



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

GRADO EN TECNOLOGÍAS MARINAS

DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE AIRE ACONDICIONADO

TRABAJO DE FIN DE GRADO

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

Resumen.

Mediante este trabajo se pretende realizar el estudio de una unidad de tratamiento de aire de laboratorio, el cual se destinará a mejorar la comprensión de su funcionamiento para el alumnado y como base de datos para futuras modificaciones o mantenimientos.

En este documento se contemplan los cálculos hidráulicos relativos al circuito frigorífico y a la zona de aire de climatización en los espacios modulares, para dos fluidos refrigerantes distintos. El cálculo eléctrico trata la definición individualizada y actualizada de cada componente, y la creación del diagrama de seguimiento.

La mayor dificultad a la que se ha tenido que enfrentar fue la falta parcial de refrigerante en el circuito hidráulico, lo cual ha imposibilitado la completa toma de datos, no obstante, gracias a antiguos ejercicios realizados por anteriores alumnos, se han conseguido las lecturas del circuito de R-22 y éstas han servido de referencia para una posterior simulación de los apartados restantes.

Así pues, la labor de simulación ha sido el papel fundamental en este documento, dejando explícito y adjuntos los cálculos realizados y archivos en formato EES para futuras optimizaciones.

Por último, siendo que dicha instalación data de 1993, se ha realizado la actualización de la normativa vigente relativa a los elementos que la componen, terminando así por cumplir el objetivo inicial de dimensionamiento.

Summary.

The purpose of this document is to carry out the study and sizing of a laboratory air processing unit, which will be used to improve understanding of its functioning for students and as a database for future modifications or maintenance.

This document contemplates the hydraulic calculations for the cooling circuit and the air conditioning zone in the modular spaces, for two different coolants. The electrical calculation approaches the individualized and updated definition of each component, and the creation of the electrical diagram.

The greatest difficulty which has been faced was the partial lack of refrigerant in the hydraulic circuit, which has preclude the complete data collection, however, thanks to old exercises done by previous students, it has been achieved some R-22 circuit measurements and these have served as a reference for subsequent simulation of the remaining sections.

Thus, the simulation job has been the essential role in this document, being explicit and attached the files calculations in EES format for future optimizations.

Finally, as well this installation dates from 1993, it has been updated the current legislation regarding the elements that compose it, thus ending fulfill the initial objective of sizing.



DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE AIRE ACONDICIONADO

INDICE GENERAL

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

1. MEMORIA.....	6
2. ANEXOS.....	33
3. PLANOS.....	147
4. PLIEGO DE CONDICIONES.....	153
5. PRESUPUESTO.....	162



DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE VIENTO

MEMORIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

INDICE.

1. INTRODUCCIÓN.....	8
1.1. Qué es la climatización.	8
1.2. Operaciones básicas en la climatización.	8
1.3. Condiciones de bienestar y confort.	9
1.4. Condiciones de proyecto.....	9
1.5. Distribución de aire. Diseño de conductos.	10
1.6. Clasificación de los sistemas de aire acondicionado.	12
1.6.1. Equipos de naturaleza modular.	12
1.7. Termodinámica de la refrigeración por compresión mecánica.....	13
2. OBJETO	20
3. ALCANCE.....	20
4. ANTECEDENTES	20
5. NORMAS Y REFERENCIAS	21
5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	22
5.2. Bibliografía.....	22
6. PROGRAMAS DE CÁLCULO.	23
7. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.	23
7.1. Definiciones.	23
8. REQUISITOS DE DISEÑO.....	26
9. ANALISIS.	26
10. RESULTADOS FINALES.	26
11. ORDEN DE PRIORIDAD ENTRE LOS DOCUMENTOS BASICOS.....	31

1. INTRODUCCIÓN.

1.1. Qué es la climatización.

Lo que en inglés es llamado Heating, Ventilating and Air Conditioning (HVAC), consiste en dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y, a veces, también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas. Comprende tres cuestiones fundamentales: la ventilación, la calefacción, o climatización de invierno, y la refrigeración o climatización de verano.

Existen dos líneas de actuación, la climatización pasiva, la cual pretende conseguir un ambiente de confort utilizando medios naturales; y la climatización activa, la cual emplea medios mecánicos para impulsar el aire o el agua de las instalaciones, uso de corriente eléctrica, etc.

1.2. Operaciones básicas en la climatización.

- Mezcla de dos caudales de aire húmedo: se trata de mezclar dos corrientes de aire de distintas temperaturas y humedades, para conseguir aire que tenga unas propiedades intermedias. Sirva de ejemplo la mezcla de flujos de aire del local de retorno con el aire de renovación exterior.
- Calentamiento sensible: consiste en calentar el aire hasta alcanzar la temperatura deseada, sin modificar el contenido en humedad, es decir, sin quitar o añadir agua.
- Enfriamiento sensible: consiste en enfriar aire sin que se produzca condensación del vapor de agua presente en el mismo. Para ello es preciso que el enfriamiento llegue a una temperatura mayor que el punto de rocío, es decir, antes de cortar la curva de saturación.
- Procesos de humidificación: son los destinados a aumentar la cantidad de humedad en el aire. La forma práctica de producirlo es mediante el rociado

de agua a presión con toberas pulverizadoras. El aire absorbe el agua aumentando la humedad final. Se puede realizar de dos formas:

- Mediante un proceso de saturación adiabática, sin aporte o extracción de calor.
 - Con aporte o extracción de calor.
- Procesos de deshumidificación: son los destinados a eliminar el agua del aire. Es la operación básica que se hace en verano en climas húmedos. Fundamentalmente hay dos procedimientos:
 - Enfriar el aire por debajo del punto de rocío.
 - Hacer pasar el aire a través de una sustancia sólida o líquida que absorbe el agua. Por ejemplo, el cloruro cálcico o diferentes glicoles.

1.3. Condiciones de bienestar y confort.

Los más importantes a tener en cuenta son:

- Temperatura.
- Humedad relativa.
- Ruido.
- Ventilación y purificación del aire.

Siendo los dos primeros los prioritarios debido a la dificultad que presenta su control riguroso.

1.4. Condiciones de proyecto.

- Localidad: lugar geográfico con unas condiciones de temperatura y humedad a lo largo del año.
- Temperatura exterior de proyecto: valor medio de las temperaturas máximas.
- Humedad relativa exterior de proyecto: valor medio de las humedades relativas máximas.

- Variación diaria de la temperatura, o excursión térmica.
- Temperatura interior de proyecto.
- Humedad relativa interior de proyecto.
- Hora solar de proyecto.
- Superficie y volumen del local a climatizar.
- Potencia de iluminación.
- Número medio de personas que lo ocupan.

1.5. Distribución de aire. Diseño de conductos.

Para conseguir una sensación de confort, mediante el acondicionamiento de aire, es necesario conseguir uniformidad en la temperatura y casi ausencia de corrientes de aire. No obstante, si el aire no se mueve a una velocidad mayor de 8 cm/s se considera aire estancado, sin conseguir la sensación de confort.

Se aconseja situar la velocidad del aire entre los siguientes límites:

- Invierno: entre 15 y 20 cm/s.
- Verano: entre 20 y 40 cm/s.
- Sistema que funcione a la vez en verano y en invierno: entre 15 y 25 cm/s.

Definiciones:

Diámetro equivalente: comparación en dimensiones circulares de una superficie cuadrada o rectangular. Presenta su utilidad en el caso del cálculo de las caída de presiones a lo largo de conductos o al paso de una superficie practicada en medio de un conducto (como en los medidores de presión diferencial de la UTA).

Para su obtención se dispone bien de tablas de bases de datos o la expresión en forma de ecuación:

$$D_e = 1,3 * \frac{(W * H)^{0,625}}{(W+H)^{0,250}} \quad \text{Diámetro equivalente, m} \quad (1.5.1)$$

Donde:

- W = es el lado largo de la superficie cuadrada, m.
- H = el lado ancho de la superficie cuadrada, m.

Longitud lado H mm	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Longitud lado W mm	DIÁMETRO EQUIVALENTE (D_e mm)								
250	210	244	273						
300	228	266	299	328					
350	245	286	322	354	362				
400	260	304	343	371	408	437			
450	274	321	363	399	433	463	491		
500	287	337	381	426	455	488	518	546	
550	299	351	397	439	476	511	543	573	601
600	310	365	413	457	496	533	566	598	628
650	321	378	428	474	515	553	588	622	658
700	331	390	443	490	533	573	610	644	688
750	340	402	456	505	550	591	630	666	700
800	350	413	469	520	566	610	649	686	721
850	359	424	482	534	582	626	667	706	743
900	367	434	494	548	583	643	685	725	763
950	375	444	505	560	611	658	702	744	783
1000	383	454	517	573	625	674	719	761	802
1050	391	463	527	586	639	689	735	778	820
1100	398	472	538	597	652	703	755	795	838

Tabla 1.5.1 – Diámetros equivalentes

Caudal y velocidad:

$$C = \frac{V_{dot}}{3600 * S} \quad \text{Caudal, } m^3 \quad (1.5.2)$$

$$S_e = \frac{\Pi}{4} * D_e^2 \quad \text{Superficie equivalente, } m^2 \quad (1.5.3)$$

Donde:

- V_{dot} = caudal de aire, m^3/s

Pérdida de carga por rozamiento: existen tanto gráficas como ecuaciones para calcular la caída de presión debida al rozamiento.

Si el conducto es rectangular primero se halla el diámetro equivalente, una vez se tiene la caída unitaria basta multiplicar por la longitud del conducto para obtener la pérdida o caída total.

Caída de presión debida a accidentes: llamados accidentes a cualquier alteración en la dirección o dimensiones del conducto. Los principales son:

- o Curvas o cambios de dirección.

- Contracciones (disminución de la sección).
- Ampliaciones (aumento de la sección).
- Derivaciones.
- Cuerpos extraños en el interior del conducto.

1.6. Clasificación de los sistemas de aire acondicionado.

Existen cuatro criterios para clasificar los sistemas de aire acondicionado:

- Según el tipo de fluido, frío o caliente, que se introduce en el local:
 - Todo aire
 - Aire-agua
 - Todo agua
 - Fluido frigorífico.
- Según la centralización o dispersión de los equipos que componen la instalación de frío:
 - Sistema centralizado
 - Sistema semicentralizado
 - Sistema descentralizado
- Según la forma de la unidad que acondiciona el aire:
 - Tipo central o unidad climatizadora
 - Equipo autónomo
- Según la velocidad del aire (sólo para los sistemas de aire)
 - Baja velocidad < 11m/s
 - Alta velocidad , comprendida entre 11 y 25 m/s

1.6.1. Equipos de naturaleza modular.

Uso de distintos módulos puestos en serie donde se somete al aire a su paso a un cambio en sus condiciones. Pueden ser del siguiente tipo:

- De enfriamiento
- De calefacción
- De humidificación

- De mezcla, del aire exterior y el de retorno.
- De entrada, del aire de entrada a la UTA, formada por una o más compuertas más un filtro.
- De impulsión, que contiene un ventilador para hacer circular el aire.

1.7. Termodinámica de la refrigeración por compresión mecánica.

Las máquinas frigoríficas de compresión mecánica son capaces de bombear calor desde un recinto, que se encuentra a una temperatura inferior a la de su ambiente, hasta éste, merced a una aportación de trabajo desde el entorno.

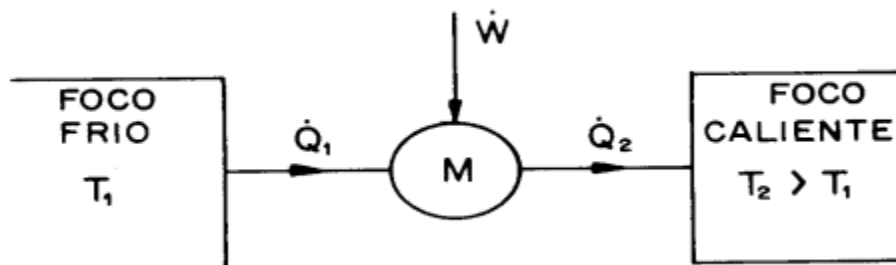


Figura 1.7.1 – máquina frigorífica.

La cantidad de calor extraída del foco frío en la unidad de tiempo, es decir, el frío producido en la unidad de tiempo, se denomina potencia frigorífica de la máquina. La potencia frigorífica se expresa en usualmente en frigorías por hora. La frigoría por hora (frig/h) es la potencia frigorífica de una instalación capaz de extraer, en una hora de funcionamiento ininterrumpido, 1 kcal del foco frío; la tonelada de refrigeración (ton) es la potencia frigorífica de una máquina capaz de absorber, en 24 horas de funcionamiento permanente, el calor liberado en la congelación de 2000lb de agua que se encuentren a 0°C. En el Sistema Internacional de Unidades, la potencia frigorífica se expresa en kilovatios (kW). La relación existente entre la potencia frigorífica desarrollada por la máquina y la potencia consumida, se denomina eficiencia o efecto frigorífico de la misma, representándose por ϵ . En los países anglosajones se denomina “coefficient of performance” y representada mediante las siglas C.O.P.,

$$\varepsilon = -\frac{Q_1}{W} \quad \text{COP} \quad (1.7.1)$$

La eficiencia o efecto frigorífico de una instalación es una magnitud adimensional, que se expresa mediante un número abstracto, por lo que tanto la potencia frigorífica, como la potencia mecánica demandada, debes expresarse en las mismas unidades. La eficiencia de una máquina frigorífica que opere, entre dos focos dados, según un proceso cíclico totalmente reversible, Máquina Frigorífica de Carnot, es una función exclusiva de las temperaturas de ambos focos, de acuerdo con el Segundo Principio de la Termodinámica, pudiendo expresarse por:

$$\varepsilon_c = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{Eficiencia ciclo de Carnot.} \quad (1.7.1)$$

Por otra parte, también como consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, se sabe que ninguna máquina frigorífica puede tener una eficiencia superior a la de una de Carnot que opere entre los mismos focos, es decir:

$$\varepsilon \leq \varepsilon_c \quad \text{Comparativa de eficiencias} \quad (1.7.2)$$

La desigualdad anterior indica que la cota máxima que puede alcanzar la eficiencia de cualquier máquina frigorífica, es tanto más pequeña cuanto menor es la temperatura del foco frío, o cuanto mayor es la diferencia entre la del foco caliente y la de aquel, de donde se deduce que la producción de frío, será tanto más cara cuanto menor sea la temperatura a la que debe producirse éste. También es importante observar que el efecto de una máquina dada, será tanto menor en un ambiente cálido que en uno frío. La relación entre la eficiencia de una máquina frigorífica determinada y la de una de Carnot que opere entre los mismos focos, se denomina grado de reversibilidad o coeficiente económico de la instalación. El grado de reversibilidad expresa, en tanto por uno, la aproximación del comportamiento de una máquina dada al modelo ideal, constituido por la máquina frigorífica totalmente reversible.

Ciclo inverso de Carnot:

En la máquina de compresión mecánica de vapor, la extracción de calor del foco frío, se efectúa mediante la vaporización de un líquido a baja presión y la cesión de calor al foco caliente, mediante la condensación, a una presión más elevada, del vapor formado. A continuación se representa el ciclo descrito por una máquina frigorífica de Carnot que funcione según este procedimiento y un diagrama de flujo esquemático de la misma.

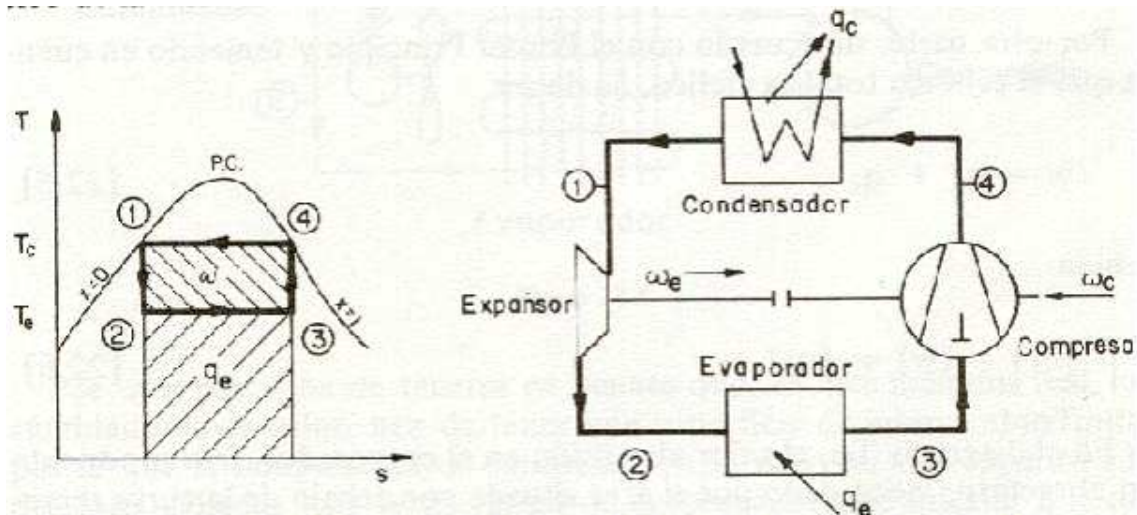


Figura 1.7.2 – Ciclo inverso de Carnot.

El líquido 1, saturado a la temperatura T_c que descarga el condensador, sufre expansión isoentrópica, proceso 1-2, produciendo una cantidad de trabajo w_e y disminuyendo su temperatura hasta el valor T_e correspondiente al foco frío, al mismo tiempo que se produce un ligero aumento de su título. El vapor húmedo 2, experimenta en el evaporador una vaporización parcial, proceso 2-3, totalmente reversible, con lo que absorbe del foco frío una cantidad de calor q_e . El vapor húmedo 3 producido en el evaporador es aspirado por el compresor, proceso 3-4, en donde sufre una compresión isoentrópica que eleva su temperatura desde el valor T_e del foco frío, hasta la temperatura T_c del foco caliente. Finalmente, el valor 4, saturado a la temperatura T_c , cede al foco caliente una cantidad de calor q_c , según un proceso totalmente reversible, con lo cual condensa y se cierra el ciclo. La cantidad neta de trabajo realizado por el sistema contra su ambiente,

$$w = w_e + w_c \quad \text{Trabajo neto, kJ/g.} \quad (1.7.3)$$

es, de acuerdo con el Segundo Principio de la Termodinámica, negativa, siendo su valor absoluto la diferencia entre el trabajo consumido en el compresor y el producido en la válvula de expansión.

$$w = w_c - w_e. \quad \text{Valor absoluto de } w, \text{ kJ/kg.} \quad (1.7.4)$$

Por otra parte, de acuerdo con el Primer Principio y teniendo en cuenta que el proceso total es cíclico, ha de ser $w = q_e + q_c$, o bien:

$$q_c = w + q_e \quad \text{Calor cedido en condensador, kJ/kg.} \quad (1.7.5)$$

En el diagrama T-s, el calor absorbido en el evaporador, frío producido en el recinto, viene dado por el área situada por debajo de la curva representativa del proceso 2-3 y el calor cedido en el condensador, por el área situada por debajo de la curva representativa del proceso 4-1. En este mismo diagrama, el trabajo neto realizado viene representado por el área encerrada por el ciclo.

La máquina frigorífica de compresión mecánica simple de vapor:

Aunque la máquina frigorífica de Carnot es la que posee un efecto frigorífico más elevado, su realización práctica presenta serias dificultades. Por ejemplo, la válvula de expansión, máquina muy delicada y de funcionamiento extraordinariamente perturbable, produce, en este ciclo, una cantidad de trabajo muy pequeña, no estando justificada, desde un punto de vista económico, la inversión correspondiente. Por este motivo, de carácter exclusivamente económico, se sustituye la expansión isoentrópica por un estrangulamiento isoentálpico en una válvula de laminación, con lo que se obtiene la máquina de compresión mecánica simple de vapor.

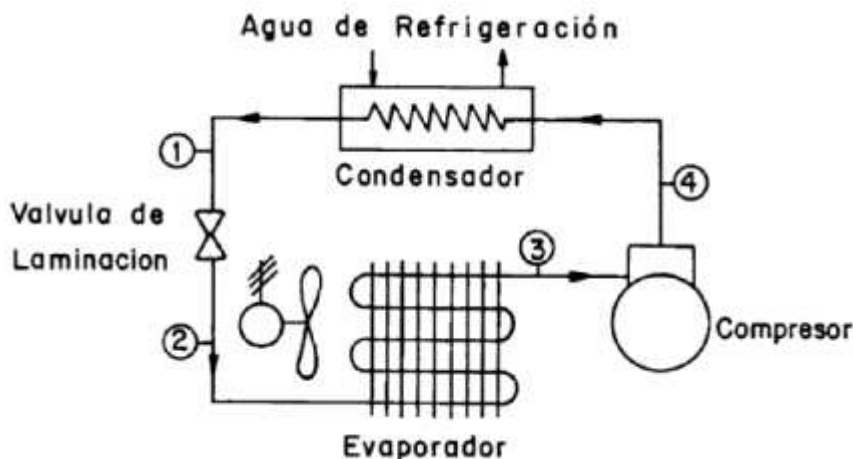


Figura 1.7.3 – máquina frigorífica de compresión mecánica simple.

Por otra parte, ha de tenerse en cuenta que, en esta máquina real, los cambiadores de calor, han de tener una superficie de intercambio finita, por lo que la temperatura de condensación T_c debe ser algo superior a la del foco caliente y la temperatura de evaporación algo inferior a la del foco frío. Es importante resaltar que la máquina de compresión mecánica simple de vapor describe un ciclo irreversible, como consecuencia del empleo de la válvula de laminación y de los saltos finitos de temperatura en el intercambio de calor, por lo que su grado de reversibilidad será siempre inferior a la unidad. Las condiciones en la aspiración del compresor varían con la potencia frigorífica desarrollada, salvo que su variación se reduzca mediante el empleo de mecanismos de control adecuados. Cuando el compresor aspira una mezcla de líquido y vapor, se dice que la instalación opera en régimen húmedo, y cuando aspira exclusivamente vapor se dice que opera en régimen seco, especificándose régimen seco saturado o régimen seco recalentado, según lo sea el vapor aspirado por el compresor.

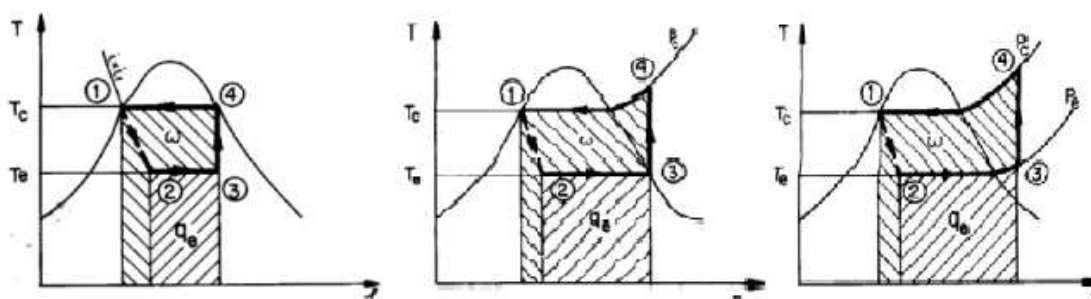


Figura 1.7.4 – Régimen húmedo, seco saturado y seco sobresaturado.

Por motivaciones basadas en el dimensionamiento del evaporador, es deseable que éste último no descargue vapor recalentado, también es deseable, por cuestiones relacionadas con la lubricación del compresor, que la temperatura en la impulsión de éste, sea lo más baja posible. Por estas razones parece, en principio, que las máquinas frigoríficas deberían operar en régimen húmedo, sin embargo en estas condiciones se pueden presentar graves problemas en el funcionamiento del compresor: el llamado golpe de líquido, ocasionando por la presencia de fase condensada al final de la compresión. Como consecuencia, el funcionamiento, de las instalaciones de compresión mecánica simple de vapor se regula de modo que operen en régimen seco saturado o ligeramente recalentado. Se denomina producción frigorífica específica a la relación existente entre la potencia frigorífica de la instalación y el caudal másico de refrigerante que circula por el evaporador.

$$q_e = \frac{Q_e}{m} \quad \text{Producción frigorífica específica, kJ/kg.} \quad (1.7.6)$$

Por aplicación del Primer Principio de la Termodinámica, se obtiene:

$$q_e = i_3 - i_2 = i_3 - i_1 \quad \text{Calor esp.evap.,kJ/kg.} \quad (1.7.7)$$

$$-w = i_4 - i_3 \quad \text{Trabajo esp.compr., kJ/kg.} \quad (1.7.8)$$

$$-q_c = i_4 - i_1 \quad \text{Calor esp.cond., kJ/kg.} \quad (1.7.9)$$

Donde:

- i_1 = entalpía del fluido a la entrada de la válvula de expansión.
- i_2 = entalpía del fluido a la entrada al evaporador.
- i_3 = entalpía del fluido a la entrada del compresor.
- i_4 = entalpía del fluido a la salida del compresor.

Por lo que resulta que el efecto frigorífico de la máquina de compresión mecánica simple que opera en régimen seco saturado, es una función exclusiva de las presiones de evaporación y de condensación. Se comprueba fácilmente que el efecto frigorífico, para un refrigerante dado, aumenta cuando la presión de

condensación se aproxima a la de evaporación y es tanto menor cuanto más pequeña sea esta última. Es evidente que los cálculos correspondientes se simplifican notablemente, si se dispone de un diagrama presión-entalpía del refrigerante utilizado:

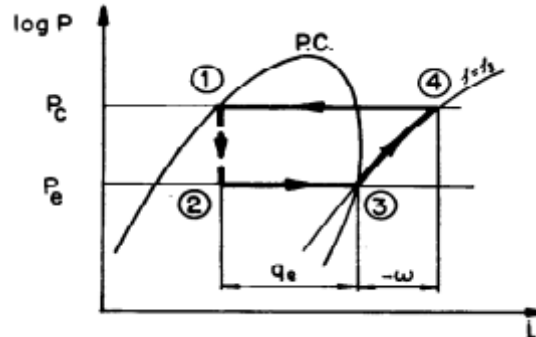


Figura 1.7.5 – Diagrama presión – entalpía

Finalmente, se muestra una representación aproximada de la potencia mecánica específica, que puede ser útil para efectuar la comparación entre ciclos descritos en condiciones distintas. En efecto, habida cuenta de que, en la zona de líquido, las isobaras se confunden prácticamente con la curva de saturación, se tiene:

$$i_4 - i_3 = \int_{a-4} T ds \quad \text{Potencia mecánica específica I, kJ/kg.} \quad (1.7.10)$$

Por otra parte,

$$i_3 - i_a = \int_{a-3} T ds \quad \text{Potencia mecánica específica II, kJ/kg} \quad (1.7.11)$$

Y teniendo en cuenta que :

$$-w = i_4 - i_3 = (i_4 - i_a) - (i_3 - i_a) \quad \text{Potencia mecánica específica III, kJ/kg} \quad (1.7.12)$$

Se tiene que la potencia mecánica coincide aproximadamente con el área 1-a-2-3-4-1:

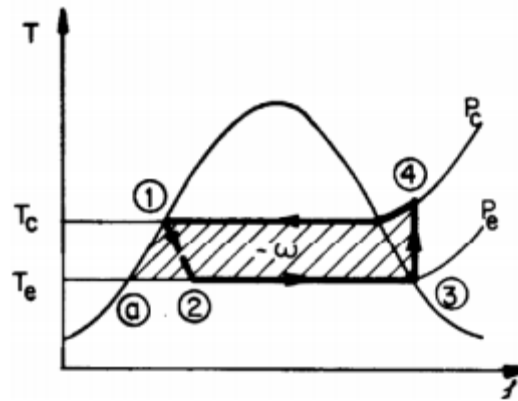


Figura 1.7.6 – área potencia mecánica.

2. OBJETO

Este documento tiene como finalidad el dimensionamiento de la unidad de tratamiento de aire (UTA) ubicada en el laboratorio de Frío de la ETS de Náutica y Máquinas de la UDC. Es una instalación utilizada como material didáctico, sin utilidad práctica a la hora de climatizar algún recinto debido a sus limitadas dimensiones. La idea es que sirva de ayuda a la comprensión y objeto de información para los alumnos.

Además, dado a que se pretende cambiar el fluido refrigerante actual, R-22, por el R-422-d, se estudiará dicho cambio en un apartado anexo.

3. ALCANCE.

Se realizarán cálculos hidráulicos, psicrométricos y eléctricos, quedando fuera del alcance las instalaciones auxiliares, como son: instalación contraincendios, fontanería, etc.

4. ANTECEDENTES

El **R22** es un gas muy común utilizado en equipos de refrigeración pero con graves efectos sobre la capa de ozono, por ese motivo desde Europa se han ido marcando diferentes metas para conseguir su eliminación.

El **Reglamento Europeo CE 1005/2009** sobre las sustancias que agotan la capa de ozono, estableció un calendario para la eliminación total del refrigerante R22 en 2015, y es en este punto en el cual están afectados todos los usuarios que todavía dispongan de equipos en funcionamiento con este gas.

Hasta el **31 de diciembre de 2014** estaba permitido utilizar el R22 regenerado o reciclado para el mantenimiento y la revisión de equipos en servicio (aparatos de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor). Los recipientes que utilizasen este gas debían llevar una etiqueta en la que se indicase claramente que la sustancia había sido regenerada, información sobre el número de lote y nombre y dirección del servicio de regeneración, y las sustancias recicladas.

A partir del 2015 esto ya no ha estado permitido, si todavía existen equipos con R22 no se “obliga” directamente a sustituir el gas ni el equipo pero en caso de tener que someterlo a algún tipo de mantenimiento que implique “recarga”, esta ya no se puede realizar R22.

Para estos equipos deberán analizarse las posibilidades actuales que no impliquen uso del R22, las más comunes:

- **Adaptación** a otros refrigerantes compatibles que no estén prohibidos.
- **Sustitución** de los equipos por alternativas más actuales.

En cuanto a la opción a elegir deberá ser valorada por cada organización, en caso de decantarse por alternativas que utilicen gases fluorados de efecto invernadero, se debe tener en cuenta que dichos gases también se encuentran en fase de eliminación a nivel europeo, no existen actualmente directrices de eliminación tan específicas como para el R22 pero en los últimos años estamos viendo cómo cada vez se restringe más su uso e incluso podría llegar a prohibirse, con esto queremos decir que si se valora la adquisición de nuevos equipos sería ventajoso que dichos aparatos no utilizasen ningún tipo de sustancia fluorada de las que actualmente están en el punto de mira de la normativa europea.

5. NORMAS Y REFERENCIAS

5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- _ REAL DECRETO 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.
- _ REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS EN LOS EDIFICIOS (RITE) Y SUS INSTRUCCIONES TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS (ITE)/NAC/REAL DECRETO 1751/1998 de Ministerio de la Presidencia/31-jul-98/BOE: 5 AGO 98/29-oct-98/ /REAL DECRETO 1027/2007 de 20 de julio.
- _REGLAMENTO DE REDES Y ACOMETIDAS DE COMBUSTIBLES GASEOSOS, 1974.
- _DIRECTIVA DE EQUIPOS A PRESIÓN 97/23/CE.
- _ CRITERIOS HIGIÉNICO-SANITARIOS PARA LA PREVENCIÓN Y CONTROL DE LA LEGIONELOSIS/NAC/REAL DECRETO 861/2003 del Ministerio de Sanidad y Consumo/04-jul-03/BOE: 18 JUL 03/ /Deroga el 909/2001.
- _ REGLAMENTO DE SEGURIDAD PARA INSTALACIONES FRIGORÍFICAS Y SUS INSTRUCCIONES TÉCNICAS COMPLEMENTARIAS/GAL/REAL DECRETO 138/2011 del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio/4-feg-11/BOE: 08 MAR 11.

5.2. Bibliografía.

- _ Base de datos Presupuesta.com.
- _ Base de datos del Instituto de Tecnología de la Construcción (ITeC).
- _ Wikipedia.
- _ Hidráulica General, Volumen 1-Fundamentos. Sotelo.
- _ Introduction to Fluid Mechanics, 2006, sixth edition. Robert W. Fox, Alan T.McDonald, Philip J. Pritchard.
- _ Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Segunda edición. Claudio Mataix.
- _ Nueva enciclopedia de la Climatización, Aire Acondicionado. Ediciones CEAC. Ángel Luis Miranda.
- _ Calor y Frío Industrial I, Andres de Rodriguez Pomatta, Juan A. de Madrid. UNED. E.T.S. Ingenieros Industriales, 1984.
- _ Catálogos de fabricantes y distribuidores.

6. PROGRAMAS DE CÁLCULO.

EES: Engineering Equation Solver, para el cálculo y representación a través de diagramas.

NIST REFPROP: Programa de simulación de fluidos y mezclas con derechos de autor bajo el nombre de la Secretaría de Comercio de Los Estados Unidos de América, garantizan la fiabilidad de los valores obtenidos de las experiencias. Lamentablemente, ha sido posible obtener el lenguaje ecuacional del éste.

Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, base de datos NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, para la simulación del R-422-d.

COOLSELECTOR2: simulador perteneciente a la casa comercial DANFOSS, usado en el cálculo hidráulico de pérdidas de carga en el interior de las tuberías de cobre. Tiene la opción de utilizar la misma base de datos que el NIST REFPROP:

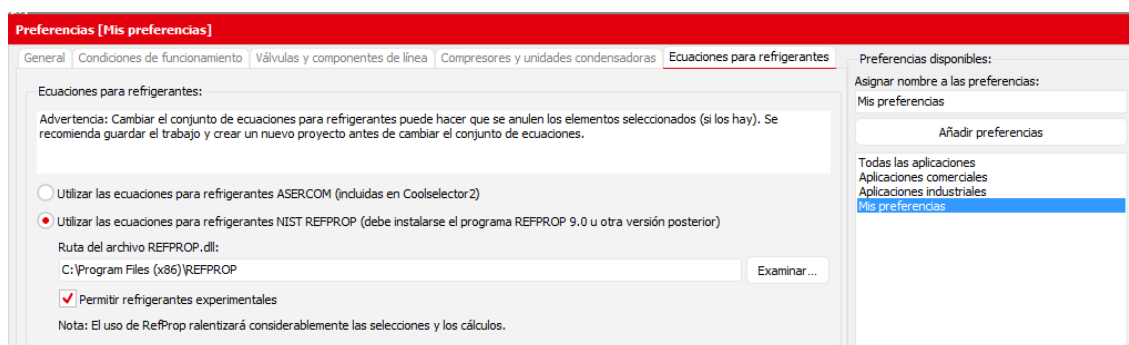


Figura 6.1 – Preferencias Coolselector.

AUTOCAD 2012: Programa de diseño utilizado para trazar los diagramas eléctrico e hidráulico de la instalación.

MENFIS 8: Programa de redacción de mediciones, presupuesto y control de obra. Utilizado en la redacción del presupuesto del documento.

7. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.

7.1. Definiciones.

Aire del ambiente: es el aire del espacio interior de un edificio.

Aire exterior: es el aire de la atmósfera exterior a un edificio.

Aire de expulsión: es el aire extraído de uno o más locales y expulsado al exterior.

Aire de impulsión: es el aire impulsado en uno o más locales para su acondicionamiento térmico y el control de la calidad del aire.

Aire de recirculación: es el aire de retorno que, nuevamente tratado en la unidad, se vuelve a poner en el circuito del sistema para impulsarlo a los locales acondicionados.

Aire de retorno: es el aire que vuelve a la UTA desde los locales acondicionados y puede ser expulsado al exterior o recirculado en el sistema.

Aire tratado: es el aire que ha sido sometido a uno o más tratamientos térmicos, de variación del contenido de vapor de agua y/o de filtración.

Aire de ventilación: cantidad de aire exterior usado en la renovación del aire del recinto, para evitar el efecto “viciado” del mismo. Existen tablas donde se indica la cantidad de aire a renovar en función del local que se desee climatizar.

Intercambiador de calor: aparato de transferencia térmica entre dos fluidos, el primario y el secundario.

Batería: intercambiador de calor entre el aire y el fluido portador.

COP: acrónimo en inglés “*Coefficient of Performance*”, coeficiente de eficiencia energética de una máquina frigorífica.

Pérdida de carga: caída de presión de un fluido, distribuida y localizada, en su paso a través de un aparato o desde un punto a otro de una canalización.

Aire húmedo: aire constituido por la mezcla de aire seco y vapor de agua. La masa total de aire húmedo será la suma parcial de las masas de aire seco y vapor de agua. De igual manera la suma de las presiones parciales será la presión total.

Humedad absoluta: representada por el símbolo W y se define con el cociente de la masa de vapor contenida en el aire y la masa de aire seco:

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad \text{Humedad absoluta, kgw/ kga} \quad (7.1.1)$$

Estado de saturación: aumento de la cantidad de agua disuelta en el aire hasta que ésta condense. La *presión parcial de vapor* se pasaría a llamar *presión de saturación*, la cual varía con la temperatura.

Humedad relativa: cociente entre la presión parcial de vapor de agua en el aire y la presión de saturación. No es indicativo directo de mayor o menor presencia de agua en el aire.

Punto de rocío: temperatura a la cual empieza a producirse la condensación del vapor de agua, K.

Densidad del aire húmedo: propiedad característica del aire húmedo que relaciona peso y volumen, kg/m^3 .

Volumen específico del aire húmedo: propiedad característica del aire húmedo que es la inversa de su densidad, m^3/kg .

Entalpía del aire húmedo: utilizada para establecer las variaciones energéticas que experimenta dicha sustancia al pasar de unas condiciones a otras, kJ/kg .

Punto focal / foco: situado en el diagrama psicrométrico en las coordenadas de 24°C y en la línea de humedad relativa del 50 %.

Temperatura seca: la medida prescindiendo de la radiación calorífica de los objetos que rodean ese ambiente y de los efectos de humedad relativa y de la velocidad del aire, K.

Temperatura húmeda: tiene en cuenta la humedad relativa del ambiente. Medida al envolver el bulbo del termómetro de mercurio en un paño de algodón empapado de agua. La velocidad de evaporación del agua que contiene irá en función de la humedad relativa del ambiente.

Temperatura efectiva (TE): índice que expresa el efecto compuesto de la temperatura del aire y la humedad relativa sobre el cuerpo.

Gráficos o diagramas de confort: recopilación de la respuesta corporal del ser humano a diferentes condiciones de temperatura y humedad. Los hay de diferentes tipos.

Carga sensible: calor a extraer de un local debido a la radiación solar, transmisión a través de las paredes y techo, el aire de infiltraciones, generado por las personas que ocupan el local, la iluminación del local, las máquinas en el interior y cualquier otro posible, W.

Carga latente: debido al aire de infiltraciones, generado por las personas u otras causas.

8. REQUISITOS DE DISEÑO.

La instalación carece de cualquier documentación.

En el momento de la realización de este documento la instalación estaba operando con R-22, presentando a su vez una fuga en la zona de descarga que hacía inviable la toma de datos en régimen de funcionamiento. No obstante, sí ha sido posible obtener datos del funcionamiento de la parte hidráulica de anteriores ejercicios realizados.

