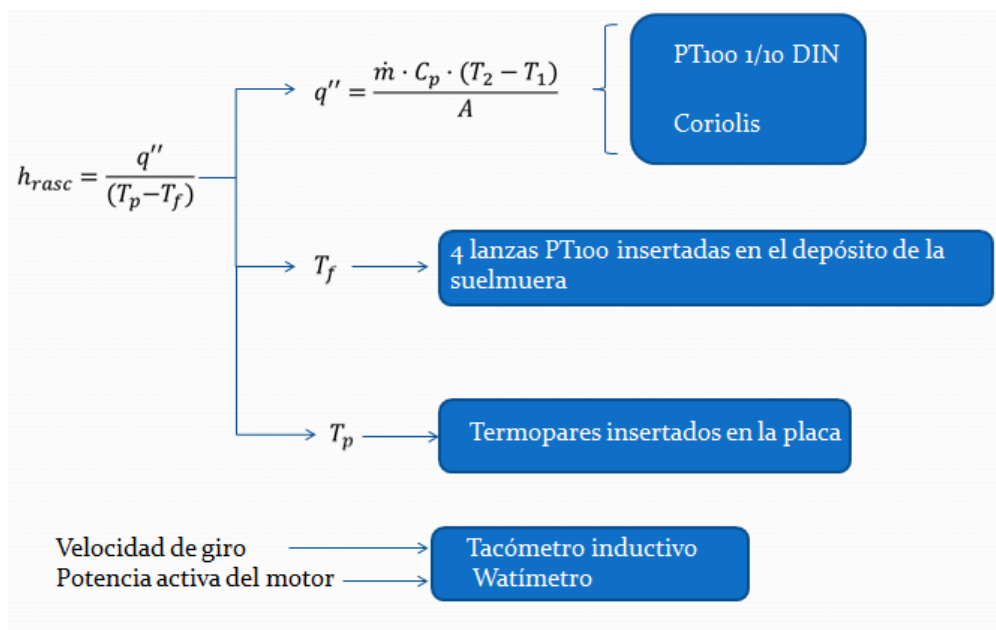


Figura 63: Esquema de los parámetros de medida

El objetivo es calcular el coeficiente de transferencia de calor en la superficie rascada. Para ello tenemos que calcular el calor que se genera, y para ello tenemos que calcular el gasto másico usando un medidor de efecto Coriolis, y las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador con unas sondas PT100. A continuación se detallará de forma más precisa ambos instrumentos de medida.

4.1. Medida de caudal:

Para la medida de caudal, se va a emplear un caudalímetro Coriolis. Debido a los rangos del mismo y a los caudales de refrigerante que se van a tener en la instalación, este debe ir situado en la línea de aspiración, después del evaporador. Antes y después del caudalímetro se han situado dos válvulas de cierre que, en caso de que fuese necesario, permiten quitar el sensor sin tener que vaciar por ello la instalación de refrigerante. A continuación se muestra una imagen del mismo:



Figura 64: Caudalímetro Coriolis

Éste caudalímetro, se trata un caudalímetro Coriolis de la marca comercial Emerson, y más en concreto Micro Motion de la serie 2000. A continuación presentamos una tabla con las características de caudalímetro:

Medida	4 hilos o 9 hilos
Intensidad	4-20 mA
Características de caudal para líquido	
Precisión del caudal másico	+ - 0,10% del caudal
Precisión del caudal volumétrico	+ - 0,15% del caudal
Repetibilidad	+ - 0,05% del caudal
Especificaciones de densidad (sólo líquido)	
Precisión	+ - 1,0 kg/m ³
Repetibilidad	+ - 0,5 kg/m ³
Características de caudal para gas	
Precisión	+ - 0,50% del caudal
Repetibilidad	+ - 0,25% del caudal

Figura 65: Datos técnicos del caudalímetro Coriolis

4.2. Sensores de temperatura a la entrada y salida

Estas dos variables permitirán, junto con las presiones y mediante las tablas correspondientes al R-507 A conocer la entalpía en cada uno de esos dos puntos. De esta forma, y junto al gasto se puede conocer el flujo de calor absorbido por el refrigerante y evaluar la eficiencia en la transmisión de calor en el intercambiador (junto con las temperaturas medidas en la salmuera). Por lo tanto, son dos medidas críticas, y por ello se emplean sondas de temperatura PT100 de clase B, de tamaño 1/10 DIN. Están dispuestas de tal forma que el flujo principal de refrigerante las rodea, obteniéndose la medida real de la temperatura media del flujo. La conexión es mediante un racor de latón con oliva, para asegurar la estanqueidad. A continuación se muestra una imagen del mismo:

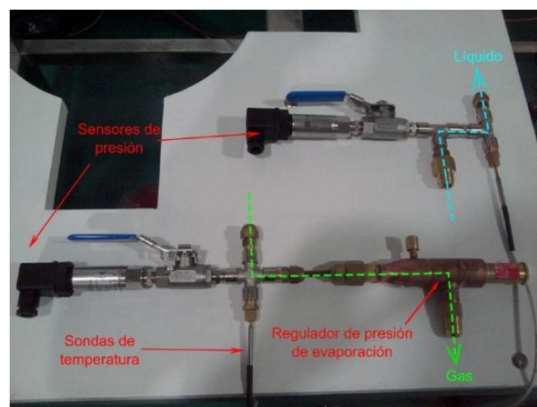


Figura 66: Sensores de temperatura y presión para la entrada y salida del refrigerante en el intercambiador

En el Anexo 4, podemos ver la hoja de las características técnicas de este tipo de sensores.

4.3. Temperatura de pared del almacenaje de la salmuera

Esta medida sirve para conocer la transferencia de calor en el lado de la salmuera, y se estima a partir de la diferencia entre las temperaturas en la pared y en el fluido. Para ello se emplearán cuatro sondas PT100 situadas de forma radial y cada 90°, entrando desde los laterales del intercambiador hasta el centro, a media altura. Su longitud es tal que abarca hasta un poco más del centro del radio. De esta forma se consigue conocer con gran precisión de la temperatura media del fluido. En el Anexo 5, podemos ver las características técnicas de este tipo de sensores.

4.4. Temperatura de pared de intercambio desde el lado del fluido frigorífero

Conocer esta temperatura, es de vital importancia a la par que compleja. No se pueden colocar sondas en la propia superficie pues el movimiento de rascado lo impide, de forma que la única solución posible es situarlas en el lado opuesto. Para evitar cualquier distorsión de la medida sobre la temperatura real, la placa que intercambia calor va taladrada como ya se ha dicho, para acercarnos todo lo posible a la pared opuesta.

El instrumento más adecuado para realizar esta medida es el termopar, tanto por su rapidez en la medida debido a su baja inercia térmica como por la facilidad que presta a su soldadura con la placa.

Para una captura precisa de la temperatura, se han soldado a la placa 19 termopares de tipo T distribuidos circunferencialmente para poder realizar las medidas de temperatura de pared. Estos termopares están fabricados a partir de cable de termopar y empleando la misma soldadura para unir ambos conductores entre sí como para unir estos a la placa.

La distribución de los termopares en la placa véase *la figura 13: Distribución de los termopares*.

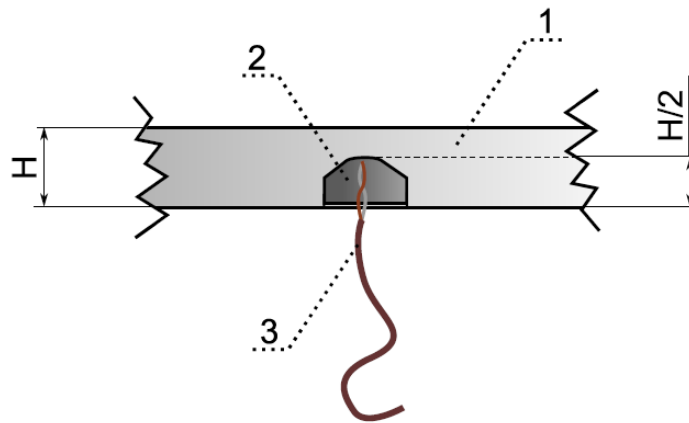


Figura 67: Esquema de la soldadura de los termopares a la placa

Como se puede ver, el agujero está realizado hasta aproximadamente la mitad del espesor de la placa (1), con un diámetro de 4mm y por su parte inferior. Este agujero va relleno del material de aporte de la soldadura (2), que a su vez suelda las dos puntas del cable de termopar (3). De esta forma el termopar queda completamente soldado a la placa, y dado que las conductividades térmicas del acero inoxidable y el material de aporte de la soldadura (especial para soldar acero inoxidable con otro tipo de metales como cobre) son similares, se evitan posibles discontinuidades térmicas en las futuras medidas experimentales.

Es necesario calibrar los termopares tanto a bajas temperaturas (calibración aplicable para el funcionamiento como generación de hielo líquido) como a altas (calibración aplicable en el caso de que la instalación funcione para el calentamiento de fluidos altamente viscosos). Para ver como se calibraron los termopares, ver Anexo 6.

4.5. Medidor de la potencia activa

Es necesario conocer la potencia se está consumiendo en el rascador para poder introducirla en el criterio de mejora de la transferencia de calor en el intercambiador. De esta forma se obtiene un conocimiento real de los beneficios del mismo.

Para ello, se emplea un transductor de potencia activa (pues es esta potencia la que realmente interesa) conectado a la salida del variador de frecuencia que

alimenta el motor del rascador. Este transductor tiene una salida analógica 0-10v que permite conocer el valor de la potencia.