En cuanto al análisis psicométrico se han tomado los valores ambientales de la Norma aplicada a Embarcaciones y Tecnología Marina, UNE-EN ISO 7547:2005/AC.

Ha sido necesario realizar la medición del cableado eléctrico debido a la falta de documentación.

9. ANALISIS.

Se han dividido en dos grupos, el análisis hidráulico de la instalación de refrigerante y el psicométrico del aire. Dentro del primero se analiza la pérdida de carga en la instalación trabajando con ambos fluidos, la eficiencia y la superficie de intercambio del evaporador, aplicando la corrección correspondiente en el mismo capítulo. El cálculo psicométrico es realizado utilizando como fluido refrigerante el R-22, considerándolo equivalente para el R-422-d debido a que en la experiencia simulada se ha considerado para una potencia frigorífica igual en ambos casos.

El estudio de la instalación eléctrica se incluye en el capítulo 7 de los Anexos.

10. RESULTADOS FINALES.

Análisis hidráulicos:

Se realizan para obtener la pérdida de carga en la instalación trabajando con R22. Los resultados se comparan con los del simulador Coolselector2 para su comprobación. Consulte el Capítulo 1 del apartado de Anexos para más información:

	ΔP LÍNEA DE LÍQUIDO	ΔP LÍNEA DE ASPIRACIÓN	ΔP LÍNEA DE DESCARGA	ΔP EVAPORADOR	ΔP CONDENSADOR
EES	18131	3731	8804	14908	107072
COOLSELECTOR2	805	2200	6500	14908	106829

Tabla 10.1 – análisis hidráulico R-22.

Teniendo en cuenta que las unidades son dadas en Pa, no se esperan grandes cambios en las entalpías resultantes.

Comparativa de características para ambos fluidos de trabajo:

A fin de conseguir la mayor exactitud posible en los resultados se utiliza el mismo simulador de pérdida de carga en las líneas para ambas experiencias, esto es, el Coolselector2, ya que el R-422-d no figura en la base de datos del EES. Consulte el Capítulo 5 del apartado de Anexos para más información.

R-22 (Coolselector2 & NIST)							
	T (K)	P (Pa)	D (kg/m ³)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	x (kg/kg)	u (kg/m*s)
11	270,4	454000	19,414	404000	1754,8	1	0,0000129
1	293,65	451800	17,249	420820	1814,9	V.S.	0,00001194
2	351,15	1,37E+06	46,317	452420	1816,7	V.S.	0,00001564
22	308,4	1,37E+06	58,45	415400	1704,5	1	0,00001402
3	309	1,26E+06	1162,3	239260	1133,6	0	0,0001465
4	271,066	468910	94,058	239260	1144,8	0,20051	0,0002152

Tabla 10.2 – análisis cíclico R-22.

R-422-d							
	T (K)	P (Pa)	D (kg/m ³)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	x (kg/kg)	u (kg/m*s)
11	270,4	438460	24,241	356490	1583,6	1	0,000011284
1	293,62	429260	21,029	377330	1659	V.S.	0,000012233
2	331,13	1302800	62,756	400340	1659	V.S.	0,0000141
22	306,06	1293500	74,12	373250	1574,3	1	0,000013031
3	300,96	1214900	1129,8	238380	1131,7	0	0,00014876
4	268,17	448340	83,775	238380	1143,9	0,28858	indef.

Tabla 10.3 – análisis cíclico R-422-d.

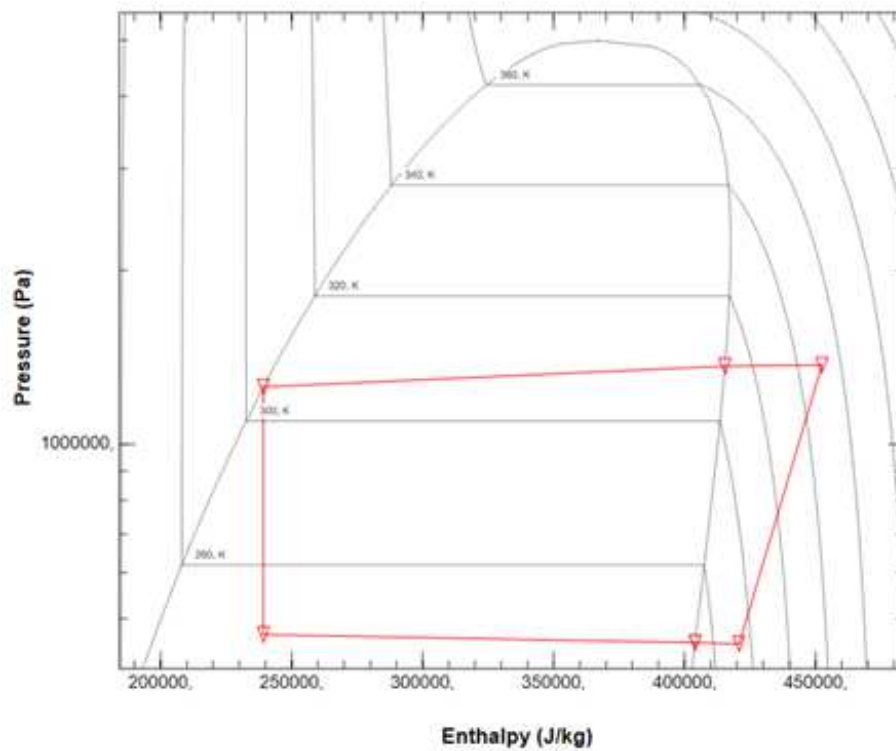


Figura 10.1 – Diagrama R-22. Simulador NIST.

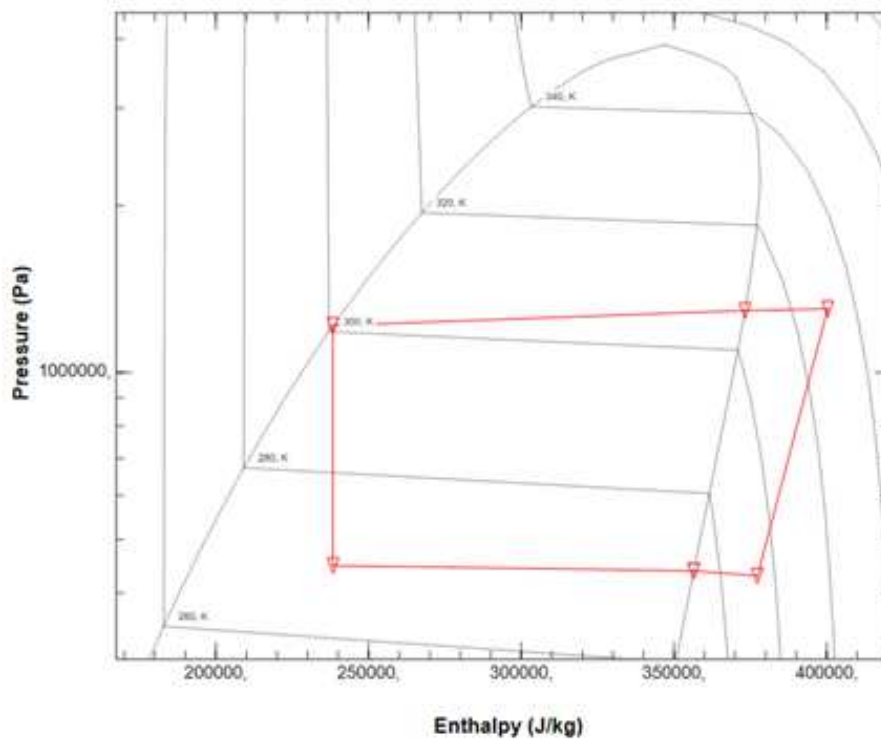


Figura 10.2 – Diagrama R-422-d. Simulador NIST.

Conclusiones:

	Q_dot_r	W_dot_comp	COP	m_dot_r
R-22	2393,47	459,19	5,212	0,0145
R-422-d	2393,47	466,3	5,133	0,02026

Tabla 10.4 – Comparación final.

Para una misma potencia frigorífica se requiere un 39,72% más cantidad de R-422-d que de R-22, aumenta la potencia útil del compresor un 1,55 %, y disminuye un 1,52% el COP en relación al anterior.

Superficie de intercambio del evaporador:

Obtenida del análisis con el EES para el fluido frigorífico R-22. Consulte el Capítulo 3 del apartado de Anexos para más información.

El área total efectiva de intercambio del evaporador es de $6,283 \text{ m}^2$

Análisis psicrométrico, acondicionamiento de verano:

Obtenido del análisis con el EES para el fluido frigorífico R-22. Se evita realizar el cálculo nuevamente para el R-422-d ya que en ambos casos se ha utilizado la misma potencia frigorífica en la simulación.

Consulte el Capítulo2 del apartado de Anexos para más información.

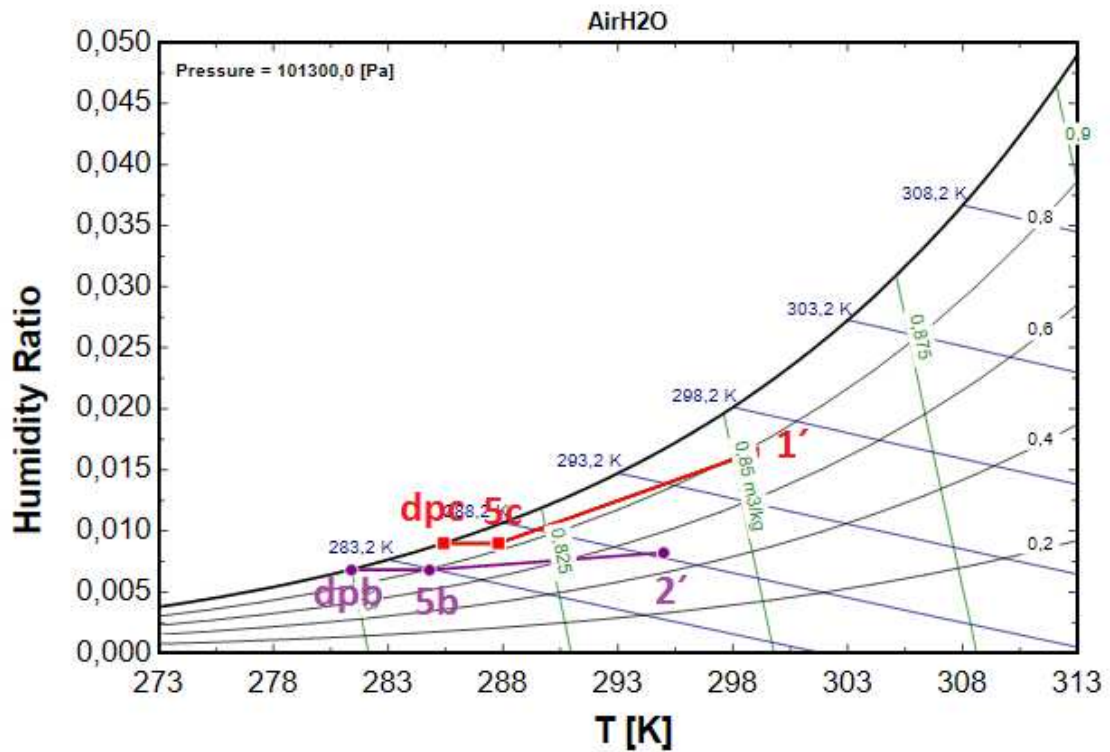


Figura 10.3 – Acondicionamiento de verano.

- Evolución violeta: caso particular “todo es aire exterior”

El punto 1' corresponde a la entrada del aire en el evaporador, $T_{1'} = 309,2 \text{ K}$; $w_{1'} = 0,02664 \text{ kg/kg}$

El punto 5C la salida del aire del evaporador, $T_{5C} = 297,7 \text{ K}$; $w_{5C} = 0,01821 \text{ kg/kg}$

El punto dpC la temperatura de rocío del evaporador, $dp_{5C} = 296,6 \text{ K}$

- Evolución roja: caso particular “renovación nula del aire de impulsión”

El punto 2' corresponde a la entrada del aire en el evaporador, $T_{2'} = 301,2 \text{ K}$; $w_{2'} = 0,01183 \text{ kg/kg}$

El punto 5B la salida del aire del evaporador, $T_{5B} = 290,8 \text{ K}$; $w_{5B} = 0,01008 \text{ kg/kg}$

El punto dpB la temperatura de rocío del evaporador, $dp_{5B} = 287,3 \text{ K}$.

Análisis psicrométrico, acondicionamiento de invierno:

Obtenido del análisis con el EES para una instalación de una potencia térmica del conjunto de 3000 W. Se analiza la experiencia para el caso de máxima transmisión de calor y para las condiciones de temperatura ambiental marcadas por normativa UNE 100001. Consulte el Capítulo 4 de Anexos para más información.

- Caso A, Uso exclusivo del aire de local:

Temperatura de salida del precalentador, T2A 328,4 K

Temperatura de salida del recalentador T2A' 361,7 K

- Caso B, Uso exclusivo del aire exterior:

Temperatura de salida del precalentador, T2B 285 K

Temperatura de salida del recalentador T2B' 292,8 K

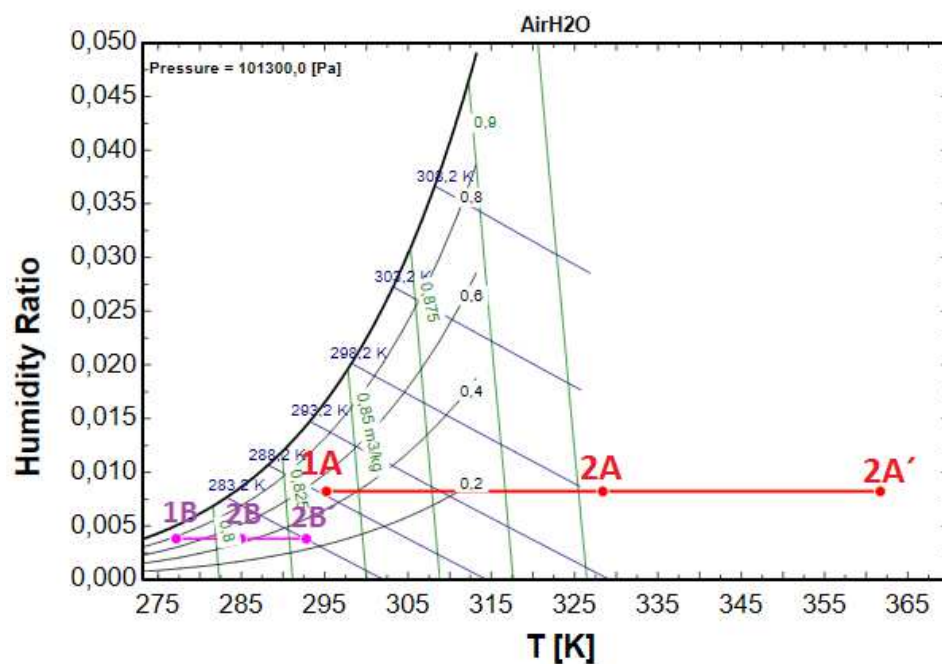


Figura 10.4 – Acondicionamiento de invierno.

11. ORDEN DE PRIORIDAD ENTRE LOS DOCUMENTOS BASICOS

Este documento sigue el siguiente orden de prioridad:

- Pliego de Condiciones.

- Planos.
- Presupuesto.



DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE AIRE ACONDICIONADO

ANEXOS

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

INDICE.

1. PÉRDIDAS DE CARGA EN EL CIRCUITO DE R-22. COP.....	36
1.1. Cálculo en tramos rectos de tubería	38
1.2. Cálculo en accidentes.....	40
1.3. Cálculo en intercambiadores de calor.....	41
1.4. Operaciones con EES.....	41
1.5. Soluciones EES	47
1.6. Confirmación de datos, Coolselector & NIST.....	51
2. ACONDICIONAMIENTO DE VERANO. PARÁMETROS. DIAGRAMA PSICOMÉTRICO.	56
2.1. Introducción.	56
2.2. Operaciones con EES.....	61
2.3. Resultados con EES.	66
3. CÁLCULO DE LAS SUPERFICIE DE INTERCAMBIO.....	70
3.1. Operaciones con EES.....	74
3.2. SOLUCIONES EES	77
4. ACONDICIONAMIENTO DE INVIERNO. PARÁMETROS. DIAGRAMA PSICOMÉTRICO.	79
4.1. Operaciones con EES.....	79
4.2. Soluciones EES.	82
5. CAMBIO DE REFRIGERANTE.	85
5.1. Operaciones con EES.....	86
5.2. Soluciones EES.	89
6. EL CIRCUITO FRIGORÍFICO.	93
6.1. Definición y clasificación de los elementos.	93
6.1.1. Refrigerantes.....	93
6.1.2. Evaporador.....	102
6.1.3. Condensador.....	105
6.1.4. Compresor.....	106
6.1.5. Válvula de expansión.	111
6.1.6. Filtro secador y visor de líquido.....	115

6.1.7.	Recipiente de líquido.....	117
6.1.8.	Caudalímetro.....	118
6.1.9.	Presostato diferencial.....	119
6.1.10.	Manómetros.....	120
6.1.11.	Termómetros de bulbo seco y húmedo.....	120
6.1.12.	Manómetro de columna inclinada.....	121
6.2.	Datos técnicos de los elementos montados.....	122
7.	EL CIRCUITO ELÉCTRICO.....	129
7.1.	Definición y clasificación de los elementos.....	129
7.1.1.	Cables eléctricos.....	129
	Niveles de tensión:.....	129
	Componentes:.....	129
	Número de conductores:.....	130
	Materiales empleados:.....	130
	Flexibilidad del conductor:.....	130
	Aislamiento del conductor:.....	130
7.1.2.	Ventilador.....	131
	Atendiendo a su función:.....	131
	Atendiendo a la trayectoria del aire:.....	131
	Atendiendo a la presión:.....	131
	Atendiendo al sistema de accionamiento:.....	132
7.1.3.	Resistencias eléctricas.....	134
7.1.4.	Interruptor selector.....	135
7.1.5.	Interruptor magnetotérmico.....	135
7.1.6.	Potenciómetro.....	136
7.1.7.	Amperímetro magnetoeléctrico.....	137
7.1.8.	Protector térmico.....	137
7.1.9.	Condensador.....	139
7.2.	Datos técnicos de los elementos montados.....	141

1. PÉRDIDAS DE CARGA EN EL CIRCUITO DE R-22. COP.

El propósito es el de analizar la caída de presión a lo largo de la instalación y conocer así más exactamente el comportamiento del fluido en cada punto del ciclo. La dificultad reside en la imposibilidad de toma de datos reales de trabajo debido a una fuga de refrigerante en la instalación. Se han podido conseguir datos experimentales de antiguos alumnos del funcionamiento de la parte hidráulica con R-22, usando éstos como punto de partida.

Normalmente ha de aceptarse una pérdida de carga, que en relación a temperatura del refrigerante, no exceda en 1°C la temperatura de saturación tanto para la tubería de descarga como para la de aspiración, siendo aún más exigente en la tubería de descarga debido a que la pérdida de carga afectará a la potencia frigorífica específica del compresor. Otro objetivo es el de mantener una velocidad mínima de aspiración para ayudar al aceite en su proceso de vuelta al cárter del compresor, puesto que en el evaporador el refrigerante sufre un proceso de destilación, donde el aceite se separa por completo del refrigerante.

En este apartado se realiza la simulación para el R-22 como fluido de trabajo. Se divide en tres secciones: cálculo en tramos de tuberías, accidentes e intercambiadores. Cada sección a su vez se reparte en las tres zonas en que se divide el circuito: zona de descarga, líquido y aspiración. Con intención de hacerlo más didáctico se ha representado el resultado total de las pérdidas de carga de la instalación en el diagrama p-h siguiente, para luego proceder a su estudio.

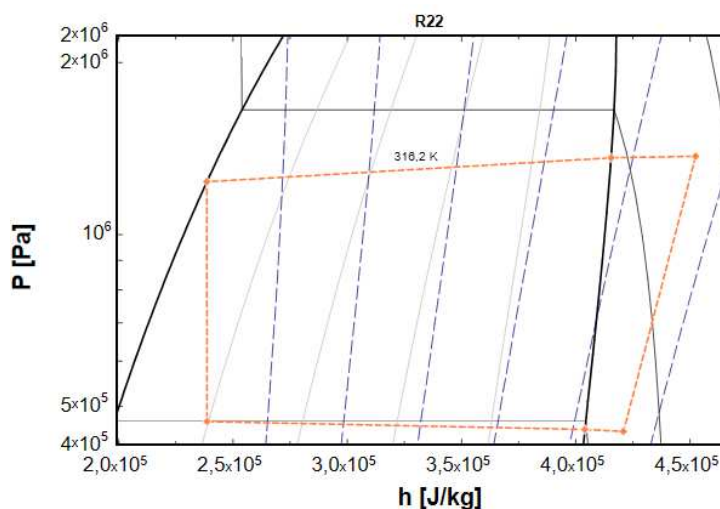


Figura 1.1 – Diagrama R-22.

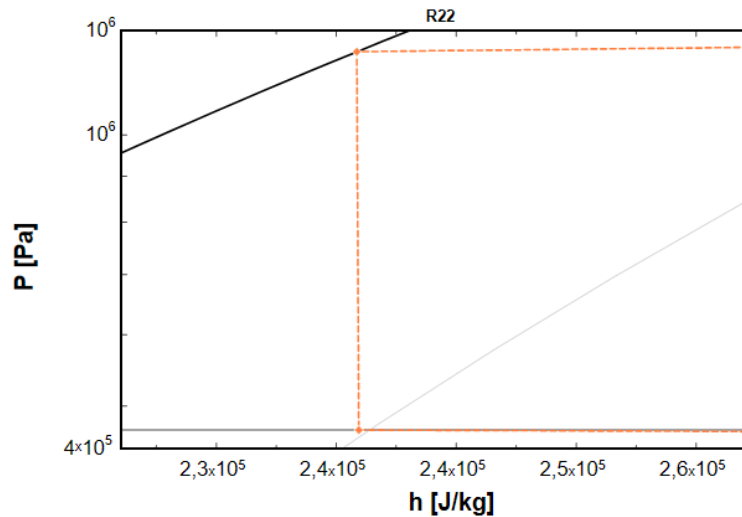


Figura 1.2 – Diagrama R-22, zona de expansión.

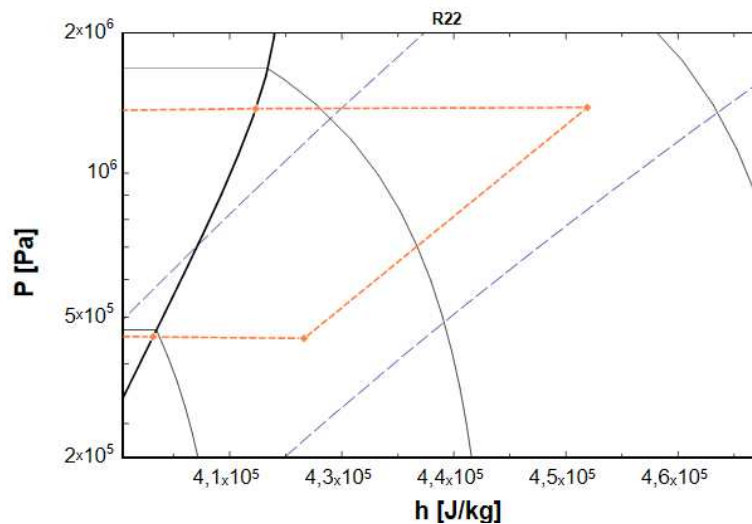


Figura 1.3 – Diagrama R-22, zona de compresión.

Se ha supuesto:

- Líquido condensado incluido el subenfriamiento hasta temperatura de burbuja.
- Subenfriamiento útil = 0
- Subenfriamiento no útil = 0
- Se desconoce la temperatura de salida del condensador.
- Salida del evaporador a temperatura de saturación de vapor.
- Recalentamiento útil = 0
- Recalentamiento no útil = 22,6°C

1.1. Cálculo en tramos rectos de tubería

Referido a la pérdida de carga por fricción debido al paso del flujo por tubos de sección constante, siendo la ecuación utilizada la de Darcy–Weisbach, para la cual el factor de fricción será función del número de Reynolds y rugosidad relativa de la tubería utilizada.

$$h = f * \frac{L}{D} * \frac{c^2}{2 * g} \quad \text{Ecuación de Darcy–Weisbach, m} \quad (1.1.1)$$

$$(Re) = \frac{c_m * d * \rho}{u} \quad \text{Ecuación del Número de Reynolds} \quad (1.1.2)$$

$$f = \frac{0.25}{(\log_{10}(\frac{relrough}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}))^2} \quad \text{Factor de fricción, flujo turbulento, ecuación de Swamee-Jain, } 5000 \leq Re \leq 10^8 \quad (1.1.3)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar} \quad (1.1.4)$$

$$AP = h * \rho * g \quad \text{Conversión de m lineales de tubería a Pa} \quad (1.1.5)$$

Reynolds bien calculado a través del diagrama de Moody, o a través de la ecuación, donde:

- c_m = la velocidad media del fluido en ese tramo, m/s
- d = diámetro de tubería, m

- ρ = la densidad del fluido, kg/m^3
- u = la viscosidad dinámica, $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$
- g = velocidad de la gravedad, m/s^2

El caudal volumétrico leído en el caudalímetro de la unidad se utiliza convertido en unidades másicas considerado constante a lo largo de todo el circuito:

$$V_{\dot{R}} = 45 \quad \text{Flujo volumétrico, } \text{m}^3/\text{s} \quad (1.1.6)$$

$$m_{\dot{R}} = V_{\dot{R}} * \rho_R = 0,02122 \quad \text{Flujo másico, kg/s} \quad (1.1.7)$$

La densidad a su vez es función de la presión y temperatura del fluido en los distintos tramos. De esta forma se analiza el cambio en velocidad en los tramos de tubería:

$$V_{\dot{R}\text{tramo}} = m_{\dot{R}} / \rho_{R\text{tramo}} \quad \text{Flujo volumétrico en el tramo, } \text{m}^3/\text{s} \quad (1.1.8)$$

$$c_R = \frac{V_{\dot{R}\text{tramo}}}{S \text{ tubería}} \quad \text{Velocidad en el tramo, kg/s} \quad (1.1.9)$$

Zona de descarga:

- Tubería de cobre de 10mm de diámetro externo θ_e , total = 1.315 m

Zona de líquido:

- Tubería de cobre de 7.45mm de θ_e , total = 0.23 m
- Tubería de cobre de 9.6mm de θ_e , total = 2.34 m

Zona de aspiración:

- Tubería de cobre de 12.65m de θ_e , total = 1.44 m

1.2. Cálculo en accidentes.

Referido a la pérdida de carga por fricción debido al paso del flujo por variedad de acoplamientos, curvas, y cambios de sección.

Se ha elegido aplicar la misma ecuación:

$$h = f * \frac{L}{D} * \frac{c^2}{2 * g} \quad \text{Ecuación de Darcy–Weisbach, m} \quad (1.2.1)$$

$$k = f * \frac{L}{D} \quad \text{Coeficiente de pérdida de carga} \quad (1.2.2)$$

$$AP = h * \rho * g \quad \text{Conversión de m lineales de tubería a Pa} \quad (1.2.3)$$

Se ha hecho uso de la aplicación EES para obtener k a partir de constantes como “rugosidad relativa y dimensiones de los elementos”.

Zona de descarga:

- Curvas de 90° * 2 (utilizado el valor de tabla inmediatamente siguiente para el de 20mm de diámetro) + Tes * 1 , tubería de cobre de 10mm de θ_e .
- Colector de entrada al condensador: Tes * 2 + Curva de 90°, tubería de cobre de 8.7 mm de θ_e .
- Reducción de 10 a 8.7mm de θ_e * 1.

Zona de líquido:

- Reducción de 9.6 a 7.45mm de θ_i , otra de 12.6 a 7.45mm de θ_e .
- Codos de 90° * 7 , curvas de 180° * 4, tubería de cobre de 9.6mm de θ_e .
- Codos de 90° * 6, tubería de 12.65mm de θ_e .
- Válvula de expansión termostática, según el simulador “Coolselector2” la caída de presión producida en esta válvula es de 8,992 bar.
- La caída de presión en el depósito de líquido, visor, filtro deshidratador y caudalímetro son despreciadas son estimadas como un valor añadido del 15% del total en la línea de líquido.

Zona de aspiración:

- Curva de 90° * 6, tubería de cobre de 12.65mm de θ_e .

1.3. Cálculo en intercambiadores de calor.

Referido al paso del fluido por el interior de los haces tubulares del intercambiador.

La ecuación adaptada utilizada de Darcy-Weisbach es

$$AP = \frac{\rho * c_m^2 * L * p_t}{D} * f' + 2 * p_t * \rho * c_m^2 \quad \text{Ecuación de Darcy-Weisbach adaptada, Pa} \quad (1.3.1)$$

$$f' = 0.0028 + 0.25 * R_e^{-0.32} \quad \text{Factor de fricción en intercambiadores} \quad (1.3.2)$$

Donde:

- f' = el nuevo factor de fricción en intercambiadores, aplicada a flujos turbulentos circulando a través de tubos lisos que presenta unas desviaciones del orden de $\pm 5\%$ de los valores reales.
- ρ = la densidad estimada del fluido, m^3/s
- c_m = la velocidad del fluido, m/s
- L = la longitud de los tubos, m
- p_t = el número de pasos por tubo

La segunda parte de la ecuación se refiere a las pérdidas singulares debido a los accesorios o elementos como son las cajas de distribución de ida y retorno.

1.4. Operaciones con EES.

Se hace uso del programa Engineering Equation Solver (EES) para la aplicación de las anteriores ecuaciones.

A continuación se han dispuesto las ecuaciones formuladas:

"Ciclo real de compresión con R-22"

$T_{11} = \text{Temperature}(\text{R22}; P=P_{11}; x=x_{11})$

$T_1 = \text{"temperatura de admisión del compresor, K"} 293,65$

$T_2 = \text{"temperatura de descarga del compresor"} 351,15$

$T_3 = \text{"temperatura a la entrada de la válvula de expansión = temperatura de salida del condensador+temperatura de subenfriamiento total"} 309$

$T_4 = \text{"temperatura a la salida de la válvula de expansión = temperatura de entrada en el evaporador"} 271,066$

$T_{22} = \text{"temperatura a la entrada del condensador"}$

$\text{Temperature}(\text{R22}; P=P_{22}; x=x_{22})$

$x_{22} = \text{"título a la entrada del condensador"} 1$

$x_{11} = 1 \text{"título a la salida del evaporador"}$

$P_{11} = \text{"presión a la salida del evaporador, Pa"} P_1 + AP_{asp}$

$P_1 = \text{"presión absoluta de entrada al compresor"} 451800$

$P_2 = \text{"presión absoluta de salida del compresor"} 1371000$

$P_{22} = \text{"presión a la entrada del condensador"} P_2 - AP_{desc}$

$P_{33} = \text{"presión a la salida del condensador"} P_{22} - AP_{co}$

$P_3 = \text{"presión a la entrada de la válvula de expansión"} P_{22} - AP_{co} - AP_{liq}$

$P_4 = \text{"presión a la entrada del evaporador"} P_{11} + AP_{ev}$

$RC = \text{"relación de compresión"} (P_2) / (P_1)$

$V_{dot_r} = \text{"caudal volumétrico de refrigerante medido en caudalímetro, m}^3/\text{s"} 0,0000125$

$m_{dot_r} = \text{"caudal másico de refrigerante, kg/s"} V_{dot_r} * \rho_3$

$\rho_3 = \text{"densidad en la zona del caudalímetro / zona de líquido, kg/m}^3\text{"}$

$\text{Density}(\text{R22}; x=0; P=3)$

$h_1 = \text{"entalpía a la entrada al compresor J/kg"} \text{Enthalpy}(\text{R22}; T=T_1; P=P_1)$

$h_2 = \text{"entalpía a la salida del compresor J/kg"} \text{Enthalpy}(\text{R22}; T=T_2; P=P_2)$

$h_3 = \text{"entalpía a la salida del condensador J/kg"} \text{Enthalpy}(\text{R22}; x = 0; P=P_3)$

$h_4 = h_3 \text{"entalpía a la salida de la válvula de expansión J/kg"}$

$h_{11} = \text{"entalpía a la salida del evaporador J/kg"} \text{Enthalpy}(\text{R22}; x = 1; P=P_{11})$

$h_{22} = \text{"entalpía a la entrada del condensador J/kg"} \text{Enthalpy}(\text{R22}; x=1; P=P_{22})$

$x_4 = \text{"título a la salida de la válvula de expansión"} \text{Quality}(\text{R22}; T=T_4; h=h_4)$

$$Q_{\dot{r}} = \text{"potencia frigorífica, W"} (h_{11} - h_4) * m_{\dot{r}}$$

$$\text{COP} = \text{"eficiencia de la instalación"} (Q_{\dot{r}}) / (W_{\dot{\text{comp}}})$$

"B_1 A continuación se determinan las pérdidas de carga en los tramos rectos de tubería, y accidentes sin contar los intercambiadores."

$$\text{AP}_{\text{desc}} \text{"caída de presión en línea de descarga, Pa"} = h_{\text{Tdesc}} * \rho_{\text{desc}} * g$$

$$g = \text{"aceleración de la gravedad"} g\#$$

$$h_{\text{desc10}} = \text{"caída de presión en tramo recto de descarga, metros de tubería"} \\ f_{\text{desc}} * (L_{10} / D_{10}) * ((c_{10}^2) / (2 * g))$$

$$R_{\text{edesc}} = \text{"Reynolds en la línea de descarga"} (c_{10} * D_{10} * \rho_{\text{desc}}) / \mu_{\text{desc}}$$

$$f_{\text{desc}} = \text{"factor de fricción"} \text{if}(R_{\text{edesc}}; 2300; X_d; Y_d; Z_d)$$

$$X_d = 64 / R_{\text{edesc}}$$

$$Y_d = 64 / R_{\text{edesc}}$$

$$Z_d = 0,25 / (\log_{10}((\text{RelRough}/3,7) + (5,74 / R_{\text{edesc}}^{0,9})))^2$$

$$\text{RelRough} = \text{"rugosidad relativa del tubo de cobre, m"} 0,000015$$

$$c_{10} = \text{"velocidad del fluido, m/s"} V_{\dot{\text{rd}}} / S_{10}$$

$$V_{\dot{\text{rd}}} = \text{"flujo volumétrico en el tramo de descarga, m^3/s"} m_{\dot{r}} / \rho_{\text{desc}}$$

$$D_{10} = \text{"diámetro interior del tubo, m"} 0,01 - 0,001524$$

$$S_{10} = \text{"superficie del tubo, m^2"} \pi * ((D_{10} / 2)^2)$$

$$\rho_{\text{desc}} = \text{"densidad del fluido en ese tramo, kg/m^3"} \\ \text{Density}(R22; T=T_{\text{desc}}; P=P_{\text{desc}})$$

$$\mu_{\text{desc}} = \text{"viscosidad dinámica del fluido, kg/m*s"} \\ \text{Viscosity}(R22; T=T_{\text{desc}}; P=P_{\text{desc}})$$

$$T_{\text{desc}} = \text{"temperatura media, K"} T_2$$

$$P_{\text{desc}} = \text{"presión de descarga estimada, Pa"} P_2$$

$$L_{10} = \text{"longitud del tramo de tubería, m"} 1,315$$

$$h_{\text{desc10.1}} = \text{"en los 2 codos de 90 grados"} (K_{10.1} * (c_{10}^2) / (2 * g)) * 2$$

$$K_{10.1} = \text{"coeficiente de resistencia en curva de 90 grados"} K_{90\text{deg_bend}}(r_{10}; D_{10}; \text{RelRough})$$

$$r_{10} = \text{"radio de curvatura de codos/curvas, m"} 0,02$$

$$h_{\text{desc10.2}} = \text{"en la T"} (K_{10.2} * (c_{10}^2) / (2 * g))$$

$k_{10.2} = \text{"coeficiente de resistencia en T" } K_{\text{Tee_branched}}(\text{RelRough})$
 $h_{\text{desc}8.71} = \text{"reducción en el colector de entrada al condensador" } K_{8.71} * ((c_{8.7})^2) / (2 * g)$
 $c_{8.7} = V_{\text{dot_rd}} / S_{8.7}$
 $S_{8.7} = \pi * ((D_{8.7} / 2)^2)$
 $D_{8.7} = 0,0087 - 0,001524$
 $K_{8.71} = \text{"coeficiente de resistencia en reducción" } K_{\text{Sudden_Contraction}}(D_{10}; D_{8.7})$
 $h_{\text{desc}8.72} = \text{"curva 90 grados de entrada al colector" } k_{8.72} * (c_{8.7}^2) / (2 * g)$
 $K_{8.72} = \text{"coeficiente de resistencia en curva de 90 grados" } K_{90\text{deg_bend}}(r_{\text{desc}8.72}; D_{8.7}; \text{RelRough})$
 $r_{\text{desc}8.72} = 0,02$
 $h_{\text{desc}8.73} = \text{" 2 Ts de entrada al colector" } K_{8.73} * ((c_{8.7}^2) / (2 * g)) * 2$
 $K_{8.73} = \text{"coeficiente de resistencia en T" } K_{\text{Tee_branched}}(\text{RelRough})$
 $h_{\text{Tdesc}} = \text{"caída de presión total en línea de descarga, m de tubería" } h_{\text{desc}10} + h_{\text{desc}10.1} + h_{\text{desc}10.2} + h_{\text{desc}8.71} + h_{\text{desc}8.72} + h_{\text{desc}8.73}$

"B_12 Línea de líquido: el punto 3 se sitúa por presión sumándole al punto 4 la pérdida de carga producida por la válvula de laminación, que según el software Coolselector2 es de 8,992 bar."

$AP_{\text{liq}} = \text{"caída de presión en línea de líquido, Pa" } (h_{\text{liqT}} * o_{\text{liq}} * g) * 1,15$
 "incluido un 15% estimado en los elementos: depósito de líquido, visor de líquido, filtro deshidratador y caudalímetro"
 $o_{\text{liq}} = \text{Density}(\text{R}22; T=T_{\text{liq}}; P=P_{\text{liq}})$
 $h_{\text{liq}1} = f_{\text{liq}1} * L_{7.45} / D_{7.45} * ((c_{7.45}^2) / (2 * g))$
 $R_{\text{eliq}1} = (c_{7.45} * D_{7.45} * o_{\text{liq}}) / u_{\text{liq}}$
 $f_{\text{liq}1} = \text{if}(R_{\text{eliq}1}; 2300; X11; Y11; Z11)$
 $X11 = 64 / R_{\text{eliq}1}$
 $Y11 = 64 / R_{\text{eliq}1}$
 $Z11 = 0,25 / (\log_{10}((\text{RelRough}/3,7) + (5,74 / R_{\text{eliq}1}^{0,9})))^2$
 $c_{7.45} = V_{\text{dot_rl}} / S_{7.45}$

$$V_{\dot{r}l} = m_{\dot{r}} / o_{liq}$$

$$D_{7.45} = 0,00745 - 0,001524$$

$$S_{7.45} = \pi \cdot ((D_{7.45} / 2) ^2)$$

$$T_{liq} = T_3$$

$$P_{liq} = P_2 - AP_{co} - AP_{desc}$$

$$L_{7.45} = 0,23$$

$$h_{liq2} = f_{liq2} \cdot L_{9.6} / D_{9.6} \cdot ((c_{9.6} ^2) / (2 \cdot g))$$

$$R_{eliq2} = (c_{9.6} \cdot D_{9.6} \cdot o_{liq}) / u_{liq}$$

$$f_{liq2} = \text{if}(R_{eliq2}; 2300; Xl2; Yl2; Zl2)$$

$$Xl2 = 64 / R_{eliq2}$$

$$Yl2 = 64 / R_{eliq2}$$

$$Zl2 = 0,25 / (\log_{10}((\text{RelRough}/3,7) + (5,74 / R_{eliq2} ^{0,9})))^2$$

$$c_{9.6} = V_{\dot{r}l} / S_{9.6}$$

$$D_{9.6} = 0,0096 - 0,001524$$

$$S_{9.6} = \pi \cdot ((D_{9.6} / 2) ^2)$$

$$u_{liq} = \text{Viscosity}(R_{22}; T=T_{liq}; P=P_{liq})$$

$$L_{9.6} = 2,34$$

$$h_{liq11} = \text{"reducción"} K_{11} \cdot ((c_{7.45} ^2) / (2 \cdot g))$$

$$K_{11} = K_{\text{Sudden_Contraction}}(D_{9.6}; D_{8.7})$$

$$h_{liq21} = \text{"reducción"} K_{21} \cdot ((c_{9.6} ^2) / (2 \cdot g))$$

$$K_{21} = K_{\text{Sudden_Contraction}}(D_{12.65}; D_{9.6})$$

$$h_{liq22} = \text{"7 codos 90 grados"} (k_{22} \cdot (c_{9.6} ^2) / (2 \cdot g)) \cdot 7$$

$$K_{22} = K_{90\text{deg_bend}}(r_{liq22}; D_{9.6}; \text{RelRough})$$

$$r_{liq22} = 0,02$$

$$h_{liq23} = \text{"4 curvas de 180 grados"} ((k_{23} \cdot (c_{9.6} ^2) / (2 \cdot g)) \cdot 4$$

$$k_{23} = K_{\text{ReturnBend}}(\text{RelRough})$$

$$h_{liqT} = \text{"caida de presión total en línea de líquido, metros lineales de tubería"}$$

$$h_{liq1} + h_{liq2} + h_{liq11} + h_{liq21} + h_{liq22} + h_{liq23}$$

"B_13 Línea de aspiración:"

$$AP_{asp} = h_{Tasp} \cdot o_{asp} \cdot g$$

$$o_asp = \text{Density}(R22; T=T_asp; P=P_asp)$$

$$h_asp1 = f_asp * L_{12.65} / D_{12.65} * ((c_asp ^ 2) / (2 * g))$$

$$R_easp = (c_asp * D_{12.65} * o_asp) / u_{liq}$$

$$f_asp = \text{if}(R_easp; 2300; Xa; Ya; Za)$$

$$Xa = 64 / R_easp$$

$$Ya = 64 / R_easp$$

$$Za = 0,25 / (\log_{10}((\text{RelRough}/3,7) + (5,74 / R_easp ^ 0,9)))^2$$

$$c_asp = V_dot_ra / S_{12.65}$$

$$V_dot_ra = m_dot_r / o_asp$$

$$D_{12.65} = 0,01265 - 0,001524$$

$$S_{12.65} = \pi * ((D_{12.65} / 2) ^ 2)$$

$$u_asp = \text{Viscosity}(R22; T=T_{liq}; P=P_{liq})$$

$$T_asp = T_1$$

$$P_asp = (P_1 + P_{11}) / 2$$

$$L_{12.65} = 1,44$$

$$h_asp11 = \text{"6 codos de 90 grados"} (k_{11} * (c_asp ^ 2) / (2 * g)) * 6$$

$$K_{11} = K_{90deg_bend}(r_{11}; D_{12.65}; \text{RelRough})$$

$$h_{Tasp} = \text{"caída de presión total en línea de aspiración, metros lineales de tubería"} h_asp1 + h_asp11$$

"B_2 Pérdidas de carga en el evaporador:"

AP_ev = " caída de presión en el interior de tuberías del evaporador, Pa" $((o_{r1} * (c_{r1})^2 * L_{ev} * p_{tev} * f_{ev}) / D_{tev} + (2 * p_{tev} * o_{r1} * (c_{r1})^2))$ "para una desviación de +5% de los valores reales"

$$o_{r1} = \text{"densidad del refrigerante, kg/m}^3\text{" Density}(R22; T=T_{mev}; P=P_{mev})$$

$$V_dot_r1 = \text{"flujo volumétrico, m}^3\text{/s"} m_dot_r / o_{r1}$$

$$c_{r1} = \text{"velocidad del flujo, m/s"} V_dot_r1 / S_{ev}$$

$$S_{ev} = \text{"sección del tubo, m}^2\text{"} 2 * \pi * ((D_{tev} / 2) ^ 2)$$

$$D_{tev} = \text{"diámetro de la tubería del evaporador, m"} 0,016 - 0,001626$$

$L_{ev} = \text{"longitud de cada tubo, m"} \ 0,166$
 $p_{tev} = \text{"pasos por tubo, unidades"} \ 30$
 $f_{ev} = \text{"factor de fricción"} \ 0,0028 + 0,25 * (R_{e1})^{-0,32}$
 $R_{e1} = \text{"valor del número de Reynolds"} \ (o_{r1} * c_{r1} * D_{tev}) / u_{r1}$
 $u_{r1} = \text{"viscosidad dinámica, kg/m*s"} \ \text{Viscosity}(R22;T=T_{mev};P=P_{mev})$
 $T_{mev} = \text{"temperatura media del refrigerante en el evaporador, K"} \ (T_4 + T_1) / 2$
 $P_{mev} = \text{"presión media del refrigerante en el evaporador, Pa"} \ P_1$

"B_3 Pérdidas de carga en el condensador:"

$AP_{co} = ((o_{r2} * (c_{r2})^2 * L_{co} * p_{tco}) / D_{tco}) * f_{co} + 2 * p_{tco} * o_{r2} * (c_{r2})^2$
 $o_{r2} = \text{Density}(R22;T=T_{mco};P=P_{mco})$
 $T_{mco} = T_3$
 $P_{mco} = P_{22}$
 $V_{dot_{r2}} = m_{dot_r} / o_{r2}$
 $c_{r2} = V_{dot_{r2}} / S_{co}$
 $S_{co} = 2 * \pi * (D_{tco} / 2)^2$
 $D_{tco} = 0,0087 - 0,001524$
 $L_{co} = 0,217$
 $p_{tco} = 40$
 $f_{co} = 0,0028 + 0,25 * (R_{e2})^{-0,32}$
 $R_{e2} = (o_{r2} * c_{r2} * D_{tco}) / u_{r2}$
 $u_{r2} = \text{Viscosity}(R22;T=T_{mco};P=P_{mco})$

1.5. Soluciones EES

Unidades SI, K, Pa, J, kg

$AP_{asp} = 3731$	$hT_{desc} = 19,37$	$Reliq2 = 239499$
$AP_{co} = 107072$	$K_{10.1} = 0,1348$	$rliq22 = 0,02$

APdesc = 8804	K10.2 = 0,5229	S10 = 0,00005643
APev = 14908	K11 = 0,1052	S12.65 = 0,00009722
APliq = 18131	K21 = 0,2366	S7.45 = 0,00002758
c10 = 8,115	k22 = 0,1317	S8.7 = 0,00004044
c7.45 = 14,76	k23 = 0,4358	S9.6 = 0,00005123
c8.7 = 11,32	K8.71 = 0,1416	Sco = 0,00008089
c9.6 = 7,95	k8.72 = 0,1247	Sev = 0,0003245
casp = 12,6	K8.73 = 0,5229	T1 = 293,7
cr1 = 3,599	L10 = 1,315	T11 = 270,4
cr2 = 4,519	L12.65 = 1,44	T2 = 351,2
D10 = 0,008476	L7.45 = 0,23	T22 = 308,4
D12.65 = 0,01113	L9.6 = 2,34	T3 = 309
D7.45 = 0,005926	Lco = 0,217	T4 = 271,1
D8.7 = 0,007176	Lev = 0,166	Tasp = 293,7
D9.6 = 0,008076	mr = 0,02122	Tdesc = 351,2
Dtco = 0,007176	o3 = 1698	Tliq = 309
Dtev = 0,01437	oasp = 17,33	Tmco = 309
fasp = 0,01609	odesc = 46,35	Tmev = 282,4
fco = 0,008517	oliq = 52,11	uasp = 0,00001397
fdesc = 0,01561	or1 = 18,17	udesc = 0,00001564
fev = 0,009667	or2 = 58,05	uliq = 0,00001397

fliq1 = 0,01433	P1 = 451800	ur1 = 0,00001243
fliq2 = 0,01515	P11 = 455531	ur2 = 0,00001404
g = 9,807	P2 = 1,371E+06	Vr = 0,0000125
h1 = 420778	P22 = 1,362E+06	Vr1 = 0,001168
h11 = 403957	P3 = 1,237E+06	Vr2 = 0,0003656
h2 = 452368	P33 = 1,255E+06	Vra = 0,001225
h22 = 415410	P4 = 470439	Vrd = 0,0004579
h3 = 238577	Pasp = 453666	Vrl = 0,0004072
h4 = 238577	Pdesc = 1,371E+06	Xa = 0,0003681
hasp1 = 16,85	Pliq = 1,255E+06	Xd = 0,0003141
hasp11 = 5,107	Pmco = 1,362E+06	Xl1 = 0,0001961
hdesc10 = 8,134	Pmev = 451800	Xl2 = 0,0002672
hdesc10.1 = 0,905	ptco = 40	x11 = 1
hdesc10.2 = 1,756	ptev = 30	x22 = 1
hdesc8.71 = 0,9255	Pvexp = 899200	x4 = 0,1985
hdesc8.72 = 0,8151	Qr = 3510	Ya = 0,0003681
hdesc8.73 = 6,835	RelRough = 0,000015	Yd = 0,0003141
hliq1 = 6,183	r10 = 0,02	Yl1 = 0,0001961
hliq11 = 1,17	r11 = 0,04797	Yl2 = 0,0002672
hliq2 = 14,15	rdesc8.72 = 0,02	Za = 0,01609
hliq21 = 0,7622	Re1 = 75609	Zd = 0,01561

$h_{liq22} = 2,97$	$Re_2 = 134075$	$ZI_1 = 0,01433$
$h_{liq23} = 5,616$	$Re_{asp} = 173844$	$ZI_2 = 0,01515$
$h_{liqT} = 30,85$	$Redesc = 203782$	$W_{comp} = 670,4$
$h_{Tasp} = 21,95$	$Reliq_1 = 326390$	$COP = 5,235$

- Caída de presión en línea de líquido incluidos los accidentes = 18131 Pa
- Caída de presión en línea de aspiración incluidos los accidentes = 3731 Pa
- Caída de presión en la línea de descarga incluidos los accidentes = 8804 Pa
- Caída de presión en el evaporador = 14908 Pa
- Caída de presión en el condensador = 107072 Pa

La potencia frigorífica de la instalación se calcula como:

$$Q_{\dot{r}} = (h_{11} - h_4) * m_{\dot{r}} = 3510 \quad \text{Potencia frigorífica de la instalación, W} \quad (1.5.1)$$

$$W_{\dot{comp}} = (h_2 - h_1) * m_{\dot{r}} = 670,4 \quad \text{Potencia útil del compresor, W} \quad (1.5.2)$$

$$COP = \frac{Q_{\dot{r}}}{W_{\dot{comp}}} = 5,235 \quad \text{Eficiencia de la instalación, R-22} \quad (1.5.3)$$

Donde:

- h_{11} = entalpía de salida del evaporador, kJ/kg
- h_4 = entalpía de salida de la válvula de expansión, kJ/kg
- $m_{\dot{r}}$ = caudal másico de refrigerante, kg/s
- h_2 = entalpía de salida del compresor, kJ/kg

- h_1 = entalpía de entrada al compresor, kJ/kg

1.6. Confirmación de datos, Coolselector & NIST.

Durante esta experiencia se han tenido en cuenta las siguientes limitaciones del Coolselector2:

- No existe tubería de diámetro 12 mm para la zona de aspiración.
- No existen "Tes" de accesorios ni curvas de 180 grados, en lugar de estas últimas he utilizado la suma de dos codos de 90°.
- No especifica el radio de curva para los codos de 90°
- No incluye el depósito de líquido o caudalímetro en la base de datos.
- Se tiene en cuenta el cálculo estimado de la pérdida de presión en los elementos de la zona de líquido del 15% del total de la línea de líquido.
- No permite calcular la caída de presión en intercambiadores de calor.

Procedimiento: se ha obtenido la pérdida de carga del fluido en tramos rectos y accidentes utilizando el Coolselector2, conservando las mismas condiciones de partida que en el caso anterior y las mismas ecuaciones de cálculo en intercambiadores de calor. A través del NIST se han obtenido los demás valores de temperatura, presión, entalpía, entropía, volumen específico y título de vapor. A continuación se dan los resultados de la actividad conjunta de ambos simuladores:

T_{11} = "temperatura de admisión del compresor, K" 293,65

T_{22} = "temperatura de descarga del compresor" 351,15

x_{11} = "título a la salida del evaporador" 1

x_{22} = "título a la entrada del condensador" 1

$x_{33} = 0$

P_{11} = "presión a la salida del evaporador, Pa" $P_{11} = P_1 + AP_{asp}$

P_1 = "presión absoluta de entrada al compresor" 451800

P_2 = "presión absoluta de salida del compresor" 1371000

P_{22} = "presión a la entrada del condensador" $P_{22} = P_2 - AP_{desc}$

P_{33} = "presión a la salida del condensador" $P_{33} = P_{22} - AP_{co}$

$P_3 = \text{"presión a la entrada de la válvula de expansión"} P_{22} - AP_{co} - AP_{liq}$

$P_4 = \text{"presión a la entrada del evaporador"} P_{11} + AP_{ev}$

B_11 Línea de descarga:"

$AP_{desc} = \text{"caída de presión, conversión de bar a Pa"} 0,065 * 100000$

$AP_{liq} = \text{"caída de presión, conversión de bar a Pa"} (0,007 * 100000) * 1,15$

"incluido un 15% estimado en los elementos: depósito de líquido, visor de líquido, filtro deshidratador y caudalímetro"

"B_13 Línea de aspiración:"

$AP_{asp} = \text{"caída de presión, conversión de bar a Pa"} 0,022 * 100000$

"B_2 Pérdidas de carga en el evaporador:"

$AP_{ev} = \text{"caída de presión en el interior de tuberías del evaporador, Pa"} ((o_{r1} * (c_{r1})^2 * L_{ev} * p_{tev} * f_{ev}) / D_{tev} + (2 * p_{tev} * o_{r1} * (c_{r1})^2)) \text{"para una desviación de +5% de los valores reales"}$

$o_{r1} = \text{"densidad del refrigerante, kg/m}^3\text{" Density(R22;T=T_{mev};P=P_{mev})}$

$V_{dot_{r1}} = \text{"flujo volumétrico, m}^3\text{/s"} m_{dot_r} / o_{r1}$

$c_{r1} = \text{"velocidad del flujo, m/s"} V_{dot_{r1}} / S_{ev}$

$S_{ev} = \text{"sección del tubo, m}^2\text{"} 2 * \pi * (D_{tev} / 2) ^2$

$D_{tev} = \text{"diámetro de la tubería del evaporador, m"} 0,016 - 0,001626$

$L_{ev} = \text{"longitud de cada tubo, m"} 0,166$

$p_{tev} = \text{"pasos por tubo, unidades"} 30$

$f_{ev} = \text{"factor de fricción"} 0,0028 + 0,25 * (R_{e1}) ^{-0,32}$

$R_{e1} = \text{"valor del número de Reynolds"} (o_{r1} * c_{r1} * D_{tev}) / u_{r1}$

$u_{r1} = \text{"viscosidad dinámica, kg/m*s"} Viscosity(R22;T=T_{mev};P=P_{mev})$

$T_{mev} = \text{"temperatura media del refrigerante evaporador,K"} (T_4 + T_1) / 2$

$P_{mev} = \text{"presión media del refrigerante en el evaporador, Pa"} P_1$

"B_3 Pérdidas de carga en el condensador:"

$AP_{co} = ((o_{r2} * (c_{r2})^2 * L_{co} * p_{tco}) / D_{tco}) * f_{co} + 2 * p_{tco} * o_{r2} * (c_{r2})^2$

$o_{r2} = \text{Density(R22;T=T_{mco};P=P_{mco})}$

$$T_{mco} = T_3$$

$$P_{mco} = P_{22}$$

$$V_{dot_r2} = m_{dot_r} / o_{r2}$$

$$c_{r2} = V_{dot_r2} / S_{co}$$

$$S_{co} = 2 * \pi * (D_{tco} / 2)^2$$

$$D_{tco} = 0,0087 - 0,001524$$

$$L_{co} = 0,217$$

$$p_{tco} = 40$$

$$f_{co} = 0,0028 + 0,25 * (R_{e2})^{(-0,32)}$$

$$R_{e2} = (o_{r2} * c_{r2} * D_{tco}) / \mu_{r2}$$

$$\mu_{r2} = \text{Viscosity}(R22; T=T_{mco}; P=P_{mco})$$

1ª aproximación:

	NIST 1ª	EES
$h_{11} = f(x_{11}, P_{11})$	404050	403957
$h_1 = f(T_1, P_1)$	420820	420778
$h_2 = f(T_2, P_2)$	452420	452368
$h_{22} = f(x_{22}, P_{22})$	415360	415410
$h_3 = f(x_3, P_3)$	238940	238577
$h_4 = h_3$	238940	238577

Tabla 1.6.1 – 1ª aproximación

$$\rho_3 = 1163,4$$

Densidad en la zona de líquido, dato NIST, Kg/m^3 (1.6.1)

$$V_{dot_r} = 0,0000125$$

Caudal volumétrico medido en el caudalímetro, es dato, m^3/s (1.6.2)

$$m_{dot_r} = V_{dot_r} * \rho_3 = 0,0145 \quad \text{Caudal másico, Kg/s} \quad (1.6.3)$$

$$Q_{dot_r} = (h_{11} - h_4) * m_{dot_r} \quad \text{Potencia frigorífica, W} \quad (1.6.4)$$

$$= 2394,095$$

Se aplica ahora esta última potencia frigorífica en la simulación de la pérdida de presión del Coolselector2, resultando:

	NIST 2ª	EES
$h_{11} = f(x_{11}, P_{11})$	404000	403957
$h_1 = f(T_1, P_1)$	420820	420778
$h_2 = f(T_2, P_2)$	452420	452368
$h_{22} = f(x_{22}, P_{22})$	415400	415410
$h_3 = f(x_3, P_3)$	239260	238577
$h_4 = h_3$	239260	238577

Tabla 1.6.2 – 2ª aproximación

A continuación se exponen los valores corregidos en los distintos puntos del diagrama p-h:

R-22 (Coolselector2 & NIST)							
	T (K)	P (Pa)	D (kg/m ³)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	x (kg/kg)	u (kg/m*s)
11	270,4	454000	19,414	404000	1754,8	1	0,0000129
1	293,65	451800	17,249	420820	1814,9	V.S.	0,00001194
2	351,15	1,37E+06	46,317	452420	1816,7	V.S.	0,00001564
22	308,4	1,37E+06	58,45	415400	1704,5	1	0,00001402
3	309	1,26E+06	1162,3	239260	1133,6	0	0,0001465
4	271,066	468910	94,058	239260	1144,8	0,20051	0,0002152

Tabla 1.6.3 – valores diagrama p-h

$$o_3 = 1162,3 \quad \text{Densidad en la zona de líquido, dato NIST, Kg/m}^3 \quad (1.6.5)$$

$$V_{\dot{d}ot_r} = 0,0000125 \quad \text{Caudal volumétrico medido en el caudalímetro, es dato, m}^3/\text{s} \quad (1.6.6)$$

$$m_{\dot{d}ot_r} = V_{\dot{d}ot_r} * o_3 = 0,0145 \quad \text{Caudal másico, Kg/s} \quad (1.6.7)$$

$$Q_{\dot{d}ot_r} = (h_{11} - h_4) * m_{\dot{d}ot_r} = 2393,47 \quad \text{Potencia frigorífica, W} \quad (1.6.8)$$

$$W_{\dot{d}ot_{comp}} = (h_2 - h_1) * m_{\dot{d}ot_r} = 459,19 \quad \text{Potencia útil del compresor, W} \quad (1.6.9)$$

$$COP_{R22\text{corregido}} = 5,212 \quad \text{Coeficiente de Eficiencia corregido} \quad (1.6.10)$$

2. ACONDICIONAMIENTO DE VERANO. PARÁMETROS. DIAGRAMA PSICOMÉTRICO.

2.1. Introducción.

Para conseguir las llamadas condiciones de confort es necesaria la extracción de la carga térmica del recinto a climatizar, para ello se considera la equivalencia entre: sacar calor e introducir frío. Para introducir frío en un local se suele utilizar uno de los métodos siguientes:

Introducción de aire frío.

Introducción de agua fría.

Introducción simultánea de aire y agua fría.

Introducción de otro fluido frío distinto del agua y del aire.

Se tiene en cuenta que, excepto en el caso del aire, tanto si se trata de agua o cualquier otro fluido, entra y sale canalizado, sin mezclarse con el aire propio de la habitación. Cuando se emplea sólo aire frío, éste sí se mezcla con el aire de la habitación, sería llamado “todo aire”:

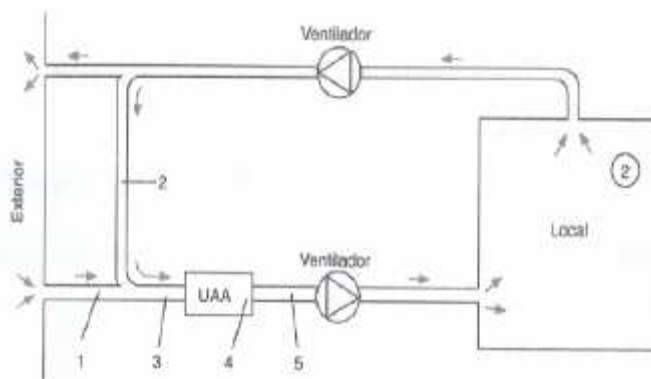


Figura 2.1.1 – esquema circuito “todo aire”.

Lo más común en el uso de aire frío, es mezclar aire exterior con aire procedente del local; esta mezcla se enfría en la UTA y se envía al interior del local.

En la figura 2.1.2 se pueden observar los distintos puntos del diagrama psicrométrico de un ejemplo con mezcla de dos corrientes de aire húmedo distintas:

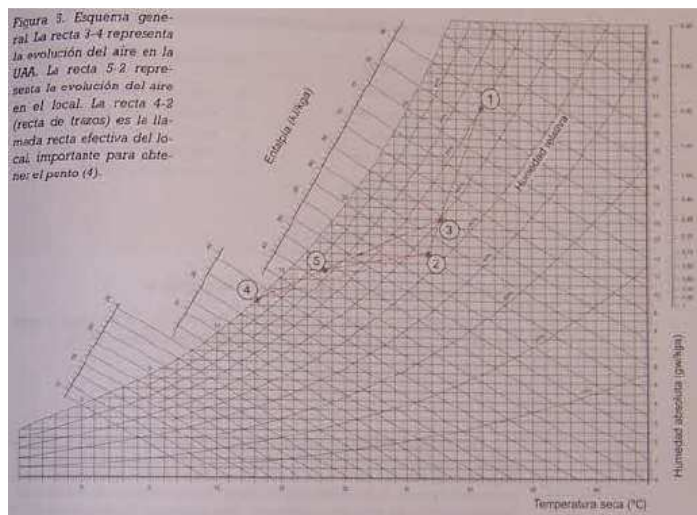


Figura 2.1.2 – ejemplo psicrométrico

- El punto 1 es la condición del aire exterior.
- El punto 2 es la condición del aire interior del local.
- El punto 3 es la condición de la entrada del aire a la UTA. Resultado de mezclar el aire exterior con el procedente del local.
- El punto 4 representa la temperatura de rocío de la máquina, o temperatura media de la superficie de la batería.
- El punto 5 es la condición del aire a la salida de la UTA, o aire de suministro.

La recta descrita por la unión de los puntos 3-4, es la llamada “*Recta de maniobra de la UTA*”.

La recta descrita por la unión de los puntos 5-2 es la llamada “*Recta térmica del local*”.

La recta descrita por la unión de los puntos 2-4 es llamada “*Recta térmica efectiva del local*”.

El factor del calor sensible efectivo, FCSE, es la relación entre las cargas sensibles del local entre el sumatorio de las cargas sensibles y latentes. Es un valor que se señala en la escala del factor del calor sensible a la derecha del diagrama. Su unión con el Foco del diagrama genera una paralela a la “*Recta térmica efectiva del local*” para así obtener la temperatura de rocío, punto 4.

$$FCSE = \frac{Q_{dot_{SE}}}{Q_{dot_{SE}} + Q_{dot_{LE}}} \quad \text{Factor de Calor Sensible Efectivo} \quad (1.1.5.1.1)$$

$$Q_{dot_f} = 1,2 * V_{dot} * (h_3 - h_5) \quad \text{Potencia Frigorífica, Kcal/h} \quad (1.1.5.1.2)$$

Caso particular 1: no hay aire exterior de ventilación.

El problema se resuelve de forma análoga a la anterior, teniendo en cuenta los siguientes puntos:

- El caudal de aire exterior de ventilación es nulo, $V_{dot_v} = 0$.
- La temperatura del aire de entrada en la UTA coincide con la temperatura del aire del local, $t_3 = t_2$.

Caso particular 2: todo es aire exterior.

En este caso:

- $V_{dot_v} = V_{dot}$, el aire entra en la UTA a la temperatura t_1 .

$t_3 = t_1$, la temperatura de aire a la entrada de la UTA coincide con la exterior del ambiente.

El objetivo de este apartado es el de estimar las condiciones del aire a su paso por la unidad de tratamiento, para el momento las condiciones detalladas a continuación.

La imposibilidad de toma de datos reales ha llevado a proceder con estimaciones basadas en fórmulas empíricas de psicometría y la utilización del EES como programa de cálculo. No ha sido posible obtener análisis realizados con anterioridad.

Según la Norma UNE 10000:2001 se definen las condiciones exteriores de verano, las interiores se consideran las de confort:

Aire exterior

Temperatura seca= +24.9°C

Temperatura húmeda = +20°C

Aire interior

Temperatura seca = +21°C

Humedad relativa = 50%

Se han realizado dos experiencias distintas:

- Para el caso particular en el que hay una renovación nula del aire de impulsión: $V_{\dot{v}} = 0$, $T_{3'} = T_2$
- Para el caso particular de utilización exclusiva de aire exterior:
 $V_{\dot{v}} = V_{\dot{v}_v}$, $T_3 = T_1$

No ha sido posible la simulación de mezcla de flujos de aire de renovación y de retorno debido a la falta de datos.

Se analizan las condiciones del aire a la entrada del evaporador y a su salida, para estimar la presión a la entrada del evaporador se recurre a la correlación de las siguientes expresiones:

$$P = \frac{1}{2} * \rho * c^2 \quad \text{Presión dinámica, Pa} \quad (2.1)$$

$$\rho = \frac{1}{T} * P - HR * \frac{P_{ws}}{R_a} + HR * \frac{P_{ws}}{R_w} \quad \text{Densidad del aire, Kg/m}^3 \quad (2.2)$$

$$P = \frac{1}{2} * c^2 * \left[\frac{P - HR * P_{ws}}{R_a * T} + HR * \frac{P_{ws}}{R_w} \right] + P_{atm} \quad \text{Una única ecuación, Pa} \quad (2.3)$$

Donde:

- C = velocidad del aire, m/s
- T = temperatura del aire, K
- HR = humedad relativa, %
- P_{ws} = presión de saturación del vapor de agua del aire
- R_a = constante del aire seco, l/kg*K

- R_w = constante del vapor de agua, J/kg*K
- P_{atm} = presión atmosférica, Pa

La ecuación de la densidad del aire es aportada por la fuente: “*Enciclopedia de la Climatización*”.

Para estimar la presión del aire a la salida del evaporador se recurre a la pérdida de presión producida por el aire a su paso por la batería del evaporador:

$$P_b = P_a - \frac{G_t^2}{\rho * D_e} * f_c * (N + 1) * X_c \quad \text{Presión a la salida del evaporador del aire, Pa} \quad (2.4)$$

$$G_t = m_{dot_{air}} / S \quad \text{Velocidad másica de paso transversal, kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad (2.5)$$

$$S = \frac{X_c}{e} * a * b \quad \text{Área de paso máxima entre bafles, m}^2 \quad (2.6)$$

$$D_e = 3,44 * \frac{e^2}{\sqrt{3} * d} - d \quad \text{Diámetro equivalente del paso de tubos con disposición triangular, m} \quad (2.7)$$

$$f' = 0,007 + 0,528 * R_e^{-0,42} \quad \text{Factor de fricción del paso del aire a través de la batería} \quad (2.8)$$

$$R_e = G_t * \frac{D_e}{u} \quad \text{Número de Reynolds} \quad (2.9)$$

Donde:

- P_a = presión a la entrada del evaporador del aire, Pa

- ρ = densidad del aire kg/m^3
- N = número de bafles
- X_c = diámetro equivalente de la carcasa del baffle, m
- e = distancia entre centros de los tubos, m
- a = espacio entre tubos, m
- b = distancia entre bafles consecutivos, m
- Π = número Pi 3,1415
- d = diámetro de los tubos, m
- u = viscosidad dinámica del aire, $\text{kg/m}^2\text{s}$

Utilizando el EES para resolver las ecuaciones se puede luego obtener las entalpías de aire de entrada directamente, para las de salida del evaporador se hace uso del balance de energía en ese volumen de control, de esta manera se obtiene la temperatura de impulsión estimada para ambos casos de renovación nula y uso exclusivo de aire exterior.

La ecuación utilizada para deducir las temperaturas de rocío ha sido:

$$T_5 = f * (T_3 - T_4) + T_4 \quad \text{Temperatura de salida del evaporador, K.} \quad (2.10)$$

Donde:

- T_3 = temperatura de entrada al evaporador, K.
- T_4 = temperatura de rocío/ dew point, K.
- f = factor bypass de la batería del evaporador: 0,25.

2.2. Operaciones con EES.

Se ensaya para los dos casos anteriores de la siguiente manera:

"Ciclo real de compresión con R-22"

T_1 = "temperatura de admisión del compresor" 293,65

T_2 = "temperatura de descarga del compresor" 351,15

$T_3 =$ "temperatura a la entrada de la válvula de expansión = temperatura de salida del condensador+temperatura de subenfriamiento total" 309

$T_4 =$ "temperatura a la salida de la válvula de expansión = temperatura de entrada en el evaporador" 271,066

$P_{11} =$ "presión a la salida del evaporador" $P_1 + AP_{asp}$

$P_1 =$ "presión absoluta de entrada al compresor" 451800

$P_2 =$ "presión absoluta de salida del compresor" 1371000

$P_{22} =$ "presión a la entrada del condensador" $P_2 - AP_{desc}$

$P_{33} =$ "presión a la salida del condensador" $P_{22} - AP_{co}$

$P_3 =$ "presión a la entrada de la válvula de expansión" $P_{22} - AP_{co} - AP_{liq}$

$P_4 =$ "presión a la entrada del evaporador" $P_{11} + AP_{ev}$

$AP_{asp} =$ "valor corregido COOLSELECTOR2" 2200

$AP_{co} =$ "valor corregido COOLSELECTOR2" 106829

$AP_{desc} =$ "valor corregido COOLSELECTOR2" 6500

$AP_{ev} =$ "valor corregido COOLSELECTOR2" 14908

$AP_{liq} =$ "valor corregido COOLSELECTOR2" 805

$h_{11} =$ "Enthalpy(R22;x = 1;P=P₁₁)" "valor corregido NIST" 404000

$h_1 =$ "Enthalpy(R22;T=T₁;P=P₁)" "valor corregido NIST" 420820

$h_2 =$ "Enthalpy(R22;T=T₂;P=P₂)" "valor corregido NIST" 452420

$h_{22} =$ "Enthalpy(R22;x=1;P=P₂₂)" "valor corregido NIST" 415400

$h_3 =$ "Enthalpy(R22;x = 0;P=P₃)" "valor corregido NIST" 239260

$h_4 = h_3$

$V_{dot_r} = 0,0000125$

$m_{dot_r} = V_{dot_r} * \rho_3$

$\rho_3 =$ "Density(R22;x=0;P=3)" "valor corregido NIST" 1162,3

$Q_{dot_r} = m_{dot_r} * (h_{11} - h_4)$

"B) caso particular para una renovación nula del aire: $V_{dot_v} = 0$, $T_3' = T_2'$ "

"_ Se procede primeramente a la obtención de las condiciones del aire en el momento antes de su paso a través del evaporador"

$P_{2B} = \text{"presión del aire a la entrada al evaporador, Pa" } (0,5 * (c_{2B})^2) * (((P_{2B}) - ((HR_{2'}) * P_{ws2B})) / (Ra' * T_{2'}) + ((HR_{2'}) * (P_{ws2B})) / R_w') + P_o\#$
 "presión atmosférica"
 $P_{ws2B} = \text{"presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al evaporador" } P_{sat}(\text{steam}; T=T_{2'})$
 $c_{2B} = \text{"velocidad del aire a la entrada al evaporador" } 1,94$
 $Ra' = \text{" constante del aire seco, J/kg*K " } 278,1$
 $R_w' = \text{" constante del vapor de agua, J/kg*K " } 461,4$
 $h_{2'} = \text{"entalpía del aire a la entrada al evaporador, J/kg"}$
 $Enthalpy(\text{Air}_{ha}; T=T_{2'}; P=P_{2B})$
 $\omega_{2'} = \text{"humedad absoluta del aire a su entrada en la batería, kg agua/kg aire seco" } HumRat(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{2'}; r=HR_{2'}; P=P_{2B})$
 "_ Se calcula el estado del aire a la salida del evaporador"
 $h_{5B} = \text{"entalpía del aire de suministro al local, J/kg " } -q_{airB} + h_{2'}$
 $q_{airB} = \text{"calor específico transferido desde el aire, J/kg" } Q_{dot_r} / m_{dot_airB}$
 $m_{dot_airB} = \text{"caudal de aire a la entrada del evaporador, kg/m^3" } V_{dot_airB} / v_{airB}$
 $v_{airB} = \text{"volumen específico del aire a la entrada al evaporador, m^3/kg"}$
 $Volume(\text{Air}_{ha}; T=T_{2'}; P=P_{2B})$
 $\rho_{2B} = \text{"densidad del a ire a la entrada al evaporador, kg/m^3"}$
 $Density(\text{Air}_{ha}; T=T_{2'}; P=P_{2B})$
 $V_{dot_airB} = \text{"caudal volumétrico del aire a la entrada del evaporador, m^3/s"}$
 $S_{ev} * c_{2B}$
 $S_{ev} = \text{"superficie frontal del evaporador, m^2" } 0,1008$
 $T_{5B} = \text{"temperatura del aire a la salida del evaporador, K"}$
 $Temperature(\text{Air}_{ha}; P=P_{5B}; h=h_{5B})$
 "_ Para determinar la presión del aire en este punto se hace uso de la pérdida de presión al paso por la batería del evaporador"
 $P_{5B} = \text{"presión a la salida del evaporador = presión del aire a la entrada del evaporador menos la caída de presión del aire a su paso, Pa" } P_{2B} - (((G_{tB})^2 / (\rho_{mevB} * D_e)) * f'_B * (N + 1) * X_c)$

P_{vap5B} = "presión de vapor del aire a la salida de la batería, Pa"

Pressure(Steam;T=T_5B;h=h_steam5B)

h_{steam5B} = "entalpía del vapor a la salida de la batería"

Enthalpy(Steam;T=T_5B;P=P5B)

ω_{5B} = "humedad absoluta del aire a su salida de la batería, kg agua/kg aire seco"
HumRat(AirH2O;T=T_5B;D=dp_5B;P=P5B)

f = "factor bypass de la batería" 0,25

dp_{5B} = "temperatura de rocío de la batería, K" $((T_{\text{5B}}) - (T_{\text{2'}}) * f) / ((-f) + 1)$

ω_{4B} = "humedad absoluta del aire en la zona de rocío, kg agua/kg aire seco"
HumRat(AirH2O;D=dp_5B;r=1;P=P5B)

G_{tB} = "velocidad másica de paso transversa, m/s" $(m_{\text{dot_airB}}) / S$

S = "área de paso máxima entre baffles, m²" $((X_{\text{c}}) / e) * a * b$

e = "distancia entre los centros de los tubos, m" 0,059

a = "espacio entre tubos, m" 0,044

b = "distancia entre baffles consecutivos, m" 0,029

ρ_{mevB} = "densidad media del aire al paso por la batería, kg/m³" $(\rho_{\text{5B}} + \rho_{\text{2B}}) / 2$

ρ_{5B} = "densidad del aire a la salida del evaporador, kg/m³"

Density(Air_ha;h=h_5B;P=P5B)

D_{e} = "diámetro equivalente del paso de tubos con disposición triangular, m"

$((3,44 * e^2) / (\pi * d)) - d$

d = "diámetro de los tubos, m" 0,015

f'_{B} = "factor de fricción del paso del aire a través de la batería" $0,007 + (0,528 * (R_{\text{eB}}^{-0,42}))$

R_{eB} = "número de Reynolds para la velocidad másica de paso transversal"

$(G_{\text{tB}} * D_{\text{e}}) / \mu_{\text{B}}$

μ_{B} = "viscosidad dinámica del aire, kg/m*s"

Viscosity(Air_ha;T=T_mevB;P=P_mevB)

T_{mevB} = "temperatura media equivalente del aire $(T_{\text{2'}} + T_{\text{5B}}) / 2$, K" 293,55

P_{mevB} = "presión media equivalente del aire $(P_{\text{2B}} + P_{\text{5B}}) / 2$, Pa" 101330,5

N = "número de baffles" $(L/b) - 1$

L = "ancho del intercambiador, m" 0,018

$X_c = \text{"diámetro equivalente de la carcasa del baffle, m"} 0,23712$

"C caso particular para utilización exclusiva de aire exterior: $V_{\dot{}} = V_{\dot{}}_v, T_3 = T_1$ "

$P_{1C} = \text{"presión del aire a la entrada al evaporador, Pa"} (0,5 * (c_{1C})^2) * (((P_{1C}) - ((HR_{1'}) * P_{ws1C})) / (Ra' * T_{1'}) + ((HR_{1'}) * (P_{ws1C})) / R_w') + P_o\#$
"presión atmosférica"

$P_{ws1C} = \text{"presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al evaporador"} P_{sat}(\text{steam}; T=T_{1'})$