La situación de este instrumento queda emplazada en el cuadro eléctrico de la instalación, tal y como se muestra a continuación:

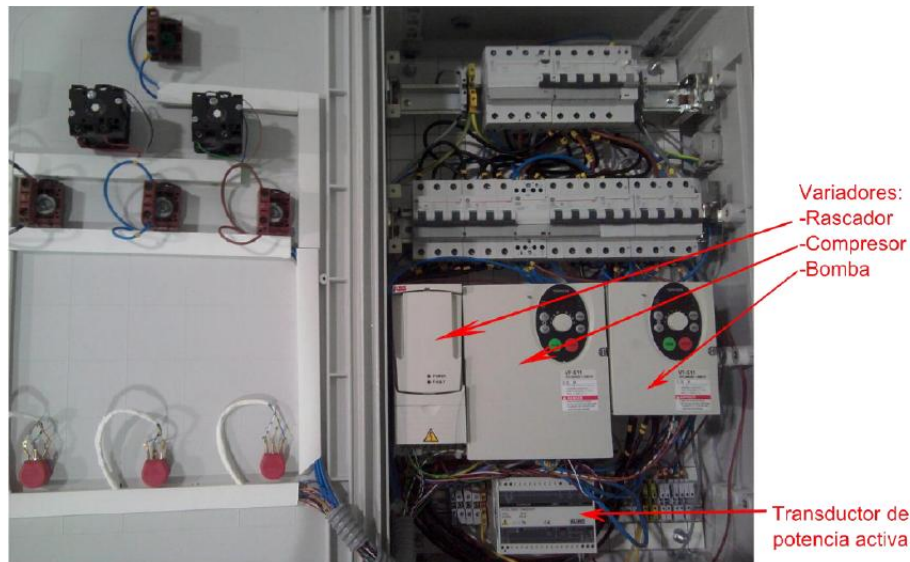


Figura 68: Sensor de potencia activa ya instalado

4.6. Velocidad de giro del rascador

Para establecer los distintos regímenes de giro es necesario un tacómetro con salida analógica 0-10v. Como sensor, se ha decidió optar por un captador de efecto Hall, que detecta variaciones o movimientos de elementos magnéticos a una distancia igual o menos a 2 mm. Este sensor, alimentado desde el propio tacómetro, devuelve una señal de pulso que el tacómetro contabiliza para obtener velocidad de giro o periodo, así como también conteo.

Para activar el sensor se empleará el eje del rascador, y como discontinuidad magnética el propio tornillo de fijación del eje del rascador a la reductora de revoluciones. La siguiente figura muestra el sensor:

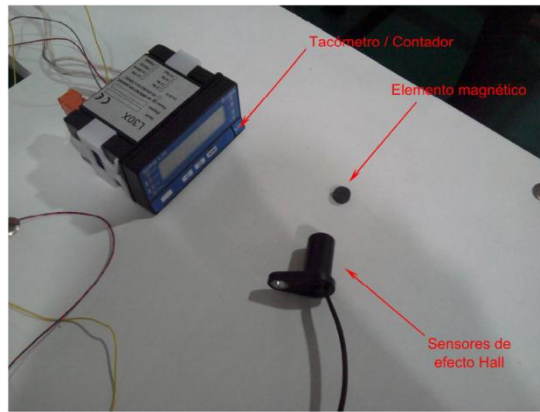


Figura 69: Tacómetro y sensor de efecto Hall

4.7. Adquisición de datos

Para la adquisición de datos se empleará un “Data Logger” modelo *Agilent 34970A* con tres tarjetas *34901-A* de 20 canales cada una y multiplexor de red, de la marca comercial HP. Estas tarjetas permiten la medida de señales analógicas tanto de tensión como de intensidad, a dos y a cuatro hilos.

5. Conclusiones y trabajo futuro

Una vez explicado la instalación experimental y dadas las bases para una nueva instalación, pasaremos a citar las conclusiones a las que hemos llegado.

Visto que la instalación experimental falló en medio de los ensayos, la rotura de las aspas de rascado, debido a un mal diseño, entre otros aspectos. Por lo que para la próxima instalación, habrá que mejorar aquellos puntos donde la instalación primitiva pudo tener los fallos.

Uno de los primeros puntos a mejorar es la potencia frigorífica. Para ello se ha cambiado de expansión directa, a una expansión doble, donde aparte del refrigerante R507A, se ha seleccionado otro fluido caloportador, cloruro sódico, donde partiendo de una instalación simple de generación de hielo con R507, enfriará al fluido frigorífero, y este almacenado en un depósito, para tener un flujo continuo, enfriará la salmuera.

Otro de los puntos a mejorar de la instalación primitiva, después del cambio de producción de frío, fue el diseño del intercambiador de calor de la salmuera, éste va a tener un nuevo diseño, y va a ser inundado en vez de ir por serpentín como anteriormente estaba instalado. Con esto vamos a conseguir aprovechar más el frío del fluido caloportador, ya que en la instalación con serpentín, la absorción del frío era un poco escasa para todo lo que podía ofrecer.

Por último en lo referente a las mejoras de la instalación primitiva, sería reforzar las aspas del raspador para que en ensayos posteriores, no se fracturen las aspas por la creación del hielo, y tener controlada la planicidad de la placa transmisora de calor donde rascan las aspas, ya que también contribuye a la causa de la rotura. Esto se debe a que al soldar el serpentín, la placa no fue del todo plana y por tanto, las aspas no hacían un correcto rascado.

Dictadas las conclusiones técnicas de la instalación, pasamos de comentar los resultados obtenidos. Hemos visto que hemos tenido dos curvas distintas de

temperatura de refrigerante a la salida, por lo que habría que vigilar un poco ese aspecto, y ver si la instalación está funcionando correctamente. También, hemos visto como al paso por el serpentín, el refrigerante sufre una pérdida de presión, debido a la transferencia de calor. También tenemos que hacer un inciso sobre el comportamiento de los termopares, ya que había una serie de termopares cuyas mediciones eran defectuosas y si no se detectan, pueden causar una interpretación errónea de los datos. Hemos visto como, el consumo de energía del motor que mueve las aspas, aumenta cuando tenemos hielo, ya que al crearse el hielo, es necesaria más potencia para poder raspar el hielo. Y para finalizar este análisis de los datos obtenidos, el ensayo realizado es a plena potencia, y vemos como no es afectado el régimen de giro cuando se genera el hielo, debido al cambio de la reductora que se hizo.

Una vez dictadas las conclusiones obtenidas, pasaremos a detallar el trabajo que habría que realizar para que la instalación funcionara correctamente.

En lo referente a la instalación, habría que realizar el intercambiador expuesto en el apartado 3 de la memoria, junto con el de las aspas reforzadas, y su instalación en el banco de ensayos. Disponer un depósito con aislamiento, que disponga dos entradas y dos salidas, para almacenar el fluido frigorífero, cloruro sódico, para que éste no pierda la temperatura y pueda enfriar la salmuera. También hay que instalar unas bombas hidráulicas para que aseguren un cierto caudal del fluido frigorífero. Para ello se dispondrá una bomba hidráulica en circuito de amortiguación, formado por un intercambiador de placas del circuito de frío y el depósito de almacenaje del cloruro sódico. La otra bomba hidráulica irá en el circuito secundario, formado por el depósito del cloruro sódico y el intercambiador de la salmuera.

En lo referente a la instrumentación, hay que implementar un protocolo de seguridad, ya que al tratar los datos obtenidos de los ensayos, había varios termopares que no estaban midiendo correctamente la temperatura, por lo que habría que realizar una serie de pruebas o medidas, antes de poner en marcha la instalación. También sería recomendable incorporar una serie de instrumentación que permita el cálculo de la potencia frigorífica no tan complejo y costoso, tener en cada momento monitorizado el porcentaje de hielo obtenido y la concentración que se tiene en la salmuera de NaCl cuando se está produciendo del hielo líquido.

6. Bibliografía

Este trabajo no habría sido capaz de realizarse sin haber consultado las siguientes fuentes de información:

- Tesis doctoral, Caracterización experimental del comportamiento termo-hidráulico del hielo líquido generado a partir de disoluciones de NaCl. Aplicación a cambiadores de calor de Fernando Illán Gómez.
- Handbook of heat transfer, de Warren M. Rohsenow.
- www.swep.net
- www.danfoss.com
- www.icegeninc.com
- www.hrs-heatexchangers.com
- www.bitzer.de

Anexo 1: Manipulación y seguridad de los fluidos frigoríferos

- **Alcohol metílico**

Medidas a tomar en caso de vertido accidental.

-Precauciones individuales:

No inhalar los vapores.

-Precauciones para la protección del medio ambiente:

No permitir el paso a desagües, ríos...

-Métodos de recogida / limpieza:

Recoger en seco y depositar en contenedores de residuos para su posterior eliminación de acuerdo con las normativas vigentes. Limpiar los restos con agua abundante.

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Sin indicaciones particulares

-Almacenamiento:

Recipientes bien cerrados. En local bien ventilado. Alejado de fuentes de ignición y calor. Temperatura ambiente. Acceso restringido, sólo autorizado a técnicos. No almacenar en recipientes de metales ligeros. No almacenar en recipientes de plástico.

Controles de exposición / protección personal

-Medidas técnicas de protección:

Asegurar una buena ventilación y renovación del aire del local

-Control de límite de exposición:

VLA-ED: 200 ppm ó 266mg/m³. VLA-EC: 250 ppm ó 333 mg/m³

-Protección respiratoria:

En caso de formarse vapores / aerosoles, usar un equipo respiratorio adecuado.

-Protección de las manos:

Usar guantes apropiados.

-Protección de los ojos:

Usar gafas apropiadas.

-Medidas de higiene particulares:

Quitarse las ropas contaminadas. Usar ropa de trabajo adecuad. Lavarse las manos antes de las pausas y a la finalización del trabajo.

-Controles de la exposición del medio ambiente:

Cumplir con la legislación local vigente sobre la protección del medio ambiente.