$c_{1C} = \text{"velocidad del aire a la entrada al evaporador"} 1,806$

$h_{1'} = \text{"entalpía del aire a la entrada al evaporador, J/kg"}$

$\text{Enthalpy}(\text{Air}_{ha}; T=T_{1'}; P=P_{1C})$

$h_{5C} = \text{"entalpía del aire de suministro al local, J/kg"} -q_{airC} + h_{1'}$

$q_{airC} = \text{"calor específico transferido desde el aire, J/kg"} Q_{\dot{}}_r / m_{\dot{}}_{airC}$

$\omega_{1'} = \text{"humedad absoluta del aire a su entrada en la batería, kg agua/kg aire seco"} \text{HumRat}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{1'}; r=HR_{1'}; P=P_{1C})$

$m_{\dot{}}_{airC} = \text{"caudal de aire a la entrada del evaporador, kg/m^3"} V_{\dot{}}_{airC} / v_{airC}$

$v_{airC} = \text{"volumen específico del aire a la entrada al evaporador, m^3/kg"}$

$\text{Volume}(\text{Air}_{ha}; T=T_{1'}; P=P_{1C})$

$\rho_{1C} = \text{"densidad del a ire a la entrada al evaporador, kg/m^3"}$

$\text{Density}(\text{Air}_{ha}; T=T_{1'}; P=P_{1C})$

$V_{\dot{}}_{airC} = \text{"caudal volumétrico del aire a la entrada del evaporador, m^3/s"}$

$S_{ev} * c_{1C}$

$T_{5C} = \text{"temperatura del aire a la salida del evaporador, K"}$

$\text{Temperature}(\text{Air}_{ha}; P=P_{5C}; h=h_{5C})$

$P_{5C} = \text{"presión a la salida del evaporador = presión del aire a la entrada del evaporador menos la caída de presión del aire a su paso, Pa"} P_{1C} - (((G_{tC})^2 / (\rho_{mevC} * D_e)) * f'_C * (N + 1) * X_c)$

$h_{steam5C} = \text{"entalpía del vapor a la salida de la vatería"}$

$\text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{5C}; P=P_{5C})$

$\omega_{5C} = \text{"humedad absoluta del aire a su salida de la batería, kg agua/kg aire seco" HumRat(AirH2O;T=T_{5C};D=dp_{5C};P=P5C)}$
 $dp_{5C} = \text{"temperatura de rocío de la batería, K" } ((T_{5C}) - (T_{2'})^*f) / ((-f) + 1)$
 $\omega_{4C} = \text{"humedad absoluta del aire en la zona de rocío, kg agua/kg aire seco" HumRat(AirH2O;D=dp_{5C};r=1;P=P5C)}$
 $G_{tC} = \text{"velocidad másica de paso transversa, m/s" } (m_{\dot{air}C}) / S$
 $o_{mevC} = \text{"densidad media del aire al paso por la batería, kg/m^3" } (o_{5C} + o_{1C}) / 2$
 $o_{5C} = \text{"densidad del aire a la salida del evaporador, kg/m^3" Density(Air_{ha};h=h_{5C};P=P5C)}$
 $f'_{C} = \text{"factor de fricción del paso del aire a través de la batería" } 0,007 + (0,528 * (R_{eC}^{-0,42}))$
 $R_{eC} = \text{"número de Reynolds para la velocidad másica de paso transversal" } (G_{tC} * D_e) / u_C$
 $u_C = \text{"viscosidad dinámica del aire, kg/m*s" Viscosity(Air_{ha};T=T_{mevC};P=P_{mevC})}$
 $T_{mevC} = \text{"temperatura media equivalente del aire,K" } (T_{1'} + T_{5C}) / 2 \text{ " } 300,8$
 $P_{mevC} = \text{"presión media equivalente del aire (P_{1C} + P5C) / 2, Pa" } 101338$

2.3. Resultados con EES.

Unidades SI, K, Pa, J, kg

$a = 0,044$	$T_{mevC} = 300,8$
$b = 0,029$	$h_{steam5B} = 74001$
$c_{1C} = 1,806$	$h_{steam5C} = 103020$
$c_{2B} = 1,94$	$w_{1'} = 0,02664$
$d = 0,015$	$w_{5C} = 0,01821$
$De = 0,2391$	$w_{4C} = 0,01821$

$e = 0,059$	$dp_{5C} = 296,6$
$S_{ev} = 0,1008$	$h_{5B} = 291026$
$S = 0,005128$	$h_{5C} = 298008$
$f'B = 0,008995$	$u_B = 0,00001823$
$f'C = 0,009095$	$u_C = 0,00001858$
$Gt_B = 44,7$	$L = 0,018$
$Gt_C = 40,54$	$m_{airB} = 0,2293$
$HR1' = 0,7$	$m_{airC} = 0,2079$
$HR2' = 0,5$	$q_{airB} = 10440$
$h1' = 309521$	$q_{airC} = 11513$
$w_2' = 0,01183$	$Q_r = 2393$
$w_{5B} = 0,01008$	$N = -0,3793$
$w_{4B} = 0,01008$	$\sigma_{1C} = 1,142$
$dp_{5B} = 287,3$	$\sigma_{2B} = 1,172$
$Rw' = 461,4$	$\sigma_{5B} = 1,214$
$Ra' = 278,1$	$\sigma_{5C} = 1,186$
$Re_b = 586504$	$\sigma_{mevB} = 1,193$
$Re_c = 521821$	$\sigma_{mevC} = 1,164$
$v_{airB} = 0,853$	$P_{vap5b} = 2016$
$v_{airC} = 0,8757$	$P_{vap5c} = 3088$
$V_{\dot{airB}} = 0,1956$	$P_{5B} = 101326$

$$V_{\dot{\text{airC}}} = 0,182$$

$$P5C = 101334$$

$$T1' = 309,2$$

$$P1C = 101342$$

$$T2' = 301,2$$

$$P2B = 101335$$

$$T5B = 290,8$$

$$P_{ws1C} = 5945$$

$$T5C = 297,7$$

$$P_{ws2B} = 3782$$

$$T_{mevB} = 293,6$$

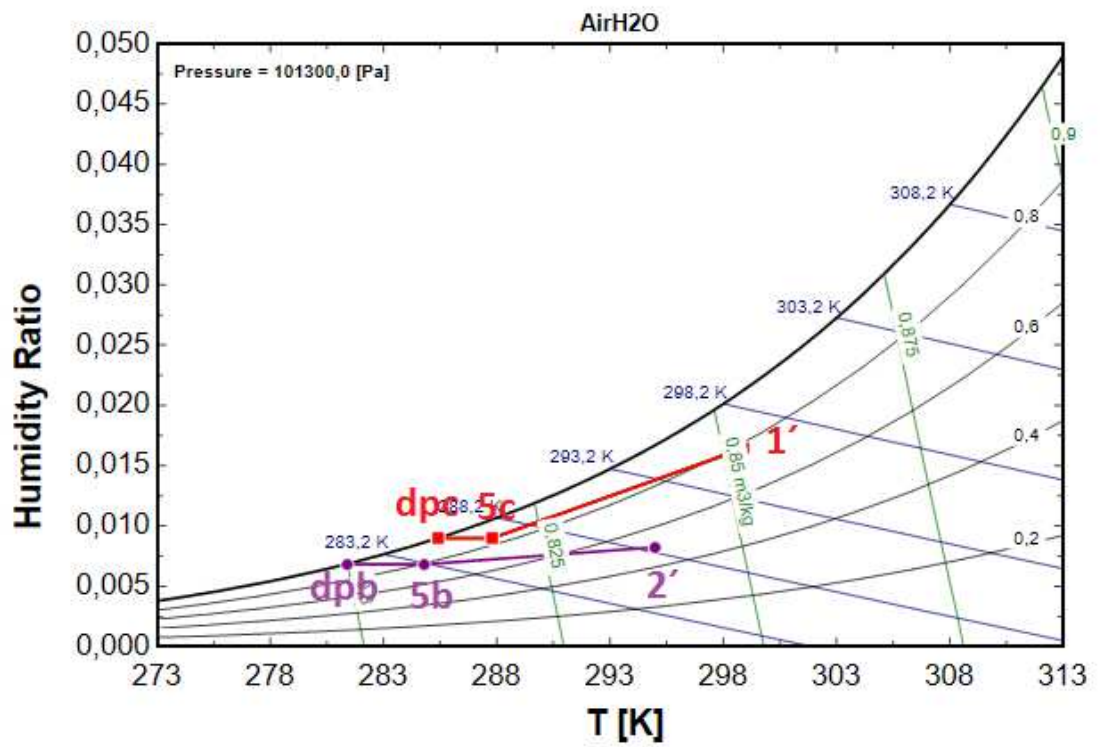


Figura 2.2.1– Diagrama psicrométrico.

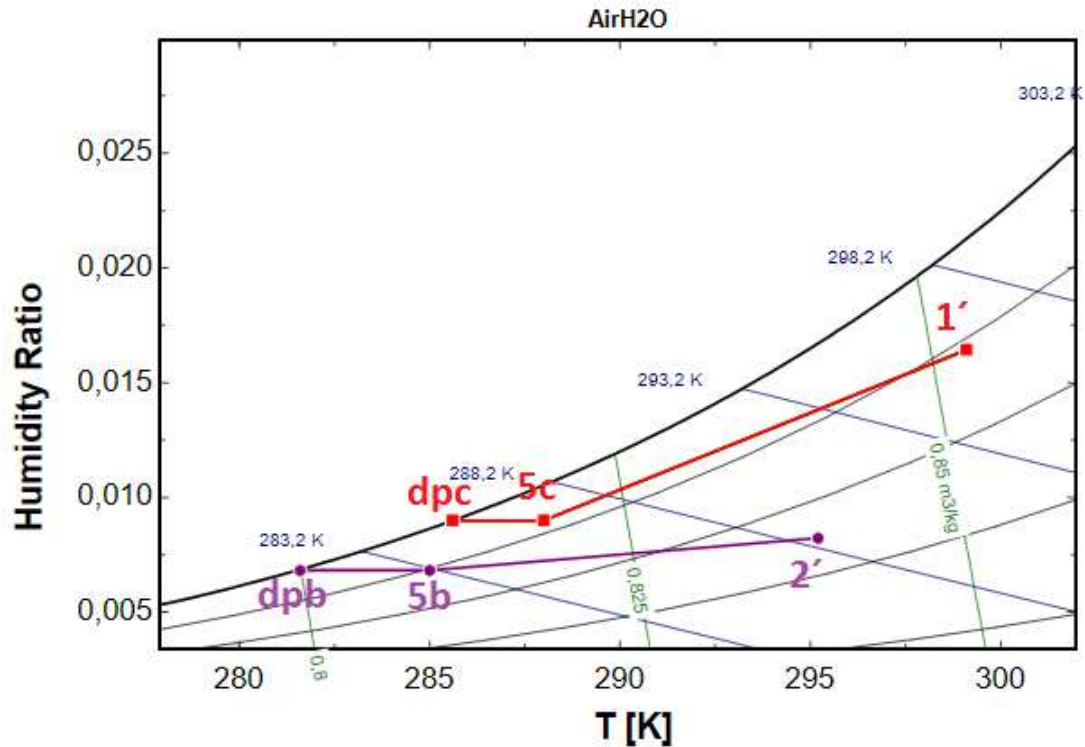


Figura 2.2.1– Diagrama psicrométrico – Zoom.

Evolución violeta: caso particular “todo es aire exterior”

El punto 1' corresponde a la entrada del aire en el evaporador

El punto 5C la salida del aire del evaporador

El punto dpC la temperatura de rocío del evaporador

Evolución roja: caso particular “renovación nula del aire de impulsión”

El punto 2' corresponde a la entrada del aire en el evaporador

El punto 5B la salida del aire del evaporador

El punto dpB la temperatura de rocío del evaporador

3. CÁLCULO DE LAS SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

En este apartado se trata la determinación de superficie útil de intercambio del evaporador.

Se hace uso de las siguientes ecuaciones:

$$Q = U_R * A * \Delta T_m \quad (3.1)$$

$$U_R = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} * \left(\frac{1}{h_i} + R_i\right) + \frac{A_o}{2 * \Pi * r_o} * L * (l_n r_o / r_i) / k + \frac{1}{X_{an}} * \left(\frac{1}{h} + R_e\right)} \quad (3.2)$$

$$A_i = 2 * \Pi * r_i * L \quad (3.3)$$

$$A_o = 2 * \Pi * (r_1^2 - r_o^2) * n * L + 2 * \Pi * r_o * (1 - n * w) * L \quad (3.4)$$

$$h = 0.17 * \frac{V_F^{0.6}}{(D'b)^{0.4}} * \left(\frac{p'}{p' - D'b}\right)^{0.6} \quad (3.5)$$

$$h_i = \frac{Q_{dot}}{T_s - T_m} \quad (3.6)$$

$$T_m = \frac{1}{V_{dot}} * \int_{A_c} T * c * dA_c \quad (3.7)$$

Siendo las ecuaciones:

(3.1) Velocidad de transferencia de calor, W.

(3.2) Coeficiente global real para tubos aleteados, W/m²*K.

(3.3) Área interior del tubo, m².

(3.4) Área exterior del tubo aleteado, m².

(3.5) Conductancia de película superficial exterior, W/m²*K.

(3.6) Coeficiente de transmisión superficial interior, $W/m^2 \cdot K$.

(3.7) Temperatura del flujo, K.

Donde:

- A = el área útil a determinar, m^2
- ΔT_m = la relación de temperaturas, K
- R_i = resistencia interna, $m^2 \cdot k/W$
- R_e = resistencia externa, $m^2 \cdot k/W$
- L = longitud del tubo aleteado, m
- r_o = radio del tubo hasta la base de las aletas, m
- r_i = radio del tubo hasta la superficie interna del mismo, m
- r_1 = radio del tubo hasta el límite radial de la aleta, m
- K = conductividad térmica del material, $W/m \cdot K$
- X_{an} = efectividad de las aletas
- $R_i = 0.000352$ para el caso del evaporador; 0.000176 para el caso del condensador, $m^2 \cdot \frac{K}{W}$.
- $R_e: 0.000175$ para ambos casos, $m^2 \cdot \frac{K}{W}$.
- V_F = la velocidad frontal del aire referida a toda el área frontal, m/s
- p' = la distancia centro a centro entre tubos horizontales, m
- $D'b$ = el diámetro del tubo a la base de la aleta, m
- T_s = la temperatura superficial del tubo, K
- V_{dot} = flujo volumétrico del fluido interno del tubo, m^3/s
- T = la temperatura del fluido en ese punto, K
- c = la velocidad del fluido interno, m/s
- A_c = área de sección circular interna del tubo, m^2
- K = conductancia del material de las aletas, aluminio, con un valor de 209.3, $W/m \cdot K$.

U_R tiene en cuenta el efecto de las aletas superficiales de las baterías, y de las resistencias térmicas por ensuciamiento, fuente: "R.Pomatta".

h , fuente: "Perry, R." *Chemical Engineer's handbook*".

R_i, R_e , fuente: base de datos del EES.

h_i , fuente: "Gregory F.Nellis, Sanford A.Klein".

La eficiencia del intercambiador, \mathcal{E} , se determina como la relación entre (la velocidad de transferencia de calor real) / (velocidad máxima de transferencia de calor) :

$$\mathcal{E} = \frac{Q_{dot}}{Q_{dot_{m\acute{a}x}}} \quad \text{Eficiencia} \quad (3.8)$$

$$Q_{dot} = C_c * (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad \text{Velocidad de transferencia de} \quad (3.9)$$

$$= C_h * (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad \text{calor real, W}$$

$$C_c = m_{dot_c} * c_{pc} \text{ , y } C_h = m_{dot_h} * c_{ph} \quad \text{Velocidad de capacidad} \quad (3.10)$$

calorífica del fluido frío y caliente, J/s*K

$$Q_{dot_{m\acute{a}x}} = C_{min} * (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad \text{Velocidad de transferencia de} \quad (3.11)$$

calor máxima, W

Donde:

- $T_{c,sal}$ = temperatura fluido frío saliente, K
- $T_{c,ent}$ = temperatura fluido frío entrante, K
- $T_{h,ent}$ = temperatura caliente entrante, K
- $T_{h,sal}$ = temperatura caliente saliente, K
- C_{min} = el menor entre C_h y C_c .

Para el cálculo de la diferencia media de temperaturas en los intercambiadores complejos como los disponibles en la instalación, con varios pasos de tubos por

carcasa y flujo cruzado se recurre al factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperatura (Log-Mean Temperature Difference Method)

$$\Delta T_{lm} = F * \Delta T_{lm,cf} \quad \text{Diferencia media de} \quad (3.12)$$

temperaturas, K

$$\Delta T_{lm,cf} = (T_{c1} - T_{c2}) + \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{\ln \frac{(T_{c1} - T_{f2})}{(T_{c2} - T_{f1})}} \quad \text{Diferencia media logarítmica} \quad (3.13)$$

de temperaturas, K

$$F = f(P, R) \quad \text{Factor de corrección} \quad (3.14)$$

$$P = \frac{t_{fe} - t_{fs}}{t_{ce} - t_{fe}} \quad \text{Constante} \quad (3.15)$$

$$Z = \frac{t_{ce} - t_{cs}}{t_{fs} - t_{fe}} \quad \text{Constante} \quad (3.16)$$

Es posible obtener el valor de F relacionando P y Z a partir de las gráficas propias del factor de aproximación, pero para los casos en que se produzcan cambios de estado en el interior de los intercambiadores se aplican las siguientes excepciones:

- Si el fluido caliente es el que experimenta el cambio de estado, caso del condensador, al ser $t_{ce} = t_{cs}$ se obtendría $Z = 0$, y $P = \text{finito}$, con lo que sea cual sea la configuración geométrica del cambiador se obtendrá $F = 1$, comportándose de igual manera que uno en contracorriente.
- Si el fluido frío es el que sufre el cambio de estado, caso del evaporador, al verificarse que $t_{fe} = t_{fs}$ se tendría $Z = \infty$ y $P = 0$, con lo que conduce en todas las configuraciones geométricas a posibles a una indeterminación del valor de F , pero al recordar la configuración de pasos múltiples al de una

combinación de cambiadores en equicorriente y contracorriente, se estima su comportamiento al de uno en contracorriente, siendo $F = 1$.

La expresión resultante para el área de intercambio será:

$$A = \frac{Q_{dot}}{U_R * \Delta T_{lm}} \quad \text{Area de intercambio, } m^2 \quad (3.17)$$

3.1. Operaciones con EES.

"DATOS DE PARTIDA"

"Ciclo real de compresión con R-22"

T_1 = "temperatura de admisión del compresor" 293,65

T_2 = "temperatura de descarga del compresor" 351,15

T_3 = "temperatura a la entrada de la válvula de expansión = temperatura de salida del condensador+temperatura de subenfriamiento total" 309

T_4 = "temperatura a la salida de la válvula de expansión = temperatura de entrada en el evaporador" 271,066

T_11 = "T_sat(R22;P=P_11)" 270,34

P_11 = "presión a la salida del evaporador" P_1 + AP_asp

P_1 = "presión absoluta de entrada al compresor" 451800

P_2 = "presión absoluta de salida del compresor" 1371000

P_22 = "presión a la entrada del condensador" P_2 - AP_desc

P_33 = "presión a la salida del condensador" P_22 - AP_co

P_3 = "presión a la entrada de la válvula de expansión" P_22 - AP_co - AP_liq

P_4 = "presión a la entrada del evaporador" P_11 + AP_ev

AP_asp= "valor corregido COOLSELECTOR2" 2200

AP_co= "valor corregido COOLSELECTOR2" 106829

AP_desc= "valor corregido COOLSELECTOR2" 6500

AP_ev= "valor corregido COOLSELECTOR2" 14908

AP_liq= "valor corregido COOLSELECTOR2" 805

h_11 = "Enthalpy(R22;x = 1;P=P_11)" "valor corregido NIST" 404000

h_1 = "Enthalpy(R22;T=T_1;P=P_1)" "valor corregido NIST" 420820

$h_2 = \text{"Enthalpy(R22;T=T_2;P=P_2)"} \text{"valor corregido NIST"} 452420$

$h_{22} = \text{"Enthalpy(R22;x=1;P=P_{22})"} \text{"valor corregido NIST"} 415400$

$h_3 = \text{"Enthalpy(R22;x = 0;P=P_3)"} \text{"valor corregido NIST"} 239260$

$h_4 = h_3$

$V_{\dot{r}} = 0,0000125$

$m_{\dot{r}} = V_{\dot{r}} * \rho_3$

$\rho_3 = \text{"Density(R22;x=0;P=3)"} \text{"valor corregido NIST"} 1162,3$

$Q_{\dot{r}} = m_{\dot{r}} * (h_{11} - h_4)$

" Cálculo psicométrico"

$T_{1'} = \text{"temperatura del aire exterior del local"} 309,15$

$T_{2'} = \text{"temperatura del aire interior del local"} 301,15$

$HR_{1'} = \text{"humedad relativa del aire exterior en tanto por uno"} 0,7$

$HR_{2'} = \text{"humedad relativa del aire interior en tanto por uno"} 0,5$

"Caso B: para una renovación nula del aire: $V_{\dot{v}} = 0$, $T_{3'} = T_{2'}$ "

$P_{2B} = \text{"presión del aire a la entrada al evaporador, Pa"} 101335$

$h_{2'} = \text{"entalpía del aire a la entrada al evaporador, J/kg"} 301466$

$h_{5B} = \text{"entalpía del aire de suministro al local, J/kg"} 291026$

$\rho_{2B} = \text{"densidad del aire a la entrada al evaporador, kg/m^3"} 1,172$

$c_{2B} = \text{"velocidad del aire a la entrada al evaporador"} 1,94$

" $V_{\dot{air} B} = 0,1956$ "

$m_{\dot{air} B} = \text{"caudal de aire a la entrada del evaporador, kg/m^3"} 0,2293$

$T_{5B} = \text{"temperatura del aire a la salida del evaporador, K"} 290,8$

$P_{5B} = \text{"presión a la salida del evaporador = presión del aire a la entrada del evaporador menos la caída de presión del aire a su paso, Pa"} 101326$

$\rho_{5B} = \text{"densidad del aire a la salida del evaporador, kg/m^3"} 1,214$

"Caso C: utilización exclusiva de aire exterior: $V_{\dot{v}} = V_{\dot{v}}$, $T_3 = T_{1'}$ "

$P_{1C} = 101342$

$h_{1'} = 309521$

$h_{5C} = 298008$

$\rho_{1C} = 1,142$

" $V_{\dot{air} C} = 0,182$ "

$m_{\dot{air} C} = 0,2079$

$$T_{5C} = 297,7$$

$$P_{5C} = 101334$$

$$\rho_{5C} = 1,186$$

"CALCULO DE LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO DEL EVAPORADOR, Para el Caso B renovación nula del aire: $\dot{V}_v = 0$, $T_3' = T_2'$ "

$$A_1 = \text{"superficie de transmisión del evaporador, m}^2\text{" } (Q_{dot1}) / ((U_{R1}) * (AT_{m1}))$$

$$U_{R1} = \text{"coeficiente global real para tubos aleteados, W/m}^2\text{*K " } 1 / ((A_{o1}/A_{i1}) * ((1/h_{i1}) + R_{i1}) + ((A_{o1}) * (\ln((r_{out1})/(r_{in1})))) / ((2 * \pi * L1) * k1) + (1 / X_{an1}) * ((1/h1) + R_{e1}))$$

$$R_{i1} = \text{"resistencia interna, (m}^2\text{)*(K/W)" } 0,000352$$

$$R_{e1} = \text{"resistencia externa, (m}^2\text{)*(K/W)" } 0,000175$$

$$A_{i1} = \text{"área interior del tubo, m}^2\text{" } 2 * (\pi) * (r_{in1}) * L1$$

$$A_{o1} = \text{"área exterior del tubo aleteado, m}^2\text{" } (2 * (\pi) * (((r_{11})^2) - ((r_{out1})^2))) * n1 * L1 + ((2 * (\pi)) * (r_{out1}) * (1 - (n1 * th1))) * L1$$

$$h_{i1} = \text{"coeficiente de transmisión superficial interior, W/m}^2\text{*K " } (Q_{dot1}) / ((T_{s1}) - (T_{m1}))$$

$$T_{s1} = \text{"temperatura estimada superficial del tubo, K" } ((T_4) + 0,1)$$

$$T_{m1} = \text{"temperatura estimada del flujo, K" } T_4$$

$$\dot{V}_{r1} = \text{"flujo volumétrico, m}^3\text{/s" } 0,001168$$

$$h1 = \text{"conductancia de película superficial exterior, W/m}^2\text{*K" } 0,17 * (((c_{2B})^{0,6}) / ((D_{b1})^{0,4})) * ((e'1) / ((e'1) - (D_{b1})))^{0,6}$$

$$D_{b1} = \text{"diámetro del tubo a la base de la aleta, m" } (r_{out1}) * 2$$

$$e'1 = \text{"distancia entre los centros de los tubos, m" } 0,059$$

$$L1 = \text{"longitud del tubo aleteado, m" } 0,285$$

$$n1 = \text{"número de aletas por metro" } 600$$

$$th1 = \text{"espesor de las aletas, m" } 0,0004$$

$$r_{out1} = \text{"radio del tubo hasta la base de las aletas, m" } 0,015$$

$$r_{in1} = \text{"radio del tubo hasta la superficie interna del mismo, m" } (r_{out1}) - 0,000813 \text{ "espesor del tubo de 15mm"}$$

$$r_{11} = \text{"radio del tubo hasta el límite radial de la aleta, m" } 0,025$$

$k1 = \text{"conductividad térmica del material de las aletas, W/m}^2\text{K"}$

Conductivity(Aluminum; T=T_4)

$X_{an1} = \text{"efectividad de las aletas } \eta_{fin_annular_rect}(th, r_{in}, r_{out}, h, k) \text{" } 0,9666$

$E1 = \text{"eficiencia del evaporador" } (Q_{dot1}) / (Q_{dot_max1})$

$Q_{dot1} = \text{"velocidad de calor transmitido entre fluidos real, kW" } Cf1 * ((T_{2'}) - (T_{5B}))$

$Q_{dot_max1} = \text{"velocidad máxima de transmisión de calor, kW" } Cf1 * ((T_{2'}) - (T_4))$

$C_{min1} = \text{"calor específico mínimo, J/kg}^{\circ}\text{K" } Cf1$

$Cf1 = \text{"velocidad calorífica del fluido frío refrigerante, J/kg}^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{s"}$

(SpecHeat(R22;h=h_11;P=P_11)) * m_dot_r

$Cc1 = \text{"velocidad calorífica del fluido caliente aire, J/kg}^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{s"}$

(SpecHeat(Air_ha;h=h_5B;P=P_5B)) * m_dot_airB

$AT_{m1} = \text{"diferencia de temperaturas media, K" } F1 * (AT_{lmcf1})$

$AT_{lmcf1} = \text{"diferencia de temperaturas media logarítmica, K" } ((T_{2'}) - (T_{5B})) + ((T_4) - (T_{11})) / (\ln(((T_{2'}) - (T_{11})) / ((T_{5B}) - (T_4))))$

$F1 = \text{"factor de corrección" } 1$

3.2. SOLUCIONES EES.

Unidades SI, K, Pa, J, kg

$A1 = 6,283$

$L1 = 0,285$

$AT_{lmcf1} = 11,98$

$n1 = 600$

$AT_{m1} = 11,98$

$Q_{dot1} = 110,8$

$Ai1 = 0,0254$

$Q_{max1} = 322,1$

$Ao1 = 0,4502$

$r11 = 0,025$

$Cc1 = 230,7$

$Re1 = 0,000175$

$$Cf1 = 10,71$$

$$Ri1 = 0,000352$$

$$Cmin1 = 10,71$$

$$rin1 = 0,01419$$

$$Db1 = 0,03$$

$$rout1 = 0,015$$

$$E1 = 0,344$$

$$th1 = 0,0004$$

$$e'1 = 0,059$$

$$Tm1 = 271,1$$

$$F1 = 1$$

$$Ts1 = 271,2$$

$$h1 = 1,575$$

$$UR1 = 1,472$$

$$hi1 = 1108$$

$$Vr = 0,0000125$$

$$k1 = 233,4$$

$$Xan1 = 0,9666$$

El área efectiva del evaporador es de $6,283 \text{ m}^2$

4. ACONDICIONAMIENTO DE INVIERNO. PARÁMETROS. DIAGRAMA PSICOMÉTRICO.

La instalación consta de un precalentador y un recalentador de resistencias, con 1500 W de potencia cada uno. En la simulación se han supuesto los casos para Uso Exclusivo de Aire Exterior y Renovación Nula del Aire de Impulsión.

Las ecuaciones utilizadas son las mismas que en el Anexo 3 con la particularidad de sustituir el fluido frigorífico por las resistencias eléctricas en su lugar, haciendo que los cálculos sean más reducidos. Las condiciones del aire para la ciudad de A Coruña en la temporada de invierno se obtienen de la Norma UNE 100001:

- Temperatura seca: +3.0 °C.

Se han tenido en cuenta las siguientes simplificaciones:

- Utilizado aire húmedo en la experiencia de simulación con EES.
- No existen pérdidas al entorno, todo el calor derivado de las resistencias se utiliza en incrementar la energía del aire.
- Estimado el caudal de aire para el caso del Uso Exclusivo de Aire Exterior, a -20 °C, debido a la imposibilidad técnica de medir dicha condición.
- Estimación de la humedad relativa entrante para el caso del Uso Exclusivo de Aire Exterior, a -20 °C.
- Proceso de calentamiento sensible, la humedad absoluta permanece constante en ambos casos.
- Se realiza la experiencia para el caso extremo de máxima potencia calorífica aportada.

4.1. Operaciones con EES.

" CASO A, USO EXCLUSIVO DEL AIRE DE LOCAL "

T_{1A} = "temperatura interior del local = entrada a la UTA, K" 21 + 274,15

$Q_{\dot{R}1}$ = "potencia calefactora máxima del precalentador, W" 1500

$Q_{\dot{R}2}$ = "potencia calefactora máxima del precalentador, W" 1500

$HR1A = \text{"humedad relativa del aire a la entrada del precalentador" } 0,5$
 $P_{1A} = \text{"presión del aire a la entrada del precalentador, Pa" } (0,5 * (c_{1A})^2) * ((P_{1A}) - ((HR1A)*P_{ws1A})) / (Ra' * T_{1A}) + ((HR1A)*(P_{ws1A}))/Rw' + Po\#$
 $\text{"presión atmosférica"}$
 $P_{ws1A} = \text{"presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al precalentador" } P_{sat}(\text{steam}; T=T_{1A})$
 $c_{1A} = \text{"velocidad del aire a la entrada al precalentador" } 0,9$
 $Ra' = \text{" constante del aire seco, J/kg*K " } 278,1$
 $Rw' = \text{" constante del vapor de agua, J/kg*K " } 461,4$
 $h_{1A} = \text{"entalpía del aire a la entrada del precalentador, kJ/kg"}$
 $Enthalpy(\text{AirH2O}; T=T_{1A}; r=HR1A; P=P_{1A})$
 $\omega_{1A} = \text{"humedad absoluta del aire a la entrada del precalentador, kg/kg"}$
 $HumRat(\text{AirH2O}; T=T_{1A}; r=HR1A; P=P_{1A})$
 $m_{dot_airA} = \text{"caudal de aire a la entrada del precalentador, kg/m^3" } V_{dot_airA} / v_{airA}$
 $v_{airA} = \text{"volumen específico del aire a la entrada al precalentador, m^3/kg"}$
 $Volume(\text{Air_ha}; T=T_{1A}; P=P_{1A})$
 $V_{dot_airA} = \text{"caudal volumétrico del aire a la entrada del precalentador, m^3/s"}$
 $S_{cale} * c_{1A}$
 $S_{cale} = \text{"superficie frontal del calentador, m^2" } 0,041$
 $h_{2A} = \text{"entalpía del aire a la salida del precalentador, J/kg" } ((Q_{dot_R1}) / (m_{dot_airA})) + h_{1A}$
 $P2A = 101300$
 $T_{2A} = \text{"temperatura del aire a la salida del precalentador, K"}$
 $Temperature(\text{AirH2O}; h=h_{2A}; w=\omega_{1A}; P=P2A)$
 $h_{2A}' = \text{"entalpía del aire a la salida del recalentador, J/kg" } (((Q_{dot_R2})) / (m_{dot_airA})) + h_{2A}$
 $P_{2A} = \text{"presión del aire a la entrada al recalentador, Pa" } (0,5 * (c_{2A})^2) * (((P_{2A}) - ((HR2A)*P_{ws2A})) / (Ra' * T_{2A}) + ((HR2A)*(P_{ws2A}))/Rw' + Po\#$
 $\text{"presión atmosférica"}$
 $P_{ws2A} = \text{"presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al recalentador" } P_{sat}(\text{steam}; T=T_{2A})$

c_{2A} = "velocidad del aire a la entrada al recalentador" 1,94

HR_{2A} = "humedad relativa del a aire a la entrada del recalentador, %"
 $RelHum(AirH_2O; T=T_{2A}; w=\omega_{1A}; P=P_{2A})$

T_{2A}' = "temperatura del aire a la salida del recalentador, K"
 $Temperature(AirH_2O; h=h_{2A}'; w=\omega_{1A}; P=P_{2A})$

T_{2A}' = "temperatura del aire a la salida del recalentador, K"
 $Temperature(AirH_2O; h=h_{2A}'; w=\omega_{1A}; P=P_{2A})$

$Temperature(AirH_2O; h=h_{2A}'; w=\omega_{1A}; P=P_{2A})$

"CASO B, USO EXCLUSIVO DEL AIRE EXTERIOR"

T_{1B} = "temperatura del aire exterior de invierno en A Coruña" 3 + 274,15

m_{dot_airB} = "caudal estimado de aire de entrada al precalentador" 0,19

HR_{1B} = "humedad relativa de invierno media en A Coruña" 0,76

P_{1B} = "presión del aire a la entrada al precalentador, Pa" $(0,5 * (c_{1B})^2) * (((P_{1B}) - ((HR_{1B}) * P_{ws1B})) / (Ra' * T_{1B}) + ((HR_{1B}) * (P_{ws1B})) / R_w') + Po\#$
 "presión atmosférica"

P_{ws1B} = "presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al precalentador" $P_{sat}(steam; T=T_{1B})$

c_{1B} = "velocidad del aire a la entrada al precalentador" 0,83

h_{1B} = " entalpía del aire a la entrada al precalentador, kJ/kg"
 $Enthalpy(AirH_2O; T=T_{1B}; r=HR_{1B}; P=P_{1B})$

$Enthalpy(AirH_2O; T=T_{1B}; r=HR_{1B}; P=P_{1B})$

ω_{1B} = $HumRat(AirH_2O; T=T_{1B}; r=HR_{1B}; P=P_{1B})$

h_{2B} = "entalpía del aire a la salida del precalentador, J/kg" $((Q_{dot_R1}) / (m_{dot_airB})) + h_{1B}$

P_{2B} = 101300

T_{2B} = "temperatura del aire a la salida del precalentador,

K" $Temperature(AirH_2O; h=h_{2B}; w=\omega_{1B}; P=P_{2B})$

h_{2B}' = "entalpía del aire a la salida del recalentador, J/kg" $((Q_{dot_R2}) / (m_{dot_airB})) + h_{2B}$

P_{2B} = "presión del aire a la entrada al recalentador, Pa" $(0,5 * (c_{2B})^2) * (((P_{2B}) - ((HR_{2B}) * P_{ws2B})) / (Ra' * T_{2B}) + ((HR_{2B}) * (P_{ws2B})) / R_w') + Po\#$
 "presión atmosférica"

P_{ws2B} = "presión de saturación del vapor de agua del aire a la entrada al recalentador" $P_{sat}(steam; T=T_{2B})$

c_{2B} = "velocidad del aire a la entrada al recalentador" 1,94

HR2B = "humedad relativa del aire a la entrada al recalentador"

RelHum(AirH2O;T=T_2B;w=omega_1B;P=P_2B)

T_2B' = "temperatura del aire a la salida del recalentador, K"

Temperature(AirH2O;h=h_2B';w=omega_1B;P=P_2B)

4.2. Soluciones EES.

Unidades SI, K, Pa, J, kg

$c_{1A} = 0,9$	$m_{airA} = 0,04414$	QR1 = 1500
$c_{1B} = 0,83$	$m_{airB} = 0,19$	QR2 = 1500
$c_{2A} = 1,94$	$w_{1A} = 0,008225$	$Ra' = 278,1$
$c_{2B} = 1,94$	$w_{1B} = 0,003818$	$Rw' = 461,4$
HR1A = 0,5	P2A = 101300	Scale = 0,041
HR1B = 0,76	P2B = 101300	T1A = 295,2
HR2A = 0,08274	P1A = 101327	T1B = 277,2
HR2B = 0,4464	P1B = 101326	T2A = 328,4
$h_{1A} = 42994$	P2A = 101332	$T_{2A}' = 361,7$
$h_{1B} = 13592$	P2B = 101330	T2B = 285
$h_{2A} = 76979$	Pws1A = 2645	$T_{2B}' = 292,8$
$h_{2A}' = 110964$	Pws1B = 813,6	vairA = 0,836
$h_{2B} = 21487$	Pws2A = 15975	VairA = 0,0369
$h_{2B}' = 29382$	Pws2B = 1385	

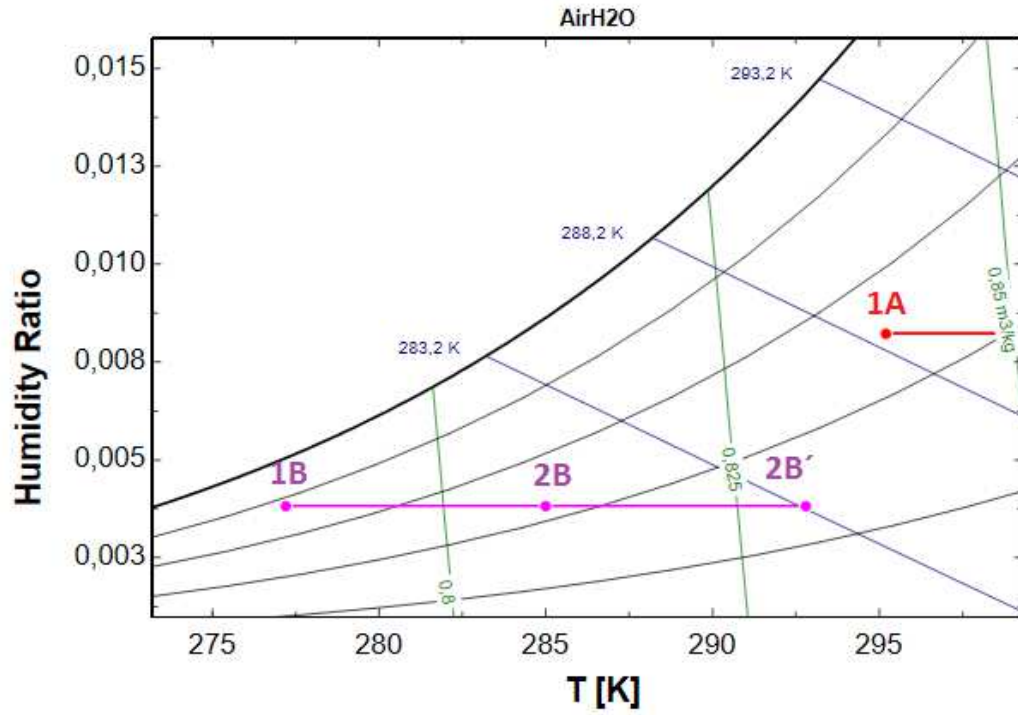


Figura 4.2.2 – psicrométrico situación invierno, zoom.

5. CAMBIO DE REFRIGERANTE.

El objetivo de este anexo es el estimar el comportamiento de esta instalación trabajando con R-422-d en lugar de con el anterior R-22. Para ello se ha utilizado a mayores el programa de simulación NIST debido a la ausencia de este fluido en la base de datos del EES. A través del NIST se obtienen todas las propiedades del punto estudiado del diagrama para dos variables dadas, de esta manera el procedimiento consta en obtener dichas dos variables de forma analítica para luego simularlo y obtener las restantes.

Se tienen en cuenta las siguientes condiciones:

- La potencia frigorífica ha de ser la misma que la anterior del R22
- Se parte de la misma temperatura de salida del evaporador que anteriormente para el R22
- Los puntos de salida del evaporador y salida del condensador se consideran igualmente en estado vapor y líquido saturado respectivamente.
- Se utiliza el mismo recalentamiento no útil que anteriormente.
- Se utiliza la misma relación de compresión que anteriormente.
- La entropía se mantiene constante en el proceso de compresión.
- Las dimensiones de las tuberías de cobre, accidentes y demás elementos de la instalación no se ven modificados.
- La pérdida de carga en tuberías y accesorios se obtienen del simulador Coolselector 8.

El proceso es el siguiente:

- Se parte del punto de salida del evaporador, 11, para T1 y x1 dados.
- El punto de entrada al compresor ,1, se analiza sumando a la temperatura de salida del evaporador el recalentamiento no útil del ciclo de R22, consiguiendo así T1. Luego se calcula la caída de presión en la línea de aspiración para obtener P1 ayudado del Coolselector 8.

- El punto de salida del compresor, 2, se obtiene por presión al utilizar la misma relación de compresión que el ciclo de R22, y por entropía constante de compresión.
- El punto de entrada al condensador se obtiene por presión al analizar la pérdida de carga en la línea de descarga, y por título la unidad.
- El punto de entrada a la válvula de expansión, 3, obtenido por presión analizando la pérdida de carga en el condensador y la línea de líquido. Por otro lado se entiende como título cero.
- El punto de salida de la válvula de expansión, 4, se obtiene por presión calculando la pérdida de carga en el evaporador, sumando ésta a la presión del punto inicial de salida del evaporador 11; y por entalpía constante de proceso de expansión.

5.1. Operaciones con EES.

"Ciclo simulado de R422d"

"Punto 11, salida del evaporador"

T_11 = "temperatura , K" 270,4

AT_recal = "recalentamiento no útil, K" 23,22

x_11 = "título, kg vapor/ kg líquido" 1

P_11 = "presión, dato NIST, Pa" 438460

o_11 = "densidad, dato NIST, kg/m³" 24,241

h_11 = "entalpía, dato NIST, kJ/kg" 356490

s_11 = "entropía, dato NIST, kJ/kg*K" 1583,6

u_11 = "viscosidad dinámica, kg/m*s" 0,00011284

RC = "relación de compresión del compresor, dato R22" 3,035

Q_dot_evap = "potencia frigorífica deseada, dato R22, kW" 2393,47

m_dot_r = "caudal másico, kg/s" (Q_dot_evap) / ((h_11) - (h_4))

W_dot_comp = "potencia útil del compresor, valor absoluto, W" ((h_2) - (h_1)) *
(m_dot_r)

"A continuación se hace uso de la base de datos del Coolselector2 para determinar la pérdida de carga en la línea de aspiración"

AP_asp = "caída de presión total, Pa" (AP_tub12) + (AP_codo901)

AP_tub12 = "caída de presión el tramo recto de tubería, 12mm, Pa" 0,071*100000

AP_codo901 = "caída de presión en 6 codos de 90°, Pa" 6 * 0,0035*100000

"Punto 1, entrada al compresor"

T_1 = "temperatura,K" (T_11) + (AT_recal)

P_1 = "presión, Pa" (P_11) - (AP_asp)

h_1 = "entalpía, dato NIST, kJ/kg" 377330

s_1 = "entropía, dato NIST, kJ/kg*K" 1659

o_1 = "densidad, dato NIST, kg/m³" 21,029

"Punto 2, salida del compresor"

P_2 = "presión, Pa" (P_1) * RC

s_2 = (s_1)

T_2 = "temperatura, dato NIST, K" 331,13

o_2 = "densidad, dato NIST, kg/m³" 62,756

h_2 = "entalpía, dato NIST, kJ/kg" 400340

"Caída de presión en línea de descarga"

AP_desc = "caída total, Pa" (AP_tub101) + (AP_codo902) + (AP_reduc1) +
(AP_codo903)

AP_tub101 = "caída de presión en tramo recto de 10mm,Pa" 0,04*100000

AP_codo902 = "caída de presión en 3 codos de 90°,Pa" 3 * 0,003*100000

AP_reduc1 = "caída de presión en reducción de 10/8 mm, Pa" 0,014*100000

AP_codo903="caída de presión en 3 codos de 90°, Pa" 3 * 0,01 *100000

"Punto 22, entrada al condensador"

P_22 = "presión, Pa" (P_2) - (AP_desc)

x_22 = "título, kg vapor/ kg líquido" 1

T_22 = "temperatura,dato NIST, K" 306,06

o_22 = "densidad, dato NIST, kg/m³" 74,12

h_22 = "entalpía, dato NIST, kJ/kg" 373250

s_22 = "entropía, dato NIST, kJ/kg*K" 1574,3

u_22 = "viscosidad dinámica, dato NIST, kg/m*s" 0,00013031

"Pérdidas de carga en el condensador:"

$AP_{co} = \text{"caída de presión total, Pa"} \left(\left(o_{22} * (c_{co})^2 * L_{co} * p_{tco} \right) / D_{tco} \right) * f_{co} + 2 * p_{tco} * o_{22} * (c_{co})^2$
 $V_{dot_{co}} = \text{"caudal volumétrico, m}^3/\text{s"} m_{dot_r} / o_{22}$
 $c_{co} = \text{"velocidad del fluido, m/s"} V_{dot_{co}} / S_{co}$
 $S_{co} = \text{"superficie interna del tubo del condensador, m}^2" 2 * pi * (D_{tco} / 2) ^2$
 $D_{tco} = \text{"diámetro interior del tubo del condensador, m"} 0,0087 - 0,001524$
 $L_{co} = \text{"longitud del tubo del condensador, m"} 0,217$
 $p_{tco} = \text{"pasos de tubo por carcasa"} 40$
 $f_{co} = \text{"factor de fricción"} 0,0028 + 0,25 * (R_{eco})^{(-0,32)}$
 $R_{eco} = \text{"número de Reynolds"} (o_{22} * c_{co} * D_{tco}) / u_{22}$
 $\text{"Pérdidas de carga en línea de líquido, Pa"}$
 $AP_{liqui} = \text{"caída total, Pa"} \left((AP_{tub102}) + (AP_{codo904}) + (AP_{reduc2}) + (AP_{tub103}) \right) * 1,15 \text{"suplemento estimado 15% de pérdida de carga en los demás elementos de la línea de líquido"}$
 $AP_{tub102} = \text{"caída de presión en tramo recto de 10mm, Pa"} 0,005 * 100000$
 $AP_{codo904} = \text{"caída de presión en 3 codos de 90°, Pa"} 11 * 0,000273 * 100000$
 $AP_{reduc2} = \text{"caída de presión en reductor 10/8 mm, Pa"} 0,001 * 100000$
 $AP_{tub103} = \text{"caída de presión en tramo recto de 8mm, Pa"} 0,002 * 100000$
 $\text{"Punto 3, entrada a válvula de expansión"}$
 $P_3 = \text{"presión, Pa"} (P_{22}) - (AP_{co}) - (AP_{liqui})$
 $x_3 = \text{"título, kg vapor/ kg líquido"} 0$
 $T_3 = \text{"temperatura, dato NIST, K"} 300,96$
 $o_3 = \text{"densidad, dato NIST, kg/m}^3" 1129,8$
 $h_3 = \text{"entalpía, dato NIST, kJ/kg"} 238380$
 $s_3 = \text{"entropía, dato NIST, kJ/kg*K"} 1131,7$
 $\text{"Pérdida de carga en el evaporador"}$
 $AP_{ev} = \text{"caída de presión total, Pa"} \left(\left(o_{11} * (c_{ev})^2 * L_{ev} * p_{tev} \right) / D_{tev} \right) * f_{ev} + 2 * p_{tev} * o_{11} * (c_{ev})^2$
 $V_{dot_{ev}} = \text{"flujo volumétrico, m}^3/\text{s"} m_{dot_r} / o_{11}$
 $c_{ev} = \text{"velocidad del flujo, m/s"} V_{dot_{ev}} / S_{ev}$
 $S_{ev} = \text{"sección del tubo, m}^2" 2 * pi * (D_{tev} / 2) ^2$
 $D_{tev} = \text{"diámetro de la tubería del evaporador, m"} 0,016 - 0,001626$

$L_{ev} = \text{"longitud de cada tubo, m"} 0,166$
 $p_{tev} = \text{"pasos por tubo, unidades"} 30$
 $f_{ev} = 0,0028 + 0,25 * (R_{eev})^{(-0,32)}$
 $R_{eev} = (o_{11} * c_{ev} * D_{tev}) / u_{11}$
 "Punto 4, salida de la válvula de expansión, entrada al evaporador"
 $P_4 = \text{"presión, Pa"} (P_{11}) + (AP_{ev})$
 $h_4 = \text{"entalpía, kJ/kg"} h_3$
 $T_4 = \text{"temperatura, dato NIST, K"} 268,17$
 $o_4 = \text{"densidad, dato NIST, kg/m}^2\text{"} 83,775$
 $s_4 = \text{"entropía, dato NIST, kJ/kg}^{\circ}\text{K"} 1143,9$
 $x_4 = \text{"título, dato NIST, kg vapor/kg líquido"} 0,28858$

$COP_{r422d} = (Q_{dot_{evap}}) / (W_{dot_{comp}})$

5.2. Soluciones EES.

Unidades SI, K, Pa, J, kg

$AP_{asp} = 9200$	$o_4 = 83,78$
$AP_{co} = 82735$	$P_1 = 429260$
$AP_{codo901} = 2100$	$P_{11} = 438460$
$AP_{codo902} = 900$	$P_2 = 1,303E+06$
$AP_{codo903} = 3000$	$P_{22} = 1,294E+06$
$AP_{codo904} = 300,3$	$P_3 = 1,210E+06$
$AP_{desc} = 9300$	$P_4 = 449053$
$AP_{ev} = 10593$	$pt_{co} = 40$
$AP_{liqui} = 1265$	$pt_{ev} = 30$
$AP_{reduc1} = 1400$	$Q_{evap} = 2393$
$AP_{reduc2} = 100$	$RC = 3,035$
$AP_{tub101} = 4000$	$Reco = 13796$
$AP_{tub102} = 500$	$Reev = 7954$

APtub103 = 200	s1 = 1659
APtub12 = 7100	s11 = 1584
ATrecal = 23,22	s2 = 1659
COPr422d = 5,133	s22 = 1574
cco = 3,38	s3 = 1132
cev = 2,576	s4 = 1144
Dtco = 0,007176	Sco = 0,00008089
Dtev = 0,01437	Sev = 0,0003245
fco = 0,01464	T1 = 293,6
fev = 0,01692	T11 = 270,4
h1 = 377330	T2 = 331,1
h11 = 356490	T22 = 306,1
h2 = 400340	T3 = 301
h22 = 373250	T4 = 268,2
h3 = 238380	u11 = 0,0001128
h4 = 238380	u22 = 0,0001303
Lco = 0,217	Vco = 0,0002734
Lev = 0,166	Vev = 0,000836
mr = 0,02026	Wcomp = 466,3
o1 = 21,03	x11 = 1
o11 = 24,24	x22 = 1
o2 = 62,76	x3 = 0
o22 = 74,12	x4 = 0,2886
o3 = 1130	

- Caída de presión en línea de líquido incluidos los accidentes = 1265 Pa.
- Caída de presión en línea de aspiración incluidos los accidentes = 9200 Pa.
- Caída de presión en la línea de descarga incluidos los accidentes = 9300 Pa.
- Caída de presión en el evaporador = 10593 Pa.
- Caída de presión en el condensador = 82735 Pa.

	ΔP LÍNEA DE LÍQUIDO	ΔP LÍNEA DE ASPIRACIÓN	ΔP LÍNEA DE DESCARGA	ΔP EVAPORADOR	ΔP CONDENSADOR
R-422-d	1265	9200	9300	10593	82735
R-22	805	2200	6500	14908	106829

Tabla 5.2.1 – Comparativa en caída de presión para ambos fluidos.

R-422-d							
	T (K)	P (Pa)	D (kg/m ³)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	x (kg/kg)	u (kg/m*s)
11	270,4	438460	24,241	356490	1583,6	1	0,000011284
1	293,62	429260	21,029	377330	1659	V.S.	0,000012233
2	331,13	1302800	62,756	400340	1659	V.S.	0,0000141
22	306,06	1293500	74,12	373250	1574,3	1	0,000013031
3	300,96	1214900	1129,8	238380	1131,7	0	0,00014876
4	268,17	448340	83,775	238380	1143,9	0,28858	indef.

Tabla 5.2 – Valores diagrama R-422-d

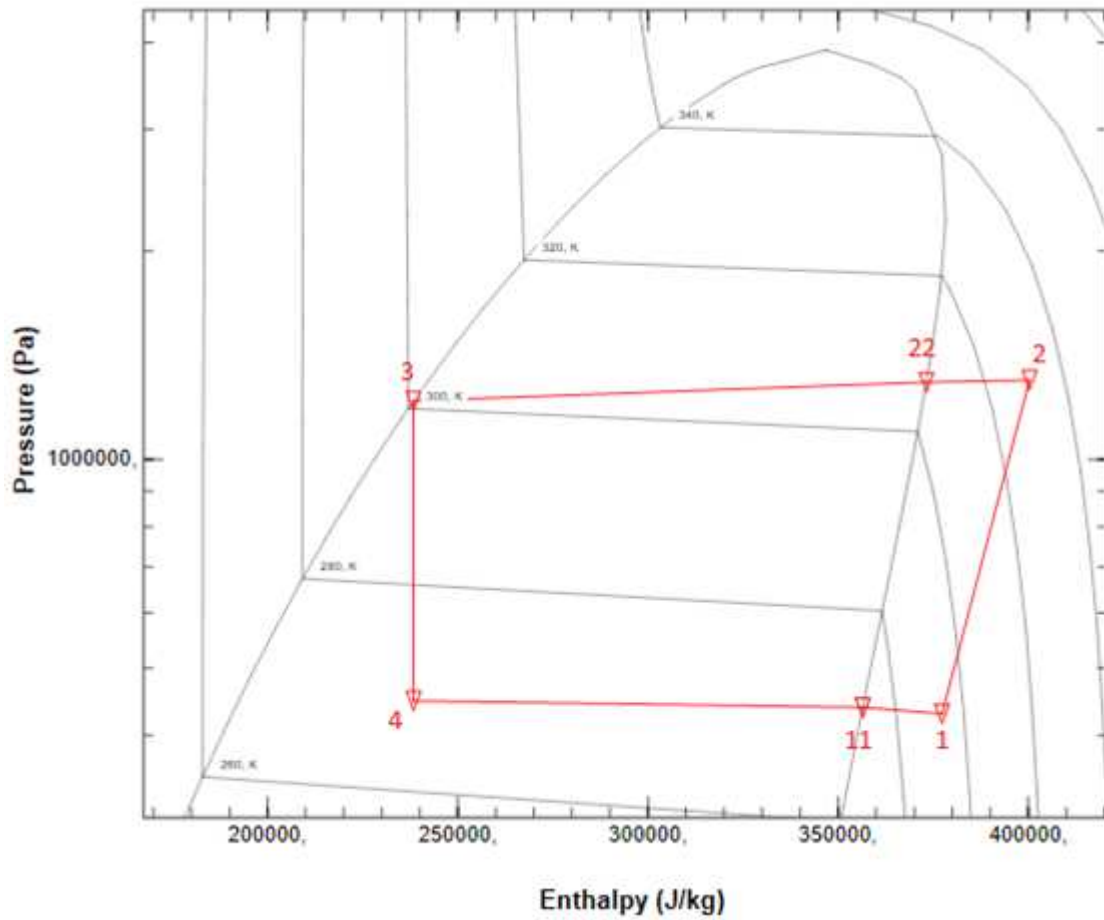


Figura 5.2.1– Diagrama p-h, R-422-d

$$m_{\dot{m}_r} = 0.02026 \quad \text{Caudal másico, Kg/s} \quad (5.2.1)$$

$$Q_{\dot{m}_r} = 2393.47 \quad \text{Potencia frigorífica, W} \quad (5.2.2)$$

$$W_{\dot{m}_{comp}} = 466.3 \quad \text{Potencia útil del compresor, W} \quad (5.2.3)$$

$$COP_{R422d} = 5.133 \quad \text{Coeficiente de Eficiencia,} \quad (5.2.4) \\ \text{R422d}$$

6. EL CIRCUITO FRIGORÍFICO.

6.1. Definición y clasificación de los elementos.

6.1.1. Refrigerantes.

Se denomina refrigerante o fluido frigorígeno al utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema de refrigeración, absorbe calor a bajas temperatura y presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevadas.

6.1.1.1. Características que afectan al rendimiento.

Presión de evaporación superior a la atmosférica para evitar infiltraciones de aire en el sistema

Presión de descarga no muy alta. Para evitar la necesidad de un equipo robusto, y desde luego por debajo de la presión crítica.

Relación de compresión baja. La potencia del compresor aumenta con la relación de compresión.

Temperatura de descarga no muy alta. Para evitar la descomposición del aceite lubricante o del refrigerante o la formación de contaminantes.

Calor latente de vaporización lo más alto posible. Cuanto mayor , mejor producción frigorífica específica y menor caudal másico

Temperatura de ebullición, por debajo de la temperatura ambiente a presión atmosférica, fácilmente controlable y por encima de la temperatura de congelación.

Volumen específico.- Debe ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y en el desplazamiento de compresor

Calor específico. Debe ser lo más alto posible en el vapor, para que absorba una gran cantidad de calor y lo más bajo posible en estado líquido para reducir el vapor en la vaporización súbita

Punto de congelación. Debe ser inferior a la temperatura mínima del sistema, para evitar congelamientos en el evaporador.

Densidad. Debe ser elevada para requerir pequeñas dimensiones en las líneas líquido.

6.1.1.2. Clasificación general.

En general los refrigerantes son: orgánicos e inorgánicos

Los inorgánicos, se han empleado distintas sustancias inorgánicas como refrigerantes, siendo las más importantes el agua , el anhídrido carbónico, el anhídrido sulfuroso y el amoníaco. De todas ellas, la única que se sigue empleando en la actualidad en instalaciones de compresión es el amoníaco.

Origen orgánico, apareciendo en el mercado a partir de 1928, siendo ampliamente conocidos en la actualidad bajo distintos nombres comerciales, como FREON, GENETRON, ISATRON, AROTON, FORANE, FRIGEN, etc. La característica más sobresaliente de esta familia es su elevada seguridad: no son tóxicos, ni irritantes y son totalmente ininflamables, hasta el punto de emplearse como agentes extintores. Sin embargo, en presencia de una llama pueden dar origen a la aparición de gas fosgeno altamente tóxico. Tipos:

- CFC: halocarbono completamente halogenado (exento de hidrógeno) que contiene cloro, flúor y carbono, perjudiciales para la capa de ozono.
- HCFC: halocarbono parcialmente halogenado que contiene hidrógeno, cloro, flúor y carbono.
- HFC: halocarbono parcialmente halogenado que contiene hidrógeno, flúor y carbono.
- PFC: halocarbono que contiene únicamente flúor y carbono.
- HC: hidrocarburo que contiene únicamente hidrógeno y carbono.

Mezclas, que pueden ser:

- Azeotrópicas: mezcla de fluidos refrigerantes cuyas fases vapor y líquido en equilibrio poseen la misma composición a una presión determinada.
- Zeotrópicas: mezcla de fluidos refrigerantes cuyas fases vapor y líquido en equilibrio y a cualquier presión poseen distinta composición.

Fluido frigorígenos: si es el agente transmisor en el sistema frigorífico, y por lo tanto realiza un intercambio térmico principalmente en forma de calor latente.

Fuidos frigoríferos: o refrigerantes secundarios, usados en sistemas indirectos como el agua, las salmueras de cloruro sódico y cálcico, disoluciones hidroalcohólicas de etilenglicol, propilenglicol, metanol o glicerina. Presentan las ventajas de evitar la contaminación de las sustancias a refrigerar debido a posibles fugas; permite crear una reserva de capacidad de refrigeración ante posibles averías en el sistema o fluctuaciones en la potencia frigorífica demandada; aumento de la conductividad térmica en comparación al aire; permite un control más fácil de instalaciones complejas.

6.1.1.3. Clasificación según el Reglamento de Instalaciones Frigoríficas

Por su inflamabilidad:

- Grupo 1.- Refrigerantes no inflamables en estado de vapor a cualquier concentración en el aire.
- Grupo 2: Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad⁶, cuando forman una mezcla con el aire, es igual o superior al 3,5 % en volumen (V/V).
- Grupo 3: Refrigerantes cuyo límite inferior de inflamabilidad, cuando forman una mezcla con el aire, es inferior al 3,5 % en volumen (V/V).

Por su toxicidad:

- Grupo A: Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que pueden estar expuestos al refrigerantes durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es igual o superior a una concentración media de 400 ml/m³ [400 ppm. (V/V)].
- Grupo B: Refrigerantes cuya concentración media en el tiempo no tiene efectos adversos para la mayoría de los trabajadores que puedan estar expuestos al refrigerante durante una jornada laboral de 8 horas diarias y 40 horas semanales y cuyo valor es inferior a una concentración media de 400 ml/m³ [400 ppm. (V/V)].

Cada refrigerante pertenece a un grupo de seguridad indicado por dos dígitos: en primer lugar A ó B según el grado de toxicidad y a continuación 1, 2 ó 3 según su inflamabilidad y se definen tres grupos:

- L1 - alta seguridad: Los que sean tipo A1
- L2 - media seguridad: Los de los tipos A2, B1 y B2
- L3 - baja seguridad: Los de los tipos A3 y B3

6.1.1.4. Diferencias del R-422-d con el R-22, modificación de la instalación.

Las diferencias son las que fundamentan las acciones que deben realizarse para la sustitución del refrigerante en una instalación como ésta de tratamiento de aire.

Composición química:

El R-422-d es un refrigerante de la familia HFC, por tanto libres de cloro. El R-22 es un HCFC, por tanto, el reglamento europeo 2037/2000 impone la prohibición de uso actual.

Propiedades físicas:

PROPIEDADES FÍSICAS		R-422D (ISCEON 29)	R-22
Peso molecular	(Kg/Kmol)	109.94	86.5
Temp. de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-43.20	-40,8
Presión vapor (25°C)	(bar abs)	11.3	10.4
Temperatura crítica	(°C)	79.56	96.2
Presión crítica	(bar abs)	39.03	49.8
Densidad líquido (25°C)	(Kg/m ³)	1143	1193
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m ³)	5.9	4.7
Deslizamiento temp.	(°C)	4.5	0
Calor específico del líquido (25°C)	(Kj/Kg.K)	1,44	1.26
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(Kj/Kg.K)	0.84	0.68
Inflamabilidad		No	No
Toxicidad	(ppm)	1000	1000
ODP	-	0	0.05
PCA (GWP)	-	2729	1810

Tabla 6.1.5.1 – Comparación de las propiedades físicas con el R-22

Aceites lubricantes:

El R-22 se ha venido usando con aceites minerales, semisintéticos, así como con aceites sintéticos alquilbencénicos puros.

El R-422-d es miscible con aceites minerales, por lo que el cambio de aceite, en principio, no sería necesario. Si en algún caso el retorno de aceite fuera problemático, este podría mejorarse cambiando el mismo a un tipo PoliolEster (POE).

Compresores:

Varios aspectos deben ser tenidos en cuenta:

- Potencia frigorífica:

A igualdad de compresor utilizado, la potencia frigorífica obtenida con el R-422-d en relación al R-22 es:

Potencia frigorífica compresor		R-22	R422D
Tª evap	Tª cond	(DuPont™ Isceon® 29)	
+5	+45°C	100	91
-10	+45°C	100	86
-30	+45°C	100	72

Tabla 6.1.6.1 – Potencia frigorífica compresor

Para los siguientes datos de partida:

T evaporación y T condensación indicadas

Subenfriamiento total: 3K

Recalentamiento total: 15K

Software de cálculo: Bitzer 5.0

R22 tomado como referencia = 100

- COP (Coeficient of Performance):

Potencia frigorífica compresor		R-22	R422D
Tª evap	Tª cond	(DuPont™ Isceon® 29)	
+5	+45°C	100	91
-10	+45°C	100	90
-30	+45°C	100	92

Tabla 6.1.6.2 – COP

- Materiales empleados en su fabricación:

La mayoría de compresores semiherméticos y abiertos con fechas de fabricación posteriores a 1996 están fabricados con componentes compatibles tanto con R-22 como con R422D.

Los compresores con fechas de fabricación anteriores pueden presentar algunos problemas con las juntas elastoméricas, por lo que se recomienda consultar con el fabricante del compresor.

- Motores eléctricos de compresores:

La potencia de accionamiento necesaria para R422D es igual o inferior a la necesaria para el R22, por lo que los motores existentes se adaptan sin problemas a este nuevo refrigerante, en lo tocante a la potencia.

Tuberías de la instalación:

Distinguiremos entre aplicación de alta temperatura de evaporación (+5/+45°), media temperatura de evaporación (-10/+45°C) y aplicación de baja temperatura (-30/+45°C). La comparativa se realiza para el mismo desplazamiento de compresor (mismo compresor), que es lo habitual cuando se sustituye el refrigerante, dejando el mismo compresor en la instalación. Los valores para R-22 y R422D se indican para el mismo diámetro de tubería:

- Línea de líquido:

	R-22	R-422A (DuPont™ Isceon®59)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 1,35 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1,50 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,16 bar

Tabla 6.1.6.3 – Alta temperatura (+5/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 1,34 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1,47 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,16 bar

Tabla 6.1.6.4 – Media temperatura (-10/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 1,20 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1,2 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,13 bar

Tabla 6.1.6.5 – Baja temperatura (-30/+45°C)

Recomendación: la línea de líquido debe ser recalculada al sustituir el R-22 por el R-422-d. En algunos casos, el recalcu puede revelar la necesidad del cambio de dicha línea.

- Línea de aspiración:

	R-22	R-422A (DuPont™ Isceon®59)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 0,98 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1,16 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,12 bar

Tabla 6.1.6.6 – Alta temperatura (+5/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 1,00 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1,2 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,12 bar

Tabla 6.1.6.7 – Media temperatura (-10/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 0,92 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 1 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,1 bar

Tabla 6.1.6.8 – Baja temperatura (-30/+45°C)

Recomendación: la línea de aspiración puede ser mantenida al sustituir el R-22 por R-422-d.

- Línea de descarga:

	R-22	R-422A (DuPont™ Isceon®59)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 0,83 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 0,95 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,1 bar

Tabla 6.1.6.9 – Alta temperatura (+5/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 0,79 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 0,89 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,1 bar

Tabla 6.1.6.10 – Media temperatura (-10/+45°C)

	R-22	R-422D (DuPont™ Isceon®29)
Velocidad	1 m/s pasa a	→ 0,65 m/s
Pérdida de carga en temperatura equivalente	1 K pasa a	→ 0,65 K
Pérdida de carga en presión	0,1 bar pasa a	→ 0,07 bar

Tabla 6.1.6.8 – Baja temperatura (-30/+45°C)

Recomendación: la línea de descarga puede ser mantenida al sustituir el R-22 por el R-422-d. Verificar la velocidad del refrigerante para garantizar el retorno de aceite.

Evaporadores:

Debido al deslizamiento de temperatura del R422D, es esperable una disminución de las prestaciones de los evaporadores. Por otro lado, el caudal másico más elevado que el del R22 puede corregir ligeramente el efecto del deslizamiento de temperatura, aunque sin compensarlo totalmente en los evaporadores optimizados para R22. En los evaporadores optimizados para R404A-R507A el menor caudal másico del 422D con respecto a estos gases tenderá a disminuir todavía más el rendimiento del evaporador.

Condensadores:

A igualdad de compresor, la necesidad de disipación de calor en el condensador disminuye al pasar una instalación de R22 a R422D.

Válvulas de expansión:

Para un correcto funcionamiento de una válvula de expansión la curva de presión del gas del bulbo ha de ser muy similar a la del gas a controlar. Habida cuenta de que el R422D tiene una presión muy similar al R22, el uso de válvulas termostáticas para R22 con R422D obtendrá buenos resultados. No obstante, se

necesitará la regulación del recalentamiento para compensar el efecto del elevado deslizamiento de temperatura del R422D.

Caldería:

En esta categoría se incluyen: Separadores de aceite, recipientes de líquido, separadores de aspiración, etc.. El primer aspecto a tener en cuenta es la presión de timbre, ya que mucha calderería que se utilizaba con R-22 tenía presiones de timbre de 24,5 kg/cm², ya que las válvulas de seguridad utilizadas también tenían esa presión de tarado. El R422D, al tener unas presiones de trabajo muy similares a las del R22 puede mantener las mismas presiones de timbre. Otro aspecto relevante es que la normativa sobre aparatos a presión, fue modificada en el año 1999, pasando del Reglamento de Aparatos a Presión de 1979 a la Directiva Europea de Aparatos a Presión (PED). Los aparatos con la antigua placa de industria deberían pasar una nueva aprobación bajo el prisma de la PED, ya que el cambio de refrigerante implica una nueva legalización de las instalaciones en las Consejerías de Industria de cada Comunidad Autónoma. En la mayoría de los casos, no es posible una aprobación PED de la antigua calderería, con lo que lo más habitual y práctico consiste en la sustitución de dicha calderería. Si la calderería está marcada CE respecto de la PED y tiene la presión de servicio superior a 24,5 kg/cm², dicha calderería puede mantenerse en la sustitución del R-22 por R422D.

Filtros deshidratadores:

Los filtros deshidratadores para R422D que contienen tamiz molecular deben ser obligatoriamente del tamaño de 3j. Algunos filtros deshidratadores para R-22 son del tamaño 4j, que no son convenientes para R422D. Por otro lado, los filtros que contienen alumina activa, si bien están aprobados para su uso con HFC, algunos fabricantes recomiendan filtros deshidratadores totalmente de tamiz molecular, ya que la alumina activa podría llegar a reaccionar con algunos aditivos de los aceites éster.

Obuses:

Los obuses (válvulas Schrader) tienen una junta en su interior para garantizar su estanqueidad. Algunos obuses con juntas no compatibles con HFC pueden presentar fugas tras algunas horas de funcionamiento. Por lo que se recomienda

la sustitución por obuses con juntas compatibles. Basta con sustituir el elemento interior del obús, que es el que tiene la junta.

Formación de escarcha en aspiración:

Debido al mayor caudal másico con respecto al R22, así como a la mayor entalpia asociada al recalentamiento de aspiración, es presumible que el comportamiento del 422D provoque una mayor formación de escarcha en la aspiración de los compresores sin que ello signifique necesariamente la presencia de líquido refrigerante. Sin embargo este efecto no debería ser tan acusado como en el caso del 404A-507A, gases con todavía mayores caudales másicos y entalpia de recalentamiento.

6.1.1.5. Proceso de reconversión.

- Comprobar el buen estado de la instalación que funciona con R-22 (fugas, humedad, acidez, temperaturas, etc...)
- El lubricante de origen puede ser mantenido, siempre que se encuentre en buen estado. Se recomienda realizar un test de acidez y humedad para descartar la presencia de contaminantes en la instalación. Si se prefiere o fuera necesario para mejorar el retorno de aceite se podran utilizar aceites PoliolEster (POE).
- Recuperar la carga de R-22
- Cambiar el filtro deshidratador, los materiales y las tuberías no compatibles con el R422D, según lo indicado en los puntos anteriores.
- Hacer vacío a la instalación.
- Cargar con R422D, 95% en peso de la carga existente de R22.

6.1.2. Evaporador.

El evaporador de un sistema de refrigeración es un intercambiador de calor en el cual tiene lugar la evaporación (y eventualmente el recalentamiento) del refrigerante, sustrayendo calor de una sustancia que se enfría.

Se pueden clasificar según distintos criterios, de los cuales los más importantes son los siguientes, y se procederá a definir las clasificaciones que correspondan al evaporador disponible en la instalación de estudio:

Según el tipo de funcionamiento:

- a) Inundados.
- b) De expansión seca.**

La expansión seca –o expansión directa- es el método mediante el cual el flujo másico de refrigerante suministrado al evaporador está limitado a la cantidad que pueda evaporarse completamente en su recorrido hasta el extremo final del evaporador, de tal manera que sólo llegue vapor a la entrada de succión del compresor. Estos evaporadores son los más comunes en sistemas frigoríficos y se utilizan mucho en los sistemas de climatización de verano, refrigeración de media y baja temperatura, pero no son aconsejables en instalaciones de refrigeración de gran tamaño.

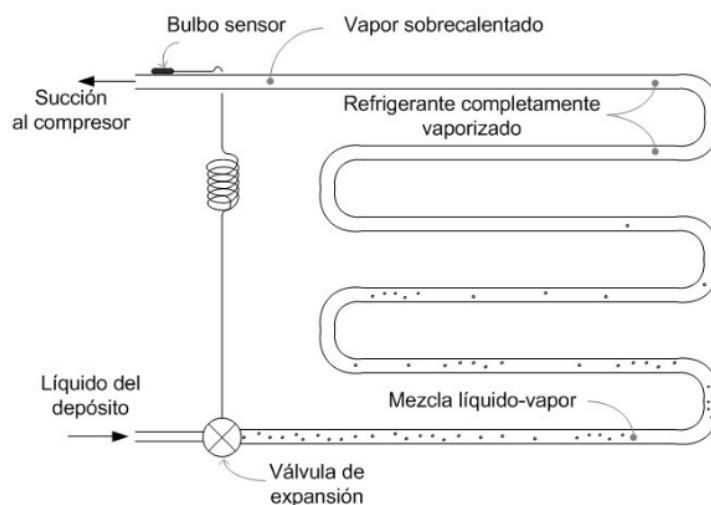


Figura 6.2.1 – evaporador tipo expansión seca.

Según el tipo de construcción:

- a) Tubo desnudo.
- b) De placa.
- c) Con aletas.**

Los evaporadores con aletas se emplean en aquellos casos en que se dispone de poco espacio. En ese caso la adición de aletas al tubo desnudo, aumenta la

superficie efectiva total del evaporador, lo cual en algunos casos da lugar a un aumento del calor transmitido por unidad de longitud del tubo.

Las aletas en el exterior de los tubos aumentan el intercambio térmico en evaporadores de enfriamiento de gases, por lo que son frecuentes en enfriamiento de aire. En caso de enfriamiento de líquido no es conveniente su uso. Únicamente en casos en que la velocidad del líquido es muy grande en el exterior del evaporador, es conveniente la utilización de aletas en el interior de los tubos que conducen el refrigerante, fundamentalmente en el caso de operar con refrigerantes halogenados, de relativamente bajo coeficiente de película.

La formación de escarcha en la superficie de los evaporadores con aletas disminuye su capacidad mucho más que los evaporadores de superficie primaria. Por tanto, se deberán aplicar en enfriamiento de aire con temperaturas superiores a 1°C. cuando la temperatura sea inferior, deberá proveerse el evaporador con algún medio de desescarche.

Los evaporadores con aletas son muy sensibles a la suciedad que se acumula en forma de polvo y pelusa de aire, adheriéndose a las superficies externas húmedas, lo cual produce una rápida disminución de la velocidad de transmisión.

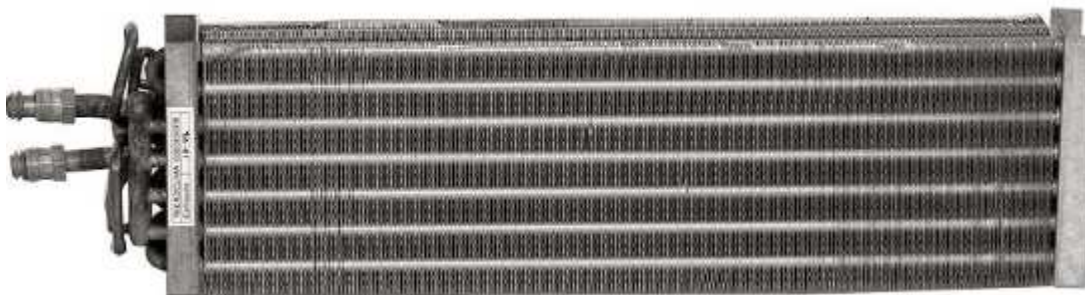


Figura 6.2.2 – evaporador con aletas.

Según la fase a enfriar:

- a) Para enfriamiento de sólidos.
- b) Para enfriamiento de gases.**
- c) Para enfriamiento de líquidos.

Los más comunes dentro de los enfriadores de gases, son los destinados a enfriar aire. A su vez se distinguen dos subtipos:

- De convección natural.

- **De convección forzada.**

6.1.3. Condensador.

Es un intercambiador de calor, en el cual el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador más el equivalente térmico del trabajo de compresión, son cedidos a un fluido exterior, pasando el refrigerante del estado de vapor sobrecalentado al de líquido (frecuentemente subenfriado).

Aunque algunas veces se utilizan como medios condensantes salmueras, glicoles o algún otro refrigerante intermedio, en la inmensa mayoría de los casos, el medio condensante es el aire, agua o una mezcla de ambos. Según el medio condensante utilizado, los condensadores se clasifican en:

- a) Enfriados por aire.**
- b) Enfriados por agua.
- c) Evaporativos.

A continuación se fa una breve explicación de los condensadores enfriados por aire, por ser el tipo disponible en la instalación de estudio.

Cuando el medio condensante es el aire, la circulación de este a través del condensador puede tener lugar por:

- Convección natural.
- **Convección forzada:** se dividen en dos grupos según su localización: Montados en el chasis sobre el que va también el compresor (**unidad condensadora**), y remotos.



Figura 6.3.1 – unidad condensadora, instalación de estudio.