El proveedor de los medios de protección debe especificar el tipo de protección que debe usarse para la manipulación del producto, indicando el tipo de material y, cuando proceda, el tiempo de penetración de dicho material, en relación con la cantidad y la duración de la exposición.

- **Amoniaco**

Medidas a tomar en caso de vertido accidental.

-Precauciones individuales:

Evitar el contacto con la piel, los ojos, y la ropa. No inhalar los vapores. Procurar una ventilación apropiada.

-Precauciones para la protección del medio ambiente:

No permitir el paso a desagües, ríos...

-Métodos de recogida / limpieza:

Recoger en seco y depositar en contenedores de residuos para su posterior eliminación de acuerdo con las normativas vigentes.

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Sin indicaciones particulares.

-Almacenamiento:

Recipientes bien cerrados. En local ventilado. Protegido de la luz. Temperatura ambiente. No usar recipientes metálicos.

Controles de exposición / protección personal

-Medidas técnicas de protección:

Asegurar una buena ventilación y renovación del aire del local

-Control límite de exposición:

VLA-EC: 36mg/m^3 y VLA-ED: 14 mg/m^3 (KOH)

-Protección respiratoria:

En caso de formarse vapores / aerosoles, usar un equipo respiratorio adecuado.

-Protección de las manos:

Usar guantes apropiados.

-Protección de los ojos:

Usar gafas apropiadas.

-Medidas de higiene particulares:

Quitarse las ropas contaminadas. Usar ropa de trabajo adecuada. Lavarse las manos antes de las pausas y al finaliza el trabajo.

-Controles de la exposición del medio ambiente:

Cumplir con la legislación local vigente sobre protección del medio ambiente.

El proveedor de los medios de protección debe especificar el tipo de protección que debe usarse para la manipulación del producto, indicando el tipo de material y, cuando proceda, el tiempo de penetración de dicho material, en relación con la cantidad y la duración de la exposición.

- **Carbonato de potasio**

-

Manipulación: Evite la formación de polvos y su inhalación. Mantenga los envases herméticamente cerrados. No comer, beber o fumar en el área de trabajo. No reutilizar los envases. Lávese la piel después de las tareas de manipulación.

Almacenamiento: Manténgase en un lugar seco, fresco y bien ventilado. Mantener alejado de ácidos y otros productos incompatibles. Instale avisos de precaución donde se informe los riesgos y la obligación de usar el equipo de protección personal. Mantenga los recipientes cerrados, protegidos contra daño físico y correctamente etiquetados.

- **Cloruro de calcio**

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Sin indicaciones particulares.

-Almacenamiento:

Recipientes bien cerrados. Ambiente seco. Temperatura ambiente.

Controles de exposición/protección personal.

-Medidas técnicas de protección:

No procede

-Control límite de exposición:

No procede

-Protección respiratoria:

En caso de formarse vapores, usar equipo respiratorio adecuado.

-Protección de las manos:

Usar guantes apropiados.

-Protección de los ojos:

Usar gafas apropiadas.

-Medidas de higiene particulares:

Quitarse las ropas contaminadas Usar ropa de trabajo adecuada. Lavarse las manos antes de las pausas y al finalizar el trabajo.

-Controles de la exposición del medio ambiente:

Cumplir con la legislación local vigente sobre protección del medio ambiente.

El proveedor de los medios de protección debe especificar el tipo de protección que debe usarse para la manipulación del producto, indicando el tipo de material y, cuando proceda, el tiempo de penetración de dicho material, en relación con la cantidad y la duración de la exposición.

- **Cloruro de magnesio**

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Sin indicaciones particulares.

-Almacenamiento:

Recipientes bien cerrados. Ambiente seco. Mantener alejado de sustancias inflamables, fuentes de ignición y calor. Temperatura ambiente.

Controles de exposición / protección personal.

-Medidas técnicas de protección:

No procede.

-Control límite de exposición:

No procede.

-Protección respiratoria:

En caso de formarse vapores, usar un equipo respiratorio adecuado.

-Protección de las manos:

Usar guantes apropiados.

-Protección de los ojos:

Usar gafas apropiadas.

-Medidas de higiene particulares:

Quitarse las ropas contaminadas. Usar ropa de trabajo adecuada. Lavarse las manos antes de las pausas y al finalizar el trabajo.

-Controles de la exposición del medio ambiente:

Cumplir con la legislación local vigente sobre protección del medio ambiente.

El proveedor de los medios de protección debe especificar el tipo de protección que debe usarse para la manipulación del producto, indicando el tipo de material y, cuando proceda, el tiempo de penetración de dicho material, en relación con la cantidad y la duración de la exposición.

- **Cloruro de sodio**

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Sin indicaciones particulares.

-Almacenamiento:

Recipientes bien cerrados.

Controles de exposición / protección personal.

-Medidas técnicas de protección:

No procede.

-Control límite de exposición:

No procede.

-Protección respiratoria:

No procede.

-Protección de las manos:

Usar guantes apropiados.

-Protección de los ojos:

Usar gafas apropiadas.

-Medidas de higiene particulares:

Quitarse las ropas contaminadas. Usar ropa de trabajo adecuada. Lavarse las manos antes de las pausas y al finalizar el trabajo.

-Controles de la exposición del medio ambiente:

Cumplir con la legislación local vigente sobre la protección del medio ambiente.

El proveedor de los medios de protección debe especificar el tipo de protección que debe usarse para la manipulación del producto, indicando el tipo de material y, cuando proceda, el tiempo de penetración de dicho material, en relación con la cantidad y la duración de la exposición.

- **Acetato de potasio**

Manipulación y almacenamiento.

-Manipulación:

Instrucciones para una manipulación segura: No se requieren medidas especiales. Prevención de incendios y explosiones: No se requieren medidas especiales.

-Almacenamiento:

Exigencias con respecto al almacén y los recipientes: No se requieren medidas especiales.

-Normas en caso de un almacenamiento conjunto:

No es necesario.

-Indicaciones adicionales sobre las condiciones de almacenamiento:

Ningunos, -as.

Controles de la exposición/protección personal

-Instrucciones adicionales para el acondicionamiento de instalaciones técnicas:

Sin datos adicionales.

-Componentes con valores límites admisibles que deben controlarse en el puesto de trabajo:

Nulo.

-Indicaciones adicionales:

Como base se han utilizado las listas vigentes en el momento de la elaboración.

Equipo de protección individual

-Medidas generales de protección e higiene:

Se deben observar las medidas de seguridad para el manejo de productos químicos.

-Protección respiratoria:

Si el local está bien ventilado, no es necesario.

-Protección de manos:

El material del guante deberá ser impermeable y resistente al producto / sustancia / preparado.

-Guantes de protección:

Ante la ausencia de test específicos, no se puede recomendar ningún material específico para guantes de protección contra el producto / preparado / mezcla de sustancias químicas.

Selección del material de los guantes en función de los tiempos de rotura, grado de permeabilidad y degradación.

-Material de los guantes:

La elección del guante adecuado no depende únicamente del material, sino también de otras características de calidad, que pueden variar de un fabricante a otro.

-Tiempo de penetración del material de los guantes:

El tiempo de resistencia a la penetración exacto deberá ser pedido al fabricante de los guantes. Este tiempo debe ser respetado.

-Protección de ojos:

Gafas de protección

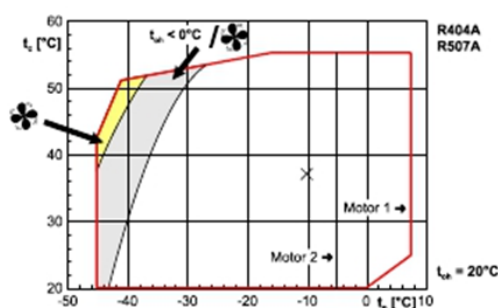
Anexo 2: Hoja de características de la unidad condensadora

En este anexo, vamos a ver todo lo correspondiente con la unidad condensadora. Para ello vamos a exponer los valores que se requerían y los resultados que nos proponen la compañía Bitzer.

Valores de entrada

Potencia frigorífica	3kW
Serie	Temp. ambiente alta
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-10°C
Temperatura ambiente	27°C
Recalentamiento de gas aspirado	10K
Alimentación eléctrica	400V-3-50Hz
Recalentamiento útil	5.00K
Regulador de capacidad	100%

Límites de aplicación



Y las unidades condensadoras propuestas por el software fueron las siguientes:

Resultado

Unidad modelo	LH33/ 2KC-05.2Y-40S	LH33/ 2JC-07.2Y-40S	LH44/ 2HC-1.2Y-40S	LH44/ 2HC-2.2Y-40S
Potencia frigorífica	2.07 kW	2.65 kW	3.40 kW	3.47 kW
Potencia en el <u>evap.</u>	1.99 kW	2.53 kW	3.26 kW	3.33 kW
Potencia absorbida*	0.83 kW	1.17 kW	1.50 kW	1.50 kW
Corriente (400V)	1.80 A	2.46 A	2.89 A	3.22 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Caudal másico	64.4 kg/h	85.6 kg/h	108.6 kg/h	111.1 kg/h
Temp. de condensación	36.7 °C	39.7 °C	38.7 °C	38.8 °C
<u>Subenfriamiento</u> del líquido	3.00 K	3.00 K	3.00 K	3.00 K
Modo de funcionamiento	Standard	Standard	Standard	Standard

*Potencia absorbida compresor, potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos.."

Como ya se dijo en la memoria, la unidad condensadora seleccionada para nuestra instalación va a ser LH44/2HC-1.2Y-40S. A continuación, se va a detallar las características técnicas de dicha unidad condensadora.