6.1.4. Compresor.

Cuando el líquido refrigerante se ha transformado total o parcialmente en vapor debido a la absorción de calor en el evaporador, es necesario tomar esos gases y llevarlos a una presión elevada (temperatura más elevada) que permita de nuevo su condensación, para iniciar otra vez el ciclo.

El compresor es el elemento de la instalación que se encarga de realizar la función de proporcionar esa presión elevada. Existen distintos tipos de compresores, con aplicaciones variadas según las necesidades de desplazamiento volumétrico y en función de las características constructivas. También es importante la consideración del fluido frigorífico que se utilice. La elección más adecuada de un compresor depende de múltiples factores, y en cada caso deberá utilizarse el más idóneo. Entre los factores que influyen pueden destacarse:

Relación de compresión, es la razón entre los valores de presión de impulsión y de aspiración. En principio, un determinado compresor alternativo es capaz de suministrar cualquier relación de compresión, sin embargo en la práctica, se presentan inconvenientes de tipo técnico que hacen que un compresor dado opere correctamente sólo en un determinado intervalo de ésta.

La temperatura de descarga del gas depende de la relación de compresión, siendo una función creciente de ésta. Requiriendo una refrigeración adecuada en casos de un alto valor de relación de compresión. Por otro lado puede crear problemas de lubricación del compresor: aumento de solubilidad del aceite lubricante.

Otro fenómeno relacionado es la posibilidad de reflujos de gas de impulsión hacia el interior del cilindro, motivado por la inercia de la válvula de escape. Este reflujo aumenta con la relación de compresión y produce un descenso del caudal de vapor realmente impulsado por el compresor.

Caudal volumétrico, se denomina cilindrada al volumen desplazado por los pistones durante una vuelta completa del cigüeñal.

$$C = Z * \Pi * \frac{d^2}{4} * l \quad \text{Caudal volumétrico, l} \quad (6.4.1)$$

$$\lambda = \frac{\text{volumen aspirado}}{C} \quad \text{Rendimiento volumétrico} \quad (6.4.2)$$

Donde:

Z = número de cilindros.

Π = número Pi.

d = diámetro interior de los cilindros, m.

L = carrera del pistón, m.

Potencia absorbida, cuando se cumple que el proceso de compresión es reversible, el valor de potencia necesaria para elevar la presión del fluido recibe el nombre de *potencia teórica* (W_{dot_R})

En un proceso real de compresión, la presencia de irreversibilidades en el interior del sistema, obliga a que se suministre al sistema una mayor potencia, con lo que aparece el concepto de *potencia indicada* o realmente absorbida por el fluido durante el proceso de compresión (W_{dot_i}).

$$n_i = \frac{W_{dot_R}}{W_{dot_i}} \quad \text{Rendimiento indicado} \quad (6.4.3)$$

La potencia que realmente se debe suministrar al eje de compresor se denomina potencia efectiva ($W_{dot_{ec}}$) y es siempre superior a la potencia indicada, como consecuencia de pérdidas mecánicas por rozamiento en cojinetes, articulaciones, etc.

$$n_{mc} = \frac{W_{dot_i}}{W_{dot_{ec}}} \quad \text{Rendimiento mecánico del compresor} \quad (6.4.4)$$

También aparecen pérdidas en la transmisión de potencia entre el motor y el compresor cuando ambos no están acoplados al mismo eje, con lo que aparece el concepto de *potencia al freno en el motor* ($W_{dot_{fm}}$).

$$n_{mt} = \frac{W_{dot_{ec}}}{W_{dot_{fm}}} \quad \text{Rendimiento mecánico del compresor} \quad (6.4.5)$$

Finalmente, también en el motor existen pérdidas, por lo que la potencia demandada por éste (W_{dot}) es mayor que la potencia al freno, apareciendo el rendimiento del motor:

$$n_m = \frac{W_{dot_{fm}}}{W_{dot}} \quad \text{Rendimiento mecánico de transmisión} \quad (6.4.5)$$

$$W_{dot} = \frac{W_{dot_R}}{n_i * n_{mc} * n_{mt} * n_m} \quad \text{Rendimiento mecánico de transmisión} \quad (6.4.5)$$

A continuación se van a describir los que se utilizan más frecuentemente, dedicando especial atención a los de tipo alternativo por estar muy extendida su aplicación en instalaciones medias y elevadas.

Se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Las máquinas de desplazamiento positivo.
- Y las máquinas aerodinámicas.

Todos los tipos de compresores pueden ser accionados por cualquier clase de motor conocido, fundamentalmente por motores eléctricos o de combustión interna. También puede utilizarse la energía del gas con motor alternativo o mediante turbina.

Tipos de compresor:

- Aerodinámicos.
- Centrífugos.
- Flujo axial.
- Rotativos.
- De tornillo.
- **Alternativos.**

El dispositivo de compresión consta primordialmente de un cilindro (parte fija) y un émbolo (parte móvil) que se desliza interiormente por el primero, es movido por un motor a través de una biela, que produce sobre el émbolo un movimiento alternativo. El émbolo absorbe, comprime, y expulsa el gas a través de las válvulas de admisión y escape.

Los segmentos colocados en el émbolo proporcionan la estanqueidad entre éste y el cilindro, separando la alta presión imperante en el interior del cilindro, de la parte de baja presión imperante en el cárter.

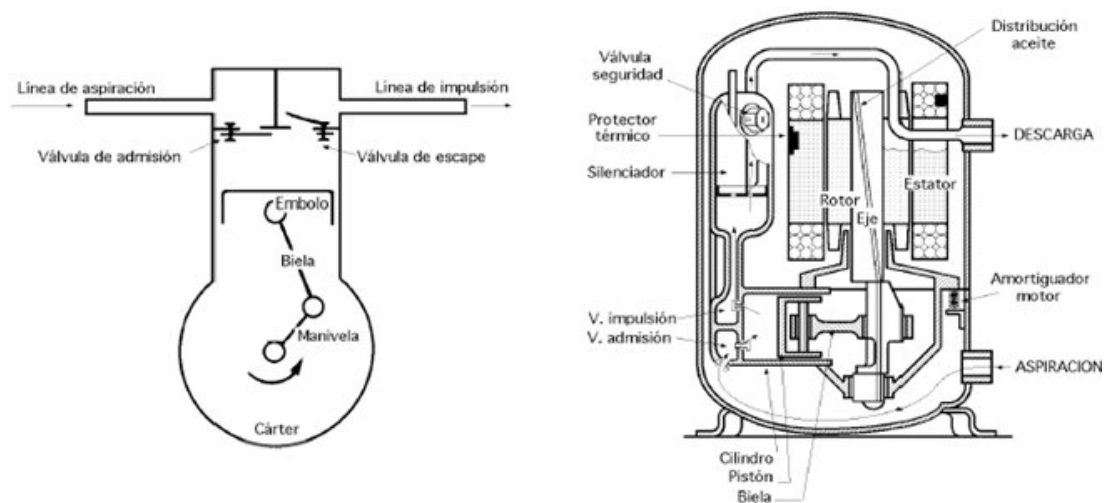


Figura 6.4.1 – compresor alternativo, esquema básico y tipo hermético.

En el caso de compresores pequeños en lugar de segmentos se utilizan pistones con ranuras, que aseguran la estanqueidad por las importantes pérdidas de carga que sufre el gas al atravesarlas. A esta estanqueidad también colabora la película creada por el aceite de lubricación. El émbolo o pistón es el componente del compresor que reduce el volumen de gas contenido en el cilindro; y el movimiento descrito por el pistón es alternativo,

nombre que reciben este tipo de compresores. El motor que acciona la biela es un motor eléctrico de inducción (monofásico o trifásico), con el rotor en jaula de ardilla, y amortiguado su movimiento a través de muelles. La carcasa inferior es el cárter del motor, admitiendo el aceite necesario para su lubricación. Todo el conjunto queda encerrado en una carcasa metálica formada por dos piezas de acero embutido y soldado por la zona de cierre, por lo que se denominan compresores de tipo hermético. Al girar el eje del motor un depósito situado en la parte inferior del mismo, recoge el aceite durante el giro, y por efecto de la fuerza centrífuga, lo hace subir hacia arriba a través de una conducción existente en el interior de dicho eje; este aceite sale por la parte superior del eje bañando las diferentes partes del compresor. El refrigerante entrante recorre la envoltura del cilindro por la cara exterior previo a su entrada en el cilindro, con lo que a su vez realiza una tarea de refrigeración del compresor.

Antes de realizarse la descarga pasa por el silenciador. El compresor dispone de tacos de amortiguación para minimizar las vibraciones.

Es comprometedor inclinar o tumbarlo, ya que el aceite podría salirse a través del conducto de aspiración, lo que provocaría el agarrotamiento del mecanismo de transmisión del motor, con su posterior quemado de las bobinas.

En este caso conviene dejar la unidad en su posición normal (12 horas aproximadamente) para que por la gravedad el aceite retorne al cárter del compresor.

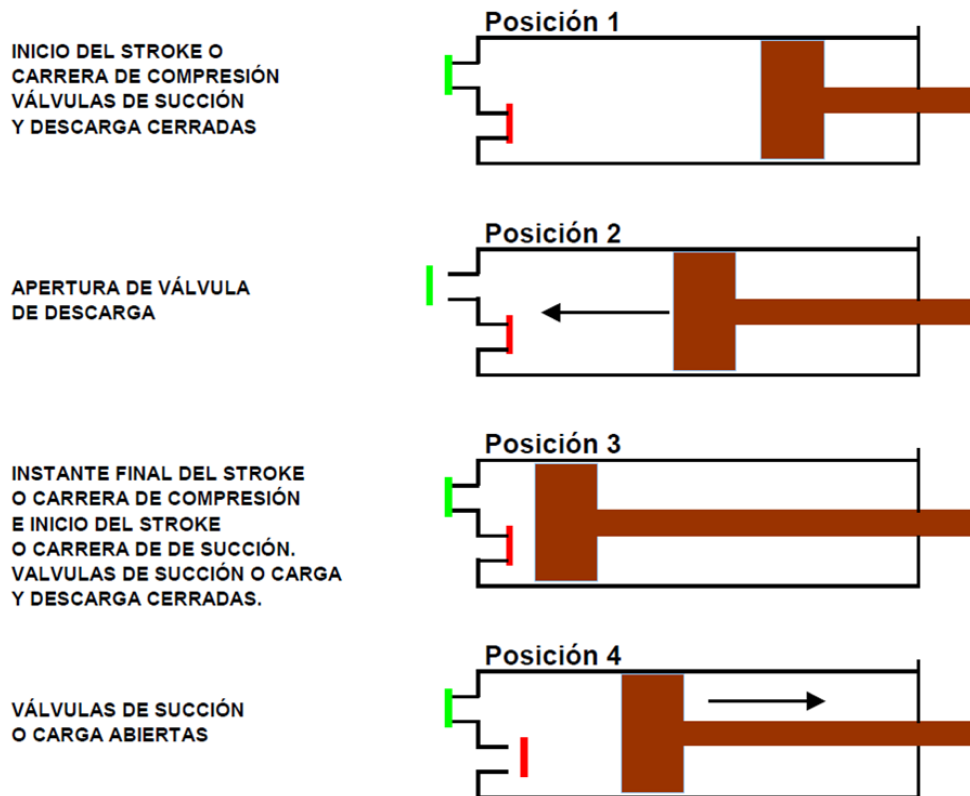


Figura 6.4.2 - fases de funcionamiento.

Ventajas del compresor alternativo:

- Precio hasta un 50% más barato que su equivalente en compresor de tornillo.
- Mejor COP a cargas parciales.
- Mantenimiento sencillo y conocido por prácticamente todo el personal mecánico.
- Sigue siendo el compresor que más se emplea en el frío comercial.

Inconvenientes del compresor alternativo:

- Regulación de capacidad por etapas.
- Frecuentes mantenimientos
- Temperaturas de descarga más elevadas lo que implica más consumo de aceite.

6.1.5. Válvula de expansión.

El paso de fluido refrigerante desde la alta presión reinante en condensador, a la baja de evaporador se consigue mediante su laminación a través de un orificio de sección variable o constante denominado "expansor", esta circulación va a producir la pérdida de carga necesaria para reducir el nivel de presiones desde la alta a la baja presión.

El papel que juega la válvula de laminación principal es doble:

- Por un lado, asegura el flujo de frigorígeno necesario hacia el equipo de evaporación con el fin de contrarrestar las cargas.
- Por otro permite la existencia de la baja presión de vaporización.

Además de controlar la alimentación del dispositivo evaporador, los expansores pueden tener otras aplicaciones en las plantas frigoríficas tales como; mantenimiento de nivel de líquido en recipientes, inyección en tuberías de aspiración, etc.

Dado que los caudales, en régimen permanente, deben ser iguales, vemos que un descenso en la temperatura de evaporación provoca un aumento de los caudales máscicos, este descenso tiene por consecuencias:

- Un aumento de la relación de compresión, y por tanto una disminución del rendimiento volumétrico.
- Un aumento del volumen específico a la entrada del compresor.
- Debido a estas dos influencias, el caudal máscico trasegado por el compresor se verá reducido, y al ser este el dispositivo "motor" de la instalación, esta actuará sobre el grado de apertura de la válvula con vistas a disminuir el paso de refrigerante.

Por el contrario, un aumento de la temperatura de evaporación, producirá una disminución del caudal, por lo que será necesario aumentar el grado de apertura de la válvula expansora.

En atención a lo anterior, se pueden clasificar las válvulas de laminación, en dos grandes grupos, el primero formado por las válvulas reguladoras de caudal, y el segundo el integrado por aquellas válvulas que sólo cumplen su misión fundamental, no regulando caudal.

El primero de estos grupos, puede considerarse integrado por cuatro tipos distintos de válvulas, alguno de los cuales a su vez presenta diversas variaciones; estos tipos son:

- a) Válvula manual.
- b) Válvula automática o presostática.
- c) Válvula de expansión termostática.**
- d) Válvula de flotador.

El segundo de estos grupos, es el integrado por los denominados restrictores, entre los que se merecen ser destacados los orificios calibrados o diafragmas y los tubos capilares, siendo estos últimos, los más usualmente utilizados como válvulas de laminación dentro de este grupo.

Una **válvula de expansión termostática** (a menudo abreviado como **VET**) es un dispositivo de expansión que 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.

A diferencia de las otras válvulas y dispositivos de expansión, la VET mantiene un grado constante de sobrecalentamiento a la salida del evaporador lo que permite operar el evaporador a plena carga de refrigerante sin peligro de un eventual ingreso de líquido a la succión del compresor, ya que el refrigerante que abandona el evaporador lo hará en estado de vapor sobrecalentado en su totalidad. Es por esto que la VET es adecuada en sistemas con variaciones de carga térmica.

Las fuerzas que interactúan en el flujo de refrigerante son –básicamente- tres: la presión al interior del evaporador, presión ejercida por el husillo de ajuste de recalentamiento, y la presión ejercida por la mezcla líquido/vapor que se tiene en el interior del bulbo sensor, la cual debe ser igual a la sumatoria de las anteriores para que la válvula opere de manera correcta.

$$P_{bulbo} = P_{husillo} + P_{evap} \quad \text{Fuerzas iteractivas, N} \quad (6.5.1)$$

De esta manera, al variar la presión de evaporación, debe variar también la presión de la mezcla líquido/vapor al interior del bulbo sensor -ya que la presión del husillo es constante- para mantener el equilibrio de presiones. Cada vez que esta condición de equilibrio se rompa, es decir aumente la presión de evaporación, habrá flujo de refrigerante hasta que la presión del bulbo se eleve lo suficiente como para establecer el equilibrio de tensiones.

Respecto de la presión ejercida por el husillo, esta es la necesaria para lograr el “ajuste por sobrecalentamiento” y viene ya calibrada por los fabricantes de las válvulas (5° a 10 °F).

- Aumentar la tensión implica incrementar el sobrecalentamiento lo que conlleva a disminuir la superficie efectiva del evaporador;
- disminuir esta tensión puede llevar el evaporador a una condición de sobrealimentación indeseada.

Por lo tanto no se recomienda intervenir este ajuste; una intervención, es decir una regulación al husillo, implica por lo general que se ha realizado una mala selección de la válvula. No obstante lo anterior, es posible una excepcional regulación del husillo en el caso que el valor nominal de la carga térmica varíe de forma definitiva, sin que ella escape a la capacidad y rango de operación de la válvula.

Componentes:

Se compone de:

- Un cuerpo que alberga una cámara en la cual se produce la expansión, al pasar el fluido refrigerante a ésta a través de un orificio cilindro-cónico obturado parcialmente por un vástago, y los tubos de entrada y salida del fluido.
- Un elemento o fluido potencia que actúa sobre el vástago para abrir o cerrar el paso de refrigerante a la cámara de expansión.
- Un husillo regulador o tornillo que nos limita la cantidad mínima de caudal.
- Un bulbo sensor situado a la salida del evaporador, conectado por un capilar al elemento de potencia y que actúa sobre éste.

- Una tubería de compensación de presión conectado también a la salida del evaporador, y que ayuda a funcionar al obturador. Este accesorio es necesario sólo para la VET compensada externamente.

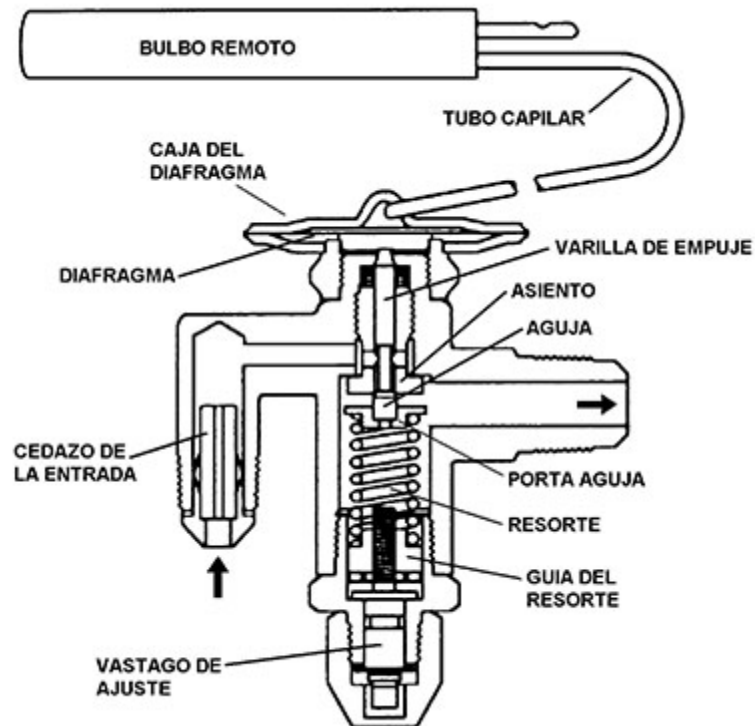


Figura 6.5.1 – partes de la VET.

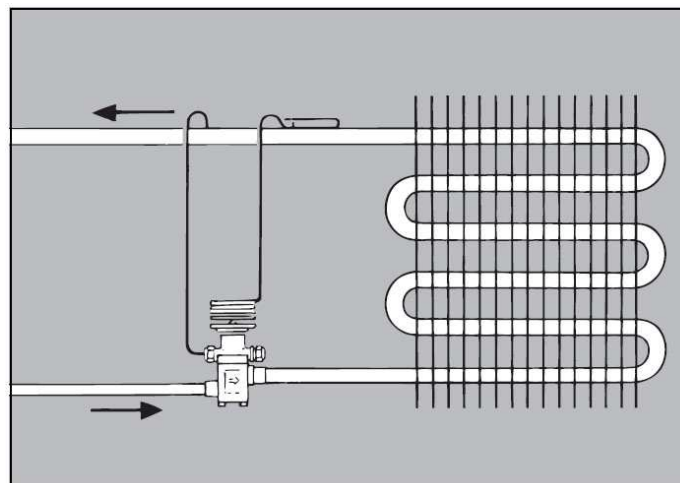


Figura 6.5.2 – VET con compensación externa y bulbo sensor en evaporador.

6.1.6. Filtro secador y visor de líquido.

Para asegurar un funcionamiento óptimo, el sistema de refrigeración debe limpiarse y secarse internamente. Antes de poner en marcha el sistema, deberá eliminarse la humedad por vaciado a una presión absoluta de 0,05 mbar. Durante el funcionamiento, es preciso recoger y eliminar la suciedad y la humedad. Para ello se utiliza un filtro secador que contiene un núcleo sólido formado por:

- Molecular Sieves
- Gel de sílice (de baja efectividad. No utilizado en los secadores Danfoss)
- Una malla de alúmina activa y de poliéster A insertada a la salida del filtro.

DML: 100% Molecular Sieves

DCL: 80% Molecular Sieves 20% alúmina activada

El núcleo sólido es comparable a una esponja, capaz de absorber agua y retenerla. Los filtros moleculares retienen el agua, mientras que la alúmina activada retiene el agua y los ácidos. El núcleo sólido (B), junto con la malla de poliéster (A), actúa asimismo como filtro contra la suciedad. El núcleo sólido retiene las partículas de suciedad grandes, mientras que la malla de poliéster atrapa las partículas pequeñas. El filtro secador es, por lo tanto, capaz de interceptar todas las partículas de suciedad de un tamaño superior a 25 micras.

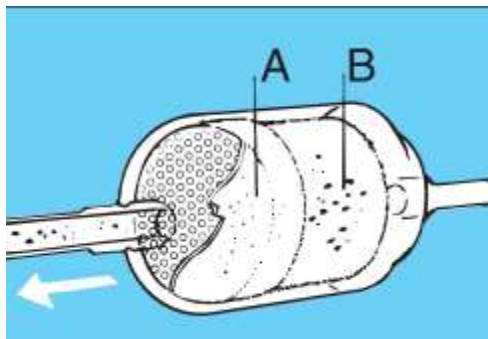


Figura 6.6.1 – Filtro secador.

El filtro secador se instala normalmente en la línea de líquido, donde su función principal consiste en proteger la válvula de expansión. La velocidad del refrigerante en la línea es baja, y por ello el contacto entre el refrigerante y el núcleo sólido del filtro secador es bueno. Al mismo tiempo, la pérdida de presión a través del filtro es baja.

Un filtro secador puede instalarse también en la tubería de aspiración, donde su trabajo será proteger el compresor contra la suciedad y secar el refrigerante. Los

filtros de aspiración, también llamados filtros antiácidos, se utilizan para eliminar los ácidos tras producirse un daño en el motor. Para asegurar una reducida pérdida de presión, el filtro de aspiración debe ser mayor que el filtro de la línea de líquido. Los filtros de aspiración deben reemplazarse antes de que la pérdida de presión supere los siguientes valores:

- Sistemas de A/A: 0,50 bar
- Sistemas de refrigeración: 0,25 bar
- Sistemas de congelación: 0,15 bar

Un visor de líquido con indicador de humedad se instala normalmente después del filtro secador, donde la indicación del visor significa:

- Verde: No existe humedad peligrosa en el refrigerante.
- Amarillo: Contenido de humedad en el refrigerante demasiado elevado, delante de la válvula de expansión.

Burbujas:

- 1) La pérdida de presión a través del filtro secador es demasiado elevada.
- 2) No hay subenfriamiento.
- 3) Falta de refrigerante en todo el sistema.

Si el visor de líquido se instala delante del filtro secador, la indicación será la siguiente:

- Verde: No existe humedad peligrosa en el refrigerante.
- Amarillo: Porcentaje de humedad en el sistema de refrigeración demasiado elevado. El punto de cambio de verde a amarillo en el visor de líquido viene determinado por la hidrosolubilidad del refrigerante.

Nota: Los puntos de cambio en los visores de líquido de Danfoss son muy bajos. Esto asegura que el cambio a verde en el indicador sólo se produzca cuando el refrigerante está seco.

Burbujas:

- 1) No hay subenfriamiento.
- 2) Falta de refrigerante en todo el sistema.

6.1.7. Recipiente de líquido.

Cuando la circulación de refrigerante no es constante, como ocurre en equipos de varios evaporadores o de potencia escalonada, se precisa de un recipiente instalado en la línea de líquido entre el condensador y la válvula de expansión. Cuando la máquina demanda poca potencia térmica, el recipiente de líquido almacena refrigerante y lo cede a la instalación cuando su demanda aumenta.



Figura 6.7 – recipiente de líquido

El condensador y el recipiente de líquido son las partes de la instalación que contienen más cantidad de refrigerante. Esto se aprovecha en paradas de temporada para almacenar en ellos el fluido de la instalación, mediante el siguiente procedimiento: cerrando la válvula de salida del recipiente y poniendo en marcha el compresor se acumula en estos elementos todo el refrigerante de la instalación, a continuación se cerrará la válvula de servicio del compresor (en la descarga).

6.1.8. Caudalímetro.

El sistema de medición se compone de un tubo cilíndrico y un flotador de forma cónica. Cuando el flujo en dirección hacia arriba alcanza una velocidad apropiada desplaza el flotador en la misma dirección. La posición del cono es transmitida

magnéticamente al indicador, y el valor medido es leído a través de la escala correspondiente.

Debido a que los refrigerantes se caracterizan por tener una viscosidad baja, los componentes del caudalímetro han de presentar unas holguras muy bajas para conseguir la mayor precisión posible.

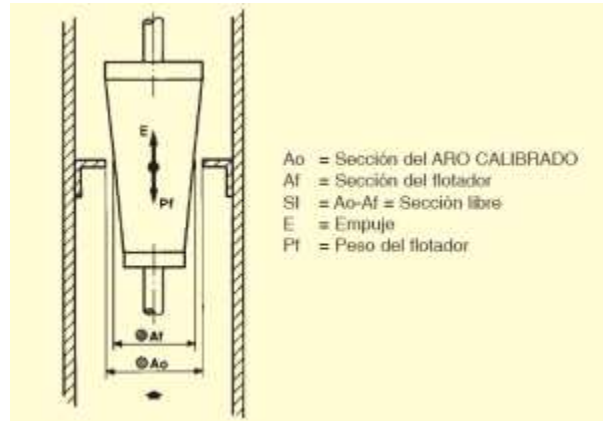


Figura 6.8.1 – caudalímetro, funcionamiento.

6.1.9. Presostato diferencial.

Se usa para proporcionar protección a sistemas de refrigeración y aire acondicionado frente a presiones de aspiración o descarga excesivamente bajas o altas, respectivamente. Su uso es frecuente también para el arranque y la parada de compresores de refrigeración y ventiladores en condensadores refrigerados por aire. El ajuste del presostato y la presión en el conector determinarán la posición del interruptor con el que viene equipado.



Figura 6.9.1 – presostato diferencial.

6.1.10. Manómetros.

Tienen por objetivo el control de la presión de operación tanto en la parte de alta presión como en la de baja presión. Disponen de una escala graduada de temperaturas que corresponden a la saturación de la presión dada. En el momento de la medición de la instalación se disponía una escala para tres tipos diferentes de refrigerantes: R-22, R-12 y R-502.



Figura 6.10 – Manómetros de alta y baja presión

6.1.11. Termómetros de bulbo seco y húmedo.

El **termómetro de bulbo húmedo** es un termómetro de mercurio que tiene el bulbo envuelto en un paño de algodón empapado de agua, que se emplea para medir la temperatura húmeda del aire ayudados de un diagrama psicrométrico correspondiente a la presión del aire de trabajo. Al proporcionarle una corriente de aire, el agua se evapora más o menos rápidamente dependiendo de la humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta, debido al calor latente de evaporación del agua. La corriente de aire puede darse mediante un pequeño ventilador o poniendo el termómetro en una especie de carraca para darle vueltas.

Un **termómetro de bulbo seco** es el tipo de termómetro que generalmente se utiliza para medir la temperatura de una sustancia u objeto, y contiene usualmente mercurio o alcohol coloreado en el bulbo (reservorio) en el extremo del termómetro. Cuando se trata de medir la temperatura del ambiente, el termómetro

de mercurio tiene mayor precisión, dado que el color blanco brillante del metal, refleja la radiación y por lo tanto no se ve afectada por ésta, cuestión que siempre afecta las mediciones con los termómetros de alcohol coloreado y puede ser muy importante cuando hay una fuente de calor potente, como el sol. En los últimos tiempos, gradualmente están siendo reemplazado por termómetros que operan en forma electrónica.

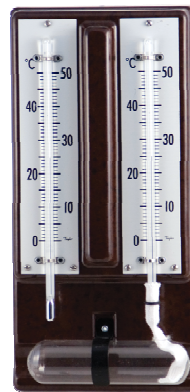


Figura 6.11 – termómetro de bulbo seco y húmedo

6.1.12. Manómetro de columna inclinada.

Se usa para presiones manométricas inferiores a 250mm de columna de agua. La rama larga de un manómetro de tintero se inclina con respecto a la vertical para alargar la escala. También se usan manómetros de tubo en U con las dos ramas inclinadas para medir diferenciales de presión muy pequeñas.

Si bien los manómetros de tubo de vidrio son precisos y seguros, no producen un movimiento mecánico que pueda gobernar aparatos de registro y de regulación. Para esta aplicación se usan manómetros de mercurio del tipo de campana, de flotador, o de diafragma.

Los manómetros de tubo en U y los de depósito tienen una aproximación del orden de 1mm en la columna de agua, mientras que el de tubo inclinado, con su columna más larga aprecia hasta 0.25mm de columna de agua. Esta precisión depende de la habilidad del observador y de la limpieza del líquido y el tubo.



Figura 6.12.1 – Manómetro de columna inclinada HP – Kimo.

6.2. Datos técnicos de los elementos montados.

Tubo recocido de cobre.

Distribuidor Pecomark. Normativa UNE-EN 12735-1, ASTM B68, ASTM B-680.

Especificaciones:

TUBO RECOCIDO DE COBRE	
Composición química	CuDHP (Cu + Ag) > 99,9 %, P : 0,015% / 0,04 %
Estado	Recocido
Diámetros externos	5/16", 3/8", 1/2".
Espesor	8 mm
Largo de rollos	15 m

Tabla 6.2.1 – Especificaciones tubo recocido.

Evaporador.

Se trata de un intercambiador de calor del tipo expansión seca, de convección forzada, con aletas exteriores de aluminio y sin sistema de desescarche .

Dimensiones:

EVAPORADOR	
Superficie de intercambio	6,238 m ²
Diámetro tubos de cobre	5/8"
Distancia entre tubos	59 mm
Número de aletas/metro lineal de tubo	600
Espesor de aletas	0,4 mm
Separación entre aletas	7 mm
Ancho de baffle	180 mm

Diámetro equivalente del bafle	237,12 mm
Largo de la batería	290 mm
Altura de la batería	260 mm

Tabla 6.2.2 – Especificaciones evaporador.

Condensador.

Se trata de un intercambiador de calor del tipo enfriado por aire y convección forzada con ventiladores acoplados a la carcasa y protegidos mediante rejilla.

Dimensiones y prestaciones eléctricas:

CONDENSADOR	
Diámetro de tubos de cobre	3/8"
Distancia entre tubos	30 mm
Número de aletas/metro lineal de tubo	300
Espesor de aletas	0,2 mm
Separación entre aletas	1 mm
Largo de la batería	660 mm
Altura de la batería	340 mm
Fondo de la batería	190 mm
Incluye	2 ventiladores y malla protectora

Tabla 6.2.3 – Especificaciones condensador.

Compresor.

Del tipo hermético, refrigeración por aire forzada, usado el mismo ventilador de la batería condensadora.

Prestaciones eléctricas:

COMPRESOR	
Número de fases	1
Intensidad nominal	5,9 A
Frecuencia de alimentación	50 Hz
Tensión de alimentación	57 W
Condensador de marcha	1
Condensador de arranque	1

Tabla 6.2.4 – Especificaciones compresor.

Válvula de expansión.

Fabricante Danfoss, del tipo expansión termostática sin compensación externa, modelo TEX2. Prestaciones:

VALVULA DE EXPANSION	
Peso	0,290 kg
Homologación	EAC, LLC CDC TYSK
Material del cuerpo	Bronce
Longitud del tubo capilar	1500 mm
Tipo de conexión	Roscada
Producto igual	068Z3238
Tamaño de entrada	3/8 in
MWP	34 bar
Tamaño de salida	1/2 in
Formato del pack	Multipack
Refrigerante de uso	R22 / R407C
SS	5 °C
Rango de temperaturas	-40 -10°C

Tabla 6.2.5 – Especificaciones VET.

Filtro deshidratador.

Fabricante Danfoss, tipo DCL, Dx 083. Prestaciones:

FILTRO DESHIDRATADOR	
Peso	0,356 kg
Capacidad ácido	1,36 g
Homologación	UL
Material de conexión	acero
Tamaño del núcleo	08 cu in
Tamaño de la conexión de entrada	10 mm
Tipo de entrada	Roscada
MWP	46 bar
Volumen neto	0,066 l
Tamaño de conexión de salida	10 mm
Tipo de salida	Roscada
Formato pack	Multipack

Tipo de refrigerante	HCFC / HFC
Volumen de carcasa	0,17 L
Superficie del núcleo sólido	131 cm ²
Volumen del núcleo sólido	104 cm ³
Rango de temperaturas	-40 -70°C

Tabla 6.2.6 – Especificaciones filtro deshidratador.

Visor de líquido.

Usado un visor de la marca Hansa, tipo SG. Prestaciones:

VISOR DE LIQUIDO	
Peso	0,118 kg
Homologación	C UL US LISTED, EAC
Tipo de entrada y salida	Abocardada
Tamaño entrada y salida	1/4 in
MWP	52 bar
Indicador de humedad	Si
Tipo de refrigerante	HC / HCFC
Rango de temperaturas	-50 -80°C

Tabla 6.2.7 – Especificaciones visor de líquido.

Recipiente de líquido.

Fabricante Tecnac, modelo C-150. Homologación Bureau Veritas, Certificado ISO 9001:2008. Normativa aplicada: Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE y el Código de Diseño AD-Merkblatter y UNE EN 13445. Prestaciones:

RECIPIENTE DE LIQUIDO	
Conexión de entrada	1/2"
Conexión de salida	3/8"
Capacidad	5 l
Potencia media	2565 W a
Presión de timbre de la válvula de seguridad	25 bar

Tabla 6.2.8 – Especificaciones recipiente de líquido.

Caudalímetro.

Del tipo flotador de forma cónica, marca Martin Marten.

Fabricante AbCo. Especificaciones:

CAUDALIMETRO	
Fluido frigorífico	R-22
Densidad de medida	1,13 kg/l
Viscosidad de medida	0,19 mPa
Presión de medida	15 bar
Temperatura de funcionamiento	-20 +125°C
Escala	0-120 mm
Unidades	l/h

Tabla 6.2.9 – Especificaciones caudalímetro.

Presostato diferencial.

Marca Danfoss, modelo KP15. Homologación:

Marcado CE según normas:

- LVD 2006/95/CE.

(EN 60947-1, EN 60947-4-1 y EN 60947-5-1).

- PED 97/23/CE, categoría IV (EN 12263):

KP 1, KP 2, KP 6, KP 7 y KP 17.

Homologación UL por Underwriters Laboratories.

Inc. China Compulsory Certificate, CCC.

Especificaciones:

PRESOSTATO DIFERENCIAL	
Peso	0,754 kg
Temperatura ambiente	1,13 kg/l
Longitud del tubo capilar	900 mm
Función del contacto	SPDT
Clase de contacto	DC13=12W,220V
Tamaño de conexión eléctrica	6-14 mm
Protección	IP30
Rango de regulación en baja presión	-0,2 – 7,5 bar
ΔP en baja presión	0,7 – 4,0 bar
Rango de regulación en alta presión	8 - 32 bar
ΔP en alta presión	4,0 bar
Rearme automático	Si

Máxima presión de trabajo	35 bar
Tipo de conexión	1/4 in hembra
Elemento sensor de presión	fuelles
Refrigerante	HCFC / non flam HFC

Tabla 6.2.10 – Especificaciones presostato diferencial.

Manómetros.

Disponen de escala de temperaturas de saturación, una unidad para la alta presión y otra para la baja presión. Mínimos de calidad exigidos por el Reglamento de Redes y Acometidas de Combustibles Gaseosos, 1974.

Escala para tres tipos de refrigerantes: R-22, R-12 y R-502. Especificaciones:

MANOMETRO	
Rango de presiones baja	0 - 9 bar
Rango de presiones alta	0 - 34 bar
Dimensiones	68 * 31 mm
Dimensiones de rosca	10 mm
Material	metal, plástico
Peso	152 g

Tabla 6.2.11 – Especificaciones manómetro.

Termómetros de bulbo seco y húmedo.

Van situadas en las siguientes zonas:

- Módulo de humidificación.
- Entrada de aire exterior.
- Salida de aire de la UTA.

Especificaciones:

TERMOMETRO DE BULBO SECO Y HUMEDO	
Escala de temperaturas	-40°C a +40°C
División	1/1°C
Longitud	160 mm
Material	vidrio

Tabla 6.2.12 – Especificaciones termómetros.

Manómetros de columna inclinada.

Usados de la marca KIMO, modelos HP5 y HP10

Van situados en las siguientes zonas:

- Aire de salida de la UTA: modelo HP10.
- Aire de entrada exterior a la UTA: modelo HP5.

Especificaciones:

MANOMETRO DE COLUMNA INCLINADA	
Ajuste del cero	por deslizamiento de la regleta móvil
Nivel de burbuja	integrado para ajuste de horizontalidad
Escala modelo HP10	de 0 a 10 mmH ₂ O / 0-50 Pa
Escala modelo HP5	de 0 a 5 mmH ₂ O / 0-100
Dimensiones modelo HP10	234 * 80 * 30 mm
Dimensiones modelo HP5	184 * 80 * 30 mm
Sensibilidad modelo HP10	1 mm H ₂ O: 15 mm
Sensibilidad modelo HP5	1 mm H ₂ O: 20 mm
Tolerancia mínima	±1% del valor máximo de la escala a 20 °C
Presión estática máxima	6 bar

Tabla 6.2.13 – Especificaciones manómetro de columna inclinada.

7. EL CIRCUITO ELÉCTRICO.

7.1. Definición y clasificación de los elementos.

En este apartado se procede a definir los elementos eléctricos de los que dispone el circuito de la Unidad de Tratamiento de Aire de estudio, y a la indicación de prestaciones técnicas. Se debe tener presente la simplicidad de ésta pues el objetivo prioritario de la unidad es el de control de la parte psicométrica e hidráulica, para ello no se dispone de control automático alguno.

A continuación se definen los elementos básicos.

7.1.1. Cables eléctricos.

Composición:

- Conductor: Elemento que conduce la corriente eléctrica y puede ser de diversos materiales metálicos. Puede estar formado por uno o varios hilos.
- Aislamiento: Recubrimiento que envuelve al conductor, para evitar la circulación de corriente eléctrica fuera del mismo.
- Capa de relleno: Material aislante que envuelve a los conductores para mantener la sección circular del conjunto.
- Cubierta: Está hecha de materiales que protejan mecánicamente al cable. Tiene como función proteger el aislamiento de los conductores de la acción de la temperatura, sol, lluvia, etc.

Los cables eléctricos se pueden subdividir según:

Niveles de tensión:

- cables de muy baja tensión (hasta 50 V).
- cables de baja tensión (hasta 1000 V).
- cables de media tensión (hasta 30 kV).
- cables de alta tensión (hasta 66 kV).
- cables de muy alta tensión (por encima de los 770 kV).

Componentes:

- Conductores (cobre, aluminio u otro metal).
- Apantallado o Blindaje (se utiliza en conductores de radiofrecuencia, puede ser una malla o un tubo, liso o corrugado)
- Aislamientos (materiales plásticos, elastómeros, papel impregnado en aceite viscoso o fluido).
- Protecciones (armaduras y cubiertas externas adicionales al aislamiento para aumentar la resistencia a ciertas condiciones críticas de operación).

Número de conductores:

- Unipolar: Un solo conductor.
- Bipolar: 2 conductores.
- Tripolar: 3 conductores. Una fase (marrón o negro), un neutro (azul) y tierra (verde y amarillo).
- Tetrapolar: 4 conductores. Son dos fases (marrón y negro), un neutro (azul) y tierra (verde y amarillo).
- Pentapolar: 5 conductores. Estos cables se componen de 3 fases (gris o celeste, marrón y negro), un neutro (azul) y tierra (verde y amarillo).

Materiales empleados:

- Cobre.
- Aluminio.
- Constantán, una aleación de cobre.
- Almelec, una aleación de aluminio.

Flexibilidad del conductor:

- Conductor rígido.
- Conductor flexible.

Aislamiento del conductor:

Aislamiento termoplástico.

- PVC - (policloruro de vinilo).
- PE - (polietileno).
- PCP - (policloropreno), neopreno o plástico.

Aislamiento termoestable:

- XLPE - (polietileno reticulado).
- EPR - (etileno-propileno).

- MICC - Cable cobre-revestido Mineral-aislado.

7.1.2. Ventilador

Se utiliza para usos muy diversos como: ventilación de ambientes, refrescamiento de máquinas u objetos o para mover gases, en nuestro caso el aire, por una red de conductos.

También de forma secundaria, se utiliza el ventilador para asistir a un intercambiador de calor con funciones de disipador, con el fin de aumentar la transferencia de calor entre sólido y aire o entre fluidos que interactúan.

Tipos:

Atendiendo a su función:

- Ventiladores tubulares: Para acoplar o intercalar en un conducto circular.
- Ventiladores murales: Conocidos también como extractores, tienen la función de trasladar aire entre dos espacios, separados por el muro en que se ubica el extractor.
- Ventiladores de chorro: Aparatos usados para proyectar una corriente de aire incidiendo sobre personas o cosas.

Atendiendo a la trayectoria del aire:

- Ventiladores Centrífugos: En ellos, la trayectoria del aire sigue una dirección axial a la entrada y paralela a un plano radial a la salida. Entrada y salida están en ángulo recto. El rodete de estos aparatos está compuesto de álabes que pueden ser: *hacia adelante*, *radiales* o *hacia atrás*.
- Ventiladores Axiales: La entrada de aire y su salida siguen una trayectoria según superficies cilíndricas coaxiales.
- Ventiladores Transversales: La trayectoria del aire en el rodete es normal al eje, tanto a la entrada como a la salida, cruzando el cuerpo del mismo.
- Ventiladores Helicocentrífugos : Son aparatos intermedios de los anteriores. El aire entra como en los axiales y sale igual que en los centrífugos.

Atendiendo a la presión:

- Ventiladores de Baja Presión: Se llaman así los que no alcanzan los 70 Pascales. Suelen ser centrífugos. Los más característicos son los utilizados en climatizadores.
- Ventiladores de Media Presión: Cuando la presión llega entre los 70 y 3.000 Pascales. Pueden ser centrífugos o axiales.
- Ventiladores de Alta Presión: Cuando la presión está por encima de los 3.000 Pascales. Suelen ser centrífugos, con rodetes estrechos y de gran diámetro.

Atendiendo al sistema de accionamiento:

- Accionamiento directo: Cuando el motor eléctrico tiene el eje común, o en prolongación con el del rodete o hélice del ventilador.
- Accionamiento por transmisión: Como es el caso de transmisión por correas y poleas para separar el motor de la corriente del aire (por caliente, explosivo, etc.).

Curva característica de un ventilador:

El caudal y la presión de un ventilador, son variables dependientes que se pueden relacionar mediante una curva de trabajo. Se ensaya el aparato variándole la carga desde el caudal máximo al caudal cero. Todos los pares de valores obtenidos caudal-presión se llevan a uno a los ejes coordenados, obteniéndose un grupo de curvas, cuyo conjunto recibe el nombre de **característica** del ventilador:

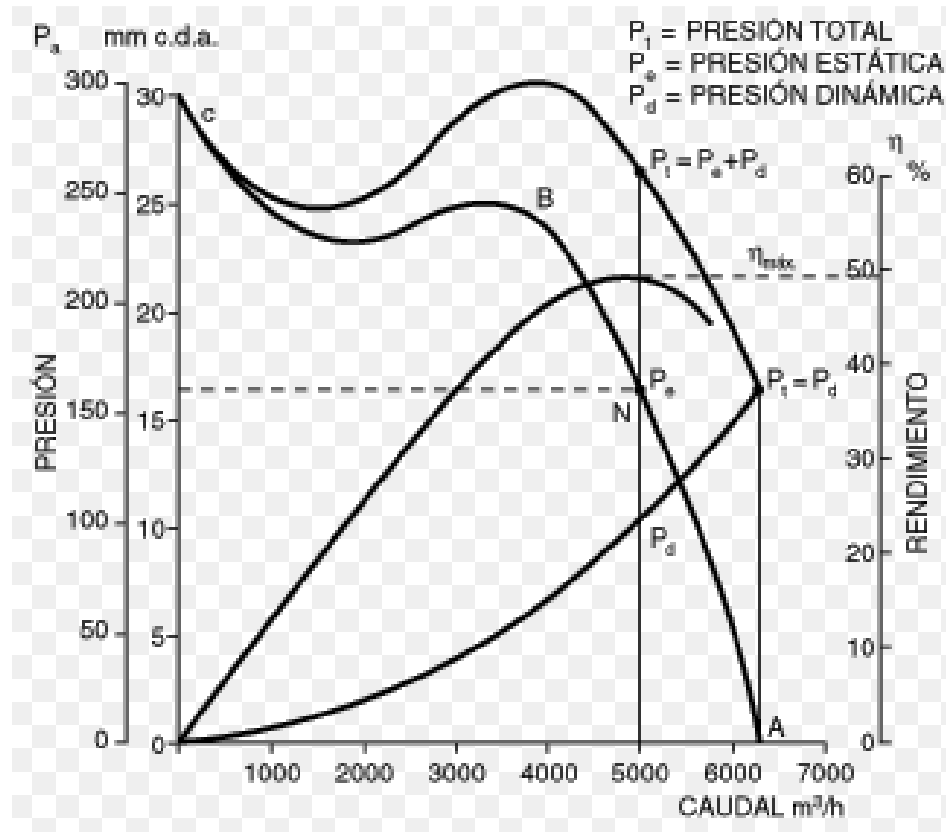


Figura 7.2 – característica de un ventilador.

Se observan en la figura curvas diferentes. Cada una de ellas representa un valor distinto y su lectura se hace en las escalas que la enmarcan. Obsérvese que a **descarga libre**, es decir cuando la *Presión estática* (P_e) es nula, el ventilador da el máximo caudal que puede mover; en este punto la *Presión total* es igual a la dinámica ($P_t = P_d$).

Asimismo, cuando el ventilador está **obturado**, es decir que da el mínimo caudal, la *Presión dinámica* (P_d) es nula; en este punto, la *Presión total* es igual a la *estática* ($P_t = P_e$).

Otra curva que se puede ver en el gráfico es la curva de rendimiento (η), que se lee en % en la escala de la derecha. Se ve que el rendimiento del ventilador, depende del caudal que está moviendo y se marca el rendimiento máximo. La zona idónea de trabajo del ventilador, por tanto, es el tramo A-B de su curva de *presión estática*. Entre B y C su funcionamiento es inestable, el rendimiento desciende rápidamente y aumenta notablemente el ruido. Por ello, en muchos

catálogos se representa sólo el tramo eficaz de funcionamiento, obviando el tramo hasta la presión máxima de que es capaz.

Para conocer el punto en que trabajará un ventilador, una vez determinada la pérdida de carga que debe vencer, no hay más que marcarla sobre el eje de ordenadas. A partir de aquí y con una horizontal se corta la curva de *Presión estática* en un punto, a partir del cual y mediante una línea vertical, en el eje de abscisas se obtiene el caudal que proporcionará el ventilador en cuestión, trabajando contra la pérdida de carga que se ha considerado inicialmente.

7.1.3. Resistencias eléctricas.

En la actualidad las resistencias calentadoras se utilizan para infinidad de aplicaciones. La gran mayoría de ellas son fabricadas con un alambre de una aleación de níquel (80%) y cromo (20%). Esta aleación soporta temperaturas muy altas (1000°C), es resistivo (condición necesaria para generar calor), es muy resistente a los impactos y es inoxidable.



Figura 7.3.1 – Recalentador UTA.



Figura 7.3.2 – Generador de vapor.

7.1.4. Interruptor selector.

El interruptor selector tiene por función abrir o cerrar un contacto ya sea normalmente abierto o normalmente cerrado según su aplicación eléctrica en un circuito. Se utilizan para activar arrancadores magnéticos y estos controlar motores eléctricos de gran capacidad o potencia, además en el uso industrial en equipos donde se requiera una operación en manual y automático. Pueden tener varias posiciones.



Figura 7.4 – Interruptor selector.

7.1.5. Interruptor magnetotérmico.

Es un dispositivo capaz de interrumpir la corriente eléctrica de un circuito cuando ésta sobrepasa ciertos valores máximos. Su funcionamiento se basa en dos de los efectos producidos por la circulación de corriente en un circuito: el magnético y

el térmico (efecto Joule). El dispositivo consta, por tanto, de dos partes, un electroimán y una lámina bimetálica, conectadas en serie y por las que circula la corriente que va hacia la carga.

No se debe confundir con un interruptor diferencial o disyuntor.

Al igual que los fusibles, los interruptores magnetotérmicos protegen la instalación contra sobrecargas y cortocircuitos.



Figura – Interruptor magnetotérmico

7.1.6. Potenciómetro.

Un potenciómetro es uno de los dos usos que posee la resistencia o resistor variable mecánico (con cursor y de al menos tres terminales). Conectando los terminales extremos a la diferencia de potencial a regular (control de tensión), se obtiene entre el terminal central (cursor) y uno de los extremos una fracción de la diferencia de potencial total, se comporta como un divisor de tensión o voltaje. Según la potencia que disipa en su funcionamiento, como regulador de tensión, así debe ser la potencia de la resistencia variable mecánica a utilizar.



Figura – Potenciómetro.

7.1.7. Amperímetro magnetoeléctrico.

Para medir la corriente que circula por un circuito se tiene que conectar el amperímetro en serie con la fuente de alimentación y con el receptor de corriente. Así, toda la corriente que circula entre esos dos puntos va a pasar antes por el amperímetro. Estos aparatos tienen una bobina móvil que está fabricada con un hilo muy fino (aproximadamente 0,05 mm de diámetro) y cuyas espiras, por donde va a pasar la corriente que se quiere medir, tienen un tamaño muy reducido. Por todo esto, se puede decir que la intensidad de corriente, que va a poder medir un amperímetro cuyo sistema de medida sea magnetoeléctrico, va a estar limitada por las características físicas de los elementos que componen dicho aparato. El valor límite de lo que se puede medir sin temor a introducir errores va a ser alrededor de los 100 miliamperios, luego la escala de medida que se va a usar no puede ser de amperios sino que debe tratarse de miliamperios.



Figura – Situación de la bobina en el cuadro de la UTA.

7.1.8. Protector térmico.

Se puede encontrar en los compresores de aire acondicionado externamente hasta 15000 btu colocada en la parte superior de estos dentro de una tapa y teniendo contacto directo con el compresor, en los equipos de mayor tamaño se

encuentra dentro del compresor muy cerca de la bobina eléctrica, también los motores ventiladores poseen uno en su bobina, cuando está ubicada externamente.

Funcionamiento:

Al existir una sobrecarga eléctrica ya sea causada por el compresor, por un exceso de consumo motivado por una falla eléctrica, por daño interno del compresor, por una falla del capacitador la línea eléctrica se sobrecalienta y el protector térmico está formado por una lámina bimetálica (hecha de dos metales) que reacciona a los cambios de temperatura, amperaje calentándose y doblándose mientras permanezca caliente cortando el paso eléctrico al doblarse, desconecta la línea en el cual se encuentra.

Conexión:

Va conectado en la línea común del compresor para de esta forma cortar una fase al momento de actuar y sacar de servicio a este para evitar daños en el equipo o al mismo compresor. Vienen diseñados para quedar debajo de la tapa del compresor en caso de ser externos, los internos no se reemplazan, en los compresores rotativos tarda un tiempo prolongado cuando son internos en restablecer la continuidad.

Comprobación de buen funcionamiento:

Ya que la función es muy simple cortar la corriente al existir un recalentamiento producto del alto amperaje, la prueba es en la opción de continuidad de los equipos de medición el debe estar normalmente cerrado (tener continuidad) y la lámina bimetálica debe estar en buenas condiciones a simple vista, no presentar corrosión, señales de recalentamiento, y trabajar en forma normal dentro de los rangos de amperaje para la capacidad que está instalado.



Figura 7.8.1 – Protector térmico.

7.1.9. Condensador.

Dispositivo pasivo utilizado en electricidad y electrónica, capaz de almacenar energía sustentando un campo eléctrico. Está formado por un par de superficies conductoras, generalmente en forma de láminas o *placas*, en situación de influencia total (esto es, que todas las líneas de campo eléctrico que parten de una van a parar a la otra) separadas por un material dieléctrico o por el vacío. Las placas, sometidas a una diferencia de potencial, adquieren una determinada carga eléctrica, positiva en una de ellas y negativa en la otra, siendo nula la variación de carga total.

$$C = \frac{Q}{V_1 - V_2}$$

Capacidad, μF (7.9.1)

$$Q = C * (V_2 - V_1)$$

Carga eléctrica, C (7.9.2)

Carga y descarga:

Al conectar un condensador en serie con una resistencia, a una fuente de tensión eléctrica (o comúnmente, fuente de alimentación), la corriente empieza a circular por ambos. El condensador va acumulando carga entre sus placas. Cuando el condensador se encuentra totalmente cargado, deja de circular corriente por el circuito. Si se quita la fuente y se coloca el condensador y la resistencia en paralelo, las cargas empiezan a fluir de una de las placas del condensador a la otra a través de la resistencia, hasta que la carga o energía almacenada en el condensador es nula. En este caso, la corriente circulará en sentido contrario al que circulaba mientras el condensador se estaba cargando.

Condensador de arranque y de marcha:

Los motores monofásicos, a diferencia de los trifásicos, necesitan un capacitor para su arranque; una vez que el motor arranca necesita, en algunos motores, otro capacitor denominado "de marcha".

La diferencia entre ellos es muy significativa ya que el capacitor de arranque

actúa sólo en el arranque y el de marcha queda conectado durante todo el funcionamiento del motor.

La función del capacitor de arranque es vencer la fuerza opositora que se presenta en ciertas condiciones de trabajo como pueden ser las presiones desiguales en un sistema de refrigeración.

La función del capacitor de marcha es reforzar al motor, mejorar el factor de potencia, reducir el consumo de corriente y, en consecuencia, disminuir la temperatura del motor.

La capacidad del capacitor de marcha es muy inferior al de arranque y soporta o maneja un voltaje a través de sus terminales, mayor que el voltaje de la línea, originado en el bobinado de arranque del motor.

El bobinado de arranque de un motor puede dañarse si se produce un corto circuito o se conecta a tierra el capacitor. El borne de entrada siempre se debe conectar a la línea de suministro de manera directa o en derivación al borde de marcha o régimen y nunca al borde de estarte. La instalación de un fusible adecuado en la línea de entrada puede proteger el bobinado de una falla en el capacitor a tierra.

Algunos capacitores de Marcha (los que poseen 3 terminales) están hechos para trabajar conjuntamente con el motor del ventilador y con el compresor o bocha, tienen un punto común para la entrada y los otros dos uno para el ventilador y otro para el compresor en sus respectivos bobinados.

Cuando se utiliza asociado a un relé y a un capacitor de arranque, su propósito es el de mejorar el funcionamiento del compresor y controlar la fuerza contra electromotriz y bajar la potencia reactiva.



Figura 7.9.1 - Condensador.

7.2. Datos técnicos de los elementos montados.

Cable eléctrico.

Distribuidor TodoElectrico. Cumple con los mínimos de calidad exigidos por las normas siguientes:

- Constructivas: UNE 211002.
- Nacional / Europea : UNE-EN 60332-1-2; UNE-EN 50266-2-4; UNE-EN 50267; UNE-EN 61034-2.
- Internacional: IEC 60332-1-2 ; IEC 60332-3-24; IEC 60754; IEC 61034-2.

Cable de obligada instalación en siguientes ITC del Reglamento de Baja Tensión:

- ITC-BT-15: Derivaciones individuales.
- ITC-BT-Locales de pública concurrencia.

CABLE ELECTRICO	
Material conductor	cobre flexible clase 5 para instalación fija (-k)
Material aislante	poliolefina termoplástica ignífuga, libre de halógenos (Z1)
Diámetros	1,5 mm; 2,5 mm; 3 * 4 mm

Tabla 7.2.1 – Especificaciones cable eléctrico.

Ventiladores.

Dos unidades, uno para la impulsión de aire de acondicionamiento del local, y otro de refrigeración del condensador. Cumple con los mínimos de calidad exigidos en el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.

- Impulsión:

1 ventilador centrífugo. Distribuidor Pecomark. Tipo 7/7 DOM CODE 610229.

Especificaciones:

IMPULSIÓN	
Número de unidades	1
Tipo	centrífugo
Tensión de alimentación	220/240 V
Amperaje de alimentación máximo	1,15 A
Tipo de protección	IP 45 Clase B, protector térmico en devanado
Frecuencia de alimentación	50 Hz
Revoluciones de servicio	860 rpm
Materiales	chapa de acero galvanizada
Rodetes	tipo centrífugo con álabes inclinados montados al eje motor
Condensador de marcha	1

Tabla 7.2.2 – Especificaciones ventilador impulsión.

- Condensador:

2 ventiladores axiales acoplados a la batería condensadora. Distribuidor

Pecomark. Especificaciones:

CONDENSADOR	
Número de unidades	2
Tipo	Axiales
Número de fases	1
Potencia nominal	57 W
Frecuencia de alimentación	50 Hz
Tensión de alimentación	220 V
Número de revoluciones	1300 rpm
Intensidad nominal	0,37 A

Condensador de marcha	1
-----------------------	---

Tabla 7.2.3 – Especificaciones ventiladores condensador.

Resistencias.

Fabricante ADFO Patentat. Elementos térmicos regulados bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. Utilizadas en las siguientes unidades:

- Precalentador & Recalentador:

3 Resistencias. Especificaciones:

PRECALENTADOR & RECALENTADOR	
Mejora de transmisión de calor	aletas exteriores
Materiales	acero cincado electrónico
Voltaje de alimentación	220 V
Potencia unitaria	500 W * 3
Temperatura máxima de servicio	250 °C

Tabla 7.2.4 – Especificaciones Precalentador & Recalentador.

- Generador de vapor:

3 Resistencias de tipo inmersión. Especificaciones:

GENERADOR DE VAPOR	
Materiales	cobre niquelado y latón
Soldadura	aleación de cobre
Tensión de alimentación	220 V
Amperaje de alimentación	20 A
Potencia unitaria	3500 W
Longitud de resistencias	500 mm

Tabla 7.2.5 – Especificaciones GV.

Interruptor selector.

Fabricante Eaton, Distribuidor RS. Elementos regulados bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-3:2000. UNE 20353-1:1989. Certificados UL, CSA. Especificaciones:

INTERRUPTOR SELECTOR	
Número de posiciones	2
Tipo de actuador	palanca
Tensión máxima	690 V
Corriente máxima	20 A
Protección	IP65
Dimensiones	48 * 48 * 100 mm
Temperatura de funcionamiento	-25 a +25°C

Tabla 7.2.6 – Especificaciones interruptor selector.

Interruptor magnetotérmico.

Fabricante Merlin Gerin. Elemento regulado bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-2:2007. IEC 60947-2:2006. Especificaciones:

INTERRUPTOR MAGNETOTÉRMICO	
Corriente de corte	10 kA
Número de polos	2
Tensión máxima	440 V
Apto para seccionamiento	si
Conexión para secciones máximas	cable flexible: 35 mm ² , cable rígido: 50 mm ²
Ancho por polo	3 pasos de 9 mm

Tabla 7.2.7 – Especificaciones interruptor magnetotérmico.

Potenciómetro.

Fabricante TE Connectivity, serie TW. Elemento regulado bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. Especificaciones:

POTENCIOMETRO	
Potencia nominal	1 W
Resistencia máxima	10 kO
Par mecánico	3,5 - 10 mNm
Número de vueltas	1
Diámetro del eje	6,35 mm
Tolerancia	±10%
Longitud	42,5 mm
Profundidad	22,6 mm
Máxima temperatura de funcionamiento	+125°C
Mínima temperatura de funcionamiento	-55°C
Coeficiente de temperatura	±100ppm/°C

Tabla 7.2.8 – Especificaciones potenciómetro.

Protector térmico.

Elementos regulados bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. Unidades utilizadas en los elementos: ventilador de impulsión, compresor, resistencias térmicas. Especificaciones:

PROTECTOR TÉRMICO	
Tensión nominal	125/250 V ca ; 24 V dc
Amperaje máximo	16 A
Temperatura de accionamiento	260°C
Ciclos de vida	100000
Material de la caja	cerámica
Rearme	automático
Certificación	CQC, UL, TUC, VDE

Tabla 7.2.9 – Especificaciones protector térmico.

Condensador.

Distribuidor ADAJUSA. Elementos regulados bajo el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. Especificaciones:

- Condensador de arranque: utilizado en el compresor frigorífico.

ARRANQUE	
Modelo	MK-25
Tensión máxima de alimentación	330 V
Frecuencia de alimentación	50 Hz
Amperaje de alimentación	0,2 / 37 A
Capacidad	300uF

Tabla 7.2.10 – Especificaciones condensador de arranque.

- Condensador de marcha: utilizados en el ventilador de impulsión y batería condensadora.

MARCHA	
Capacidad	26 uF
Tensión máxima de alimentación	400 V
Frecuencia de alimentación	50 Hz

Tabla 7.2.11 – Especificaciones condensador de marcha.



DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE AIRE ACONDICIONADO

PLANOS

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

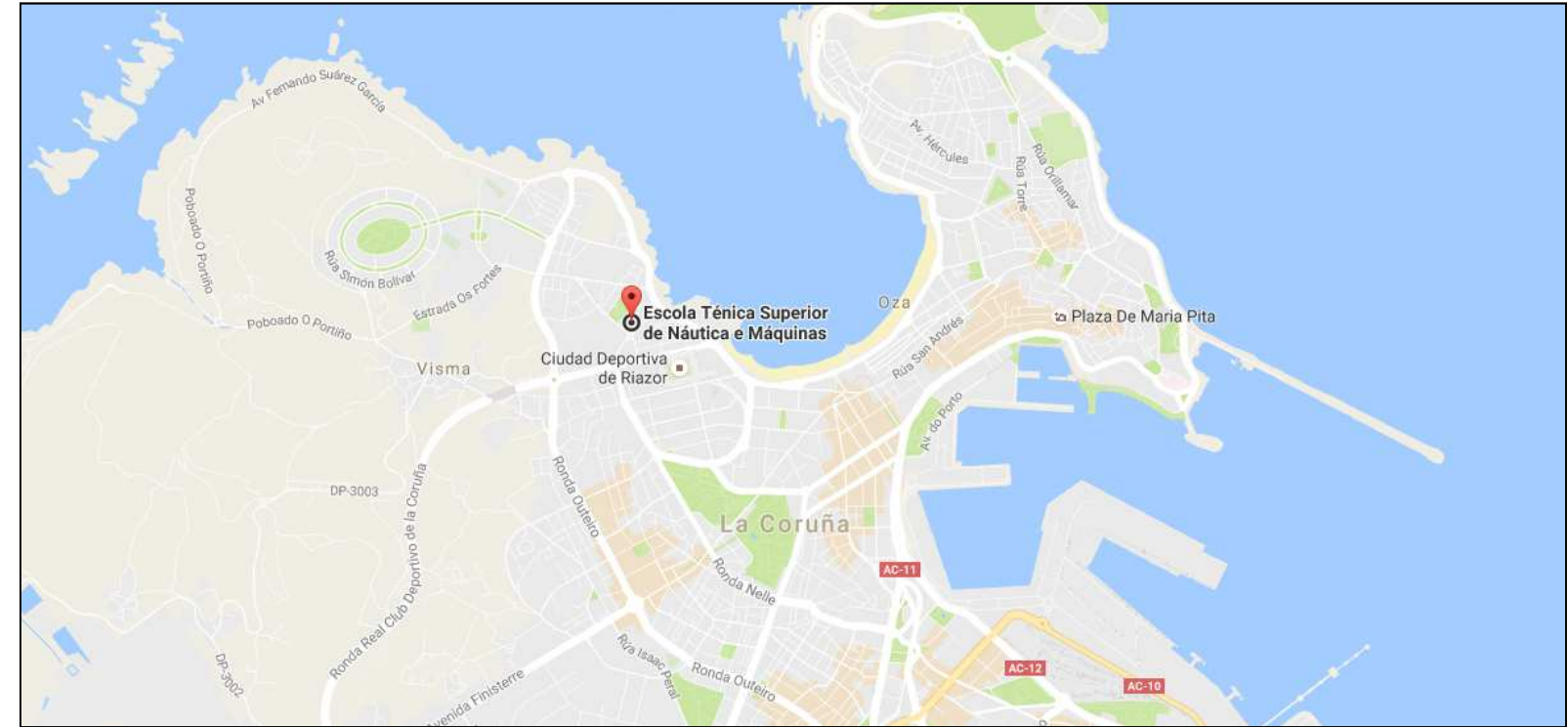
SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

INDICE.

1. PLANO DE SITUACIÓN.....	149
2. PLANO DE EMPLAZAMIENTO.....	150
3. DIAGRAMA ELÉCTRICO.....	151
4. DIAGRAMA HIDRÁULICO.....	152



Universidad: E.T.S. Náutica y Máquinas		Proyecto Fin de Carrera Número del trabajo: TFG / GTM / E-40-16	
Título del proyecto: Dimensionamiento de túnel de aire acondicionado			
Título del plano: Plano de situación		Fecha: 12 / 09 / 2016	
Autor: Martín Romero Fidalgo		Firma: <input type="text"/>	
		Escala: 3 cm - 200 km 3 cm - 100 km 2 cm - 500 m	
		Plano N°: 1	



do Orzán

Rúa Manuel Azaña

Compañía De Tranvías De La Coruña

Estreito de S. FORTES

Av. Gran Canaria

Av. de Labañou

MUNCYT

Instituto de Educación Secundaria les Calvo...

Ronda Outeiro

Rúa Educación
UNED Coruña

EOI da Coruña

Praza Almirante Romay

Escola Técnica Superior de Náutica e Máquinas

Rúa Manuel Murguía

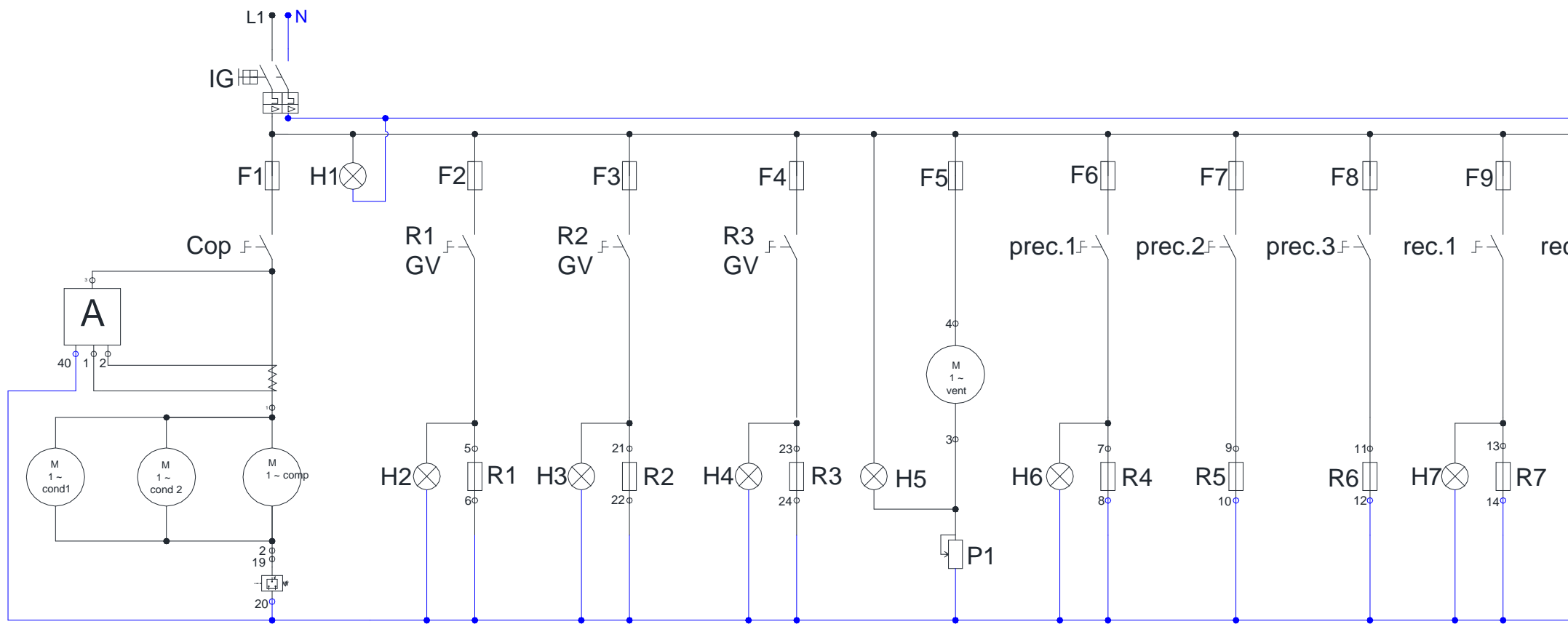
Ciudad Deportiva de Riazor

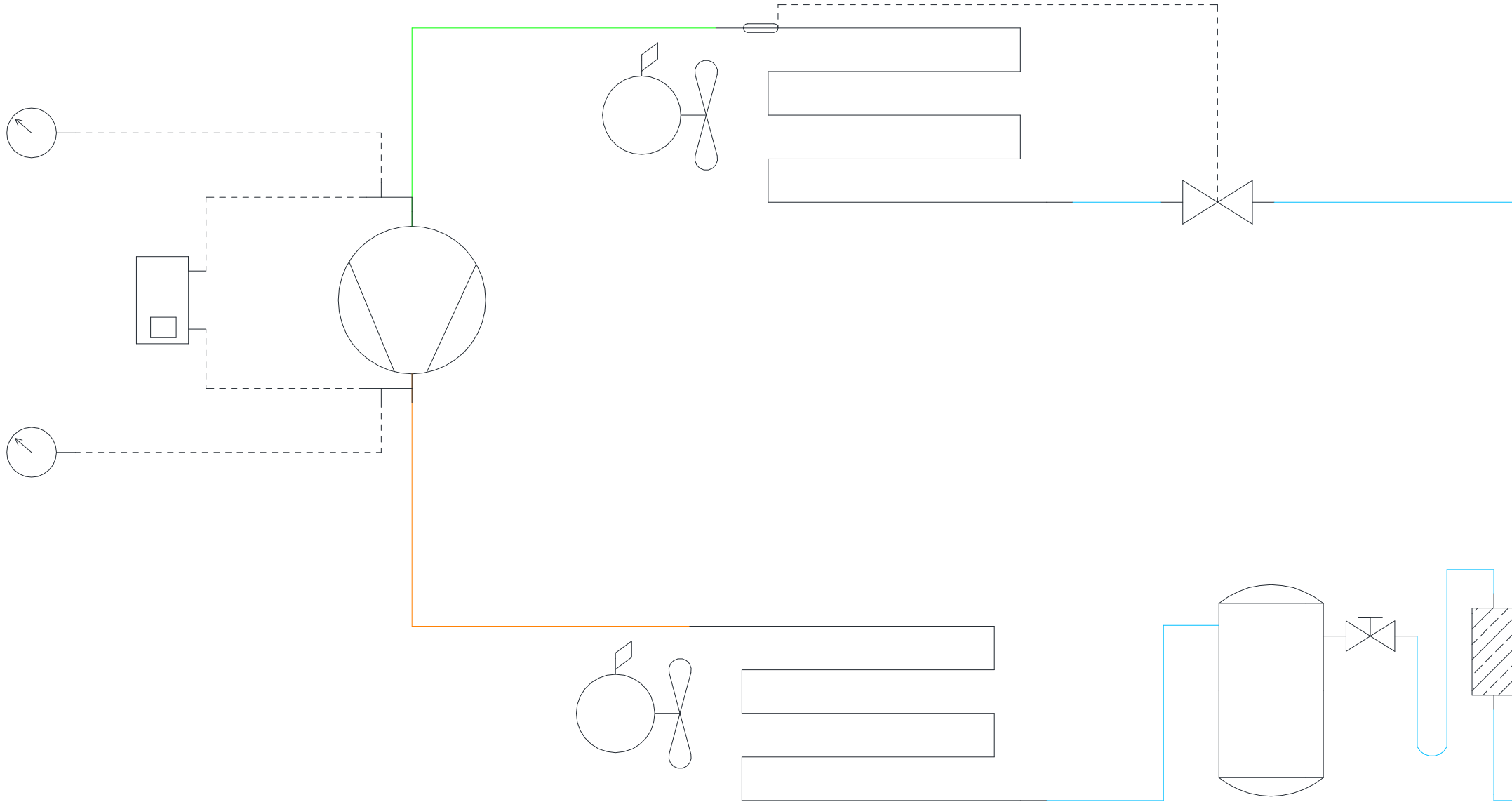
Av. de la Habana

Rúa Cuesta

Paseo Ronda

Plaza







DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE VIENTO

PLIEGO DE CONDICIONES

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

INDICE.

1. PLIEGO DE CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS GENERALES.....	155
1.1. Disposiciones generales.	155
1.1.1. Normas generales de aplicación.	155
1.1.2. Documentos de que consta este proyecto.	157
1.1.3. Entidad propietaria.	157
1.1.4. Director de obra.....	157
1.2. Condiciones económicas.	157
1.2.1. Base fundamental.....	157
1.2.2. Plazo de garantía.	157
1.2.3. Equivocaciones en el presupuesto.	158
1.2.4. Mejoras de obras.....	158
1.2.5. Seguro de trabajadores.	158
1.2.6. Reclamaciones por parte del contratista.	158
1.3. Condiciones temporales y administrativas.....	158
1.3.1. Remisión de precios.	158
1.3.2. Comienzo de trabajos de mantenimiento y plazo de ejecución.....	159
1.4. Condiciones legales.....	159
1.4.1. Jurisdicción.....	159
1.4.2. Accidentes de trabajo y daños a terceros.....	159
1.4.3. Causas de rescisión del contrato.....	159
1.4.4. Responsabilidades, sanciones y recursos.....	160
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES.....	161
2.1. Disposiciones generales.	161
2.2. Materiales empleados.	161
2.3. Sustitución de elementos.	161
2.4. Mano de obra.....	161
2.5. Pruebas y análisis.....	162

1. PLIEGO DE CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS GENERALES.

1.1. Disposiciones generales.

El presente pliego de condiciones tiene por objeto el definir el emplazamiento de la instalación, en este caso la E.T.S. de Náutica y Máquinas de la U.D.C., el alcance del trabajo, las especificaciones para futuras obras de mejora o mantenimiento de la instalación, y la normativa actualizada aplicada a los elementos de la instalación.

1.1.1. Normas generales de aplicación.

El proveedor se ha visto obligado a cumplir con la Ley de Contratos con las administraciones públicas del 30 de Octubre del 2007, así como sus modificaciones.

Todas las unidades de obra se han ejecutado cumpliendo las prescripciones indicadas en los reglamentos de seguridad y normas técnicas de obligado cumplimiento para este tipo de instalación, tanto de ámbito internacional como nacional o autonómico, así como todas las otras que se establezcan en la memoria descriptiva de este documento.

- Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. (RITE).
- Reglamento de Redes y Acometidas de -Combustibles Gaseosos, 1974.
- Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE.
- UNE 53127:2002. Plásticos celulares. Aislamientos térmicos con espumas elastoméricas para tubos de agua fría o caliente.
- UNE-EN 12735-1: 2001. Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para aire acondicionado y refrigeración. Parte 1: Tubos para canalizaciones. Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE y UNE EN 13445. ISO 9001:2008.
- UNE 211002:2004 Cables de tensión asignada hasta 450/750 V con aislamiento de compuesto termoplástico de baja emisión de humos y gases corrosivos. Cables unipolares sin cubierta para instalaciones fijas. UNE-EN 60332-1-2; UNE-EN 50266-2-4; UNE-EN 50267; UNE-EN 61034-2.

- IEC 60332-1-2 ; IEC 60332-3-24; IEC 60754; IEC 61034-2.
- ITC-BT-15: Derivaciones individuales.
- ITC-BT-Locales de pública concurrencia.
- UNE 20315:1994.
- UNE-EN 60947-3:2000. Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles.
- UNE 20353-1:1989. Interruptores y conmutadores manuales para aparatos de uso doméstico y análogos. Reglas generales.
- UNE-EN 60947-2:2007. Aparata de baja tensión. Parte 2: Interruptores automáticos. (IEC 60947-2:2006).
- UNE 20317:1988. Interruptores automáticos magnetotérmicos, para control de potencia, de 1,5 a 63 A.
- UNE 20317/1M:1993. Interruptores automáticos magnetotérmicos, para control de potencia, de 1,5 a 63 A.
- UNE-EN 60051-1:2000 Instrumentos de medida eléctricos con indicación analógica por acción directa y sus accesorios. Parte 1: Definiciones y requisitos generales comunes a todas las partes.
- UNE-EN 60947-3:2000. Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles.
- UNE-EN 60269-1:2000. Fusibles de baja tensión. Parte 1: Requisitos generales.
- UNE 21103-2-1:2003. Fusibles de baja tensión. Parte 2-1: Reglas suplementarias para los fusibles destinados a ser utilizados por personas autorizadas (fusibles para usos principalmente industriales). Secciones I y III: Ejemplos de fusibles normalizados.
- UNE-EN 10025-1:2006 Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro.
- UNE-EN 10025-2:2006 Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales no aleados.
- UNE 36130:1991. Bandas (chapas y bobinas), de acero bajo en carbono, galvanizadas en continuo por inmersión en caliente para conformación en frío. Condiciones técnicas de suministro.

- UNE-EN 1505:1999. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica y accesorios, de sección rectangular. Dimensiones.
- UNE-EN 1507:2007. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica de sección rectangular. Requisitos de resistencia y estanquidad.