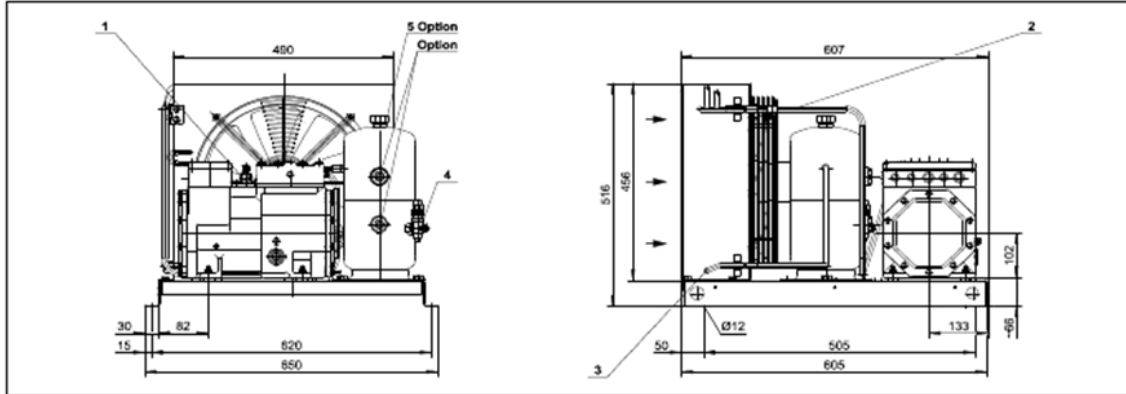
Unidad condensadora

Version: 5.3.2

06/09/2012 / Todos los datos son susceptibles de cambio |

Datos técnicos: LH44/2HC-1.2Y-40 S


Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Peso	80 kg
Anchura total	650 mm
Profundidad total	607 mm
Altura total	516 mm
Conexión línea aspiración	16 mm - 5/8"
Conexión línea líquido	10 mm - 3/8"
Ventilador: Cantidad	1
Tensión (otro bajo demanda)	230V-1-50Hz (Standard)
Corriente / capacidad de cada ventilador	0,56A / 125 W
Flujo volumétrico de aire del condensador 50Hz	1840 m³/h
Tensión (otro bajo demanda)	230V-1-60Hz (Standard)
Corriente / capacidad de cada ventilador	0,78 A / 175 W
Flujo volumétrico de aire del condensador 50Hz	2070 m³/h
Fans: elect. Speed control	Option
Coil Volume	2,5 dm³
Recipiente colector (standard)	FS056
Máx. carga refrigerante 90% a 20°C	
R22	6,1 kg
R134a	6,2 kg
R407C	5,8 kg
R404A/R507A	5,4 kg
Separador de aceite	Option
Retención incorporada	Option
Conmutador de alta y baja presión	Option
Accesorios	Option
Caja protectora contra los agentes meteorológicos	Option
Potencia sonora (-10°C / 45°C)	73,5 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	65,5 dB(A) @ 50Hz
Datos de compresores: ver programa compresor	

Y como vamos a tener dos condiciones en ensayos futuros, donde la temperatura de evaporación va a ser -10°C y -27°C . Para una temperatura de evaporación de -10°C , vamos a producir una disolución de salmuera de -2°C , y para -27°C vamos a producir una disolución de salmuera de -17°C . A continuación se muestran los datos característicos de funcionamiento para ambos puntos en la unidad condensadora seleccionada.

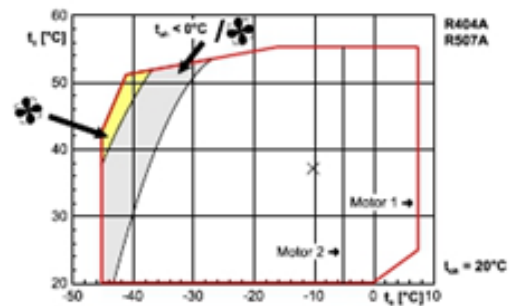
 Version 5.3.2	Unidad condensadora 06/09/2012 / Todos los datos son susceptibles de cambio
--	--

Selección del Compresor: Unidades condensadoras

Valores de entrada

Unidad modelo	LH44/2HC-1.2Y
Serie	Temp. ambiente alta
Refrigerante	R507A
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-10°C
Temperatura ambiente	25°C
Recalentamiento de gas aspirado	5K
Alimentación eléctrica	400V-3-50Hz
Recalentamiento útil	100%
Regulador de capacidad	100%

Limites de aplicación



Resultado

Unidad modelo	LH44/ 2HC-1.2Y-40S
Potencia frigorífica	3.48 kW
Potencia en el evap.	3.48 kW
Potencia absorbida*	1.47 kW
Corriente (400V)	2.85 A
Gama de tensiones	380-420V
Caudal másico	112.8 kg/h
Temp. de condensación	36.8°C
Subenfriamiento del líquido	3.00 K
Modo de funcionamiento	Standard

*Potencia absorbida compresor, potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos."

Anexo 3: Oferta del intercambiador de placas

Para las condiciones de funcionamiento para obtener salmuera a -2°C , obtenemos los siguientes datos:

1º Solución: V25T x16



SSP G7

EVAPORADOR - Design INTERCAMBIADOR : V25Tx16

Nombre del fluido Circ. 1 : R507A
Nombre del fluido Circ. 2 : Cloruro de calcio-agua (25.0 %)

Flow Type : Counter-Current

REQUERIMIENTOS		CIRC. 1	CIRC. 2
Potencia	kW	3.500	
Inlet vapor quality		0.37	
Outlet vapor quality		1.00	
Temperatura de entrada	$^{\circ}\text{C}$	-9.37	0.02
Temperatura de evaporación	$^{\circ}\text{C}$	-10.00	
Superheating	K	5.00	
Temperatura de salida	$^{\circ}\text{C}$	-5.00	-2.00
Caudal	kg/s	0.03142	0.6000
- vapor de entrada	kg/s	0.01163	
Fluido evaporado	kg/s	0.01978	
Pérdida de carga máxima	kPa	50.0	50.0
INTERCAMBIADOR A PLACAS			
		CIRC. 1	CIRC. 2
Area de transferencia de calor	m^2	0.882	
Flujo de calor	kW/m^2	3.97	
MTD	K	8.75	
H.T.C. (available/required)	$\text{W}/\text{m}^2,^{\circ}\text{C}$	1250/454	
Pérdida de carga - total	kPa	10.5	49.1
- en conexiones	kPa	-0.0651	0.671
Pressure drop in fluid distribution	kPa	28.0 - 43.1	
Presión de operación - salida	kPa	453	
Número de canales		7	8
Número total de placas		16	
Sobredimensionamiento	%	174	
Factor ensuciamiento	$\text{m}^2,^{\circ}\text{C}/\text{kW}$	1.401	
Diámetro de las conexiones	mm	24.0/24.0 (up/down)	24.0
Diámetro de la conexión de entrada recomendado	mm	From 4.85 to 7.67	
Diámetro de la conexión de salida recomendado	mm	From 8.35 to 18.7	
Número de Reynolds			279
Velocidad en conexiones – outlet	m/s	3.07	1.07

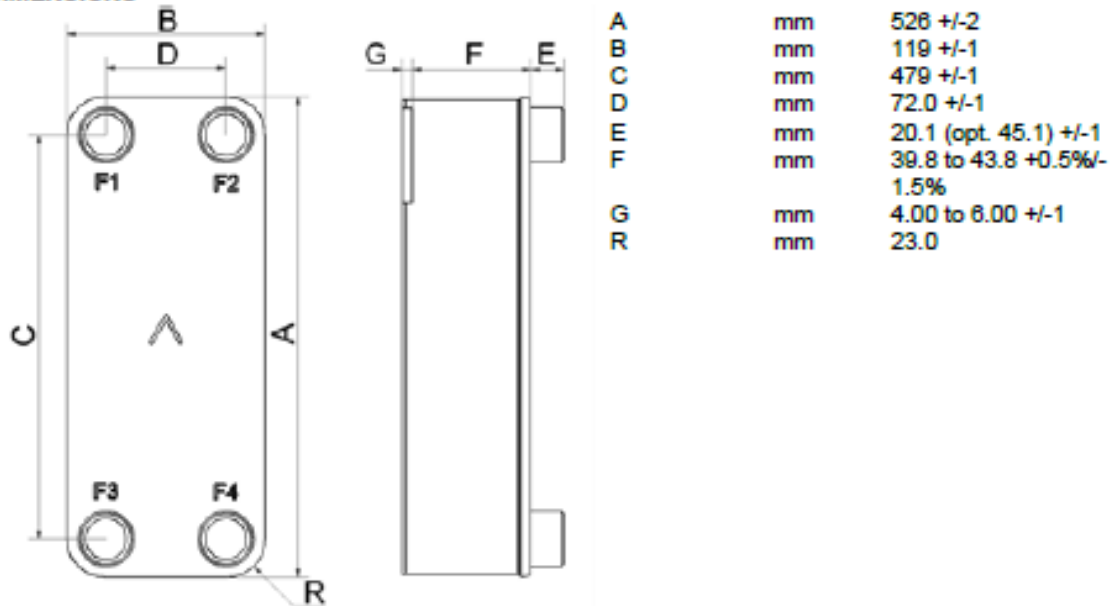
PROPIEDADES FÍSICAS

		CIRC. 1	CIRC. 2
Temperatura de referencia	°C	-9.62	-1.03
Líquido viscosidad	cP	0.198	4.76
densidad	kg/m ³	1193	1240
calor específico	kJ/kg, °C	1.342	2.885
conductividad térmica	W/m, °C	0.08090	0.5337
P. de vapor viscosidad	cP	0.0107	
densidad	kg/m ³	22.93	
calor específico	kJ/kg, °C	0.8823	
conductividad térmica	W/m, °C	0.01164	
- Latent heat	kJ/kg	0.1698	
Coefficiente del film	W/m ² , °C	4710	6800
Temperatura media de pared	°C	-5.09	-4.80
Velocidad en canal	m/s	0.877	0.268

TOTALS

Peso total (sin connections)	kg	5.47 - 7.24
Volumen contenido, circuito interno	dm ³	0.777
Volumen contenido, circuito externo	dm ³	0.888
PortSize F1/P1	mm	24.0
PortSize F2/P2	mm	24.0
PortSize F3/P3	mm	24.0
PortSize F4/P4	mm	24.0
NND F1/P1	mm	18.0 and/or 27.0
NND F2/P2	mm	18.0 and/or 27.0
NND F3/P3	mm	18.0 and/or 27.0
NND F4/P4	mm	18.0 and/or 27.0

DIMENSIONS



2º solución: V25T x 20



SSP G7

R
EVAPORADOR - Rating
INTERCAMBIADOR : V25Tx20

Nombre del fluido Circ. 1 : R507A
 Nombre del fluido Circ. 2 : Cloruro de calcio-agua (25.0 %)

Flow Type : Counter-Current

REQUERIMIENTOS		CIRC. 1	CIRC. 2
Potencia	kW	3.500	
Inlet vapor quality		0.37	
Outlet vapor quality		1.00	
Temperatura de entrada	°C	-9.56	0.02
Temperatura de evaporación	°C	-10.00	
Superheating	K	5.00	
Temperatura de salida	°C	-5.00	-2.00
Caudal	kg/s	0.03142	0.6000
- vapor de entrada	kg/s	0.01163	
Fluido evaporado	kg/s	0.01978	
Pérdida de carga máxima	kPa	50.0	50.0
INTERCAMBIADOR A PLACAS		CIRC. 1	CIRC. 2
Area de transferencia de calor	m ²	1.13	
Flujo de calor	kW/m ²	3.09	
MTD	K	8.83	
H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C	1080/349	
Pérdida de carga - total	kPa	7.34	33.7
- en conexiones	kPa	-0.0629	0.672
Pressure drop in fluid distribution	kPa	17.1 - 26.2	
Presión de operación - salida	kPa	453	
Número de canales		9	10
Número total de placas		20	
Sobredimensionamiento	%	210	
Factor ensuciamiento	m ² , °C/kW	1.938	
Diámetro de las conexiones	mm	24.0/24.0 (up/down)	24.0
Diámetro de la conexión de entrada recomendado	mm	From 4.98 to 7.87	
Diámetro de la conexión de salida recomendado	mm	From 8.37 to 18.7	
Número de Reynolds			223
Velocidad en conexiones – outlet	m/s	3.07	1.07

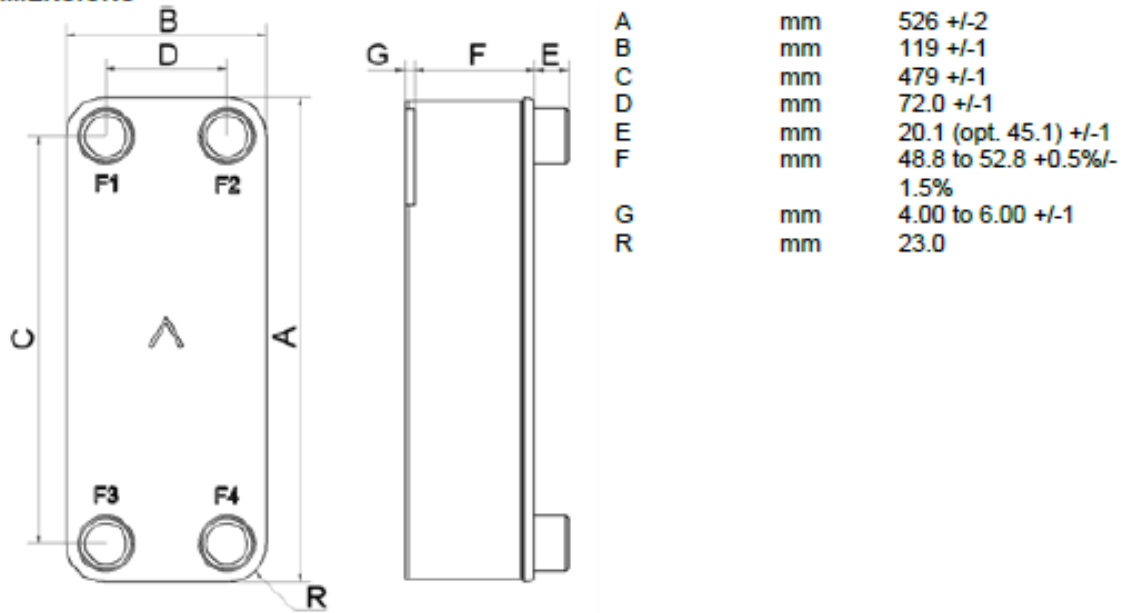
PROPIEDADES FÍSICAS

		CIRC. 1	CIRC. 2
Temperatura de referencia	°C	-9.74	-1.03
Líquido viscosidad	cP	0.199	4.76
densidad	kg/m ³	1194	1240
calor específico	kJ/kg,°C	1.341	2.885
conductividad térmica	W/m,°C	0.08096	0.5337
P. de vapor viscosidad	cP	0.0107	
densidad	kg/m ³	22.84	
calor específico	kJ/kg,°C	0.8821	
conductividad térmica	W/m,°C	0.01163	
- Latent heat	kJ/kg	0.1697	
Coefficiente del film	W/m ² ,°C	4460	5910
Temperatura media de pared	°C	-5.31	-5.04
Velocidad en canal	m/s	0.682	0.214

TOTALS

Peso total (sin connections)	kg	6.30 - 8.07
Volumen contenido, circuito interno	dm ³	0.999
Volumen contenido, circuito externo	dm ³	1.11
PortSize F1/P1	mm	24.0
PortSize F2/P2	mm	24.0
PortSize F3/P3	mm	24.0
PortSize F4/P4	mm	24.0
NND F1/P1	mm	18.0 and/or 27.0
NND F2/P2	mm	18.0 and/or 27.0
NND F3/P3	mm	18.0 and/or 27.0
NND F4/P4	mm	18.0 and/or 27.0

DIMENSIONS



Para el segundo punto de funcionamiento, conseguir salmuera a -27°C , obtenemos las siguientes soluciones del software:

1º solución: V25T x 18



SSP G7

EVAPORADOR - Design
INTERCAMBIADOR : V25Tx18

Nombre del fluido Circ. 1 : R507A
Nombre del fluido Circ. 2 : Cloruro de calcio-agua (25.0 %)

Flow Type : Counter-Current

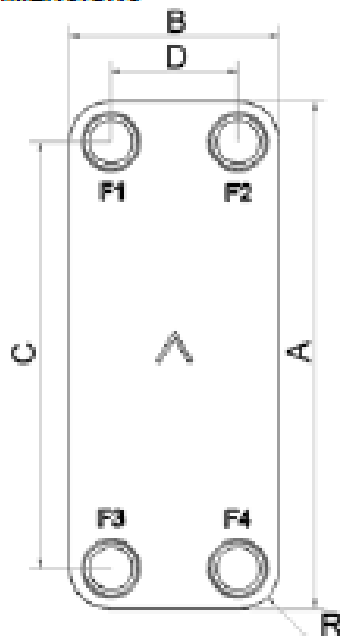
REQUERIMIENTOS		CIRC. 1		CIRC. 2
Potencia	kW		2.000	
Inlet vapor quality		0.41		
Outlet vapor quality		1.00		
Temperatura de entrada	$^{\circ}\text{C}$	-23.49		-15.83
Temperatura de evaporación	$^{\circ}\text{C}$	-24.00		
Superheating	K	5.00		
Temperatura de salida	$^{\circ}\text{C}$	-19.00		-17.00
Caudal	kg/s	0.01809		0.6000
- vapor de entrada	kg/s	7.443e-3		
Fluido evaporado	kg/s	0.01065		
Pérdida de carga máxima	kPa	50.0		50.0
INTERCAMBIADOR A PLACAS				
Area de transferencia de calor	m^2		1.01	
Flujo de calor	kW/m^2		1.98	
MTD	K		7.18	
H.T.C. (available/required)	$\text{W}/\text{m}^2,^{\circ}\text{C}$		823/276	
Pérdida de carga - total	kPa	5.65		48.3
- en conexiones	kPa	-0.0443		0.667
Pressure drop in fluid distribution	kPa	12.7 - 19.4		
Presión de operación - salida	kPa	273		
Número de canales		8		9
Número total de placas			18	
Sobredimensionamiento	%		198	
Factor ensuciamiento	$\text{m}^2,^{\circ}\text{C}/\text{kW}$		2.406	
Diámetro de las conexiones	mm	24.0/24.0 (up/down)		24.0
Diámetro de la conexión de entrada recomendado	mm	From 5.00 to 7.91		
Diámetro de la conexión de salida recomendado	mm	From 8.08 to 18.1		
Número de Reynolds				139
Velocidad en conexiones - outlet	m/s	2.87		1.06

PROPIEDADES FÍSICAS			CIRC. 1	CIRC. 2
Temperatura de referencia		°C	-23.71	-16.44
Líquido	viscosidad	cP	0.239	8.50
	densidad	kg/m ³	1244	1247
	calor específico	kJ/kg, °C	1.271	2.852
	conductividad térmica	W/m, °C	0.08703	0.5141
P. de vapor	viscosidad	cP	0.0101	
	densidad	kg/m ³	14.10	
	calor específico	kJ/kg, °C	0.8268	
	conductividad térmica	W/m, °C	0.01056	
	- Latent heat	kJ/kg	0.1805	
Coefficiente del film		W/m ² , °C	3890	5240
Temperatura media de pared		°C	-19.86	-19.65
Velocidad en canal		m/s	0.717	0.237

TOTALS

Peso total (sin connections)	kg	5.88 - 7.65
Volumen contenido, circuito interno	dm ³	0.888
Volumen contenido, circuito externo	dm ³	0.999
PortSize F1/P1	mm	24.0
PortSize F2/P2	mm	24.0
PortSize F3/P3	mm	24.0
PortSize F4/P4	mm	24.0
NND F1/P1	mm	18.0 and/or 27.0
NND F2/P2	mm	18.0 and/or 27.0
NND F3/P3	mm	18.0 and/or 27.0
NND F4/P4	mm	18.0 and/or 27.0

DIMENSIONS



A	mm	526 +/-2
B	mm	119 +/-1
C	mm	479 +/-1
D	mm	72.0 +/-1
E	mm	20.1 (opt. 45.1) +/-1
F	mm	44.3 to 48.3 +0.5%/-1.5%
G	mm	4.00 to 6.00 +/-1
R	mm	23.0

Y la segunda solución que nos propone el software es V25T x 20:



SSP G7

**EVAPORADOR - Rating
INTERCAMBIADOR : V25Tx20**

Nombre del fluido Circ. 1 : R507A
Nombre del fluido Circ. 2 : Cloruro de calcio-agua (25.0 %)

Flow Type : Counter-Current

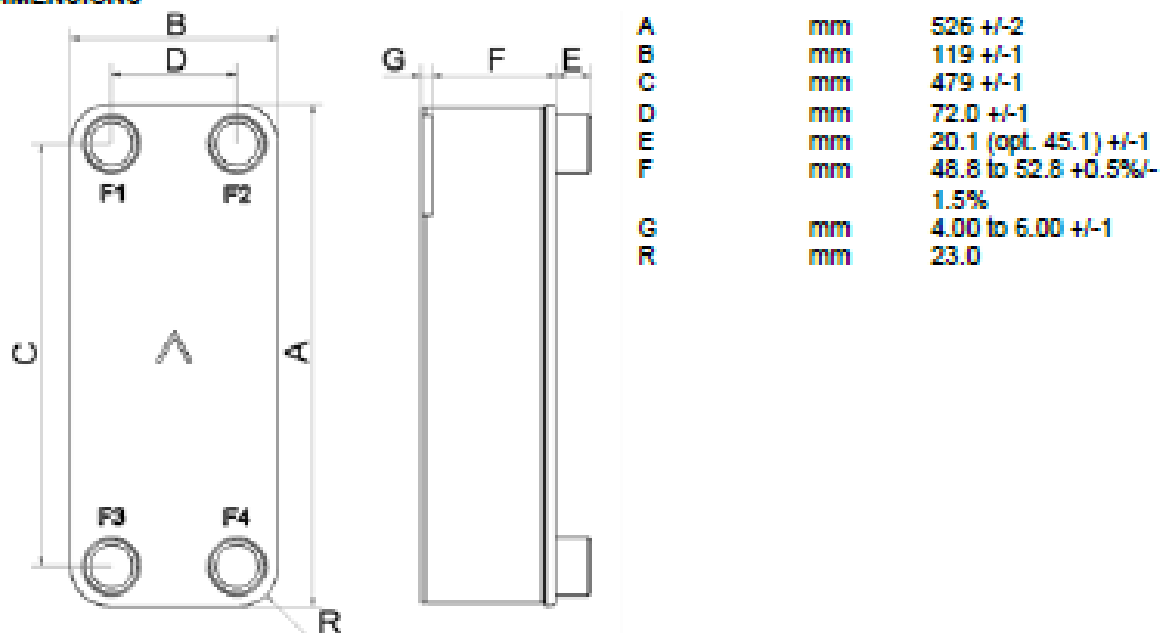
REQUERIMIENTOS		CIRC. 1		CIRC. 2
Potencia	kW		2.000	
Inlet vapor quality		0.41		
Outlet vapor quality		1.00		
Temperatura de entrada	°C	-23.57		-15.83
Temperatura de evaporación	°C	-24.00		
Superheating	K	5.00		
Temperatura de salida	°C	-19.00		-17.00
Caudal	kg/s	0.01809		0.6000
- vapor de entrada	kg/s	7.443e-3		
Fluido evaporado	kg/s	0.01065		
Pérdida de carga máxima	kPa	50.0		50.0
INTERCAMBIADOR A PLACAS				
Area de transferencia de calor	m²		1.13	
Flujo de calor	kW/m²		1.75	
MTD	K		7.21	
H.T.C. (available/required)	W/m²,°C		769/245	
Pérdida de carga - total	kPa	4.80		40.6
- en conexiones	kPa	-0.0436		0.668
Pressure drop in fluid distribution	kPa	10.0 - 15.4		
Presión de operación - salida	kPa	273		
Número de canales		9		10
Número total de placas			20	
Sobredimensionamiento	%		214	
Factor ensuciamiento	m²,°C/kW		2.787	
Diámetro de las conexiones	mm	24.0/24.0 (up/down)		24.0
Diámetro de la conexión de entrada recomendado	mm	From 5.05 to 7.98		
Diámetro de la conexión de salida recomendado	mm	From 8.09 to 18.1		
Número de Reynolds				125
Velocidad en conexiones - outlet	m/s	2.87		1.06

PROPIEDADES FÍSICAS			CIRC. 1	CIRC. 2
Temperatura de referencia		°C	-23.76	-16.44
Líquido viscosidad		cP	0.239	8.50
densidad		kg/m ³	1244	1247
calor específico		kJ/kg,°C	1.271	2.852
conductividad térmica		W/m,°C	0.08705	0.5141
P. de vapor viscosidad		cP	0.0101	
densidad		kg/m ³	14.08	
calor específico		kJ/kg,°C	0.8267	
conductividad térmica		W/m,°C	0.01056	
- Latent heat		kJ/kg	0.1805	
Coefficiente del film		W/m ² ,°C	3790	4940
Temperatura media de pared		°C	-19.94	-19.74
Velocidad en canal		m/s	0.638	0.213

TOTALS

Peso total (sin connections)	kg	6.30 - 8.07
Volumen contenido, circuito interno	dm ³	0.999
Volumen contenido, circuito externo	dm ³	1.11
PortSize F1/P1	mm	24.0
PortSize F2/P2	mm	24.0
PortSize F3/P3	mm	24.0
PortSize F4/P4	mm	24.0
NND F1/P1	mm	18.0 and/or 27.0
NND F2/P2	mm	18.0 and/or 27.0
NND F3/P3	mm	18.0 and/or 27.0
NND F4/P4	mm	18.0 and/or 27.0

DIMENSIONS



Como podemos comprobar, para los dos modos de funcionamiento, el software nos propone un mismo intercambiador, V25T x 20, por lo que se procederá a una petición de oferta del mismo, cuyo resultado se expone a continuación:



SWEF International AB
 Box 105, Hjalmar Brantings väg 5
 SE-261 22 Landskrona, Sweden
 Phone: +46-418 400 400
 Fax +46-418 292 95
www.swef.net

Fecha:	2012-09-17	Representado localmente por:
Para:	UNIVERSIDAD POL. DE CARTAGENA	
	Andrés Sánchez	Santiago Serrano
Tel:	968 32 64 89	Tel:
[Fax:	968 326 474]	Fax:
		Email: santiago.serrano@swef.net
	E-mail: andres.sanchez@upct.es	
		Oferta nº: 21201ESSS
	Su referencia: V25Tx20; B25Tx20; B25x20	
	(Aisi 316 / Ni / Mo)	

Muy señores nuestros, gracias por su solicitud de oferta.

A continuación le pasamos oferta para un intercambiador de placas soldadas (CBE) que ha sido seleccionado de acuerdo a la información proporcionada por ustedes. Por favor, verifique que los parámetros de trabajo indicados en la hoja de especificaciones, están acorde con sus requerimientos.

Pos.	Descripción	Nº art.	Precio unit.	Cant.	Precio Total
1	V25THx20/1P-SC-S 16+28U+2*1" & 22U	14067-	€ 445.72	1	€ 445.72
2	B25THx20/1P-SC-M 2x22U(20)+2x1" & 22U(20)	14131-020	€ 409.42	1	€ 409.42
3	B25Hx20/1P-SN-S 12.8+28U+2*1"	13030-	€ 1.171.06	1	€ 1.171.06
4	B25Hx20/1P-MC-S 2*28U+2*1"	11982-	€ 732.16	1	€ 732.16

Plazo entrega: 4 semanas fecha pedido más transporte
 Forma de pago: La habitual
 Transporte: Para pedidos inferiores a 400€, se cargara en factura 35€ por dicho concepto.

Para pedidos comprendidos entre 400€-1000€, se cargara en factura el 3% del valor de la mismas por dicho concepto.

Para pedidos superiores a 1.000€, portes pagados
 Condiciones de SWEF General Conditions for Sales (available upon request)
 venta:

Validez oferta: The offer is valid 1 month from 17/09/2012



Esperamos que nuestra oferta técnico comercial sea de su conformidad.
 En caso de pedido, deberá hacer referencia a esta oferta y ser formalizado a nombre de SWEF International AB.
 Estamos a su disposición para cualquier consulta o sugerencia que quiera formularnos.

Saludos cordiales

SWEF International AB

Santiago Serrano

Anexo 4: Hoja técnica de los sensores PT100

 		Ref.: SR-BZH-66/50-3Z-316-03/05-18N-PB01-150	
N/Ref:	S/Ref:	Cliente: UNIVERDSIDAD POL. CARTAGENA	Fecha: 26.04.10

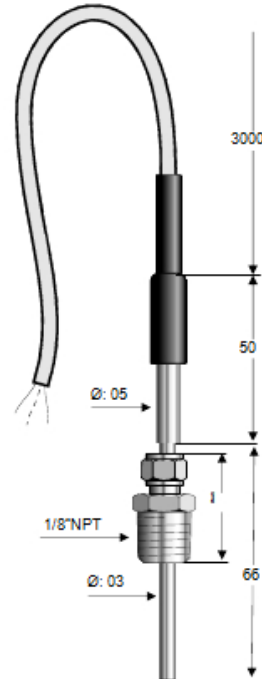
SERVICIO	
Nº TAG	
CANTIDAD	
FLUIDO Y ESTADO	
TEMP. NORM. / MAX.	
PRES. NORM. / MAX.	
VISCOSIDAD	
CLASIF. DEL CONJUNTO	
CLASIF. DE ZONA	
CLASIF. ELECTRICA	
TARJETA TAG	

EXTENSIÓN y CABLE	
TIPO DE EXTENSIÓN	CABLE
MATERIAL	COBRE
DIMENSIONES	4 HILOS DE 0.25 mm SEC
SUJECIÓN AL CABLE	PRENSADO
SALIDA CABLE	TERMORRETRACTIL
CONEXIÓN A PROCESO	-
CABLE DE CONEXIÓN	COBRE ESTAÑADO
CUBIERTA EXTERIOR.	SILICONA
DIMENSIONES	3 METROS
TERMINALES / CONECTOR	-

ELEMENTO	
SENSOR: TIPO / HILOS	PT-100 / 3 HILOS
NORMA / TOLERANCIA	IEC-751 / B - 1/10 DIN
NÚMERO DE SENSORES	UNO
MATERIAL DE FUNDA INT.	AISI-316
LONG. / DIAM. DE FUNDA	VER ESPECIFICACION
RANGO TEMPERATURA	-50 / +150°C
CONEXIÓN INTERIOR	CABLES SILICONA
AISLAMIENTO	PTF
TIPO DE RELLENO	-

TRANSMISOR	
TIPO / MODELO	
RANGO / ENTRADA	
TIPO DE SALIDA / FUENTE	
AISLAMIENTO (VOLTS)	
INDICADOR LOCAL	
RANGO	

FUNDA	
TIPO / MODELO	
MATERIAL	
ESTRUCTURA	
LONG. TOTAL DE SONDA	
DIMENSIONES FUNDA	
ACABADO EXTERIOR	
MANGO / AMPLIACION	
TIPO / MODELO	
MATERIAL	
PINTURA RECUBRIMIENTO	



- Cotas en mm.

Datos por: A. Sánchez	Cod. Fab.	Ficha Ref.: 100426-00
Realizado por: R. Quinteiro	Rev.:	Conforme Cliente:

Anexo 5: Hoja de características técnicas de los sensores PT100

Pyro-Alloy, S.L.		Ref.: CR-BNNs-XXX/50-316-06-12G-PB01-250	
N/Ref:	S/Ref:	Cliente: UNIVERSIDAD POL. CARTAGENA	Fecha: 15.05.12

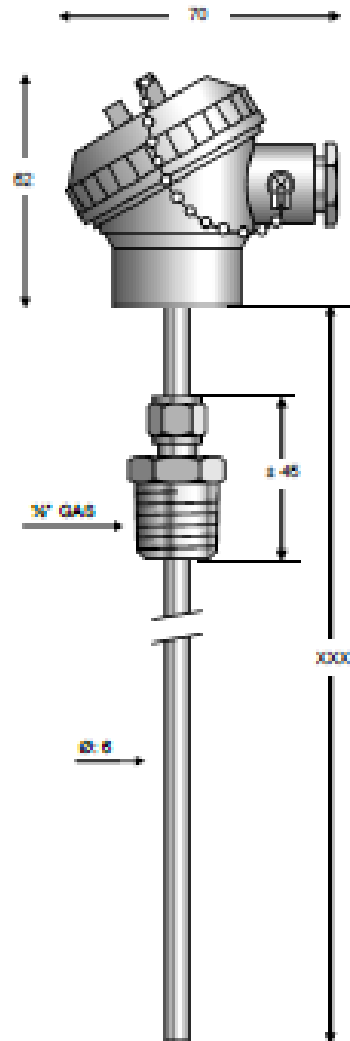
APLICACION	
Nº TAG	
CANTIDAD	
FLUIDO Y ESTADO	
TEMP. NORM. / MAX.	
PRES. NORM./ MAX.	
VISCOSIDAD	
CLASIF. DEL CONJUNTO	
CLASIF. DE ZONA	
CLASIF. ELECTRICA	
TARJETA TAG	

CABEZA Y EXTENSION	
TIPO / MODELO	DIS-Ns
MATERIAL	ALUMINIO + EPOXI
TAPA / CADENA	ROSCADA + CADENA
CONEXIÓN MECANICA	1/2" GAS
CONEXIÓN ELECTRICA	3/8" GAS
ZOCALO / BORNES	BP-4
EXTENSION CONEXIÓN	-
DIMENSIONES	-
CLASIF. ZONA	-
CLASIF. ELECTRICA	-

ELEMENTO	
SENSOR: TIPO / HILOS	PT-100 / 4 HILOS
NORMA / TOLERANCIA	IEC 751 / B 1/10 DIN
NÚMERO DE SENSORES	UNO
MATERIAL DE FUNDA	AISI-316
LONG. / DIAM. DE FUNDA	VER ESPECIFICACION
RANGO TEMPERATURA	-20 / +250°C
TIPO DE CONEXIÓN	1/2" GAS - SICONO AJUST.
AISLAMIENTO	PFA
TIPO DE RELLENO	MgO COMPACTADO

TRANSMISOR	
TIPO / MODELO	
RANGO / ENTRADA	
SALIDA / ALIMENTACION	
AISLAMIENTO (VOLTS)	
INDICADOR LOCAL	
RANGO	

TERMOPOZO o FUNDA	
TIPO / MODELO	
MATERIAL	
ESTRUCTURA	
LONG. DE INSERCIÓN	
LONGITUD TOTAL	
DIAMETRO	
CONEXIÓN A PROCESO	



- Cotas en mm.
- XXX= 110 y 210

Anexo 6: Calibración de los termopares

Para la calibración en frío se va a emplear un arcón frigorífico de uso comercial, capaz de alcanzar los -20°C . Para evitar problemas de fluctuación de temperaturas debidas al termostato, el arcón dispone de un interruptor para puentearlo, permitiendo así hasta un máximo de 24 horas de funcionamiento ininterrumpido.

Como temperatura de referencia para la calibración se empleó cuatro sondas PT100, situadas encima de la placa y lo más cerca posible de estas, de forma que la temperatura medida por los termopares y la medida por las sondas sea la misma.

Los ensayos iniciales realizados con el arcón frigorífico en su posición vertical mostraron una gran estratificación de las temperaturas debida a la altura del mismo. Se observó así una tendencia ascendente de las temperaturas con la altura para los distintos termopares y su situación dentro del arcón.

Para solucionar este problema recurrió a colocar el arcón en posición horizontal, de forma que la placa también fuese situada en posición horizontal en su interior, reduciendo así al mínimo los efectos de la estratificación.

Como para la calibración es necesario realizar medidas a distintas temperaturas, la forma de alcanzar estas en situación de equilibrio con el compresor del arcón funcionando ininterrumpidamente es situar diversas cargas térmicas en el interior del arcón, de forma que el equilibrio entre calor que atraviesa las paredes (hacia dentro) calor generado internamente por las cargas y calor absorbido en la evaporación del refrigerante se equilibre.

De este modo, en función de las distintas cargas introducidas se pueden conseguir diferentes temperaturas de equilibrio para la calibración.

Como cargas térmicas se comenzó a emplear resistencias y ventiladores. La función de estos últimos, además de la de calentamiento, es la de homogenización del aire interior del arcón evitando cualquier posible estratificación. Las resistencias empleadas fueron de 40 W y 80 W, mientras que se utilizaron varios ventiladores de 17 W, 52 W, y 80 W.

Para evitar la acción directa de resistencias o ventiladores sobre las sondas o termopares, se han situado de forma que no incidan directamente sobre ellas.

Para la calibración a temperaturas altas (hasta 100°C) se ha empleado el mismo arcón, aprovechando el aislamiento de sus paredes, pero esta vez sin conectarlo, y aplicando únicamente las distintas cargas térmicas.

De este modo, se han ido obteniendo distintas temperaturas con una homogeneidad aceptable, hasta llegar a casi los 100°C.

Las figuras 73 y 74 muestran respectivamente las diferencias entre las temperaturas registradas por cada termopar y la temperatura promedio de las cuatro sondas PT100 y la posición de las resistencias y ventiladores.

Como se puede observar en la figura 73, el efecto de la resistencia es una mayor diferenciación de temperaturas entre los termopares, consecuencia de una mala difusión del aire calentado por la misma. Para evitar este efecto negativo en la calibración se ha sustituido las resistencias por más ventiladores y de más potencia, aumentando también la homogenización del aire en el interior del arcón.

De este modo, las figuras 75 y 76 muestran de nuevo las diferencias entre temperaturas de termopares y promediado de las sondas, junto con la posición y orientación de cada ventilador. Como se puede observar las diferencias son menores al valor conseguido empleando resistencias. Para la calibración a altas temperaturas también se emplearon únicamente ventiladores, llegándose con este método a los 100°C (temperatura a la que se espera llegar en los experimentos de calentamiento).

A partir de las temperaturas para termopares y PT100 obtenidos en los distintos ensayos de calibración se han podido obtener las ecuaciones de ajuste o de calibración para cada termopar, como ecuaciones de recta, del tipo $T_{calibrada} = T_{termopar} \Delta A + B$, con el coeficientes de regresión muy cercanos a 1 ($R^2 \approx 1$).

A continuación se muestran las imágenes de la calibración de los termopares:



Figura 70: Fotografía del arcón frigorífico empleado en la calibración

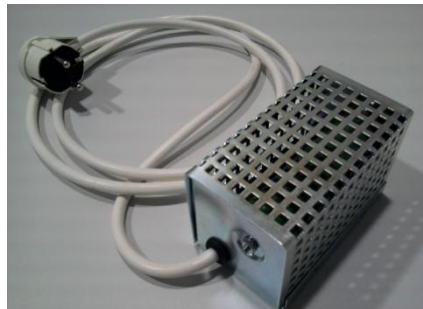


Figura 71: Fotografía de una de las resistencias de 40 W empleadas



Figura 72: Fotografía de algunos de los ventiladores empleados

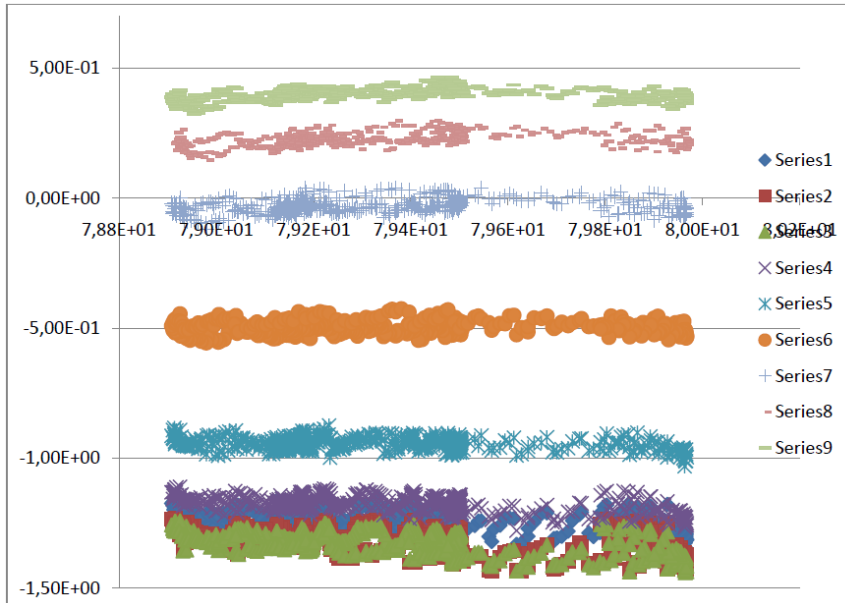


Figura 73: Diferencia de temperaturas entre termopares y sondas PT100 con ventilador y resistencia en el arcón

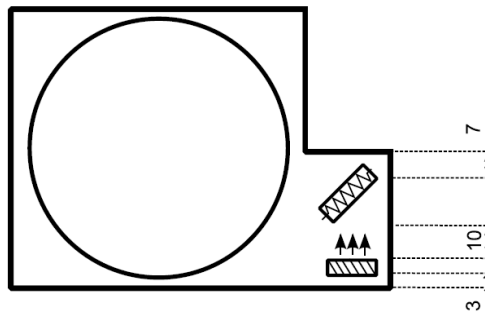


Figura 74: Esquema de la colocación del ventilador y la resistencia en el arcón

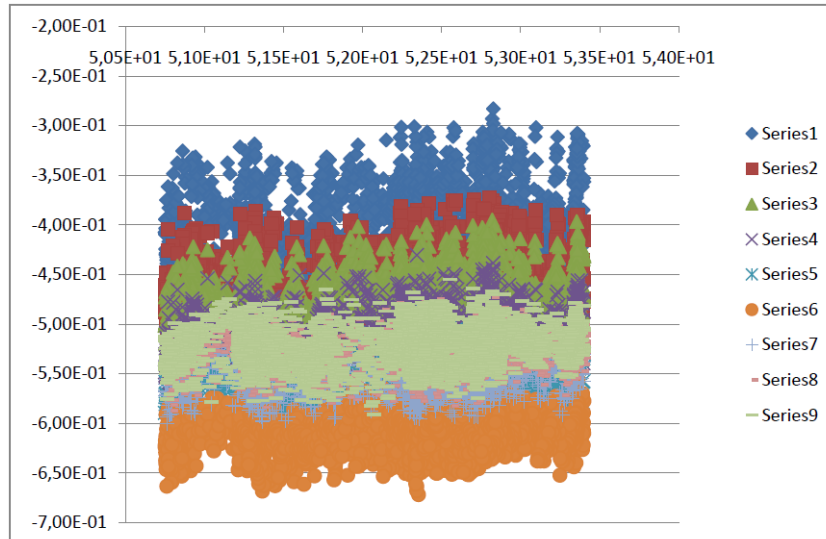


Figura 75: Diferencia de temperaturas entre termopares y sondas PT100 con cuatro ventiladores en el arcón

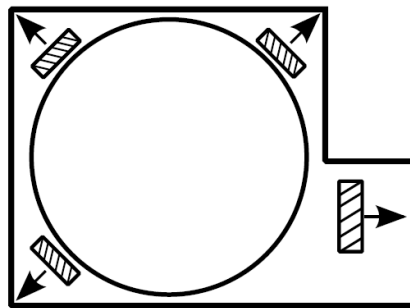


Figura 76: Esquema de la colocación de los ventiladores en el arcón

Como ya se comentó anteriormente, se tuvo que realizar una modificación de la instalación primitiva, donde estaban los termopares soldados a la placa, y se tuvo que soltar los termopares de la placa para diseñar la nueva instalación, se hicieron unos pequeños ensayos para ver si al retirar los termopares de la placa y al volver a soldarlos, seguían estando calibrados. Las pruebas era introducir el termopar con una sonda PT100 que estaba calibrada y comparar las mediciones de ambos para ver si fluctuaban o no. Para ellos se hizo una primera prueba donde el termopar estaba sin soldar al extremo del mismo ninguna pieza metálica que hiciera la función como de la placa. A continuación se muestran los datos de este primer ensayo:

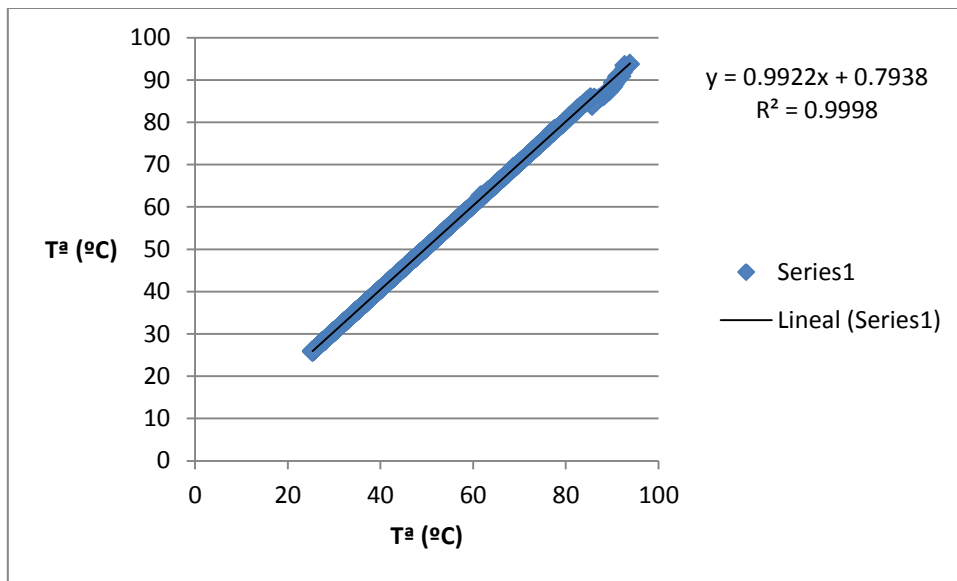


Figura 77: Datos del ensayo 1 para comprobación del estado del termopar

Viendo que los resultados eran bastantes esperanzadores para evitar que tener que recalibrarlos cuando se vuelva a montar en la nueva instalación, se optó por realizar otro ensayo, en el cual en este nuevo ensayo, se soldaría a la punta del termopar un trozo de metal, por lo que tendríamos que darle calor a la punta del termopar y podría variar la calibración, pero con este ensayo se comprobaría si varía o no.

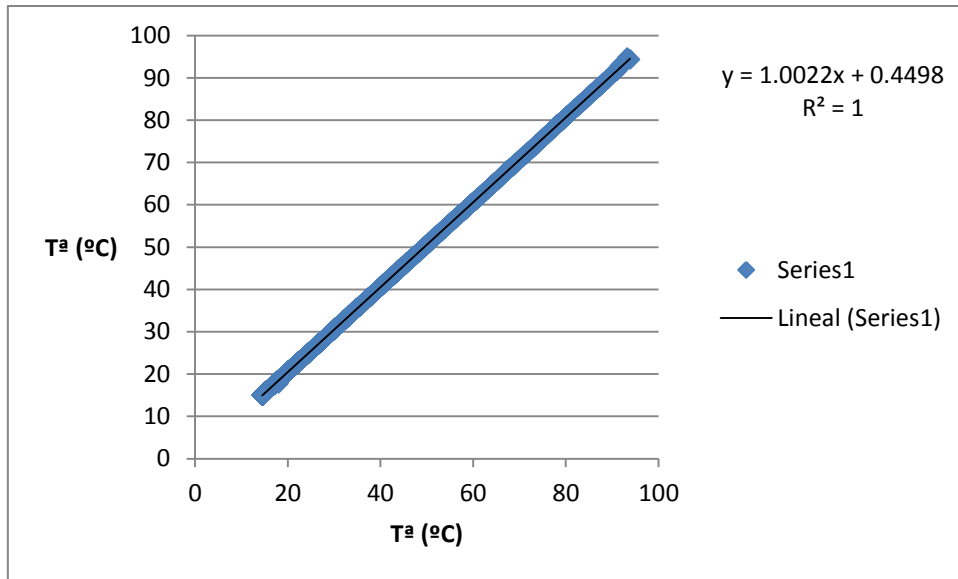


Figura 78: Datos del ensayo 2 para comprobación del estado del termopar

Nota: Las dos gráficas expuestas anteriormente, se le retiraron un par de datos anómalos para un mejor estudio de los ensayos.