1.1.2. Documentos de que consta este proyecto.

El presente proyecto está constituido por seis documentos básicos del siguiente orden: Memoria, Anexos, Planos, Pliego de Condiciones, Estado de Mediciones y Presupuesto.

1.1.3. Entidad propietaria.

La Universidad de A Coruña se compromete a la compra y mantenimiento de dicha instalación.

1.1.4. Director de obra.

Se nombra a un docente Graduado en Ingeniería Marina como encargado de la dirección de las posibles modificaciones en la instalación. El posible contratista deberá poner a disposición del mismo todas las facilidades posibles para que éste y su equipo lleven a cabo la labor necesaria de mantenimiento y modificación.

1.2. Condiciones económicas.

1.2.1. Base fundamental.

El documento relativo al presupuesto tiene por función dar a conocer el precio actualizado de los elementos que componen la instalación, y la referencia a fabricantes y bases de datos respectivas.

1.2.2. Plazo de garantía.

Ante posibles modificaciones o mantenimientos de la instalación, el contratista garantizará los trabajos ejecutados, respondiendo de la calidad de los equipos y materiales utilizados. El plazo de garantía nunca será aceptado por menos de 12 meses.

1.2.3. Equivocaciones en el presupuesto.

Los posibles errores derivados en cuanto al presupuesto no responsabilizarán a ninguna de las partes debido al alcance de dicho documento.

1.2.4. Mejoras de obras.

Serán admitidas bajo concesiones de la entidad propietaria y supervisadas por el Graduado Director de la obra.

1.2.5. Seguro de trabajadores.

El supuesto contratista será el encargado de asegurar durante todo el período de ejecución de las obras de mantenimiento y mejora. Es así mismo el encargado del pago de la prima de seguro, que en ningún caso será inferior al interés asegurado. De ser así y gracias a la legislación, esto podría dar lugar a la inhabilitación del contratista.

1.2.6. Reclamaciones por parte del contratista.

Sólo serán atendidas aquellas que sean de carácter económicas.

1.3. Condiciones temporales y administrativas.

1.3.1. Remisión de precios.

Debido a la posible fluctuación de precios, se considera que el presupuesto planteado tiene validez por un mes.

1.3.2. Comienzo de trabajos de mantenimiento y plazo de ejecución.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, será necesario el especificar inicialmente el plazo de ejecución por parte del contratista e incluirlo en el contrato de obra, quedando omitida cualquier otra alternativa.

En caso de demora en el plazo estimado el único responsable ha de ser el contratista y éste deberá hacerse cargo de los posibles sobrecostes.

1.4. Condiciones legales.

1.4.1. Jurisdicción.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, el contratista es el responsable de la ejecución de las obras especificadas en el contrato y se obliga a lo establecido en la Ley de Contratos de trabajo con todas sus consecuencias.

1.4.2. Accidentes de trabajo y daños a terceros.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, en caso de accidentes o daños a terceros, el contratista será el primer responsable ya que ha de ser el encargado de la póliza de seguro. El contratista se verá obligado a seguir las normas de Seguridad e Higiene en el trabajo vigentes en el momento de la realización de la obra.

1.4.3. Causas de rescisión del contrato.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, se plantean las siguientes causas de rescisión del contrato:

- Muerte o incapacidad del contratista.
- Quiebra del contratista.
- Alteraciones del contrato por causas como la modificación del proyecto o la modificación de las unidades de obra.

- Suspensión de la obra comenzada.
- Abandono de la obra sin causa justificada.
- Mala fe en la ejecución de los trabajos.

1.4.4. Responsabilidades, sanciones y recursos.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, la responsabilidad técnica y jurídica queda especificada en los apartados anteriores.

No se hace responsable al autor del este documento en caso la empresa contratista decidiese substituir algún componente por otro que no tenga características similares o no sea completamente equivalente. La responsabilidad en este caso correrá a cuenta la empresa contratista.

Tampoco es responsabilidad del autor el mal aspecto producido por un acabado defectuoso de la obra o los deterioros que produzcan los operarios durante la instalación. La sustitución será a cuenta de la empresa contratista.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES.

2.1. Disposiciones generales.

Los materiales utilizados han sido homologados en su momento con el fin de evitar posibles problemas en cuanto se refiere a fallos de carácter técnico y reparaciones. Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, se ha de comprometer al continuo uso de materiales homologados.

2.2. Materiales empleados.

Todos los materiales utilizados cumplen con las normas UNE y normas actuales del Comité Europeo de Normalización correspondientes.

Aquellos componentes adquiridos posteriormente ante posibles mantenimientos o modificaciones deberán igualmente cumplir con dichas normativas. Ello se hará constar en las especificaciones técnicas o catálogos de los fabricantes.

2.3. Sustitución de elementos.

En caso sea preciso sustituir algún elemento se buscará uno lo más parecido posible que cumpla con la normativa relacionada. En caso de no ser posible se consultará al Director de Obra, siendo su autorización necesaria para cumplir con las garantías y responsabilidades vigentes.

2.4. Mano de obra.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, se precisará de un técnico cualificado que haga la labor del constructor y supervisor de la obra. Cualquier otro personal secundario ha de estar cualificado con titulación específica y conocimientos suficientes.

2.5. Pruebas y análisis.

Ante cualquier obra de modificación de la instalación por mantenimiento o mejora de la misma, el Director de Obra tiene el derecho a someter los materiales a las pruebas y análisis en la propia obra que estime oportunos para asegurarse de sus buenas condiciones.

Si el resultado de las pruebas no es satisfactorio, el Director de Obra tendrá el derecho de decidir desechar la partida entera o el número de unidades que no reúnan las condiciones.



DIMENSIONAMIENTO DE TÚNEL DE VIENTO

PRESUPUESTO

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA Y MÁQUINAS

SEPTIEMBRE - 2016

AUTOR: MARTÍN ROMERO FIDALGO

DIRECTOR: ENRIQUE GARCÍA BUSTELO

INDICE.

1. MEDICIONES Y PRESUPUESTO.	165
2. CUADRO DE EJERCICIOS Nº1.....	176
3. CUADRO DE EJERCICIOS Nº2.....	186
4. RESUMEN.....	204

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
01	CIRCUITO HIDRÁULICO								
01.01	Compresor								
01.01.01 0111	Compresor hermético Compresor de casa comercial L'Unite Hermetique								
	Total partida 01.01.01	1,00				445,75			445,75
	Total capítulo 01.01								445,75
01.02	Intercambiadores								
01.02.01 0121	Evaporador Evaporador estático, Casa comercial Sereva, Modelo V14/1700, Superficie de intercambio 6,36 m ² , Código 304256, Rendimiento (W) (-5°C) AT = 10°_ 749; 13°_974.								
	Total partida 01.02.01	1,00				334,68			334,68
01.02.02 0122	Condensador Condensador de aplicación comercial construidos con tubería de cobre y aleta de aluminio, dispuestos al tresbolillo, con aleta de alta eficiencia. Tubo de 9 mm, separación aleta de 3 mm. Incorpora envolvente de aluminio, carcasa y baffle con pestaña aerodinámica motoventilador y reja de protección. Sentido de entrada del aire horizontal.								
	Total partida 01.02.02	1,00				341,25			341,25
	Total capítulo 01.02								675,93
01.03	Valvulería								
01.03.01 0141	VET Válvula de expansión termostática con bulbo y sin compensación externa. Casa comercial Danfoss, Ref: 068Z3209; Modelo TEX2.								
	Total partida 01.03.01	1,00				102,91			102,91
	Total capítulo 01.03								102,91
01.04	Redes de distribución								

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
01.04.01 0151	Tubería de Cu El tubo será redondo, liso, estará limpio por dentro y por fuera y sin defectos apreciables. Los extremos acabarán con un corte perpendicular al eje y sin rebabas. Los tubos estarán libres de defectos que puedan ser perjudiciales para su uso. UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para aire acondicionado y refrigeración. Parte 1: Tubos para canalizaciones.								
	Total partida 01.04.01	1,00				424,52			424,52
01.04.02 0152	Conexión flexible SAE hembra Para la interconexión entre presostatos, válvulas de expansión, retornos de aceite, etc., sometidos a fuertes vibraciones, por ejemplo compresores. Casa comercial Gomax.								
	Total partida 01.04.02	1,00				51,64			51,64
01.04.03 0153	Curva de Cu UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre.								
	Total partida 01.04.03	1,00				70,27			70,27
01.04.04 0154	T de Cu UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre.								
	Total partida 01.04.04	1,00				16,67			16,67
01.04.05 0155	Reducción de Cu UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre.								
	Total partida 01.04.05	1,00				12,17			12,17
	Total capítulo 01.04								575,27
01.05	Aislante térmico								
01.05.01 0161	Aislante en tubos de cobre Aislamiento de las tuberías de cobre en las zonas de admisión del compresor/salida del evaporador, y salida de vapor del generador de vapor. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. (RITE). UNE 53127:2002 Plásticos celulares. Determinación de las características de combustión de probetas en posición horizontal sometidas a una llama pequeña.								
	Total partida 01.05.01	1,00				13,62			13,62
	Total capítulo 01.05								13,62
01.06	Caldería								

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
01.06.01 0171	Recipiente de líquido Módulo B+D acorde a la Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE y el código de diseño AD- Merkblätter y UNE EN 13445								
	Total partida 01.06.01	1,00				82,39			82,39
01.06.02 0172	Filtro deshidratado Situado en la zona de líquido, es usado para la limpieza y secado del refrigerante de forma interna.								
	Total partida 01.06.02	1,00				39,06			39,06
01.06.03 0173	Visor de líquido Usados en la zona de líquido para la comprobación del estado del fluido.								
	Total partida 01.06.03	1,00				14,79			14,79
	Total capítulo 01.06								136,24
01.07	medidores								
01.07.01 0181	Caudalímetro Elemento analógico de medición del caudal de refrigerante. Fabricante: AbCo								
	Total partida 01.07.01	1,00				494,13			494,13
01.07.02 0182	Manómetros Soportan cualquier posición, gran resistencia a vibraciones, pulsaciones y golpes de transporte. Lectura clara y estable. Presión duradera. Casa comercial Pecomark.								
	Total partida 01.07.02	1,00				31,28			31,28
01.07.03 0183	Presostato diferencial Presostato para seguridad, marcados "CE" directiva PED 97/23/CE.								
	Total partida 01.07.03	1,00				88,75			88,75
	Total capítulo 01.07								614,16
01.08	Refrigerante								
01.08.01 0191	R-22 Imposibilitada su venta desde el 01/01/2015, incluso de forma regenerada. Valores del antiguo formato regenerado. Fabricante: Friogas s.a.								

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
----------	-------------------------------------	------	----------	---------	--------	----------	----------	--------	---------

Total partida 01.08.01 1,00 ... 170,16 170,16

Total capítulo 01.08 170,16

01.09 Aceite

01.09.01 Aceite -22
 01101 Fabricante: Bitzer.
 Aceite destinado a compresores de pistones.
 Para R-22 a Alta/Media/Baja presión.

Total partida 01.09.01 1,00 88,24 88,24

Total capítulo 01.09 88,24

Total capítulo 01 2.822,28

02 ZONA DE AIRE

02.01 Medidores

02.01.01 Manómetro de columna inclinada
 0211 Fabricante: KIMO.
 Modelo HP.
 Usado en la medición de la velocidad del aire impulsado por presión diferencial.

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
----------	-------------------------------------	------	----------	---------	--------	----------	----------	--------	---------

Total partida 02.01.01 1,00 ...336,70336,70

02.01.02 Termohigrómetro
 0212 Usados en la medición de la temperatura húmeda y seca del aire.
 Están situados en la admisión, impulsión y luego del precalentador.

Total partida 02.01.02 1,0054,2854,28

Total capítulo 02.01390,98

02.02 Filtros

02.02.01 Filtros de aire
 0221 Fabricante: Vokes-Air.
 Usados para atrapar las partículas de suciedad que transporta el aire.

Total partida 02.02.01 1,0031,9431,94

Total capítulo 02.0231,94

Total capítulo 02422,92

03 CIRCUITO ELÉCTRICO

03.01 Resistencias de Calor

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
03.01.01 0311	<p>Precaentador Distribuidor: Pecomark. Calefactor aleteado para la zona de aire a la entrada de la UTA.</p>								
	Total partida 03.01.01					1,00		65,22	65,22
03.01.02 0312	<p>Recalentador Distribuidor: Pecomark. Calefactor aleteado para la zona de aire a la salida de la UTA.</p>								
	Total partida 03.01.02					1,00		65,22	65,22
03.01.03 0313	<p>Generador de Vapor Fabricante: Salvador Escoda S.A. Conjunto de tres resistencias de inmersión generadoras de vapor utilizado en el proceso de humidificación.</p>								
	Total partida 03.01.03					1,00		167,78	167,78
	Total capítulo 03.01								298,22
03.02	Impulsores de aire								
03.02.01 0321	<p>Ventilador Ventilador centrífugo a transmisión directa con motor incorporado y accesorios, recambios comunes para las cajas de ventilación "S&P CVF". Protección IP 45 clase B. Con protector térmico incorporado en el devanado. Carcasas de doble oído en chapa de acero galvanizado y rodets del tipo centrífugo con alabes inclinados y montados directamente en el eje motor. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.</p>								
	Total partida 03.02.01					1,00		428,48	428,48
	Total capítulo 03.02								428,48
03.03	Cableado								
03.03.01 0331	<p>Manguera de 3 hilos Manguera interior/externo libre de halógenos. Distribuidor Sumidelec. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. *UNE 21011-2:1974 Alambres de cobre recocido de sección recta circular. Características UNE-EN 50334:2001 Marcado por inscripción para la identificación de los conductores aislados de los cables eléctricos. UNE 20434:1999 Sistema de designación de los cables.</p>								
	Total partida 03.03.01					1,00		11,15	11,15

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
03.03.02 0332	Hilo de 1,5 mm Cable de 1,5 mm. De obligada instalación en siguientes ITC del Reglamento de Baja Tensión: ITC-BT-15 Derivaciones individuales. ITC-BT-28 Locales de pública concurrencia. Certificación AENOR y AENOR <HAR>.								
Total partida 03.03.02						1,00		51,75	51,75
03.03.03 0333	Hilo de 2,5 mm Cable de 2,5 mm. De obligada instalación en siguientes ITC del Reglamento de Baja Tensión: ITC-BT-15 Derivaciones individuales. ITC-BT-28 Locales de pública concurrencia. Certificación AENOR y AENOR <HAR>.								
Total partida 03.03.03						1,00		60,34	60,34
03.03.04 0334	Terminales O punteras, utilizados en los extremos de los hilos conductores para una mejor y más segura conexión.								
Total partida 03.03.04						1,00		110,17	110,17
03.03.05 0335	Caja de conexiones Caja estanca plexo superficie solera 615. Distribuidor Sumidelec. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.								
Total partida 03.03.05						1,00		4,11	4,11
03.03.06 0336	Tubo corrugado Rollo tubo corrugado-forrado negro para canalizaciones empotradas ordinarias en obra de fábrica (paredes, techos y falsos techos) huecos de la construcción y canales protectoras de obra. Distribuidor Sumidelec. Cada rollo lleva etiqueta indicativa de: Tipo, nominal, cantidad de metros, norma aplicable, marcado "CE", instrucciones de manipulación y almacenamiento, código de barras EAN-13, fecha, nº de control y línea de fabricación.								
Total partida 03.03.06						1,00		24,97	24,97
03.03.07 0337	Bornero Borna de conexión eléctrica de 4mm para montaje sobre carril DIN con cableado lateral. Conexión por tornillo. Distribuidor Adajusa. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-3:2000 Aparamenta de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles. UNE-EN 60669-1:1996 Interruptores para instalaciones eléctricas fijas, domésticas y análogas. Parte								

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
----------	-------------------------------------	------	----------	---------	--------	----------	----------	--------	---------

1: Prescripciones generales.

UNE 20315:1994 Bases de toma de corriente y clavijas para usos domésticos y análogos.

Total partida 03.03.07 1,0081,4181,41

03.03.08

Canaletas

0339

Canal plástica de PVC rígido con lateral liso, perforado o ranurado, con o sin separador.
Distribuidor Adajusa.

Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.

Total partida 03.03.08 1,0028,9528,95

Total capítulo 03.03372,85

03.04

Elementos de control y medida

03.04.01

Interruptores Selectores

0341

Interruptor giratorio, 2 Posiciones.
Fabricante: Eaton
Distribuidor: RS

Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.

UNE-EN 60947-3:2000 Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles.

*UNE 20353-1:1989 Interruptores y conmutadores manuales para aparatos de uso doméstico y análogos. Reglas generales.

Total partida 03.04.01 1,00 ... 144,36 144,36

03.04.02

Amperímetro

0342

Amperímetro de panel digital AC Murata LED 3.5
Fabricante: Murata Power Solutions.

La serie ACA5-20RM admite la salida de transformadores de corriente de 5 A externos (CT) y muestra con precisión el valor de RMS real para corrientes ac complejas no sinusoidales de hasta 500 A.

UNE-EN 60051-1:2000 Instrumentos de medida eléctricos con indicación analógica por acción directa y sus accesorios. Parte 1: Definiciones y requisitos generales comunes a todas las partes.

Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.

Total partida 03.04.02 1,00 ... 111,37 111,37

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
03.04.03 0343	<p>Potenciómetro</p> <p>Una extensa gama de potenciómetros de TE Connectivity; los potenciómetros lineales de montaje en panel de la serie TW están disponibles en versiones de 10 ohmios hasta 25 kilohmios con 1 W de gestión de potencia y 10% de tolerancia. Estos potenciómetros duraderos tienen un ciclo de vida de 10.000 operaciones y son adecuados para el control industrial y otras aplicaciones de alta potencia. Fabricante TE Connectivity.</p> <p>Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.</p>								
Total partida 03.04.03						1,00		25,76	25,76
Total capítulo 03.04									281,49
03.05	Elementos de protección								
03.05.01 0351	<p>Interruptor general</p> <p>Interruptor automático magnetotérmico</p> <p>Fabricante: Schneider electric</p> <p>Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.</p> <p>UNE-EN 60947-2:2007 Apararmenta de baja tensión. Parte 2: Interruptores automáticos. (IEC 60947-2:2006).</p>								
Total partida 03.05.01						1,00		172,73	172,73
Total capítulo 03.05									172,73
03.06	Indicadores								
03.06.01 0361	<p>Lámparas LED</p> <p>La gama LEDtec de Techna de indicadores LED utiliza tecnología multichip que proporciona un color uniforme brillante en rojo, verde, amarillo, azul y blanco.</p> <p>Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002.</p>								
Total partida 03.06.01						1,00		41,53	41,53
Total capítulo 03.06									41,53
Total capítulo 03									1.595,30

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
04	ARMAZÓN Y BANCADA								
04.01	Conducto de aire								
04.01.01	Chapas de acero								
0411	Distribuidor: The Home Depot Será necesario un total de 5,44m ² de chapa de acero que luego habrá que configurar, para lo cual se destina a una empresa especializada en carpintería mecánica de la zona: Carpintería metálica Álvarez. UNE 36130:1991 Bandas (chapas y bobinas), de acero bajo en carbono, galvanizadas en continuo por inmersión en caliente para conformación en frío. Condiciones técnicas de suministro.								
	Total partida 04.01.01	1,00				309,36			309,36
	Total capítulo 04.01								309,36
04.02	Puertas de acceso								
04.02.01	Láminas de metacrilato								
0421	El polimetacrilato de metilo o PMMA, según sus siglas en inglés, es un termoplástico de gran transparencia, rígido, bastante resistente y fácil de moldear con calor. Sus formas de comercialización habituales son en gránulos o en planchas. Los gránulos se destinan al proceso de inyección o extrusión y las planchas para mecanizarse o termoformarse. Para la fabricación de planchas se emplea el método de la colada. Distribuidor: Materiales World.								
	Total partida 04.02.01	1,00				67,77			67,77
	Total capítulo 04.02								79,75
04.03	Elemetos auxiliares								
04.03.01	Ruedas								
0431	Distribuidor: Ferreteria Martí Juego de 4 ruedas de soporte y desplazamiento de la estructura.								
	Total partida 04.03.01	1,00				332,94			332,94
	Total capítulo 04.03								332,94
04.04	Estructura								

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
04.04.01 0441	<p>Perfil de acero Distribuidor: BriCor</p> <p>Real Decreto 751/2011, de 27 de mayo, por el que se aprueba la Instrucción de Acero Estructural (EAE). Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación Parte 2. Documento Básico de Acero DB-SE-A. *UNE-ENV 1090-1:1997 Ejecución de estructuras de acero. Parte 1: Reglas generales y reglas para edificación.</p>								
Total partida 04.04.01		1,00				78,30			78,30
04.04.02 0442	<p>Chapa de acero Distribuidor: The Home Depot</p> <p>Chapa de acero base para la unidad frigorífica. Se requieren 0,35 m².</p> <p>UNE 36130:1991 Bandas (chapas y bobinas), de acero bajo en carbono, galvanizadas en continuo por inmersión en caliente para conformación en frío. Condiciones técnicas de suministro.</p>								
Total partida 04.04.02		1,00				17,80			17,80
Total capítulo 04.04									96,10
Total capítulo 04									818,15
Total presupuesto									5.658,65

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
01	CIRCUITO HIDRÁULICO								
011	Compresor								
0111	Compresor de casa comercial L'Unite Hermetique								445,75
	CUATROCIENTOS CUARENTA Y CINCO EUROS CON SETENTA Y CINCO CÉNTIMOS								
012	Intercambiadores								
0121	Evaporador estático, Casa comercial Sereva, Modelo V14/1700, Superficie de intercambio 6,36 m ² , Código 304256, Rendimiento (W) (-5°C) AT = 10° _ 749; 13°_974.								334,68
	TRESCIENTOS TREINTA Y CUATRO EUROS CON SESENTA Y OCHO CÉNTIMOS								
0122	Condensador de aplicación comercial construidos con tubería de cobre y aleta de aluminio, dispuestos al tresbolillo, con aleta de alta eficiencia. Tubo de 9 mm, separación aleta de 3 mm.								341,25
	Incorpora envolvente de aluminio, carcasa y baffle con pestaña aerodinámica motoventilador y reja de protección.								
	Sentido de entrada del aire horizontal.								
	TRESCIENTOS CUARENTA Y UN EUROS CON VEINTICINCO CÉNTIMOS								
014	Valvulería								
0141	Válvula de expansión termostática con bulbo y sin compensación externa. Casa comercial Danfoss, Ref: 068Z3209; Modelo TEX2.								102,91
	CIENTO DOS EUROS CON NOVENTA Y UN CÉNTIMOS								
015	Redes de distribución								
0151	El tubo será redondo, liso, estará limpio por dentro y por fuera y sin defectos apreciables. Los extremos acabarán con un corte perpendicular al eje y sin rebabas. Los tubos estarán libres de defectos que puedan ser perjudiciales para su uso. UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para aire acondicionado y refrigeración. Parte 1: Tubos para canalizaciones.								424,52

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
	CUATROCIENTOS VEINTICUATRO EUROS CON CINCUENTA Y DOS CÉNTIMOS								
0152	Para la interconexión entre presostatos, válvulas de expansión, retornos de aceite, etc., sometidos a fuertes vibraciones, por ejemplo compresores. Casa comercial Gomax. CINCUENTA Y UN EUROS CON SESENTA Y CUATRO CÉNTIMOS								51,64
0153	UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre. SETENTA EUROS CON VEINTISIETE CÉNTIMOS								70,27
0154	UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre. DIECISEIS EUROS CON SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS								16,67
0155	UNE-EN 12735-1:2001 Cobre y aleaciones de cobre. DOCE EUROS CON DIECISIETE CÉNTIMOS								12,17
016	Aislante térmico								
0161	Aislamiento de las tuberías de cobre en las zonas de admisión del compresor/salida del evaporador, y salida de vapor del generador de vapor. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. (RITE). UNE 53127:2002 Plásticos celulares. Determinación de las características de combustión de probetas en posición horizontal sometidas a una llama pequeña. TRECE EUROS CON SESENTA Y DOS CÉNTIMOS								13,62
017	Caldería								
0171	Módulo B+D acorde a la Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE y el código de diseño AD- Merkblatter y UNE EN 13445 OCHENTA Y DOS EUROS CON TREINTA Y NUEVE CÉNTIMOS								82,39
0172	Situado en la zona de líquido, es usado para la limpieza y secado del refrigerante de forma interna. TREINTA Y NUEVE EUROS CON SEIS CÉNTIMOS								39,06

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
0173	Usados en la zona de líquido para la comprobación del estado del fluido. CATORCE EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS								14,79
018	medidores								
0181	Elemento analógico de medición del caudal de refrigerante. Fabricante: AbCo CUATROCIENTOS NOVENTA Y CUATRO EUROS CON TRECE CÉNTIMOS								494,13
0182	Soportan cualquier posición, gran resistencia a vibraciones, pulsaciones y golpes de transporte. Lectura clara y estable. Presión duradera. Casa comercial Pecomark. TREINTA Y UN EUROS CON VEINTIOCHO CÉNTIMOS								31,28
0183	Presostato para seguridad, marcados "CE" directiva PED 97/23/CE. OCHENTA Y OCHO EUROS CON SETENTA Y CINCO CÉNTIMOS								88,75
019	Refrigerante								
0191	Imposibilitada su venta desde el 01/01/2015, incluso de forma regenerada. Valores del antiguo formato regenerado. Fabricante: Friogas s.a. CIENTO SETENTA EUROS CON DIECISEIS CÉNTIMOS								170,16
0110	Aceite								
01101	Fabricante: Bitzer. Aceite destinado a compresores de pistones. Para R-22 a Alta/Media/Baja presión. OCHENTA Y OCHO EUROS CON VEINTICUATRO CÉNTIMOS								88,24

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
02	ZONA DE AIRE								
021	Medidores								
0211	Fabricante: KIMO. Modelo HP. Usado en la medición de la velocidad del aire impulsado por presión diferencial. TRESCIENTOS TREINTA Y SEIS EUROS CON SETENTA CÉNTIMOS								336,70
0212	Usados en la medición de la temperatura húmeda y seca del aire. Están situados en la admisión, impulsión y luego del precalentador. CINCUENTA Y CUATRO EUROS CON VEINTIOCHO CÉNTIMOS								54,28
022	Filtros								
0221	Fabricante: Vokes-Air. Usados para atrapar las partículas de suciedad que transporta el aire. TREINTA Y UN EUROS CON NOVENTA Y CUATRO CÉNTIMOS								31,94

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
03	CIRCUITO ELÉCTRICO								
031	Resistencias de Calor								
0311	Distribuidor: Pecomark. Calefactor aleteado para la zona de aire a la entrada de la UTA. SESENTA Y CINCO EUROS CON VEINTIDOS CÉNTIMOS								65,22
0312	Distribuidor: Pecomark. Calefactor aleteado para la zona de aire a la salida de la UTA. SESENTA Y CINCO EUROS CON VEINTIDOS CÉNTIMOS								65,22
0313	Fabricante: Salvador Escoda S.A. Conjunto de tres resistencias de inmersión generadoras de vapor utilizado en el proceso de humidificación. CIENTO SESENTA Y SIETE EUROS CON SETENTA Y OCHO CÉNTIMOS								167,78
032	Impulsores de aire								
0321	Ventilador centrífugo a transmisión directa con motor incorporado y accesorios, recambios comunes para las cajas de ventilación "S&P CVF". Protección IP 45 clase B. Con protector térmico incorporado en el devanado. Carcasas de doble oído en chapa de acero galvanizado y rodets del tipo centrífugo con alabes inclinados y montados directamente en el eje motor. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. CUATROCIENTOS VEINTIOCHO EUROS CON CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS								428,48
033	Cableado								
0331	Manguera interior/externo libre de halógenos. Distribuidor Sumidelec. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. *UNE 21011-2:1974 Alambres de cobre recocido de sección recta circular. Características UNE-EN 50334:2001 Marcado por inscripción para la identificación de los conductores aislados de los cables eléctricos.								11,15

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
	UNE 20434:1999 Sistema de designación de los cables.								
	ONCE EUROS CON QUINCE CÉNTIMOS								
0332	Cable de 1,5 mm. De obligada instalación en siguientes ITC del Reglamento de Baja Tensión: ITC-BT-15 Derivaciones individuales. ITC-BT-28 Locales de pública concurrencia. Certificación AENOR y AENOR <HAR>. CINCUENTA Y UN EUROS CON SETENTA Y CINCO CÉNTIMOS								51,75
0333	Cable de 2,5 mm. De obligada instalación en siguientes ITC del Reglamento de Baja Tensión: ITC-BT-15 Derivaciones individuales. ITC-BT-28 Locales de pública concurrencia. Certificación AENOR y AENOR <HAR>. SESENTA EUROS CON TREINTA Y CUATRO CÉNTIMOS								60,34
0334	O punteras, utilizados en los extremos de los hilos conductores para una mejor y más segura conexión. CIENTO DIEZ EUROS CON DIECISIETE CÉNTIMOS								110,17
0335	Caja estanca plexo superficie solera 615. Distribuidor Sumidelec. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. CUATRO EUROS CON ONCE CÉNTIMOS								4,11
0336	Rollo tubo corrugado-forrado negro para canalizaciones empotradas ordinarias en obra de fábrica (paredes, techos y falsos techos) huecos de la construcción y canales protectoras de obra. Distribuidor Sumidelec. Cada rollo lleva etiqueta indicativa de: Tipo, nominal, cantidad de metros, norma aplicable, marcado "CE", instrucciones de manipulación y almacenamiento, código de barras EAN-13, fecha, nº de control y línea de fabricación. VEINTICUATRO EUROS CON NOVENTA Y SIETE CÉNTIMOS								24,97

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
0337	Borna de conexión eléctrica de 4mm para montaje sobre carril DIN con cableado lateral. Conexión por tornillo. Distribuidor Adajusa. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-3:2000 Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles. UNE-EN 60669-1:1996 Interruptores para instalaciones eléctricas fijas, domésticas y análogos. Parte 1: Prescripciones generales. UNE 20315:1994 Bases de toma de corriente y clavijas para usos domésticos y análogos. OCHENTA Y UN EUROS CON CUARENTA Y UN CÉNTIMOS								81,41
0339	Canal plástica de PVC rígido con lateral liso, perforado o ranurado, con o sin separador. Distribuidor Adajusa. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. VEINTIOCHO EUROS CON NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS								28,95
034	Elementos de control y medida								
0341	Interruptor giratorio, 2 Posiciones. Fabricante: Eaton Distribuidor: RS Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-3:2000 Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles. *UNE 20353-1:1989 Interruptores y conmutadores manuales para aparatos de uso doméstico y análogos. Reglas generales. CIENTO CUARENTA Y CUATRO EUROS CON TREINTA Y SEIS CÉNTIMOS								144,36
0342	Amperímetro de panel digital AC Murata LED 3.5 Fabricante: Murata Power Solutions. La serie ACA5-20RM admite la salida de transformadores de corriente de 5 A externos (CT) y muestra con precisión el valor de RMS real para corrientes ac complejas no sinusoidales de hasta 500 A. UNE-EN 60051-1:2000 Instrumentos de medida eléctricos con indicación analógica por acción directa y sus accesorios. Parte 1: Definiciones y requisitos generales comunes a todas las partes. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. CIENTO ONCE EUROS CON TREINTA Y SIETE CÉNTIMOS								111,37

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
0343	Una extensa gama de potenciómetros de TE Connectivity; los potenciómetros lineales de montaje en panel de la serie TW están disponibles en versiones de 10 ohmios hasta 25 kiloohmios con 1 W de gestión de potencia y 10% de tolerancia. Estos potenciómetros duraderos tienen un ciclo de vida de 10.000 operaciones y son adecuados para el control industrial y otras aplicaciones de alta potencia. Fabricante TE Connectivity. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. VEINTICINCO EUROS CON SETENTA Y SEIS CÉNTIMOS								25,76
035	Elementos de protección								
0351	Interruptor automático magnetotérmico Fabricante: Schneider electric Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60947-2:2007 Aparata de baja tensión. Parte 2: Interruptores automáticos. (IEC 60947-2:2006). CIENTO SETENTA Y DOS EUROS CON SETENTA Y TRES CÉNTIMOS								172,73
0352	Fusible conforme a BS1362 Fusibles HBC de acción rápida Cooper Bussmann con alta capacidad de ruptura adecuados para una amplia gama de requisitos de aplicación; ofrecen un rendimiento constante y fiable y la protección económica del circuito. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. UNE-EN 60669-1:1996 Interruptores para instalaciones eléctricas fijas, domésticas y análogas. Parte 1: Prescripciones generales. UNE-EN 60947-3:2000 Aparata de baja tensión. Parte 3: Interruptores, seccionadores, interruptores-seccionadores y combinados fusibles. CUARENTA Y OCHO EUROS CON NUEVE CÉNTIMOS								48,09
036	Indicadores								
0361	La gama LEDtec de Techna de indicadores LED utiliza tecnología multichip que proporciona un color uniforme brillante en rojo, verde, amarillo, azul y blanco. Real Decreto 842/2002 de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión. REBT 2002. CUARENTA Y UN EUROS CON CINCUENTA Y TRES CÉNTIMOS								41,53

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
04	ARMAZÓN Y BANCADA								
041	Conducto de aire								
0411	Distribuidor: The Home Depot Será necesario un total de 5,44m ² de chapa de acero que luego habrá que configurar, para lo cual se destina a una empresa especializada en carpintería mecánica de la zona: Carpintería metálica Álvarez. UNE 36130:1991 Bandas (chapas y bobinas), de acero bajo en carbono, galvanizadas en continuo por inmersión en caliente para conformación en frío. Condiciones técnicas de suministro. TRESCIENTOS NUEVE EUROS CON TREINTA Y SEIS CÉNTIMOS								309,36
042	Puertas de acceso								
0421	El polimetacrilato de metilo o PMMA, según sus siglas en inglés, es un termoplástico de gran transparencia, rígido, bastante resistente y fácil de moldear con calor. Sus formas de comercialización habituales son en gránulos o en planchas. Los gránulos se destinan al proceso de inyección o extrusión y las planchas para mecanizarse o termoformarse. Para la fabricación de planchas se emplea el método de la colada. Distribuidor: Materiales World. SESENTA Y SIETE EUROS CON SETENTA Y SIETE CÉNTIMOS								67,77
0422	Han de permitir la apertura total del acceso. ONCE EUROS CON NOVENTA Y OCHO CÉNTIMOS								11,98
043	Elementos auxiliares								
0431	Distribuidor: Ferretería Martí Juego de 4 ruedas de soporte y desplazamiento de la estructura. TRESCIENTOS TREINTA Y DOS EUROS CON NOVENTA Y CUATRO CÉNTIMOS								332,94
044	Estructura								

CUADRO DE PRECIOS Nº1

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
0441	Distribuidor: BriCor Real Decreto 751/2011, de 27 de mayo, por el que se aprueba la Instrucción de Acero Estructural (EAE). Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación Parte 2. Documento Básico de Acero DB-SE-A. *UNE-ENV 1090-1:1997 Ejecución de estructuras de acero. Parte 1: Reglas generales y reglas para edificación. SETENTA Y OCHO EUROS CON TREINTA CÉNTIMOS								78,30
0442	Distribuidor: The Home Depot Chapa de acero base para la unidad frigorífica. Se requieren 0,35 m ² . UNE 36130:1991 Bandas (chapas y bobinas), de acero bajo en carbono, galvanizadas en continuo por inmersión en caliente para conformación en frío. Condiciones técnicas de suministro. DIECISIETE EUROS CON OCHENTA CÉNTIMOS								17,80

CUADRO DE PRECIOS Nº2

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
1	01101	Fabricante: Bitzer. Aceite destinado a compresores de pistones. Para R-22 a Alta/Media/Baja presión.							
	011011	u					1,000	69,00	69,00
	011013	h					0,500	36,74	18,37
	011012						0,010	87,37	0,87
									Clase: Mano de Obra 18,37
									Clase: Material 69,00
									Clase: Medio auxiliar 0,87
									Coste Total 88,24
2	0111	Compresor de casa comercial L'Unite Hermetique							
	01111	u					1,000	394,00	394,00
	01114	u					1,000	18,97	18,97
	01113	kg					0,100	100,00	10,00
	01112	h					0,500	36,74	18,37
	01115						0,010	441,34	4,41
									Clase: Mano de Obra 18,37
									Clase: Maquinaria 10,00
									Clase: Material 412,97
									Clase: Medio auxiliar 4,41
									Coste Total 445,75
3	0121	Evaporador estático, Casa comercial Sereva, Modelo V14/1700, Superficie de intercambio 6,36 m ² , Código 304256, Rendimiento (W) (-5°C) AT = 10° _ 749; 13°_974.							
	01211	u					1,000	303,00	303,00
	01213	kg					0,100	100,00	10,00
	01212	h					0,500	36,74	18,37
	01214						0,010	331,37	3,31
									Clase: Mano de Obra 18,37
									Clase: Maquinaria 10,00
									Clase: Material 303,00
									Clase: Medio auxiliar 3,31
									Coste Total 334,68

CUADRO DE PRECIOS N°2

N° Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
----------	-------------------------------------	------	----------	---------	--------	----------	----------	--------	---------

Clase: Mano de Obra	5,78
Clase: Maquinaria	5,00
Clase: Material	6,84
Clase: Medio auxiliar	0,18
Coste Total	17,80

46	0451	Perfil de acero
----	------	-----------------

47	0452	Chapa acero
----	------	-------------

RESUMEN

Nº Orden	Descripción de las unidades de obra	Uds.	Longitud	Latitud	Altura	Subtotal	Medición	Precio	Importe
01	CIRCUITO HIDRÁULICO								2.822,28
01.01	Compresor								445,75
01.02	Intercambiadores								675,93
01.03	Valvulería								102,91
01.04	Redes de distribución								575,27
01.05	Aislante térmico								13,62
01.06	Caldería								136,24
01.07	Medidores								614,16
01.08	Refrigerante								170,16
01.09	Aceite								88,24
02	ZONA DE AIRE								422,92
02.01	Medidores								390,98
02.02	Filtros								31,94
03	CIRCUITO ELÉCTRICO								1.595,30
03.01	Resistencias de Calor								298,22
03.02	Impulsores de aire								428,48
03.03	Cableado								372,85
03.04	Elementos de control y medida								281,49
03.05	Elementos de protección								172,73
03.06	Indicadores								41,53
04	ARMAZÓN Y BANCADA								818,15
04.01	Conducto de aire								309,36
04.02	Puertas de acceso								79,75
04.03	Elementos auxiliares								332,94
04.04	Estructura								96,10

TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL 5.658,65 €

13 % Gastos Generales 735,62 €

6 % Beneficio Industrial..... 339,52 €

TOTAL EJECUCIÓN POR CONTRATA 6.733,79 €

21 % I.V.A..... 1.414,10 €

TOTAL PRESUPUESTO C/IVA..... 8.147,89 €

Asciende el presupuesto proyectado, a la expresada cantidad de:

OCHO MIL CIENTO CUARENTA Y SIETE EUROS CON OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS