

Table of Contents

2 Componentes de las instalaciones frigoríficas.....	2
2.1 Compresores.....	2
2.1.1 Clasificación de compresores por su integración en el circuito frigorífico.....	5
2.1.1.1 Compresores herméticos.....	5
2.1.1.2 Compresores semiherméticos.....	11
2.1.1.3 Compresores abiertos.....	12
2.1.2 Clasificación de compresores por su técnica de compresión.....	13
2.1.2.1 Compresores alternativos de pistón (piston reciprocating copressor).....	13
2.1.2.1.1 Proceso de compresión en compresores de pistón alternativo.....	14
2.1.2.1.2 Número y disposición de los cilindros.....	16
2.1.2.1.3 Transformación del movimiento rotativo en movimiento alternativo.....	16
2.1.2.1.4 Válvulas de aspiración y descarga.....	17
2.1.2.1.5 Dispositivos de lubricación.....	18
2.1.2.2 Compresores alternativos de pistón – ejemplos de cálculo.....	19
2.1.2.3 Compresores rotativos de pistón rodante y paletas.....	32
2.1.2.3.1 Compresor de pistón rodante (rolling piston compressor).....	32
2.1.2.3.2 Compresor de paletas (vane compressor).....	42
2.1.2.3.3 Compresor rotativo de tronillo.....	43
2.1.2.3.4 Compresor rotativo de espiral (scroll).....	47
2.2 Ejercicios compresores.....	50
2.3 Soluciones ejercicios.....	56

2 Componentes de las instalaciones frigoríficas

Los componentes principales de una instalación frigorífica son:

- Compresor
- Condensador
- Dispositivo de expansión
- Evaporador

2.1 Compresores

La misión del compresor es hacer circular el refrigerante en la instalación frigorífica. Lo aspira en estado de gas procedente del evaporador y lo transporta, manteniendo el estado de gas, al condensador. En el compresor el gas es comprimido. Esto hace que disminuya su volumen específico, aumente la presión hasta alcanzar la de condensación y aumente también la temperatura del gas, ya que absorbe el trabajo de compresión.

La temperatura de evaporación es la que determina principalmente las condiciones de funcionamiento del compresor. A mayor temperatura de evaporación, mayor será la presión en la toma de aspiración y menor el volumen específico del gas aspirado (mayor su densidad).

La relación de compresión (R_C) es la relación entre la presión absoluta del lado de alta presión (p_C) y la presión absoluta del lado de baja presión (p_E) :

$$R_C = \frac{p_C}{p_E}$$

Cuando la relación de compresión sube demasiado, por encima de aproximadamente 12:1, para un compresor alternativo hermético, la temperatura del gas refrigerante se eleva hasta tal punto que el aceite utilizado para la lubricación se podría descomponer y generar ácido en el sistema. Una compresión en dos etapas permite reducir la relación de compresión.

Para alargar la vida de un compresor, se debe mantener la temperatura de descarga tan baja como sea posible. Una temperatura de descarga alta también puede provocar fallos en la válvula de descarga.

Un condensador sucio o con problemas en su ventilador, da lugar a una temperatura de condensación alta, que a su vez eleva la temperatura de descarga.

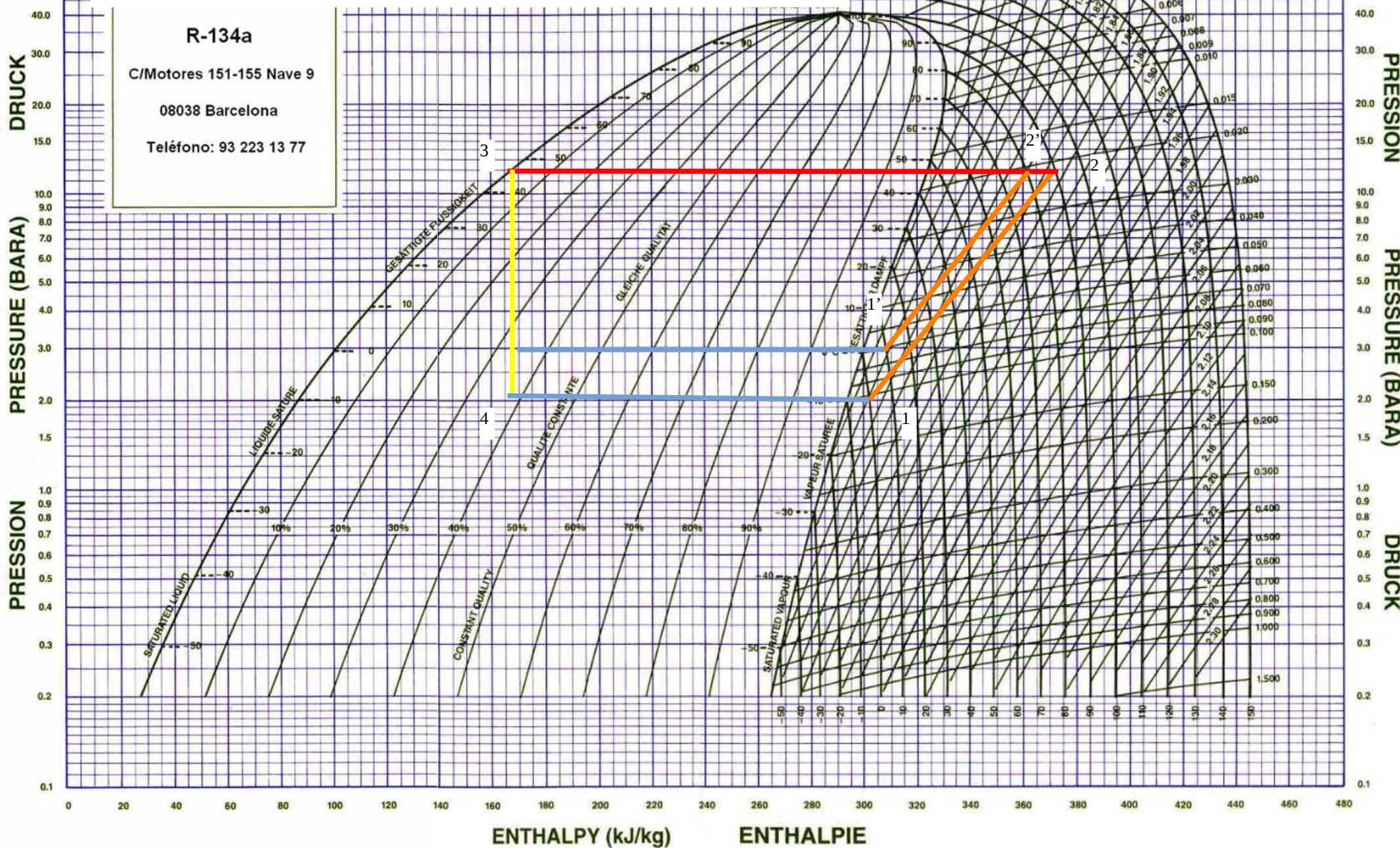
Una temperatura de evaporación baja (volumen específico alto, densidad baja), además de aumentar la relación de compresión, provoca un aumento en la temperatura de descarga, ya que el trabajo de compresión es absorbido por una masa de gas menor. Esto sucede cuando la temperatura de un compartimento refrigerado desciende por debajo de la de diseño.

Al aumentar la temperatura de evaporación, disminuye la relación de compresión.

Además, disminuye el volumen específico, por tanto, se comprime mayor masa de refrigerante por unidad de volumen, aumentando el caudal de masa. La temperatura de descarga se reduce, al ser absorbido el trabajo del compresor por una mayor masa de refrigerante.

El aumento de la temperatura de evaporación de -10°C a 0°C , manteniéndose un sobrecalentamiento constante de 10 K, provoca una reducción del volumen específico de $0,11 \text{ m}^3/\text{kg}$ a $0,71 \text{ m}^3/\text{kg}$ (*aumenta la densidad del gas*).

La temperatura de descarga disminuye de 90°C a 80°C , por una doble causa. El trabajo de compresión de 1' a 2' es menor que el de 1 a 2 y la masa de gas contenida en el cilindro, que absorbe ese trabajo, es mayor por la mayor densidad del gas.



2.1.1 Clasificación de compresores por su integración en el circuito frigorífico

Por integración del motor del compresor en el circuito, se diferencia entre:

2.1.1.1 Compresores herméticos

En los compresores herméticos, motor eléctrico y compresor forman una unidad, protegida del exterior por una carcasa. Ni el motor, ni el compresor son accesibles. En caso de avería, se sustituye el conjunto hermético. Se utilizan en instalaciones de pequeña potencia, su precio es relativamente bajo.



SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

TARIFA DE PRECIOS
I.V.A. no incl. Consulte posibles actualizaciones

COMPRESORES

Alta y Media temperatura «R134a»

MONOFÁSICOS 220V - 50Hz

Código	Modelo	Potencia CV	Cil. cm ³	Rendimientos (W)				Tipo motor	€
				0°C	-5°C	-10°C	-15°C		
MF 40 013	GQR80TG	1/4	8	680	550	420	324	CSIR	105,00
MF 40 014	GQR90TG	1/3	9,1	768	621	474	365	CSIR	110,00
MF 40 015	GQR12TG	3/8	12,8	981	793	606	467	CSIR	120,00
MF 40 016	GQR14TG	1/2	14,2	1.108	896	685	527	CSIR	125,00

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Modelo	GQR80TG	GQR90TG	GQR12TG	GQR14TG
Rango t ^a evaporación (°C)	-15°C/+10°C	-15°C/+10°C	-15°C/+10°C	-15°C/+10°C
Viscosidad aceite cSt 40°C	32	32	32	32
Peso (kg)	9,3	9,8	10	10
LRA (A)	7,3	9,4	9,88	10,5
Protección térmica (°C)	Abre 120 / Cierra 61	Abre 125 / Cierra 61	Abre 125 / Cierra 61	Abre 125 / Cierra 61
Relé de arranque	QL2-4,95 / PO-230	QL2-4,95 / PO-230	QL2-4,95 / PO-230	QL2-4,95 / PO-230
Condensador arranque	CD60 50 µF	CD60 50 µF	CD60 50 µF	CD60 50 µF



www.salvadorescoda.com

TARIFA DE PRECIOS

I.V.A. no incl. Consulte posibles actualizaciones

A

COMPRESORES HERMÉTICOS «R-134a»



SERIE EMT



SERIE NEU/NEK



SERIE NJ



SERIE NT

Baja temperatura (LST)

Código	Modelo	HP	Ref. Comp.	Cil. cm³	Motor	Altura mm	CAPACIDAD EN WATIOS				€
							-30°C	-20°C	-15°C	-10°C	
MONOFÁSICOS 220V 50Hz											
MF 11 184	EMY-3109Z	1/10	C	3,97	RSIR	166	74	130	169	215	101,00
MF 11 185	EMY-3111Z	1/8	C	4,85	RSIR	166	87	157	202	257	103,50
MF 11 164	EMT-49HLP	1/6	C	5,56	RSIR	166	101	178	230	290	108,50
MF 11 151	EMY-3115Z	1/6	C	6,09	RSIR	171	131	233	298	374	116,00
MF 11 166	NEK-2116-Z	1/10	S	7,37	CSIR	200	95	184	241	305	135,50
MF 11 154	NEK-1116-Z	1/5	S	7,37	RSIR/RSCR	187	125	232	302	385	129,50
MF 11 155	NEK-1118-Z	1/4	S	8,39	RSIR	187	148	268	347	441	132,50
MF 11 157	NE-2121-Z	1/3	F	9,26	CSIR	200	166	302	392	498	172,50
MF 11 158	NE-2130-Z	1/3	F	12,11	CSIR	200	238	411	526	662	183,00
MF 11 192	NE-2134-Z	1/3	F	14,28	CSIR	200	–	433	559	707	185,00
MF 11 168	NEK-2140-Z	1/2	F	16,8	CSIR	200	240	419	544	688	189,50

Rendimientos indicados: Temperatura condensación 54°C

Temperatura ambiente máx. 43°C

Alta temperatura (HBP)

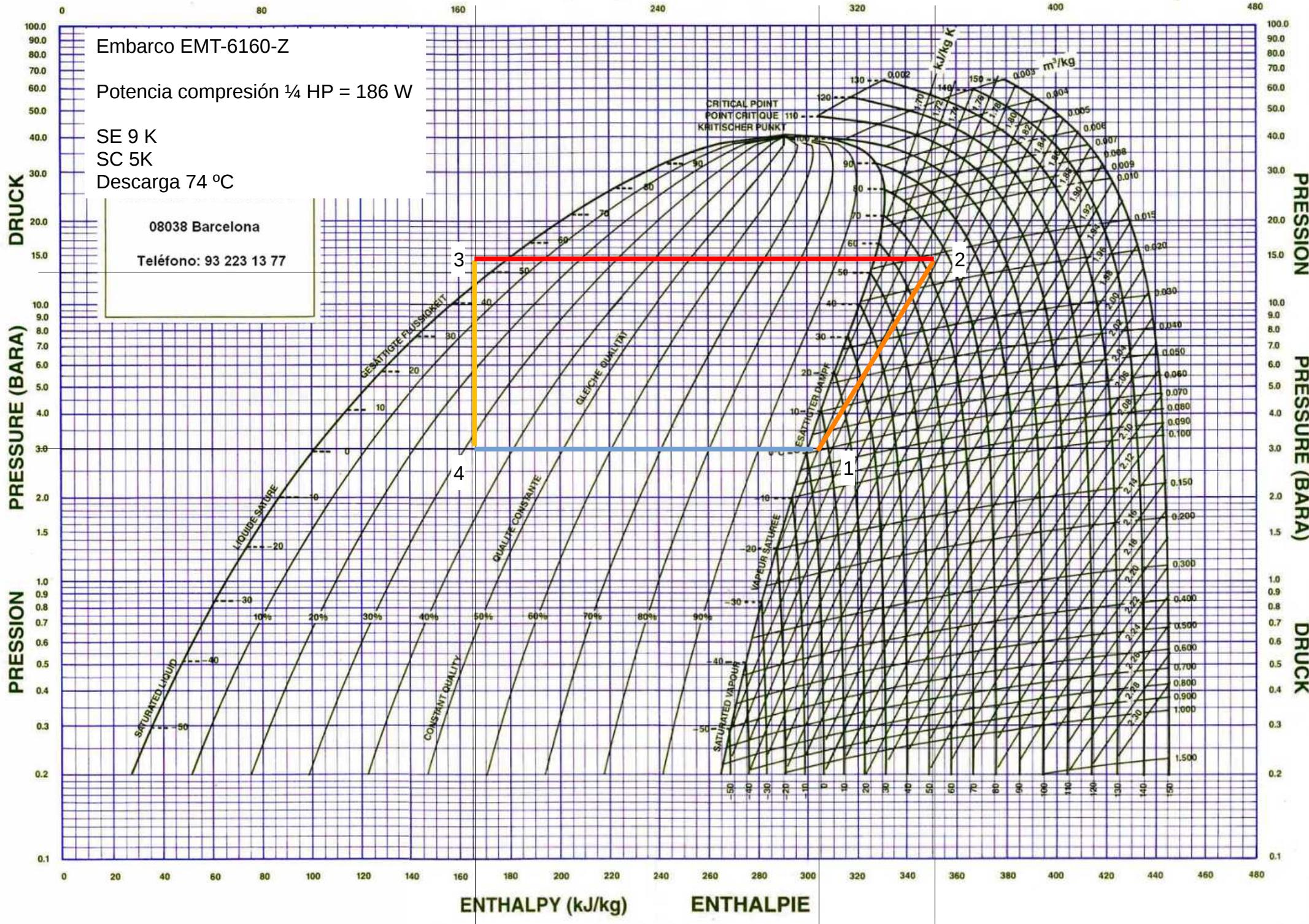
Código	Modelo	HP	Ref. Comp.	Cil. cm³	Motor	Altura mm	CAPACIDAD EN WATIOS			€
							-10°C	0°C	+5°C	
MONOFÁSICOS 220V 50Hz										
MF 11 131	EMT-37HDP	1/8	S	3,40	RSIR	166	170	269	328	112,50
MF 11 186	EMT-45HDR	1/8	S	3,97	CSIR	166	207	314	383	120,50
MF 11 132	EMT-50HDP	1/6	F	4,50	RSIR	166	226	355	435	119,50
MF 11 191	EMT-6144-Z	1/5	F	5,19	CSIR	166	278	432	528	123,50
MF 11 135	EMT-6160-Z	1/4	F	6,76	CSIR	166	358	551	669	126,50
MF 11 136	EMT-6170-Z	1/3	F	7,69	CSIR	166	398	662	739	134,00
MF 11 145	NEU-6187-Z*	1/3	F	10	CSIR	200	561	752	920	155,00
MF 11 137	NEU-6210-Z*	1/2	F	12,11	CSIR	200	579	917	1.129	165,50
MF 11 144	NEU-6212-Z*	1/2	F	14,28	CSIR	206	669	1.060	1.303	171,50
MF 11 138	NEK-6214-Z*	1/2	F	16,8	CSIR	206	789	1.228	1.496	189,50
MF 11 142	NT6217-Z	3/4	F	20,44	CSIR	220	879	1.374	1.695	271,50
MF 11 140	NJ-6220-Z	1	F	26,11	CSIR	265	1.104	1.886	2.336	348,00
MF 11 141	NJ-6226-Z	1-1/4	F	34,38	CSIR	265	1.136	2.209	2.711	381,00
TRIFÁSICOS 380V 50Hz										
MF 11 181	NJ-6220-ZX	1	S	26,11	3-FASE	265	1.104	1.886	2.336	361,50
MF 11 182	NJ-6226-ZX	+1	F	34,38	3-FASE	265	1.350	2.231	2.739	423,50

Rendimientos indicados: Temperatura condensación 54°C

Temperatura ambiente máx. 43°C

ENTHALPY (kJ/kg)

ENTHALPIE



Ejemplo 2.1.1.1-1

Compresor EMT-6160-Z

R-134a

$$\vartheta_E = 0^\circ C \rightarrow p_E = 3 \text{ bar}$$

$$\vartheta_C = 54^\circ C \rightarrow p_C = 14,5 \text{ bar}$$

$$R_C = \frac{p_C}{P_E} = \frac{14,5 \text{ bar}}{3 \text{ bar}} = 4,8 \text{ bar}$$

$\dot{Q}_E = 0,551 \text{ kW}$ información procedente de la tabla de datos

$V_{cilindro} 6,76 \text{ cm}^3$ y 2800 RPM (velocidad de giro del cigüeñal) →

$$\dot{V}_{teorico} = V_{cilindro} \cdot \frac{2800 \text{ RPM}}{60 \text{ s}} = 0,00000676 \text{ m}^3 \cdot \frac{46,7}{\text{s}} = 0,00032 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal volumétrico teórico}$$

Caudal de masa calculado con el volumen del cilindro (teórico)

SC = 5 K

$$\rho_{aspiracion} = \frac{1}{0,07 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 14,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \rightarrow \dot{m}_{teorico} = \rho_{aspiracion} \cdot \dot{V}_{teorico} = 14,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,00032 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,0045 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caudal de masa obtenido del diagrama p h (real)

SC = 5 K valor estimado

SE = 5 K valor estimado

$$h_1 = 305 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{3/4} = 165 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{real} = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} = \frac{0,551 \text{ kW}}{140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,0039 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caudal volumétrico real

$$\dot{V}_{real} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_{aspiracion}} = 0,0039 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,07 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 0,000273 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{teorico}} = \frac{0,000273 \frac{m^3}{s}}{0,00032 \frac{m^3}{s}} = 85$$

Potencia del compresor 0,25 HP = 0,184 kW

$$W_c = \frac{P_{comp}}{\dot{m}_{real}} = \frac{0,184 \text{ kW}}{0,0039 \frac{kg}{s}} = 47,2 \frac{kJ}{kg} \rightarrow h_2 = h_1 + W_c = 305 \frac{kJ}{kg} + 47,2 \frac{kJ}{kg} = 352 \frac{kJ}{kg}$$

$$\rightarrow \vartheta_{descarga} = 74^\circ C$$

2.1.1.2 Compresores semiherméticos

El eje del motor es prolongación del cigüeñal del compresor y ambos están en una misma carcasa accesible desde el exterior. Su carcasa está compuesta por elementos desmontables, permitiendo reparar averías en su interior. El fluido refrigerante a baja presión fluye alrededor del motor refrigerándolo.

Se utilizan en instalaciones de mediana potencia.



2.1.1.3 Compresores abiertos

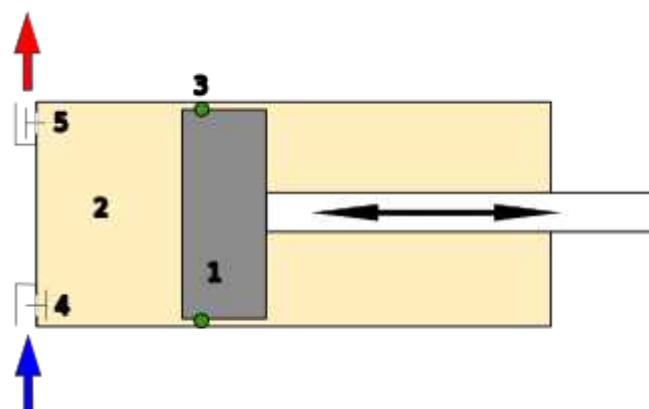
El cigüeñal es accionado por un motor externo al compresor. El motor se encuentra fuera del circuito refrigerante. El paso del cigüeñal a través de la carcasa del compresor requiere un elemento que garantice la estaqueidad. Es este uno de los puntos débiles del compresor abierto. Se utilizan para instalaciones de pequeña y mediana potencia.



2.1.2 Clasificación de compresores por su técnica de compresión

2.1.2.1 Compresores alternativos de pistón (*piston reciprocating compressor*)

Se basan en la transformación de un movimiento rotativo en otro alternativo, semejante a los motores de combustión interna pero en sentido inverso. Están formados por una cámara de compresión en forma de cilindro (3) y por un pistón que se desliza por dentro del cilindro. El pistón (1) está unido a través de una biela de transmisión a un motor accionador. Al girar el motor, la biela hace un movimiento ascendente y descendente, succionando el gas de entrada a través de la válvula de admisión (4) cuando retrocede el pistón, comprimiendo el gas cuando avanza el pistón y expulsando el gas a través de la válvula de escape (5) cuando el pistón llega al final de su recorrido.



Los segmentos colocados en el pistón aseguran la estanquidad entre este y el cilindro, separando la alta presión (interior del cilindro) de la parte de baja presión (cárter). En los compresores pequeños en lugar de segmentos se utilizan pistones con ranuras, que aseguran la estanquidad.



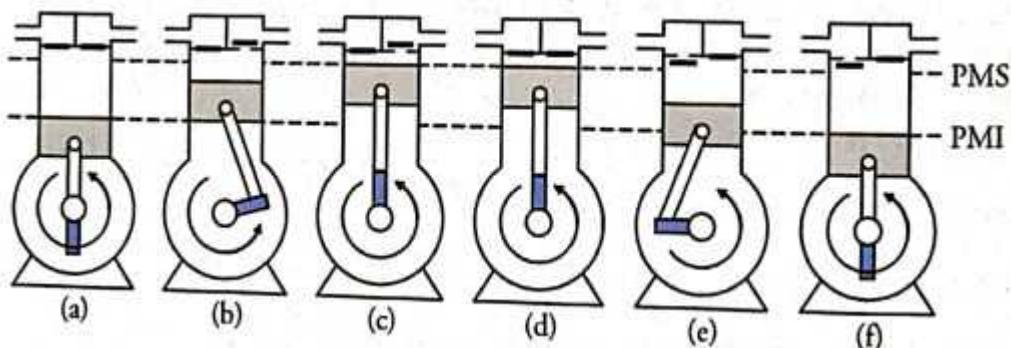
Paulino Posada



íg. 13 de 96

2.1.2.1.1 Proceso de compresión en compresores de pistón alternativo

El proceso completo de compresión comprende dos carreras del pistón con un giro del eje de rotación. La siguiente imagen muestra el movimiento del pistón en sus 2 fases o carreras.



Compresión.

Las válvulas están cerradas y el gas está dentro del cilindro (a). El émbolo inicia su movimiento desde la posición de máximo volumen PMI (punto muerto inferior) hasta que se alcanza una presión determinada que abre la válvula de descarga (b).

Descarga.

La válvula de descarga está abierta. El émbolo prosigue su movimiento hasta la posición de mínimo volumen punto muerto superior (PMS) (c).

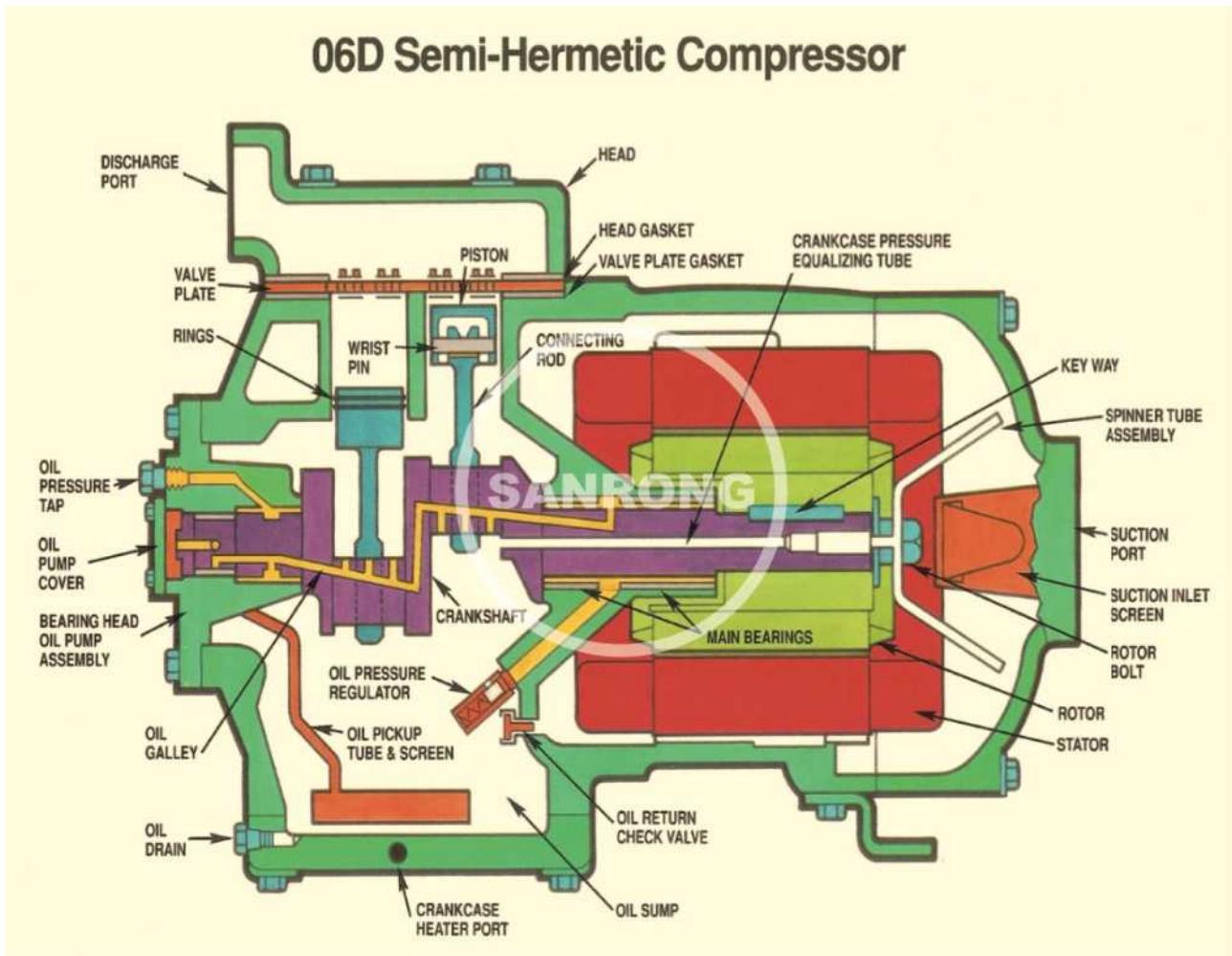
Reexpansión.

Con las válvulas cerradas, el émbolo inicia su movimiento de el PMS (d) hasta el momento que la baja presión abre la válvula de aspiración (e).

Aspiración.

La válvula de aspiración está abierta. Entra gas en el cilindro, desplazándose el émbolo hacia el punto muerto inferior (PMI) (f). A partir de aquí se inicia un nuevo ciclo.

Para evitar que el pistón choque contra la placa de la válvula cuando se encuentra en la parte superior, los compresores alternativos se diseñan con un pequeño espacio (muerto) entre la parte superior del pistón (PMS) y la placa de la válvula. El espacio muerto reduce el rendimiento del compresor, al matener una pequeña cantidad de gas en su interior. El gas retenido en el espacio muerto, reduce el caudal volumétrico del compresor.



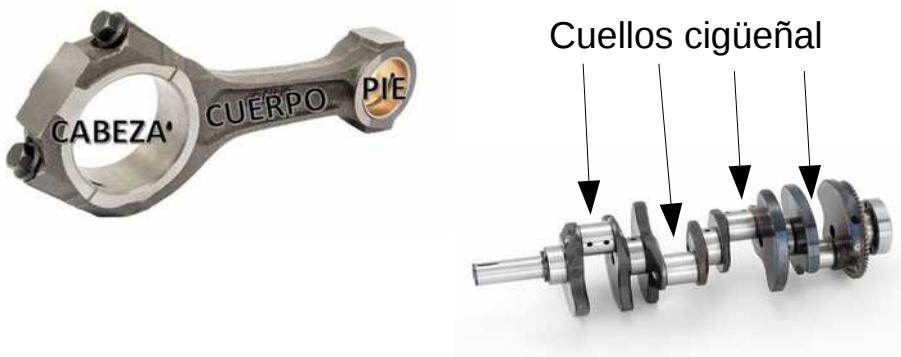
2.1.2.1.2 Número y disposición de los cilindros.

El número de cilindros varía de 1 a 16. Para compresores de 2 y 3 cilindros, están dispuestos en línea. Cuando se tienen 4 o más cilindros, generalmente se emplean arreglos radiales (para formar una V o W), reduciéndose así el tamaño del compresor (ejemplo en V).

2.1.2.1.3 Transformación del movimiento rotativo en movimiento alternativo

Esta transformación se obtiene con el sistema mecánico de biela-eje. Los ejes cigüeñales se construyen de acero forjado y algunas veces de fundición. Las bielas aseguran la unión entre los cuellos del cigüeñal y los pistones. Deben ser ligeras y resistentes, ya que han de soportar la fuerza desarrollada sobre la cabeza del pistón por la presión del fluido frigorífico. Los pistones deben ser ligeros (hierro fundido o aluminio), y hallarse ajustados a los cilindros para evitar pérdidas por fugas de fluido entre el pistón y el cilindro. En compresores grandes se debe reducir la fuerza de rozamiento, reduciendo la superficie de contacto, mediante segmentos elásticos.

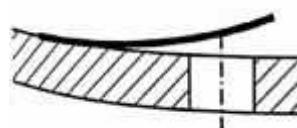
El eje del pistón actúa de unión entre el pie de la biela y el pistón, por cuya razón se denomina muchas veces eje de pie de biela. Se trata de un eje hueco que unas veces va fijo sobre el pie de la biela, y otras sobre el pistón, quedando libre una de las dos partes siempre para poder producir el movimiento querido.



2.1.2.1.4 Válvulas de aspiración y descarga

El conjunto de válvulas de aspiración y de descarga están emplazadas a uno y otro lado de una placa conocida por plato de válvulas. En este caso, la corriente de gas no pasa por el cárter y los riesgos de arrastre de aceite son menores.

El trabajo de las válvulas se hace siempre metal contra metal, por lo que es indispensable que las superficies de contacto sean planas conservando siempre su forma original: deben ser robustas y poco frágiles. En los compresores que giran a velocidad elevada, las válvulas se abren y cierran con gran rapidez, lo que implica la necesidad de que estas válvulas sean también ligeras. En este caso, se utilizan válvulas del tipo laminar flexible, que permiten hacer el movimiento ilustrado en la imagen.



2.1.2.1.5 Dispositivos de lubricación

El engrase puede lograrse por: barboteo o bomba de aceite a presión.

El sistema de barboteo se utiliza en compresores de baja potencia que giran a velocidad moderada. Se mantiene un nivel de aceite en el cárter que permita a las cabezas de las bielas hallarse por debajo de dicho nivel durante parte de su movimiento de rotación; el aceite, se proyecta hacia el interior del cárter llegando hasta los ejes del pistón.

El sistema de lubricación forzada consiste en una bomba de aceite montada en el extremo del eje del compresor, y accionada por el eje, que lubrica bajo presión todos los órganos en movimiento. La distribución del aceite se efectúa por medio de conductos a todas las partes fijas (como cilindros) y además, otro conducto taladrado en el interior del cigüeñal permite, a partir de los cuellos del mismo, engrasar las manivelas y los ejes del pistón. El aceite retorna por gravedad al fondo del cárter de donde es aspirado a través de un filtro de la bomba de aceite.

2.1.2.2 Compresores alternativos de pistón – ejemplos de cálculo

SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

TARIFA DE PRECIOS
I.V.A. no incl. Consulte posibles actualizaciones

COMPRESORES SEMIHERMÉTICOS

GEL GELPHΑ Gελφαντής

A

MODELO K
BÁSICO

MODELO LG
CON ASPIRACIÓN POR CULATA

MODELO MR
CON BOMBA DE ACEITE

MODELO VR
CON REGULACIÓN DE CAPACIDAD

COMPRESIÓN

A-38

A**COMPRESORES SEMIHERMÉTICOS****Alta / Media temperatura. Para gas R134A/R-404A/R-507**

Código	Modelo	Motor HP	Desplaz. m³/h	Línea		Nº cilindros	PDA	CAPACIDAD EN WATIOS					€
				Asp.	Desc.			+5°C	0°C	-10°C	-25°C	-35°C	
MF 18 101	07K3,2X	0,75	2,91	1/2"	3/8"	2	NO	2.442	2.030	1.362	668	355	1.270,00
MF 18 103	1K5,2X	1	4,92	5/8"	1/2"	2	NO	4.245	3.540	2.392	1.208	672	1.299,00
MF 18 105	1,5K7,2X	1,5	6,43	5/8"	1/2"	2	NO	5.748	4.798	3.248	1.655	948	1.338,00
MF 18 109	2L9,2	2	9,06	7/8"	1/2"	2	NO	8.068	6.665	4.450	2.035	875	1.837,00
MF 18 111	3L13,2X	3	12,87	7/8"	5/8"	2	NO	11.915	9.845	6.602	3.118	1.458	1.991,00
MF 18 114	4L17,2X	4	17,14	7/8"	5/8"	2	NO	16.768	13.925	9.428	4.598	2.340	2.104,00
MF 18 117	5L23,2X	5	22,52	1-1/8"	5/8"	2	NO	21.815	18.085	12.075	6.265	3.518	2.273,00
MF 18 139	7MR27,2X	7,5	26,65	1-3/8"	1-1/8"	2	SI	24.715	20.582	13.818	6.775	3.605	3.540,00
MF 18 141	9MR32,2X	10	32	1-3/8"	1-1/8"	2	SI	29.088	24.238	16.298	8.025	4.290	3.677,00
MF 18 143	8GR31,3X	7,5	31,08	1-3/8"	1-1/8"	2	SI	28.555	23.780	15.998	7.878	4.218	4.012,00
MF 18 145	10GR39,3X	10	39,02	1-3/8"	1-1/8"	3	SI	35.630	29.785	20.245	10.285	5.775	4.076,00
MF 18 147	15GR50,3X	15	49,88	1-5/8"	1-1/8"	3	SI	45.145	37.818	25.865	13.395	7.748	4.349,00
MF 18 149	18GR60,3	18	60,28	1-5/8"	1-1/8"	3	SI	54.805	45.950	31.498	16.408	9.560	4.899,00

Media / Baja temperatura. Para gas R-404A/R-507/R-449A

Código	Modelo	Motor HP	Desplaz. m³/h	Línea		Nº cilindros	PDA	CAPACIDAD EN WATIOS				€
				Asp.	Desc.			-10°C	-20°C	-30°C	-40°C	
MF 18 102	07K5,2X	0,75	4,92	5/8	3/8	2	NO	–	1.542	910	460	1.270,00
MF 18 104	1K7,2X	1	6,43	5/8	1/2	2	NO	–	2.172	1.265	660	1.299,00
MF 18 106	1,5K8,2X	1,5	7,43	5/8	1/2	2	NO	–	2.435	1.482	800	1.338,00
MF 18 107	1,5K9,2X	1,5	9,06	5/8	1/2	2	NO	–	3.158	1.808	975	1.338,00
MF 18 108	2K9,2K	2	9,06	5/8	1/2	2	NO	4.648	3.015	1.844	998	1.496,00
MF 18 110	2L13,2X	2	12,87	7/8	1/2	2	NO	–	3.845	2.148	865	1.915,00
MF 18 112	3L17,2X	3	17,14	7/8	5/8	2	NO	8.615	5.910	3.355	1.408	1.991,00
MF 18 113	3L19,2X	3	19,43	1-1/8	5/8	2	NO	–	7.138	4.250	2.065	1.991,00
MF 18 115	4L19,2X	4	19,43	1-1/8	5/8	2	NO	10.745	6.870	4.008	1.880	2.104,00
MF 18 116	4L23,2X	4	22,52	1-1/8	5/8	2	NO	–	8.260	5.030	2.622	2.104,00
MF 18 134	4LR23,2X	4	22,52	1-1/8	5/8	2	SI	–	7.110	4.890	2.565	2.687,00
MF 18 135	5LR23,2X	5	22,52	1-1/8	5/8	2	SI	11.842	7.835	4.658	2.305	2.826,00
MF 18 138	6MR27,2X	5	26,65	1-3/8	7/8	2	SI	13.950	9.025	5.420	2.840	3.435,00
MF 18 140	7MR32,2X	7,5	32	1-3/8	1-1/8	2	SI	–	10.352	6.000	3.498	3.540,00
MF 18 142	6GR31,3X	5	31,08	1-3/8	7/8	3	SI	–	9.800	5.942	3.192	3.935,00
MF 18 144	8GR39,3X	7,5	39,02	1-3/8	1-1/8	3	SI	–	12.668	7.668	4.098	4.012,00
MF 18 146	10GR50,3X	10	49,88	1-3/8	1-1/8	3	SI	–	16.750	10.478	5.995	4.076,00
MF 18 148	12GR60,3X	12,5	60,28	1-3/8	1-1/8	3	SI	–	20.250	12.668	7.252	4.495,00

Datos cálculo: Temperatura condensación 45°C; Temperatura gas aspiración 25°C; Sin subenfriamiento líquido

PDA → Presostato Diferencial de Aceite, desconecta el compresor si no detecta diferencia de presión entre la salida de la bomba de aceite y la presión de evaporación.

Inicio > Componentes frigoríficos > Conjunto presostatos y controles de presión >
Cjto. presostato diferencial de aceite



Cjto. presostato diferencial de aceite

Cjto. presostato diferencial de aceite para compresores semiherméticos GELPHA con bomba de aceite

Referencia

585.0006.00

Cjto. presostato diferencial de aceite para compresores semiherméticos GELPHA con bomba de aceite

El conjunto incluye latiguillos, codo y soportel

Modelos compatibles : Todos los modelos LR, VLR, MR i GR

https://www.salvadorescoda.com/tarifas/Compresion_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

<https://www.gelpha.com/es/>

Ejemplo 2.1.2.2-1:

Código MF18108

Modelo 2K9, 2K

Precio: 1496 euros

<https://www.gelpha.com/es/compresores/compresor-semihermetico-2k9-2x-r-404-r507/>

$$P_{electrica} = 1,83 \text{ kW}$$

Refrigerante R-404a

$$\text{Motor 2 HP} \rightarrow 2 \text{HP} \cdot 745,7 \frac{\text{W}}{\text{HP}} = 1491,4 \text{ W} \quad \text{potencia mecánica de compresión}$$

$$\text{subenfriamiento 0 K} \rightarrow h_{3/4} = 170 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_C = 45^\circ\text{C} \rightarrow p_C = 20,5 \text{ bar}$$

$$v_E = -10^\circ\text{C} \rightarrow p_E = 4,5 \text{ bar}$$

$$R_C = \frac{p_C}{P_E} = \frac{20,5 \text{ bar}}{4,5 \text{ bar}} = 4,6$$

$$v_{aspiración} = 25^\circ\text{C} \rightarrow h_1 = 293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Caudal volumétrico en la aspiración (sobrecalentamiento 35 K, aspiración 25 °C)

$$\dot{V}_{aspiracion-teorico} = 9,06 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,00252 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (\text{teórico, leido de la tabla de datos})$$

$$\frac{1}{\rho_{aspiracion}} = 0,054 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow \rho_{aspiracion} = 18,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{teorico} = \dot{V}_{teorico} \cdot \rho_{aspiracion} = 0,00252 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 18,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,047 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calor absorbido y potencia frigorífica

$$Q_E = h_1 - h_4 = 293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 170 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 123 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\text{sobrecalentamiento 35 K, aspiración 25 °C})$$

$$\dot{Q}_{E-teorico} = Q_E \cdot \dot{m}_{teorico} = 123 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,047 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5,8 \text{ kW}$$

Potencia frigorífica tomada de la tabla $Q_{E-real} = 4,648 \text{ kW}$

$$Q_E \cdot \dot{m}_{real} = \dot{Q}_{E-real}$$

$$Q_E \cdot \dot{m}_{teorico} = \dot{Q}_{E-teorico}$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorico}} = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{teorico}} = \frac{\dot{Q}_{E-real}}{\dot{Q}_{E-teorico}} = \frac{4,65 \text{ kW}}{5,8 \text{ kW}} = 0,802 \text{ rendimiento volumétrico 80\%}$$

Cálculo de \dot{m}_{real}

$$\dot{m}_{real} = 0,802 \cdot \dot{m}_{teorico} = 0,802 \cdot 0,047 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0377 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo de W_C con la potencia del compresor de 2 HP:

$$W_C = \frac{P_{compresor}}{\dot{m}_{real}} = \frac{1491,4 \text{ W}}{0,0377 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 39,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\rightarrow h_2 = h_1 + W_C = 293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 39,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 332,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Caudales volumétricos reales en descarga y aspiración

$$\frac{1}{\rho_{descarga}} = 0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow \rho_{descarga} = 76,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{V}_{descarga} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_{descarga}} = \frac{0,0377 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{76,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,00049 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\frac{1}{\rho_{aspiracion}} = 0,54 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow \rho_{aspiracion} = 18,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{V}_{aspiracion} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_{aspiracion}} = \frac{0,0377 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{18,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Toma aspiración 5/8" - diámetro interior 14,35 mm

Toma descarga 1/2" - diámetro interior 11,18 mm

Velocidad del refrigerante en la aspiración

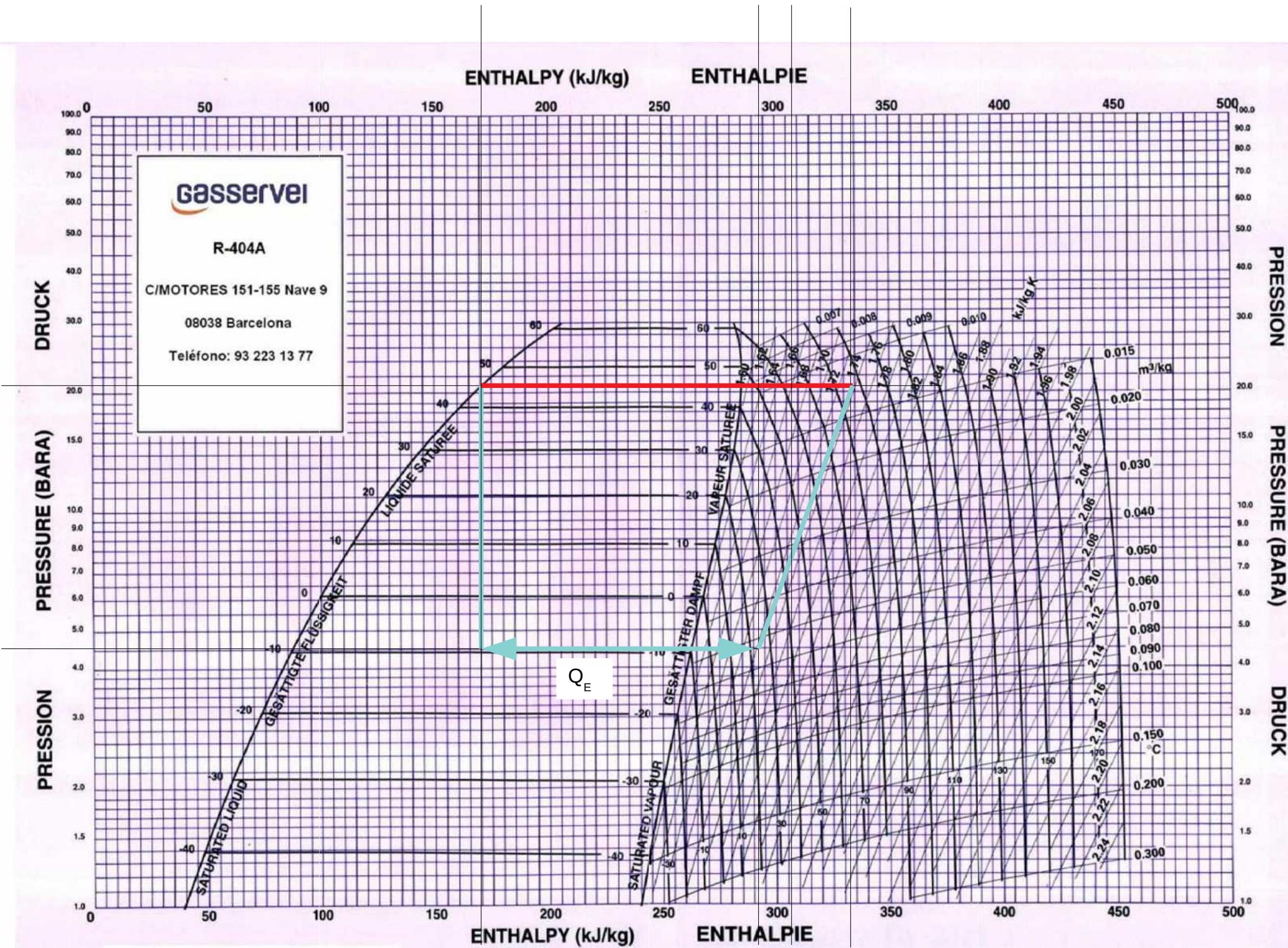
$$A = 3,14 \cdot \left(\frac{14,35 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 161,6 \text{ mm}^2 = 0,0001616 \text{ m}^2$$

$$v_{aspiracion} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,002 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0001616 \text{ m}^2} = 12,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad del refrigerante en la descarga

$$A = 3,14 \cdot \left(\frac{11,18 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 98,11 \text{ mm}^2 = 0,00009811 \text{ m}^2$$

$$v_{descarga} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,00049 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,00009811 \text{ m}^2} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



SOLKANE 8.0.0 - [SOLKANE® 404A]

Fichero Medio refrigerante Cálculo Opciones Ventana Ayuda www Indicación

R22 R23 R32 R123 R124 R125 R134a R143a R152a R227 R365mfc R404A R407A R407C R409A R410A R507 SES36 S22L S22M

SOLKANE® 404A



t_c 72.05 °C **p_c** 37.29 bar **v_c** 2.055 dm³/kg

Datos de materiales

Vaporizador	Condensador	Compresor	Conducto de gas por aspiración
Temperatura -10.00 °C	Temperatura 45.00 °C	Rendimiento isotrópico 0.800 <input type="checkbox"/> Auto	Recalentamiento 0.00 K
Recaleamiento 30.00 K	Subenfriamiento 0.00 K		Pérdida de presión 0.00 bar
Pérdida de presión 0.00 bar	Pérdida de presión 0.00 bar		Conducto de gas de presión
Capacidad frigorífica 4.60 kW			Enfriamiento 0.00 K
	Cálculo		Pérdida de presión 0.00 bar

Circulación (F2) **Parámetro de emisión (F3)** **Indices funcionales (F4)** **Dimensionamiento de tubo (F5)**

Potencias Proceso de una etapa

Vaporizador	4.60 kW	Indice de compresión	4.75
Condensador	6.35 kW	Diferencia de presión	16.14 bar
Compresor	1.75 kW	Caudal másico	38.101 g/s
		Caudal de volumen desplazado	7.32 m ³ /h
Conducto de gas por aspiración	0.000 kW	Potencia de enfriamiento volúm.	2262 kJ/m ³
Conducto de gas de presión	0.000 kW	Indice de potencia de enfriamiento	2.63

SOLKANE 8.0.0 - [SOLKANE® 404A]

Fichero Medio refrigerante Cálculo Opciones Ventana Ayuda www Indicación

R22 R23 R32 R123 R124 R125 R134a R143a R152a R227 R365mfc R404A R407A R407C R409A R410A R507 SES36 S22L S22M

SOLKANE® 404A



t_c 72.05 °C **p_c** 37.29 bar **v_c** 2.055 dm³/kg

Datos de materiales

Vaporizador	Condensador	Compresor	Conducto de gas por aspiración
Temperatura -30.00 °C	Temperatura 45.00 °C	Rendimiento isotrópico 0.800 <input type="checkbox"/> Auto	Recalentamiento 0.00 K
Recaleamiento 30.00 K	Subenfriamiento 0.00 K		Pérdida de presión 0.00 bar
Pérdida de presión 0.00 bar	Pérdida de presión 0.00 bar		Conducto de gas de presión
Capacidad frigorífica 1.80 kW			Enfriamiento 0.00 K
	Cálculo		Pérdida de presión 0.00 bar

Circulación (F2) **Parámetro de emisión (F3)** **Indices funcionales (F4)** **Dimensionamiento de tubo (F5)**

Potencias Proceso de una etapa

Vaporizador	1.80 kW	Indice de compresión	10.11
Condensador	2.95 kW	Diferencia de presión	18.42 bar
Compresor	1.15 kW	Caudal másico	16.789 g/s
		Caudal de volumen desplazado	6.63 m ³ /h
Conducto de gas por aspiración	0.000 kW	Potencia de enfriamiento volúm.	978 kJ/m ³
Conducto de gas de presión	0.000 kW	Indice de potencia de enfriamiento	1.57

Ejemplo 2.1.2.2-2:

Bitzer ECOLINE

Modelo 2FES-2(Y)

Precio 1141,00 euros + IVA

<https://www.frigopack.com/Articulo~x~Compresor-semihermetico-bitzer-ecoline-2fes2y~IDArticulo~5081.html>

[https://bitzer-compressors.com/ecoline-2FES-2\(Y\).php](https://bitzer-compressors.com/ecoline-2FES-2(Y).php)

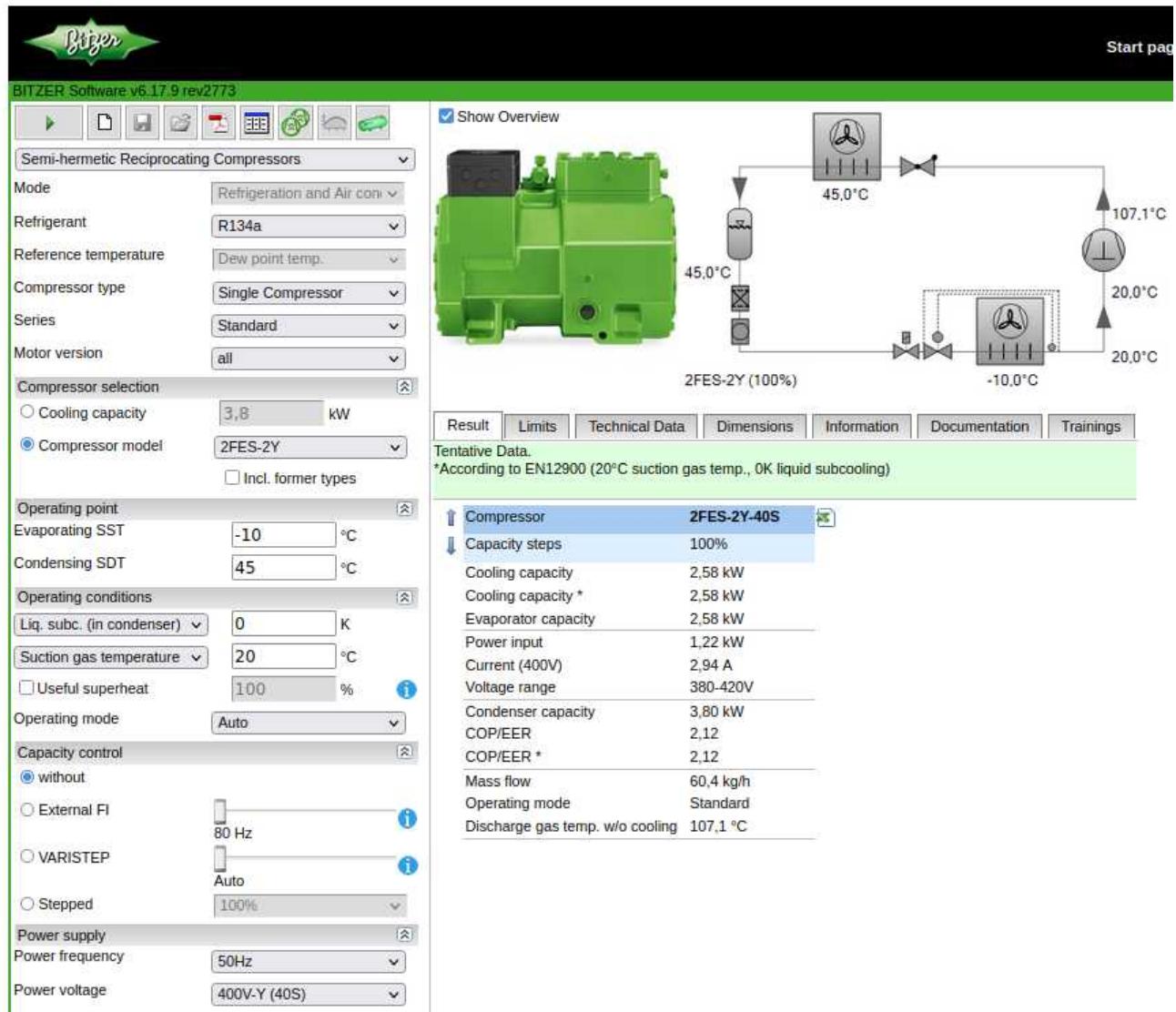
<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1666281140526>

**Technical Data: ECOLINE single compressors**

Compressor model	Housing size	Motor version	Displacement at 1450 min ⁻¹	Number of cylinders	Refrigerating capacity Q ₀				Oil charge	Weight	Maximum operating current ①	Maximum power consumption ②
					R1234yf		R454C					
					t _b / t _c 5°C / 50°C W	t _b / t _c -10°C / 45°C W	t _b / t _c -10°C / 45°C W	t _b / t _c -35°C / 40°C W	dm ³	kg	A	kW
2KES-05(Y)	1	1	4.06	2	1870	1030	1500	310	1.0	46	4.9 / 2.8	1.5
2JES-07(Y)	1	1	5.21	2	2390	1320	2020	480	1.0	47	6.4 / 3.7	1.9
2HES-1(Y)	1	2	6.51	2	3160	1840	2600	640	1.0	47	6.6 / 3.8	2.0
2HES-2(Y)	1	1	6.51	2	3140	1830	2600	640	1.0	49	7.8 / 4.5	2.4
2GES-2(Y)	1	1	7.58	2	3690	2170	3060	780	1.0	49	8.7 / 5.0	2.7
2FES-2(Y)	1	2	9.54	2	4470	2590	3880	1000	1.0	49	9.2 / 5.3	2.9
2FES-3(Y)	1	1	9.54	2	4550	2690	3880	1000	1.0	50	10.6 / 6.1	3.4
Δ / Y												

TECHNICAL AND PERFORMANCE DATA

Compressor type	Motor version	Displacement at 1450 min-1	Number of cylinders	Refrigerating capacity Q ₀				Oil charge	Weight	Pipe connections		Motor	Max. operating current	Max. power consumption	I/F 70 Hz		
				Q ₀		R134a R404A				DL SL							
				W	W	W	W			dm ³	kg	mm	mm	②	A	kW	
2FES-2(Y)	2	9,54	2	4820	2680	4380	1360	1,0	45	12	16	Δ/Y	9,2/5,3	2,9	-		



BITZER Software v6.17.9 rev2773

Mostrar Información general

Compresores de Pistones Semi-herméticos

Modo: Refrigeración y Aire acon.

Refrigerante: R134a

Temperatura de referencia: Temp. en el punto de roci.

Tipo de compresor: Compresor sólo

Serie: Estándar

Versión del motor: todo

Selección del compresor:

- Potencia frigorífica: 16 kW
- Modelo de compresor: 2FES-2Y
- Incluir modelos anteriores

Punto de funcionamiento:

- Temp. de evaporación: -10 °C
- Temp. de condensación: 45 °C
- Líquido subenfriado (des): 0 K
- Temperatura de gas aspir: 20 °C
- Recalentamiento útil: 100 %
- Modo de funcionamiento: Auto
- Regulación de capacidad: sin

Datos técnicos [2FES-2Y]

Informaciones técnicas	
Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	9,54 m³/h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	11,51 m³/h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	2 x 46 mm x 33 mm
Peso	49 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32bar
Conexión linea aspiración	16 mm - 5/8"
Conexión linea descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de aceite R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F BSE32(Standard) R134a tc>70°C: BSE55 (Option)	
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Aceite para R1234yf	BSE32 (Standard) R1234yf tc>70°C : BSE55 (Option)
Aceite para R1234ze	BSE55 (Standard) to>15°C: BSE85K (Option) tc>70°C: BSE85K (Option)
Aceite para R454C/R455A	BSE32 (Standard)
Aceite para R515B	BSE55 (Standard) to>15°C: BSE85K (Option) tc>70°C: BSE85K (Option)

Refrigerante R-134a

2 cilindros de 46 mm de diámetro y 33 mm de carrera a 50 Hz → 1450 RPM

$$v_C = 45^\circ C \rightarrow T_C = 318 K \rightarrow p_C = 12 bar$$

$$v_E = -10^\circ C \rightarrow T_E = 263 K \rightarrow p_E = 2 bar$$

$$R_C = \frac{p_C}{P_E} = \frac{12 bar}{2 bar} = 6$$

$$v_{aspiración} = 20^\circ C$$

$$v_{descarga} = 107^\circ C$$

Toma aspiración 5/8"- diámetro interior 14,35 mm – diámetro exterior 16 mm

Toma descarga 1/2" - diámetro interior 11,18 mm – diámetro exterior 12 mm

$$\dot{V}_{aspiracion} = 9,54 \frac{m^3}{h} = 0,00265 \frac{m^3}{s} \text{ indicado en simulación}$$

$$\frac{1}{\rho_{aspiracion}} = 0,12 \frac{m^3}{kg} \rightarrow \rho_{aspiracion} = 8,3 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{diagrama} = \dot{V}_{aspiracion} \cdot \rho_{aspiracion} = 0,00265 \frac{m^3}{s} \cdot 8,3 \frac{kg}{m^3} = 0,022 \frac{kg}{s} \text{ (diagrama p h)}$$

$$\dot{m}_{simulacion} = 60,04 \frac{kg}{h} = 0,0167 \frac{kg}{s} \text{ (simulación)}$$

$$\dot{m}_{simulacion} = \frac{\dot{Q}_E}{Q_E} = \frac{2,58 kW}{154 \frac{kJ}{kg}} = 0,0168 \frac{kg}{s} \text{ calculado con los valores del diagrama p h}$$

$$h_1 = 320 \frac{kJ}{kg} \text{ (tomada del diagrama en el punto 1)}$$

$$h_2 = 388 \frac{kJ}{kg} \text{ (tomada del diagrama en el punto 2)}$$

$$h_3 = h_4 = 166 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_E = h_1 - h_4 = 320 \frac{kJ}{kg} - 166 \frac{kJ}{kg} = 154 \frac{kJ}{kg} \rightarrow \dot{Q}_E = Q_E \cdot \dot{m} = 154 \frac{kJ}{kg} \cdot 0,022 \frac{kg}{s} = 3,38 kW$$

$$W_C = h_2 - h_1 = 388 \frac{kJ}{kg} - 320 \frac{kJ}{kg} = 68 \frac{kJ}{kg} \rightarrow P_{comp} = W_C \cdot \dot{m} = 68 \frac{kJ}{kg} \cdot 0,022 \frac{kg}{s} = 1,5 kW$$

$$EER_{ciclo} = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{154 \frac{kJ}{kg}}{68 \frac{kJ}{kg}} = 2,26$$

Velocidad del refrigerante en la aspiración

$$A = 3,14 \cdot \left(\frac{14,35 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 161,6 \text{ mm}^2 = 0,0001616 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,00265 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0001616 \text{ m}^2} = 16,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Caudal volumétrico en la descarga (sobrecalentamiento 30 K, aspiración 20 °C)

$$\frac{1}{\rho_{descarga}} = 0,024 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \rightarrow \rho_{descarga} = 41,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = \dot{V}_{aspiracion} \cdot \rho_{aspiracion} = \dot{V}_{descarga} \cdot \rho_{descarga} \rightarrow$$

$$\dot{V}_{descarga} = \dot{V}_{aspiracion} \cdot \frac{\rho_{aspiracion}}{\rho_{descarga}} = 0,00265 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{8,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{41,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,00053 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del refrigerante en la descarga

$$A = 3,14 \cdot \left(\frac{11,18 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 98,11 \text{ mm}^2 = 0,00009811 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,00053 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,00009811 \text{ m}^2} = 5,37 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del caudal volumétrico teórico en la aspiración

2 cilindros de 46 mm de diámetro y 33 mm de carrera a 50 Hz → 1450 RPM

$$\dot{V} = A \cdot s \cdot N \cdot \frac{RPM}{60}$$

A sección del cilindro en m^2

s carrera del pistón

N número de cilindros

RPM revoluciones por minuto

$$A = 3,14 \cdot (0,023 m)^2 = 0,00166 m^2$$

$$\dot{V}_{teorico} = A \cdot s \cdot N \cdot \frac{RPM}{60} = 0,00166 m^2 \cdot 0,033 m \cdot 2 \cdot 1450 \frac{1}{min} \cdot 60 \frac{min}{h} = 9,53 m^3/h$$

El caudal volumétrico real es menor, debido a las perdidas por el espacio muerto y las restisencias al paso del gas en las válvulas.

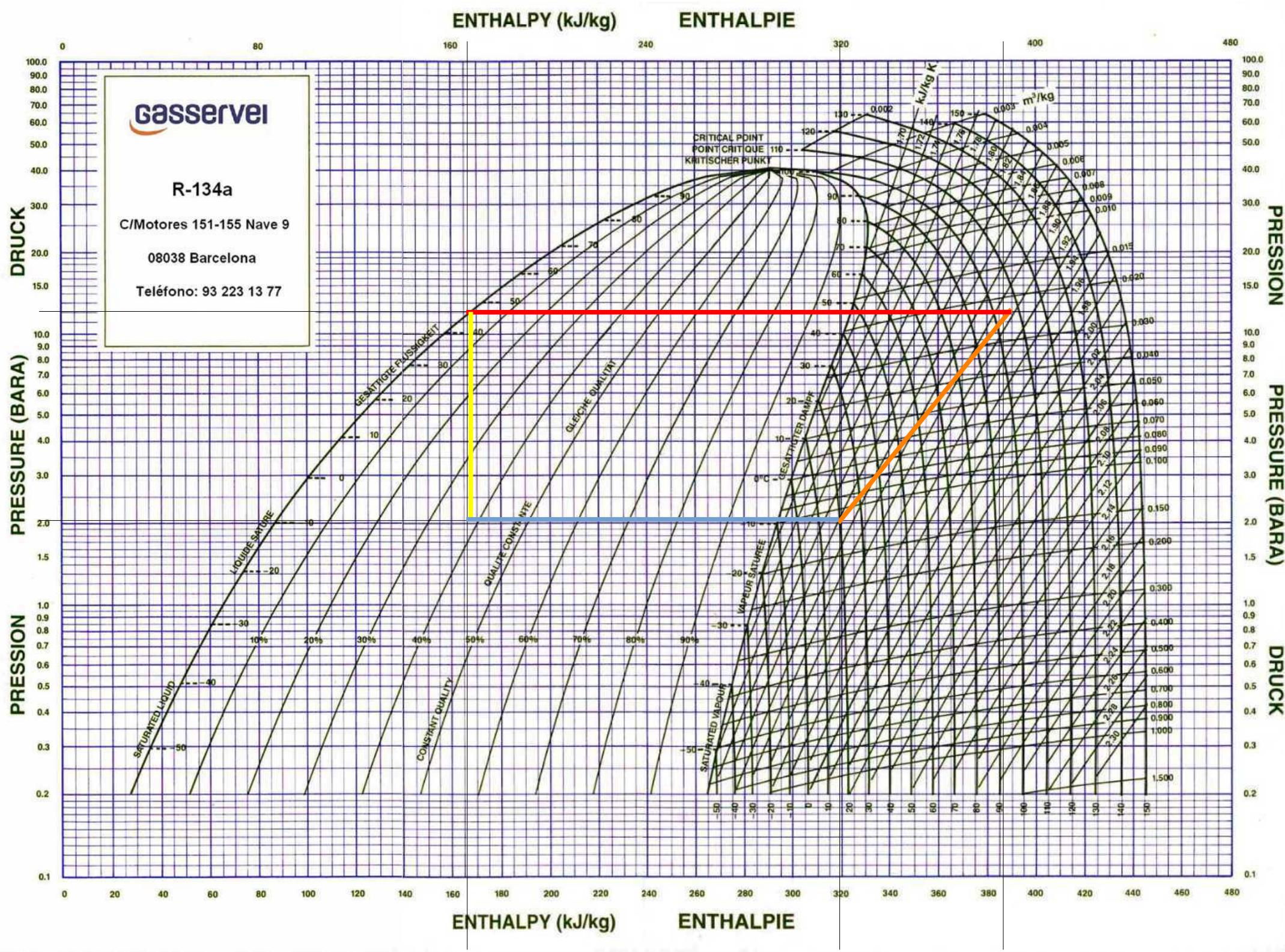
Caudal volumétrico calculado con el caudal másico indicado en la simulación

$$\dot{m}_{simulacion} = 60,04 \frac{kg}{h} = 0,0167 \frac{kg}{s} \quad \text{con} \quad \frac{1}{\rho_{aspiracion}} = 0,12 \frac{m^3}{kg} \rightarrow$$

$$\dot{V}_{simulacion} = \frac{\dot{m}}{\rho_{descarga}} = 0,0167 \frac{kg}{s} \cdot 0,12 \frac{m^3}{kg} = 0,002 \frac{m^3}{s} = 7,2 \frac{m^3}{s}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{V}_{simulacion}}{\dot{V}_{teorico}} = \frac{7,2 \frac{m^3}{s}}{9,53 \frac{m^3}{s}} = 0,76 = 76\%$$



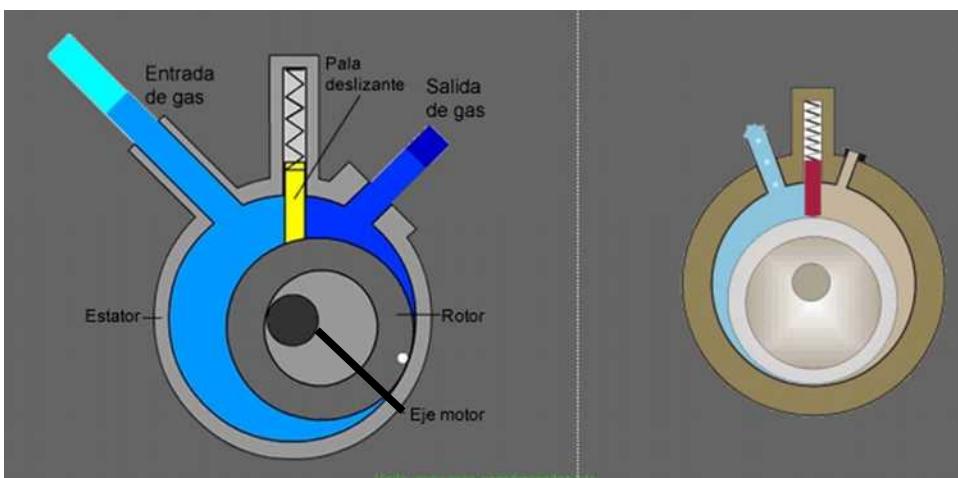
2.1.2.3 Compresores rotativos de pistón rodante y paletas

Los compresores rotativos no presentan un espacio muerto, por tanto su rendimiento volumétrico es mayor al de los alternativos. Tampoco precisan válvulas, ni bielas ni cigüeñal. Comparados con compresores alternativos equivalentes son ligeros, compactos, más sencillos en su construcción, producen menos vibraciones y su potencia es regulable de forma continua con la velocidad del motor.

2.1.2.3.1 Compresor de pistón rodante (rolling piston compressor)

En los compresores de pistón rodante, el eje motor y el eje estator son concéntricos mientras que el eje del rotor es excéntrico una distancia respecto a ellos. Al deslizar el rotor sobre el estator, se establece entre ellos un contacto. La pala deslizante, alojada en el estator, se aprieta y ajusta contra el rotor mediante un muelle.

La admisión de vapor se efectúa a través de la lumbreña de aspiración. El vapor aspirado por el compresor, llena el espacio comprendido entre el rotor y el estator. Este volumen se reduce a medida que el rotor gira, comprimiendo el gas atrapado, hasta que al completar un giro, es expulsado por la lumbreña de descarga.



vídeo compresor de pistón rodante

<https://www.youtube.com/watch?v=NIBvf75GAO8>

A

COMPRESOR HERMÉTICO ROTATIVO PARA AIRE ACONDICIONADO



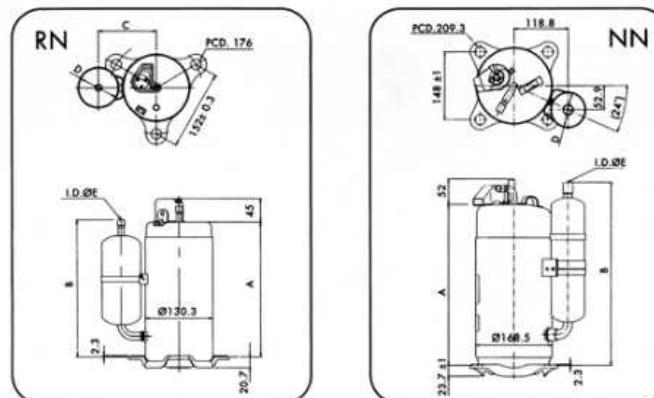
SIAM COMPRESSOR INDUSTRY
MITSUBISHI ELECTRIC GROUP

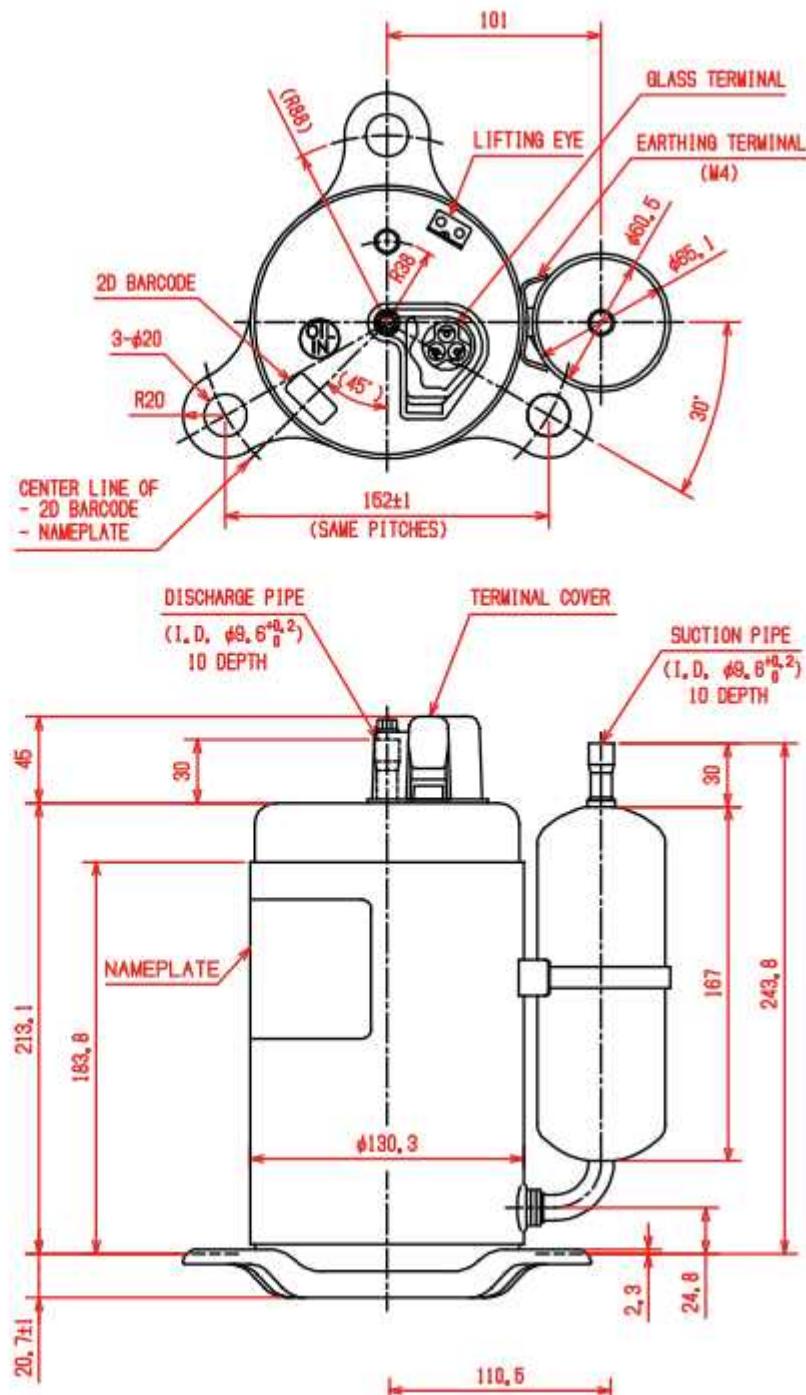


«R-410A»

Código	Modelo	Condensador mF	BTU	Rend. (Kcal/h)	€
MOTOR MONOFÁSICO 220 V II 50Hz					
MF 15 101	RN092VHSMT	20	7.643	1.926	240,00
MF 15 103	RN099VHSMT	25	8.155	2.055	243,00
MF 15 104	RN104VHSMT	25	8.564	2.159	247,00
MF 15 107	RN125VHSMT	25	10.407	2.623	300,00
MF 15 109	RN135VHSMT	30	11.225	2.829	283,00
MF 15 111	RN145VHSMT	30	12.181	3.070	311,00
MF 15 113	RN165VHSMT	30	13.887	3.500	297,00
MF 15 115	RN196VHSMT	40	16.378	4.128	326,00
MF 15 116	RN220VHSMT	40	18.700	4.713	335,00
MF 15 135	NN25VBAMT	50	19.790	4.988	509,00
MF 15 121	NN29VAAMT	55	25.249	6.364	553,00
MF 15 123	NN33VAAMT	55	28.968	7.301	588,00
MF 15 124	NN37VAAMT	60	32.073	8.084	588,00
MF 15 125	NN40VAAMT	60	34.802	8.772	580,00

Modelo	Entrada		Entrada nominal		Capacidad	Peso	Aceite	Dimensiones (mm)				
	Watios	Amp.	HP	kW				A	B	C	D	E
RN092VHSMT	770	3,6	0,80	0,60	20/370	13,6	300	213,1	243,8	101,0	60,5	9,6
RN099VHSMT	820	3,8	0,87	0,65	25/370	13,6	300	213,1	243,8	101,0	60,5	9,6
RN104VHSMT	865	4,0	0,94	0,70	25/370	13,6	300	213,1	243,8	101,0	60,5	9,6
RN125VHSMT	1.050	4,9	1,07	0,80	25/370	13,6	300	213,1	243,8	101,0	60,5	9,6
RN135VHSMT	1.120	5,2	1,21	0,90	30/370	15,7	520	257,5	260,5	110,5	74,0	12,7
RN145VHSMT	1.220	5,8	1,34	1,00	30/370	15,7	520	257,5	260,5	110,5	74,0	12,7
RN165VHSMT	1.410	6,6	1,47	1,10	30/400	15,7	520	257,5	260,5	110,5	74,0	12,7
RN196VHSMT	1.680	7,9	1,74	1,30	40/370	15,7	520	257,5	260,5	110,5	74,0	12,7
NN23VBAMT	1.950	9,2	2,01	1,50	50/400	29,2	1.200	327,8	318,6	–	74,0	16,0
NN29VAAMT	2.440	11,2	2,55	1,90	55/400	30,4	1.200	342,8	393,6	–	74,0	16,0
NN33VAAMT	2.800	13,1	2,95	2,20	55/420	31,9	1.300	342,8	393,6	–	74,0	16,0
NN37VAAMT	3.130	14,7	3,35	2,50	60/420	31,9	1.300	342,8	393,6	–	74,0	19,1
NN40VAAMT	3.430	16,1	3,62	2,70	60/420	31,9	1.300	342,8	393,6	–	74,0	19,1





RN/RNT Fixed Speed Rotary Compressor for R-410A

Models	Capacity		Input		Nominal Output		COP. (W/W)	EER. (Btu/hr * w)	Run Cap. (mF/VAC)	Weight (kgs.)	Oil (cc.)	Drawing Number
	W	Kcal/hr	Btu/hr	Watt	Amps	HP	KW					
a) Electrical 50 Hz : 220 – 240 Volt : 1 Phase												
RN092VHSMT	2,240	1,926	7,643	770	3.60	0.8	0.60	2.91	9.93	20/370	13.8	300
RN096VHSMT	2,340	2,012	7,984	805	3.70	0.9	0.65	2.91	9.92	20/370	13.8	300
RN099VHSMT	2,390	2,055	8,155	820	3.80	0.9	0.65	2.91	9.94	25/370	13.7	300
RN104VHSMT	2,510	2,158	8,564	865	4.00	0.9	0.70	2.90	9.90	25/370	13.8	300



Ejemplo 2.1.2.3.1-1

Compresor rotativo SIAM Compresor RN104VHSMT

R410A → sustituye R22 → R-32 + R-125

Precio 247 euros.

<https://www.siamcompressor.com/siamcompressor/assets/file/SCI%20rotary%20catalogue%20English.pdf>

Conversión $\frac{kcal}{h}$ a W:

1 kcal = 4,19 kJ es la energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura de 1 kg de agua 1 K.

BTU (British Thermal Unit) 1 BTU = 1055 J

Potencia frigorífica según tabla $8564 \frac{BTU}{h} \rightarrow 8564 \frac{BTU}{h} \cdot 1,055 \frac{kJ}{BTU} = 9030 \frac{kJ}{h} = 2,51 kW$

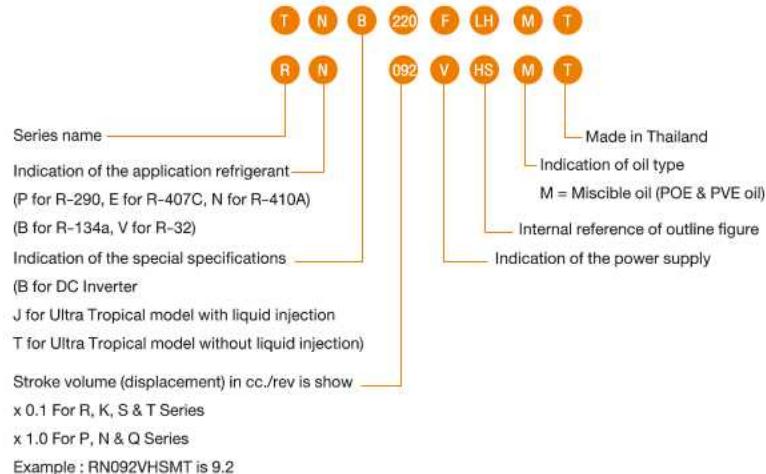
$$1 \frac{kcal}{h} = 4,19 \frac{kJ}{h} = 4190 \frac{J}{3600} s = 1,16 W$$

$$\text{Potencia frigorífica } 2159 \frac{kcal}{h} = 2513 W$$



Rotary Compressor

General Information SCI R-410A, R-134a, R-32, R-407C, R-290, Ultra Tropical



Power Supply Symbol

Symbol	Phase	Rated Voltage (V)	Rated Frequency (Hz)	Note
N	1	208 - 230	60	-
V	1	220 - 240	50	-
W	1	115 - 120	60	A
C	1	200 - 220	50	A
H	1	265 - 277	60	A
T	3	200/200 - 230	50/60	B
Y	3	380 - 415/400(460)	50/60	B
F	3	Inverter	Variable	-

Note : A = Available in some model of R series

B = Available in some model of N series

RN104VHSMT

R → serie

N → R-410A

104 → $V_{compresion} = 10,4 \text{ cm}^3$

V → 220-240 V, 50 Hz

M → aceite

T → Fabricado en Tailandia

Cálculo de $\dot{V}_{teorico}$ frecuencia 50 Hz → $2880 \text{ RPM} = \frac{48}{s}$

$$\dot{V}_{1-teorico} = 2880 \text{ RPM} \cdot V_{compresion} = \frac{48}{s} \cdot 10,4 \text{ cm}^3 = 499 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 0,0005 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Condiciones de trabajo ASHRAE

Testing Condition

ASRE-T Testing Condition : Evaporating Temp. 7.2°C (45°F), Return Gas Temp. 35°C (95°F), Condensing Temp. 54.4°C (130°F), Liquid Temp. 46°C (155°F), Ambient Temp. 35°C (95°F)

ARI Testing Condition : Evaporating Temp. 7.2°C (45°F), Return Gas Temp. 18.3°C (65°F), Condensing Temp. 54.4°C (130°F), Liquid Temp. 46°C (115°F), Ambient Temp. 35°C (95°F)

$$v_C = 54,4^\circ C \rightarrow T_C = 327,4 K \rightarrow p_C = 34 \text{ bar}$$

$$v_E = 7,2^\circ C \rightarrow T_E = 280,2 K \rightarrow p_E = 9,8 \text{ bar}$$

$$R_C = \frac{p_C}{P_E} = \frac{34 \text{ bar}}{9,8 \text{ bar}} = 3,5$$

$$v_{aspiración} = 35^\circ C \rightarrow h_1 = 350 \frac{kJ}{kg} \rightarrow \frac{1}{\rho_{aspiracion}} = 0,032 \frac{m^3}{kg} \rightarrow \rho_{aspiracion} = 31,3 \frac{kg}{m^3}$$

$$v_3 = 46^\circ C \rightarrow h_{3/4} = 178 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Obtención de } Q_E = h_1 - h_4 = 350 \frac{kJ}{kg} - 178 \frac{kJ}{kg} = 172 \frac{kJ}{kg}$$

Cálculo $\dot{m}_{teorico}$

$$\dot{m}_{teorico} = \dot{V}_{1-teorico} \cdot \rho_{aspiracion} = 0,0005 \frac{m^3}{s} \cdot 31,3 \frac{kg}{m^3} = 0,0157 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de $\dot{Q}_{E-teorico}$

$$\dot{Q}_{E-teorico} = Q_E \cdot \dot{m}_{teorico} = 172 \frac{kJ}{kg} \cdot 0,0157 \frac{kg}{s} = 2,7 \text{ kW}$$

Cálculo de \dot{m}_{real}

$$\dot{m}_{real} = \dot{m}_{teorico} \cdot \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{teorico}} = 0,0157 \frac{kg}{s} \cdot \frac{2,51 \text{ kW}}{2,7 \text{ kW}} = 0,0146 \frac{kg}{s}$$

Cálculo de

$$\dot{V}_{1-real} = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_{aspiracion}} = \frac{0,0146 \frac{kg}{s}}{31,3 \frac{kg}{m^3}} = 0,00047 \frac{m^3}{s}$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{V}_{1-real}}{\dot{V}_{1-teorico}} = \frac{0,00047 \frac{m^3}{s}}{0,0005 \frac{m^3}{s}} = 94\%$$

Potencia del compresor $P_{comp} = 0,7 \text{ kW}$ obtenida de la tabla de datos

Cálculo de $W_C = \frac{P_{comp}}{\dot{m}_{real}} = \frac{0,7 \text{ kW}}{0,0146 \frac{kg}{s}} = 47,9 \frac{kJ}{kg}$

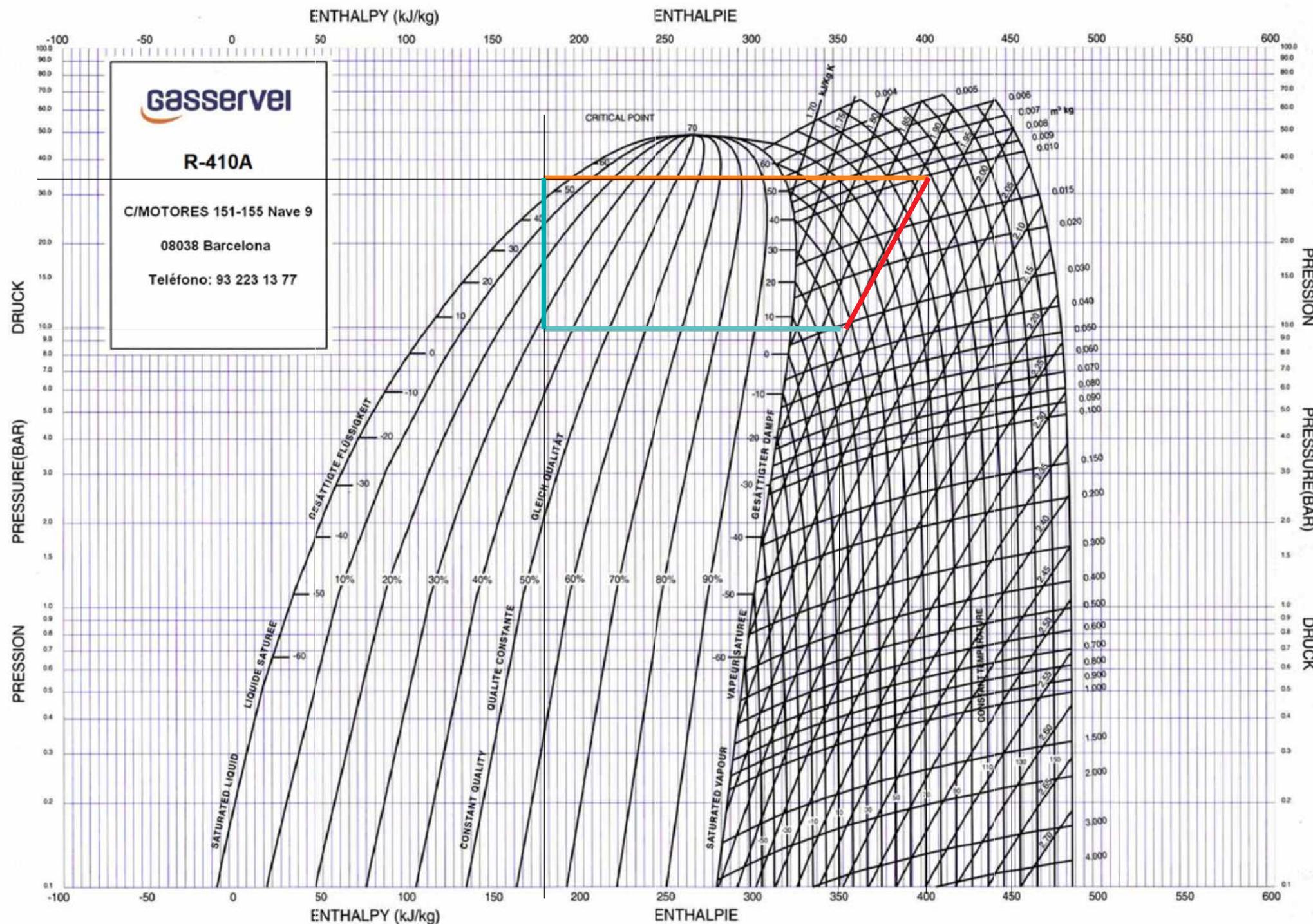
$$\rightarrow h_2 = h_1 + W_C = 350 \frac{kJ}{kg} + 47,9 \frac{kJ}{kg} = 397,9 \frac{kJ}{kg}$$

→ Temperatura de descarga $v_C = 109 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$EER_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_E}{P_{comp}} = \frac{2,51 \text{ kW}}{0,7 \text{ kW}} = 3,6$$

Toma aspiración 5/8" - diámetro interior 14,35 mm – diámetro exterior 16 mm

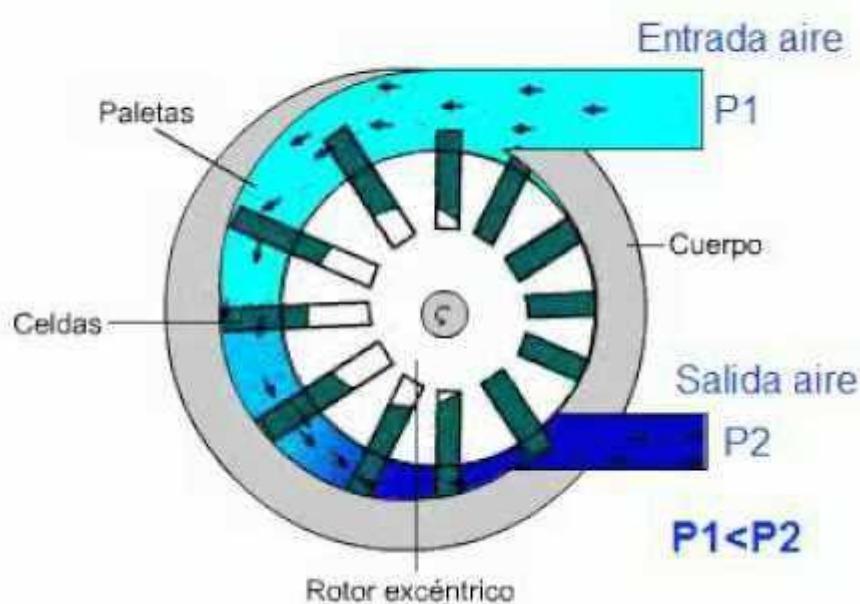
Toma descarga 3/8" - diámetro interior 8 mm – diámetro exterior 9,52 mm



2.1.2.3.2 Compresor de paletas (vane compressor)

Este tipo de compresor emplea una serie de paletas equidistantes, montadas en el perímetro de un rotor ranurado. El eje motor es excéntrico respecto al eje del estator y concéntrico respecto al eje del rotor. El rotor gira deslizando sobre el estator en forma excéntrica respecto a la superficie del cilíndrica interior del estator. El rotor es un cilindro con ranuras radiales en las que las palas están sujetas a un movimiento de vaivén, a medida que estas siguen el contorno de la pared del cilindro. Las palas aprietan y ajustan sus extremos libres deslizantes a la superficie interior del estator, mientras se desplazan sus extremos interiores.

Desde la lumbrera de admisión, el vapor llena el espacio comprendido entre dos palas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor, formando una celda. El volumen de la celda se reduce durante el giro del rotor hasta alcanzar un valor mínimo, y ser expulsado el gas comprimido por la lumbrera de descarga.



Vídeo compresor de paletas

<https://www.youtube.com/watch?v=5UuYFwYMTG8>

2.1.2.3.3 Compresor rotativo de tronillo

El compresor de tornillo utiliza dos rotores, uno macho (lóbulos) y otro hembra (alveolos). El rotor hembra es accionado por el rotor macho, siendo los sentidos de giro opuestos. El gas queda prisionero entre los espacios de los rotores, siendo transportado de un extremo al otro del engranaje, donde se hallan la admisión y el escape.

Cada una de las cámaras de trabajo se comporta de forma similar a un cilindro, donde cada lóbulo del rotor conductor hace de pistón, que primero cierra y después comprime el volumen atrapado. A diferencia del compressor alternativo, se han eliminado el cigüeñal, el espacio residual y las válvulas de admisión y escape.

Como inconveniente presenta la presencia de aceite a lo largo de su ciclo de trabajo para mejorar la estanqueidad del refrigerante comprimido. Por lo tanto se hace necesario un separador de aceite en la salida del compresor.

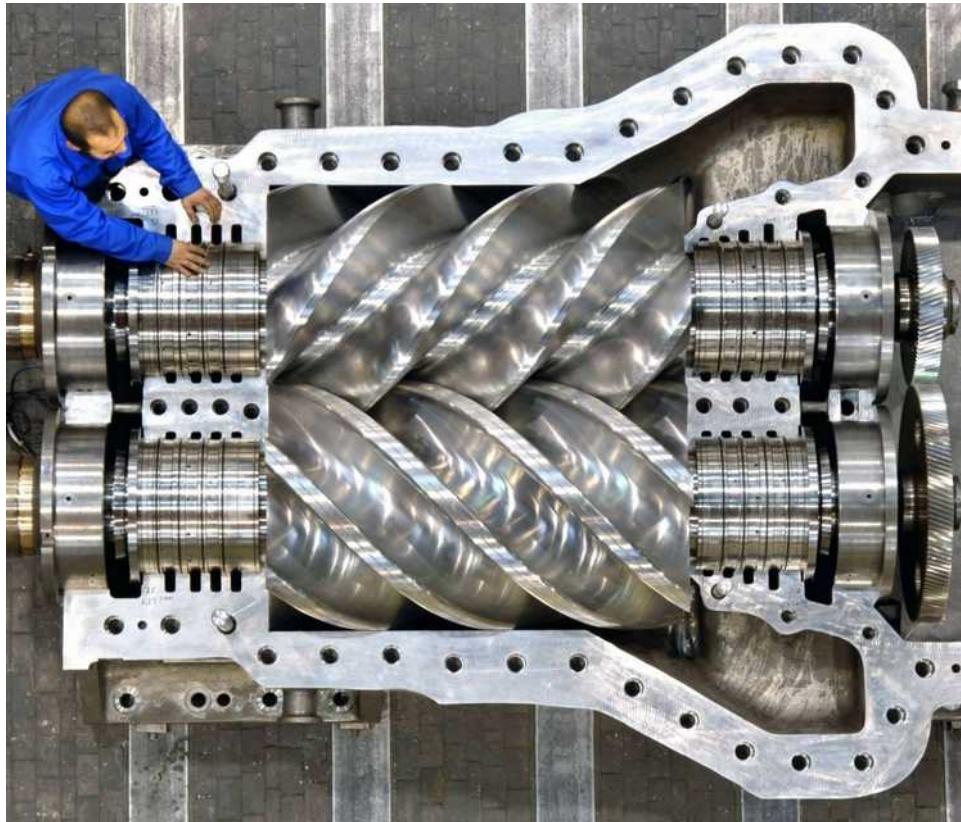
Componentes:

- Conjunto de rotores o tornillos.
- Motor de accionamiento principal. Habitualmente suele ser eléctrico (trifásico o monofásico).
- Sistema de regulación de la aspiración. Permite regular el caudal volumétrico del compresor.

Sistema de lubricación general del equipo completo. Los compresores llevan instalado un circuito cerrado que incluye el sistema de filtrado y refrigeración del aceite.

- Sistema de refrigeración del lubricante. Mantiene el lubricante a la temperatura óptima de trabajo.
- Sistema de enfriamiento del refrigerante.
- Sistema de filtrado. Indispensable para eliminar partículas.





Vídeo compresor espiral

<https://youtu.be/Ov6yGngTzhc>

<https://youtu.be/wqNTYLIDaxs>



Technical Data

Model	Motor version	Displacement 50/60 Hz ② m³/h	Cooling capacity Q _o			Capacity steps nominal ③ %	Weight ⑤ kg	Motor connection ⑥	Max. operating current ⑦ A	Max. power consumption ⑦ kW
			R134a t _o / t _c 5°C/50°C kW	R448A R449A t _o / t _c -10°C/45°C kW	R448A R449A t _o / t _c -35°C/40°C with ECO kW					
HSK5343-30	1	84/101	46.4	40.8	–	100/90/70	170		52	33
HSN5343-20	1	–	–	–	21.7	100/90/55	166		48	29
HSK5353-35	1	100/121	56.7	49.3	–	100/85/60	178		58	37
HSN5353-25	1	–	–	–	25.6	100/80/50	169		52	33
HSK5363-40	1	118/142	67.2	58.7	–	100/80/55	183		66	42
HSN5363-30	1	–	–	29.9	–	100/75/45	174		58	37

BITZER Software v6.17.9 rev2773

Start page

Semi-hermetic Screw Compressors HS

Series: all

Refrigerant: R404A

Reference temperature: Dew point temp.

Compressor selection:

- Cooling capacity: 10 kW
- Compressor model: HSK5343-30

Operating point:

- Evaporating SST: -10 °C
- Condensing SDT: 45 °C

Operating conditions:

- with Economiser
- Liq. subc. (in condenser): 0 K
- Suct. gas superheat: 10 K
- Useful superheat: 100 %
- Additional cooling: Automatic
- Max. discharge gas temp.: Auto
- Capacity control:

 - without
 - External FI: Auto

Power supply:

- Power frequency: 50Hz
- Power voltage: 400V-PW (40P)

Result

Show Overview

HSK5343-30 (100%)

Additional cooling/ Limitations (see Limits)!
*According to EN12900 (10K suction gas superheat, OK liquid subcooling)

Compressor	HSK5343-30-40P
Capacity steps	100%
Cooling capacity	41.0 kW
Cooling capacity *	41.0 kW
Evaporator capacity	41.0 kW
Power input	23.8 kW
Current (400V)	37.2 A
Voltage range	380-415V
Condenser capacity	64.3 kW
COP/EER	1.72
COP/EER *	1.72
Mass flow LP	1454 kg/h
Mass flow HP	1454 kg/h
Operating mode	Standard
Liquid temp.	44.7 °C
Oil volume flow	1.01 m³/h
Cooling method	External
Oil cooler outlet	79.1 °C
Oil cooler load	0.49 kW
Discharge gas temp. w/o cooling	81.0 °C

01/11/2022 19:52:21

Result	Limits	Technical Data	Dimensions	Information	Documentation	Tr
Technical Data		HSK5343-30	▼			
Technical Data						
Displacement (2900 RPM 50 Hz)		84 m³/h				
Displacement (3500 RPM 60 Hz)		101 m³/h				
Weight		170 kg				
Max. pressure (LP/HP)		19 / 28 bar				
Connection suction line		54 mm - 2 1/8"				
Connection discharge line		42 mm - 1 5/8"				
Adapter/shut-off valve for ECO		22 mm - 7/8" (Option)				
Adapter for liquid injection		16 mm - 5/8" (Option)				
Oil type R22		B150SH, B100 (Option)				
Oil type R134a/R404A/R507A/R407A/R407F		BSE170				
Oil type R448A/R449A/R454C		BSE170				
Motor data						
Motor version		1				
Motor voltage (more on request)		380-415V PW-3-50Hz				
Max operating current		52.0 A				
Starting current (Rotor locked)		126.0 A D / 218.0 A DD				
Max. Power input		33.1 kW				
Extent of delivery (Standard)						
Discharge gas temperature sensor		Standard				
Start unloading		Standard				
Oil flow control		SE-B3 (Standard)				
Motor protection		SE-E1 (Standard), SE-E3 (Standard for 660-690V)				
Suction shut-off valve		Standard				
Capacity control		100-90-70% (Standard)				
Enclosure class		IP54				
Available Options						
Oil flow control		OFC (Option)				
Discharge shut-off valve		Option				
ECO connection with shut-off valve		Option				

2.1.2.3.4 Compresor rotativo de espiral (scroll)

El compresor de espiral utiliza dos piezas en forma de espiral, una fija y la otra móvil accionada por el eje del motor.

Entre ambas piezas (espiral fija y móvil) van creando desde la toma de aspiración y de manera continua, una cámara de compresión de volumen decreciente, por lo que la presión va aumentando. Al final del recorrido y cuando el volumen de la cámara de compresión es mínima, el gas es expulsado por la toma de descarga. En la descarga existe una válvula de retención que evita el retorno de gas a alta presión hacia la parte de baja presión cuando el compresor para.

Ventajas del compresor SCROLL:

- Excelente rendimiento volumétrico, debido a la inexistencia de espacio muerto.
- Ausencia de válvulas de admisión.
- Elevada fiabilidad de funcionamiento.
- Funcionamiento extremadamente silencioso.

Inconvenientes del compresor SCROLL:

- Precio superior a compresor alternativo equivalente.
- Reparación complicada en caso de avería.

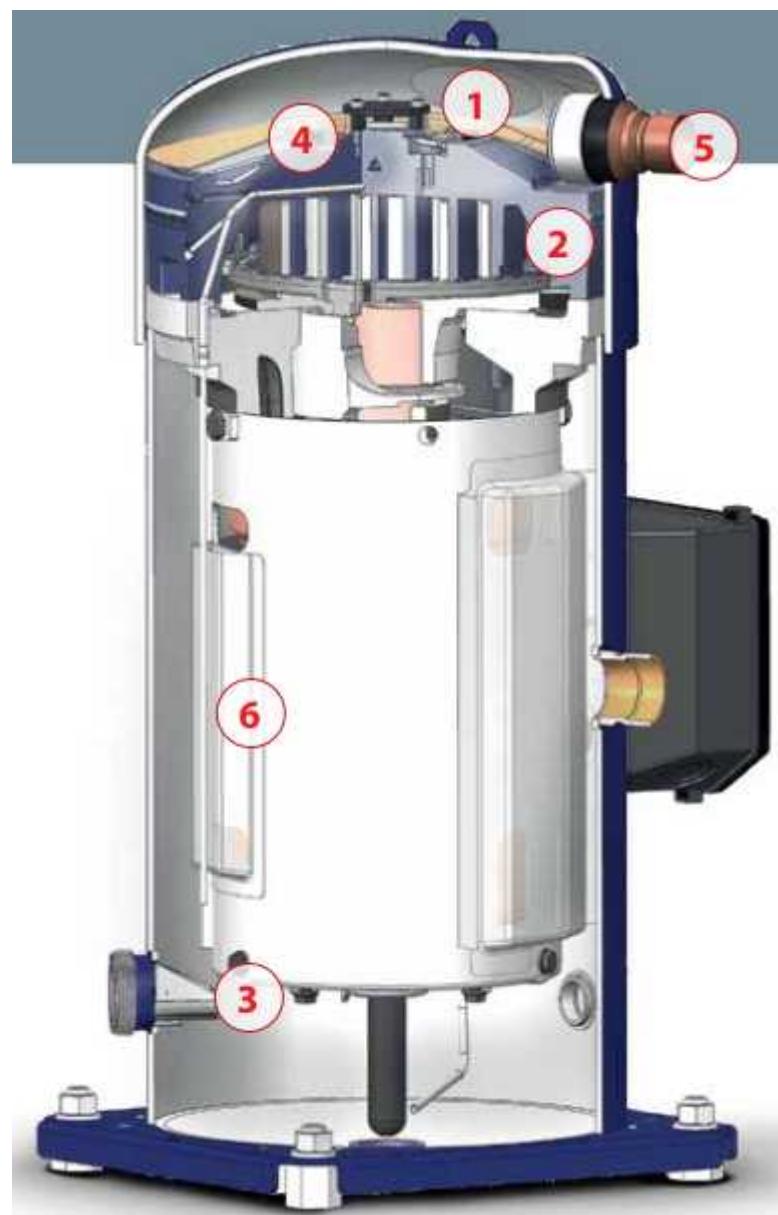
Imagen espirales

https://en.wikipedia.org/wiki/Scroll_compressor#/media/File:Two_moving_spirals_scroll_pump.gif



Danfoss scroll compressors

https://store.danfoss.com/us/en_US/Climate-Solutions-for-cooling/Compressors/Compressors-for-heating/Scroll-compressors/Scroll-compressor%2C-HRP040T4LP6/p/120U1016



Compresor de espiral

Fuente danfoss_comercial_ac.pdf

COMPRESORES HERMÉTICOS SCROLL PARA AIRE ACONDICIONADO

Panasonic

Para gas R407C - Bomba de calor Trifásicos



Código	Modelo	HP	Cilind. cm³	Capacidad (kW)		€
				Frío	Calor	
MOTOR TRIFÁSICO 380/415V						
MF 61 321	C-SBS120H38Q EVI	3,5	55,7	9,6	11,1	1.321,00
MF 61 322	C-SBS145H38Q EVI	4	66,8	11,6	13,3	1.434,00
MF 61 323	C-SBS180H38Q EVI	5	83,2	14,5	16,8	1.595,00
MF 61 324	C-SBS205H38Q EVI	6	96,2	17,5	16,9	1.800,00
MF 61 325	C-SCS295H38Q EVI	8	137	24,5	27,6	3.491,00
MF 61 326	C-SCS370H38Q EVI	10	171,2	29,9	33,7	3.612,00
MF 61 327	C-SCS435H38Q EVI	12	205,4	35,2	35	3.548,00

INVERTER para gas R410A

Código	Modelo	HP	Cilind. cm³	Capacidad (kW)	€
TRIFÁSICO 380/415V					
MF 61 352	C-SDP205H02B	6	42,3	13,9	2.351,00

Pot. Frigorífica:

Condiciones ARI: T^a evaporación: 7,2°C - T^a condensación: 54,4°C - T^a líquido: 46,1°C - T^a retorno gas: 18,3°C - T^a ambiente: 35°C.

COMPRESORES HERMÉTICOS SCROLL PARA REFRIGERACIÓN

Para gas R404A - Trifásicos BAJA



Código	Modelo	HP	Cilind. cm³	Capacidad (kW)	€
MOTOR TRIFÁSICO 380-415V - 50Hz					
MF 61 401	C-SBN303L8A	4	66,8	5,3	1.391,00
MF 61 402	C-SBN373L8A	5	83,2	6,8	1.455,00
MF 61 403	C-SCN453L8H	6	104	8,1	4.213,00
MF 61 404	C-SCN523L8H	7	120	9,25	4.287,00
MF 61 405	C-SCN603L8H	8	137	10,5	4.362,00
MF 61 406	C-SCN753L8H	10	171,2	13,05	4.495,00

https://www.salvadorescoda.com/tarifas/Compresion_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

2.2 Ejercicios compresores

Ejercicio 2.2-1

¿De qué dependen principalmente las presiones en el condensador y el evaporador?

Explica como influye la temperatura de evaporación en el funcionamiento del compresor y en la eficiencia de la instalación.

¿Cómo afecta a la temperatura de evaporación una subida de la temperatura del recinto refrigerado?

Ejercicio 2.2-2

Qué problemas causa una temperatura de descarga excesiva?

Cual es aproximadamente la temperatura de descarga, que un compresor no debe superar?

A qué se puede deber un aumento de la presión de condensación?

Ejercicio 2.2-3

¿Qué ventajas y desventajas tienen los compresores rotativos respecto a los alternativos de pistón?

Ejercicio 2.2-4

BITZER Software v6.17.9 rev2773

The software interface includes a toolbar at the top with icons for file operations, search, and help. The main left panel shows the configuration for a scroll compressor, including mode (Refrigeration and Air cond.), refrigerant (R410A), reference temperature (Dew point temp.), compressor type (Single Compressor), series (ORBIT), and compressor selection (GSD60120VA). The operating point is set at -10°C evaporating and 45°C condensing. The right panel displays a schematic of a refrigeration circuit with a green scroll compressor at the top. The circuit shows refrigerant flowing from the compressor through a condenser (45.0°C), a coil (44.9°C), a valve, and an evaporator (0.0°C) where the temperature drops to -10.0°C. The discharge gas temperature is shown as 96.3°C. Below the schematic, a detailed technical data table for the GSD60120VA compressor is provided.

Compressor	GSD60120VA_4
Capacity steps	100%
Cooling capacity	16.22 kW
Cooling capacity *	16.22 kW
Evaporator capacity	16.22 kW
Power input	7.17 kW
Current (400V)	12.65 A
Voltage range	380-420V
Condenser capacity	23.4 kW
COP/EER	2.26
COP/EER *	2.26
Mass flow	383 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	96.3 °C

Technical Data (GSD60120VA)

Technical Data	
Displacement (2900 RPM 50 Hz)	19,8 m³/h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	23,9 m³/h
Weight	82 kg
Max. pressure (LP/HP)	33 / 45 bar
Connection suction line	
Direct brazing connection	1 3/8 (Standard)
Connection discharge line	
Direct brazing connection	7/8 (Standard "B" version)
Oil type R410A	BVC32 (Standard)

Motor data

Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	21.3 A
Starting current (Rotor locked)	123.0 A
Max. Power input	12.3 kW

Extent of delivery (Standard)

Oil charge	2,7 dm³
Motor protection	SE-B3
Enclosure class	IP54

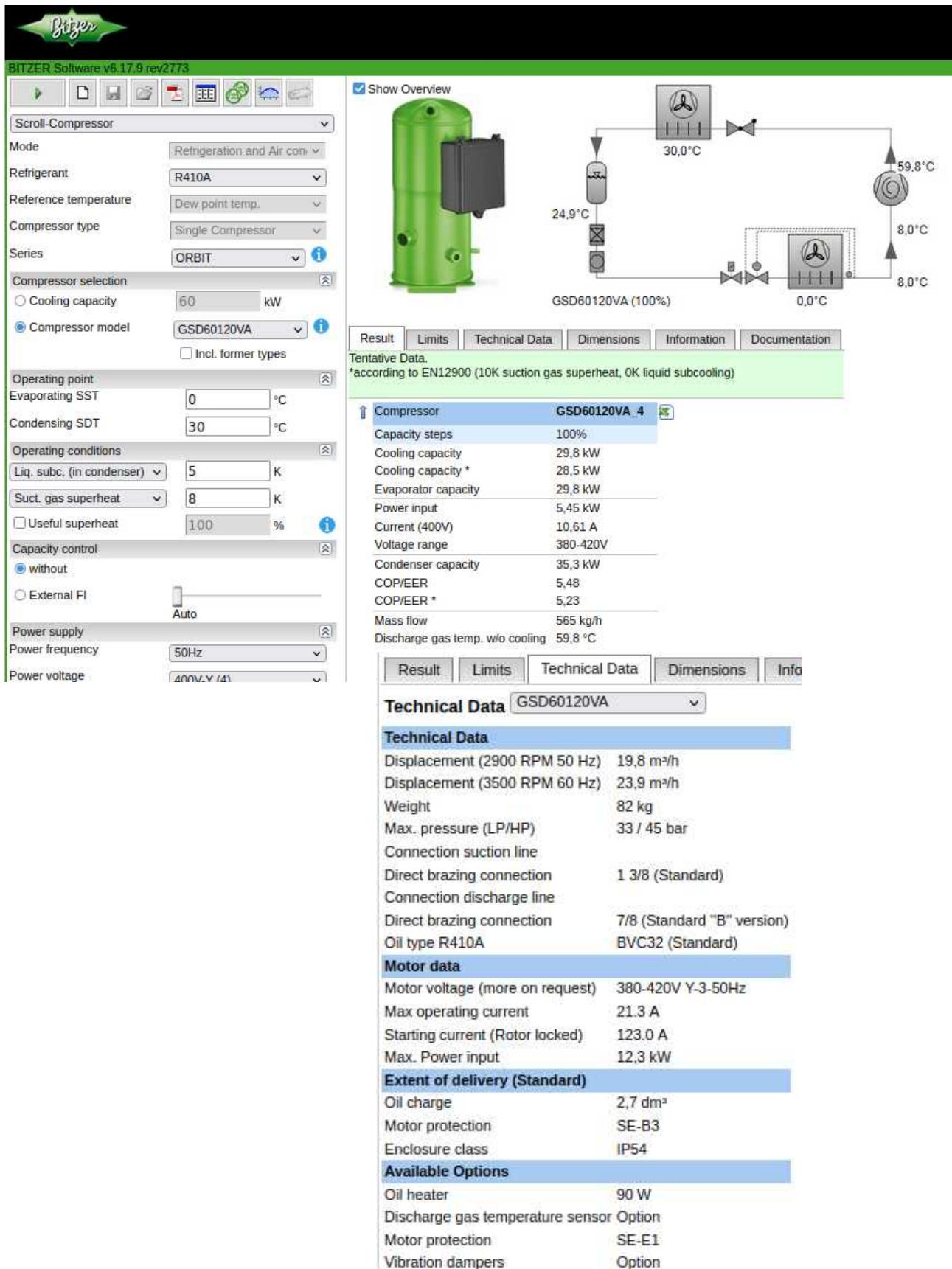
Available Options

Oil heater	90 W
Discharge gas temperature sensor	Option
Motor protection	SE-E1
Vibration dampers	Option

Para el compresor cuyos datos técnicos aparecen en la página anterior, indica:

- a) Tipo de compresor
- b) Fabricante y modelo
- c) Refrigerante
- d) Temperaturas, presiones de evaporación y condensación, relación de compresión
- e) Subenfriamiento y sobrecalentamiento
- f) Potencia frigorífica y potencia de compresión
- g) Representa el ciclo frigorífico en el diagrama p h
- h) Volumen desplazado a 2900 RPM
- i) Caudal de masa teórico y caudal de masa real
- j) Rendimiento volumétrico
- k) EER
- l) Temperatura de descarga

Ejercicio 2.2-5



Para el compresor cuyos datos técnicos aparecen en la página anterior, indica:

- a) Tipo de compresor
- b) Fabricante y modelo
- c) Refrigerante
- d) Temperaturas, presiones de evaporación y condensación, relación de compresión
- e) Subenfriamiento y sobrecalentamiento
- f) Potencia frigorífica y potencia de compresión
- g) Representa el ciclo frigorífico en el diagrama p h
- h) Volumen desplazado a 2900 RPM
- i) Caudal de masa teórico y caudal de masa real
- j) Rendimiento volumétrico
- k) EER
- l) Temperatura de descarga

Ejercicio 2.2-6

Compara las potències frigorífiques i rendiments del funcionament dels compresors en els exercicis 1 y 2.

¿Quines diferències hi ha i com es poden explicar?

https://www.gunt.de/images/download/primary-and-secondary-controllers_german.pdf

<https://www.gunt.de/de/produkte/kaeltetechnik/prinzipien-der-kaelteerzeugung/glct-1:pa-119:ca-116>

<https://www.danfoss.com/en-us/service-and-support/case-stories/dcs/how-thermostatic-expansion-valves-work/>

Suministro industrial refrigeración en Mallorca

Disco Palma de Mallorca - C/ Gremio Herreros,48; - <https://www.grupodisco.com/productos/>

Balear de suministros frigoríficos - Carrer del Gremi de Saboners, 19,

BEIJER ECR IBERICA, S.L. - Gremi Sucrers i Candelers, 46, - <https://beijer.es/>

NORD ARBONA SL - 16 DE JULIO, 89 - <https://www.arbonapiza.com/>

Pecomark Mallorca - <https://www.pecomark.com/es/delegaciones/ES-PM>

2.3 Soluciones ejercicios

Ejercicio 2.2-1

- a) ¿De qué dependen principalmente las presiones en el condensador y el evaporador?

La presión del condensador depende principalmente de la temperatura del medio al que cede el calor. Los principales medios son aire y agua. Cuanto más alta sea la temperatura del medio, mayor serán la temperatura y presión de condensación.

Con el compresor parado, la presión que se establece en el condensador es la que corresponde a la temperatura ambiente para el refrigerante utilizado.

La temperatura del evaporador depende principalmente del medio del que absorbe el calor. Los principales medios son aire y agua. Cuanto más alta sea la temperatura del medio, mayor serán la temperatura y presión de evaporación.

Con el compresor parado, la presión que se establece en el evaporador es la que corresponde a la temperatura recinto refrigerado para el refrigerante utilizado.

Con el compresor en marcha, la presión y temperatura de condensación aumentan, posibilitando la transmisión de calor al medio ambiente. En el evaporador, la presión y temperatura bajan, posibilitando la transmisión de calor del recinto refrigerado al refrigerante.

- b) Explica como influye la temperatura de evaporación en el funcionamiento del compresor y en la eficiencia de la instalación.

Si la temperatura de evaporación aumenta, aumentan la cantidad de refrigerante evaporado, la densidad del gas refrigerante aspirado y el caudal de masa que circula en el circuito. Esto significa que la cantidad de calor absorbido por el evaporador aumenta. La relación de compresión se reduce, reduciéndose también las pérdidas en el compresor. Al reducirse la diferencia de presión entre aspiración y descarga, se reducen el trabajo del compresor y la temperatura de descarga. La eficiencia de la instalación aumenta.

- c) ¿Cómo afecta a la temperatura de evaporación una subida de la temperatura del recinto refrigerado?

Si la temperatura del recinto refrigerado sube, aumenta la diferencia de temperatura del medio enfriado con la temperatura de evaporación. Esto causa mayor evaporación y un aumento del sobrecalentamiento. La reacción de la VET será abrir, aumentando el caudal de refrigerante inyectado para mantener constante el sobrecalentamiento. Si la temperatura del recinto se mantiene alta, la temperatura y presión en el evaporador aumentan, debido al aumento del caudal de masa del refrigerante.

Ejercicio 2.2-2

Qué problemas causa una temperatura de descarga excesiva?

Cual es aproximadamente la temperatura de descarga, que un compresor no debe superar?

Si la temperatura de descarga aumenta por encima de 100 °C existe el riesgo de daños mecánicos en las válvulas de descarga y de daños por descomposición del aceite lubricante y del refrigerante.

A qué se puede deber un aumento de la presión de condensación?

A que el condensador esté obstruido y no pueda ceder calor al ambiente, a una obstrucción en el circuito (filtro tamponado, válvula defectuosa), que impida que el refrigerante circule o a un aumento de la temperatura ambiente.

Ejercicio 2.2-3

¿Qué ventajas y desventajas tienen los compresores rotativos respecto a los alternativos de pistón?

Ventajas:

- Menos vibraciones (silenciosos) debido a que no tienen que transformar el movimiento rotativo en traslación
- Más compactos y menos pesados a igual potencia que los alternativos, por carecer del sistema de cigüeñal y biela.
- Mayor rendimiento volumétrico por no tener un espacio muerto y no necesitar válvula de aspiración y en algunos casos tampoco de descarga.

Desventajas:

- Reparación compleja o imposible.
- Fabricación costosa por la alta exigencia en la exactitud de medidas de las piezas.

Exercici 2.2-4

BITZER Software v6.17.9 rev2773

Compressor	GSD60120VA_4
Capacity steps	100%
Cooling capacity	16.22 kW
Cooling capacity *	16.22 kW
Evaporator capacity	16.22 kW
Power input	7.17 kW
Current (400V)	12.65 A
Voltage range	380-420V
Condenser capacity	23.4 kW
COP/EER	2.26
COP/EER *	2.26
Mass flow	383 kg/h
Discharge gas temp. w/o cooling	96.3 °C

Technical Data GSD60120VA

Technical Data	
Displacement (2900 RPM 50 Hz)	19,8 m³/h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	23,9 m³/h
Weight	82 kg
Max. pressure (LP/HP)	33 / 45 bar
Connection suction line	
Direct brazing connection	1 3/8 (Standard)
Connection discharge line	
Direct brazing connection	7/8 (Standard "B" version)
Oil type R410A	BVC32 (Standard)
Motor data	
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	21.3 A
Starting current (Rotor locked)	123.0 A
Max. Power input	12.3 kW
Extent of delivery (Standard)	
Oil charge	2,7 dm³
Motor protection	SE-B3
Enclosure class	IP54
Available Options	
Oil heater	90 W
Discharge gas temperature sensor	Option
Motor protection	SE-E1
Vibration dampers	Option

Para el compresor cuyos datos técnicos aparecen en la página anterior, indica:

- a) Tipo de compresor

Espiral (Scroll)

- b) Fabricante y modelo

Bitzer Orbit GSD 60120VA

- c) Refrigerante

R-410A

- d) Temperaturas, presiones de evaporación y condensación, relación de compresión

$$\vartheta_E = -10^\circ C, \quad \vartheta_C = 45^\circ C \quad R_C = \frac{p_C}{p_E} = \frac{28 \text{ bar}}{6 \text{ bar}} = 4,7$$

- e) Subenfriamiento y sobrecalentamiento

SE = 0 K, SC = 10 K

- f) Cuadal de masa indicado en la simulación

$$\dot{m} = 383 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,106 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- g) Potencia frigorífica y potencia de compresión obtenidas del diagrama p h

$$h_1 = 330 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_2 = 390 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{3/4} = 175 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_E = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m} = 155 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,106 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 16,49 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_{comp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m} = 60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,106 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,36 \text{ kW}$$

- h) Representa el ciclo frigorífico en el diagrama p h

i) Volumen desplazado a 2900 RPM

$$\dot{V}_{desplazado} = 19,8 \frac{m^3}{h} = 0,0055 \frac{m^3}{s}$$

j) Caudal de masa teórico

$$\dot{m} = \dot{V}_{desplazado} \cdot \rho_{aspiracion} = \frac{0,0055 \frac{m^3}{s}}{0,045 \frac{m^3}{kg}} = 0,12 \frac{kg}{s}$$

k) Rendimiento volumétrico

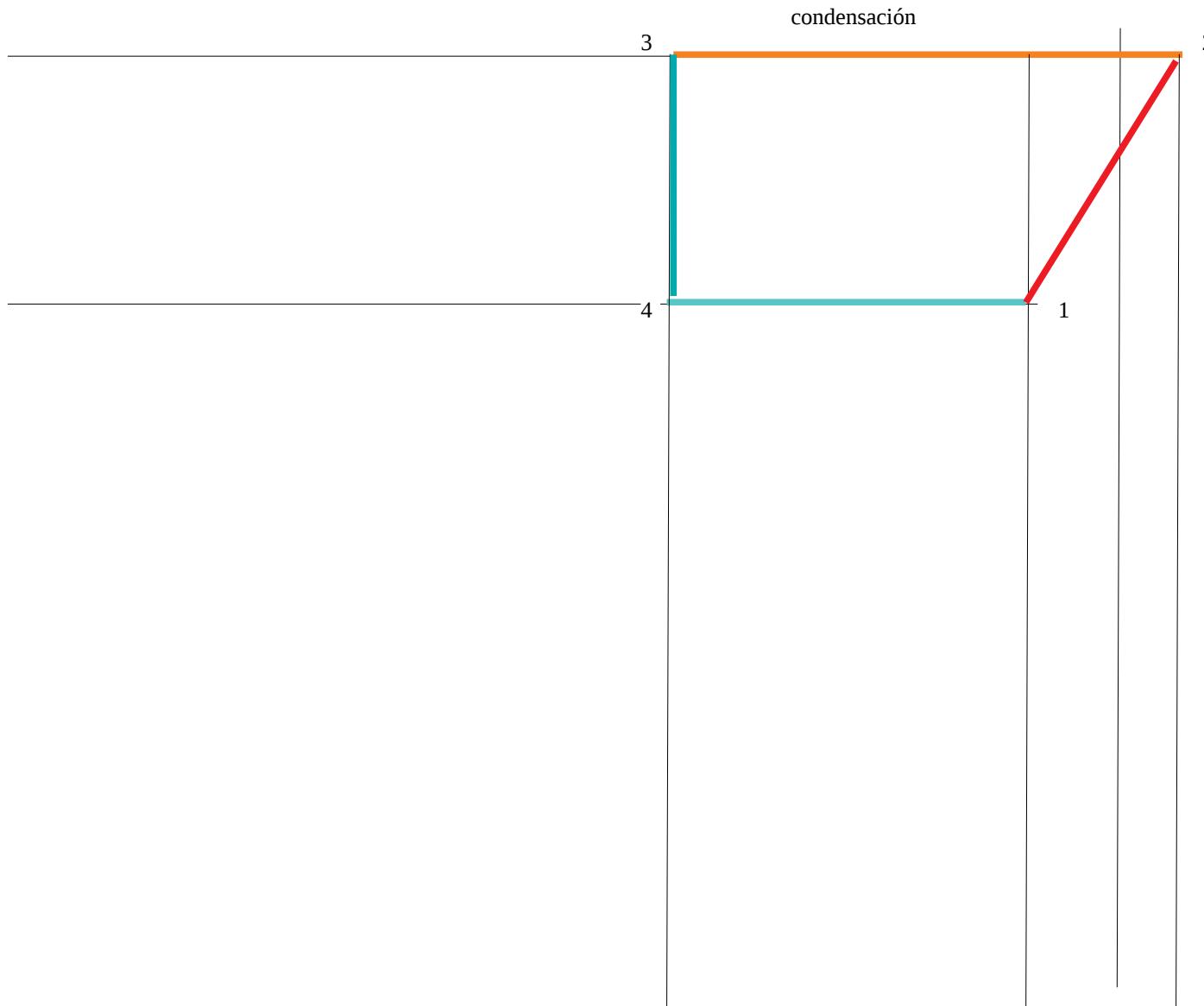
$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{V}_{simulacion}}{\dot{V}_{desplazado}} = \frac{\dot{m}_{simulacion}}{\dot{m}_{teorico}} = \frac{0,106 \frac{kg}{s}}{0,12} = 0,88$$

l)

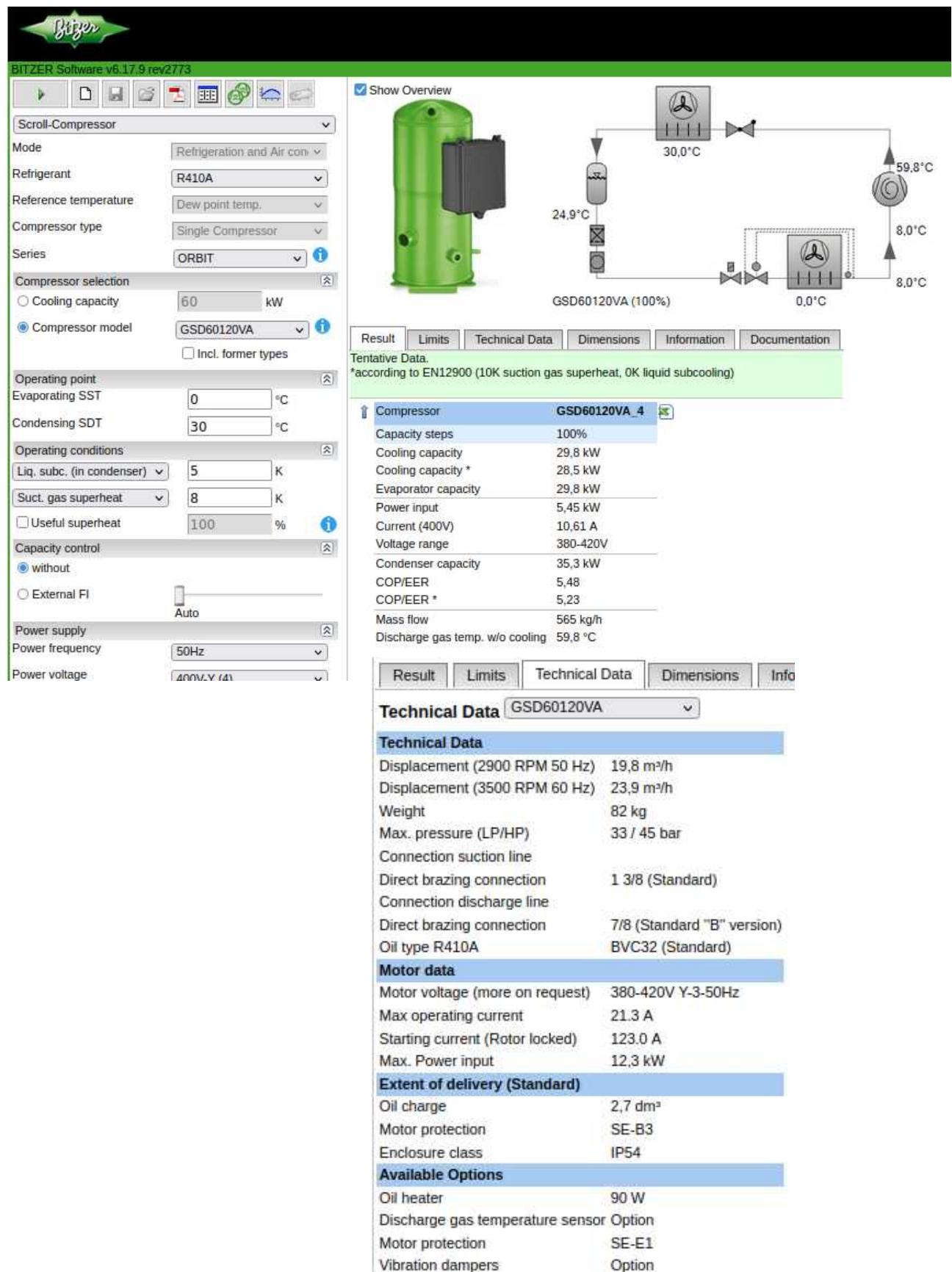
$$EER = \frac{\dot{Q}_E}{P_{comp}} = \frac{16,49 \text{ kW}}{6,36 \text{ kW}} = 2,59$$

m) Temperatura de descarga

$$\vartheta_{descarga} = 96,3^\circ C$$



Exercici 2.2-5



Para el compresor cuyos datos técnicos aparecen en la página anterior, indica:

- a) Tipo de compresor

Espiral (Scroll)

- b) Fabricante y modelo

Bitzer Orbit GSD 60120VA

- c) Refrigerante

R-410A

- d) Temperaturas, presiones de evaporación y condensación, relación de compresión

$$\vartheta_E = 0^\circ C, \vartheta_C = 30^\circ C \quad R_C = \frac{p_C}{p_E} = \frac{18 \text{ bar}}{8 \text{ bar}} = 2,3$$

- e) Subenfriamiento y sobrecalentamiento

SE = 5K, SC = 8 K

- f) Caudal de masa indicado en la simulación

$$\dot{m} = 565 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,157 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- g) Potencia frigorífica y potencia de compresión obtenidas del diagrama p h

$$h_1 = 330 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_2 = 365 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad h_{3/4} = 140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_E = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m} = 190 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,157 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 29,8 \text{ kW}$$

$$\dot{P}_{comp} = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m} = 35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,157 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5,5 \text{ kW}$$

- h) Representa el ciclo frigorífico en el diagrama p h

i) Volumen desplazado a 2900 RPM

$$\dot{V}_{desplazado} = 19,8 \frac{m^3}{h} = 0,0055 \frac{m^3}{s}$$

j) Caudal de masa teórico

$$\dot{m} = \dot{V}_{desplazado} \cdot \rho_{aspiracion} = \frac{0,0055 \frac{m^3}{s}}{0,035 \frac{m^3}{kg}} = 0,157 \frac{kg}{s}$$

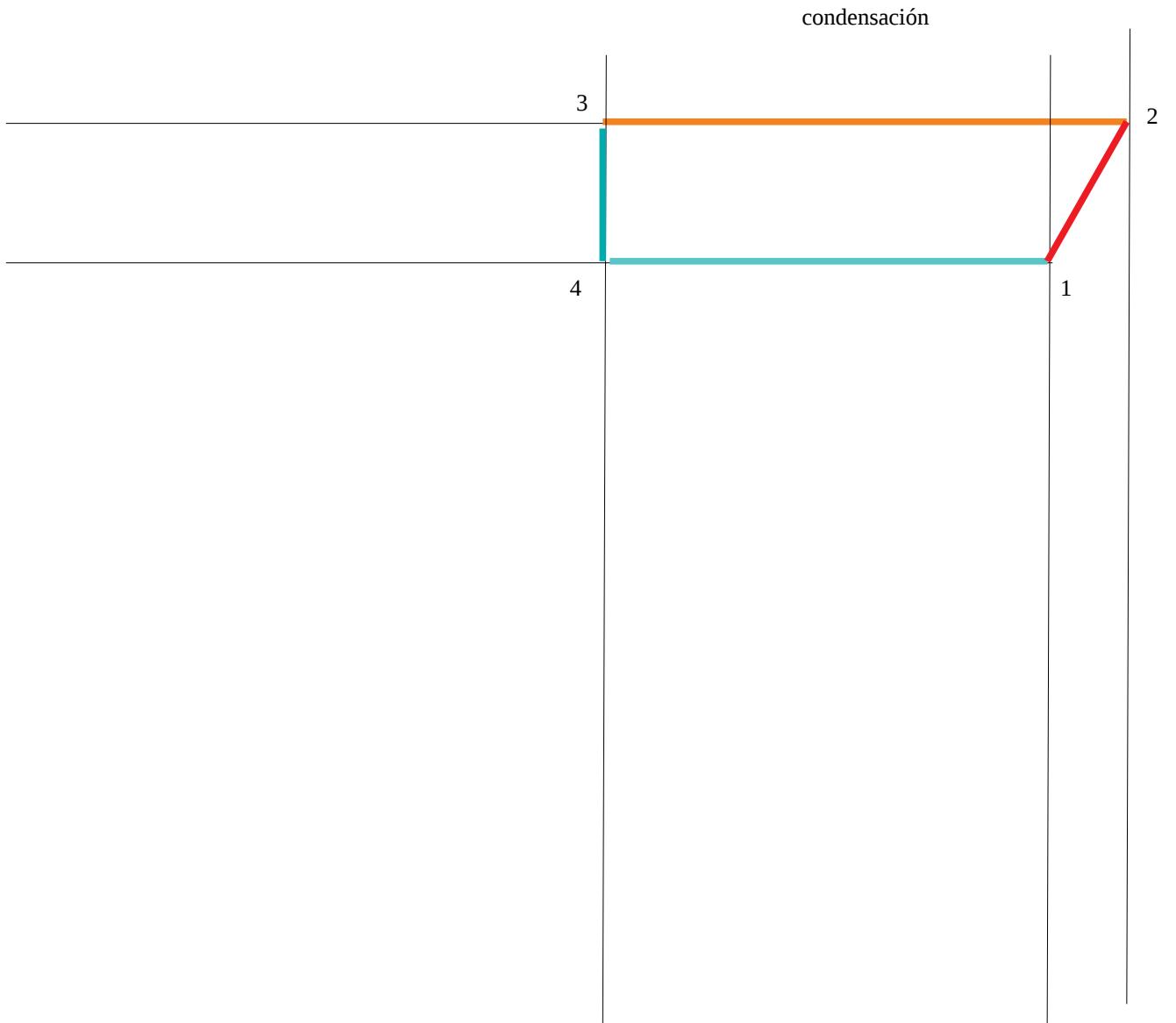
k) Rendimiento volumétrico

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{V}_{simulacion}}{\dot{V}_{desplazado}} = \frac{\dot{m}_{simulacion}}{\dot{m}_{teorico}} = \frac{0,157 \frac{kg}{s}}{0,157 \frac{kg}{s}} = 1$$

l) $EER = \frac{\dot{Q}_E}{P_{comp}} = \frac{29,8 kW}{5,5 kW} = 5,4$

m) Temperatura de descarga

$$\vartheta_{descarga} = 59,8^\circ C$$



Ejercicio 2.4-1

En los datos técnicos del condensador CD 60 (datos técnicos apartado 2.3.2.1) refrigerado por aire, se indica el flujo de calor cedido con $\dot{Q}_C = 6629 \text{ W}$ a una diferencia de temperatura

$\Delta T = \bar{\vartheta}_C - \bar{\vartheta}_{aire} = 15 \text{ K}$ y un caudal de aire de $\dot{V}_{aire} = 1925 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,535 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$. La superficie del condensador es de $A = 11,18 \text{ m}^2$

Suponiendo una temperatura de condensación de $\vartheta_C = 45^\circ\text{C}$, se deduce que la temperatura media del aire en el condensador será de $\bar{\vartheta}_{aire} = 30^\circ\text{C}$.

La densidad del aire a 30°C es de aproximadamente $\rho = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y su calor específico

$$c_p = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Calcula

- El caudal de masa \dot{m}_{aire} .

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} \cdot \rho = 0,535 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,642 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- La diferencia de temperatura entre el aire que entra y el que sale del condensador

$$\Delta T_{aire} = \bar{\vartheta}_{aire-salida} - \bar{\vartheta}_{aire-entrada}$$

$$\Delta T_{aire} = \frac{\dot{Q}_C}{c_p \cdot \dot{m}_{aire}} = \frac{6,629 \text{ kW}}{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,642 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 10,3 \text{ K}$$

- La temperatura de entrada del aire .

$$\vartheta_{aire\text{-}entrada} = \bar{\vartheta}_{aire} - \frac{\Delta T_{aire}}{2} = 30^{\circ}C - \frac{10,3\text{ K}}{2} = 24,85^{\circ}C$$

- El coeficiente de transmisión del condesador $c_{transmision}$ en $\frac{W}{m^2 \cdot K}$.

$$c_{transmision} = \frac{\dot{Q}_C}{A \cdot \Delta T} = \frac{6629\text{ W}}{11,18\text{ m}^2 \cdot 15\text{ K}} = 39,5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ejercicio 2.4-2

Para el compresor EMT-6160-Z del ejemplo 2.1.1.1-1, con $\dot{Q}_E=0,55\text{ kW}$ y $P_c=0,18\text{ kW}$, elige el condensador adecuado de la tabla

APLICACIÓN: UNIDADES HERMÉTICAS / SIN VENTILADORES

Potencia (W)		Dimensiones (mm)	Nº Tubos	Ventiladores	Caudal m³/h	MODELO	CÓDIGO	Precio EUROS
$\Delta T=10$	$\Delta T=15$	A x B x H		Nº x Ø mm				
445	664	275x100x215	7x2	1x200	580	H1-14	220.250.0001	54,00
505	755	280x100x245	8x2	1x200	640	H2-16	220.250.0002	79,00
630	950	280x125x245	8x3	1x200	620	H3-24	220.250.0003	124,00
735	1.105	280x150x245	8x4	1x200	600	H4-32	220.250.0004	142,00
1.025	1.535	310x150x285	9x4	1x250	880	H5-36	220.250.0005	154,00
1.070	1.600	310x150x285	10x4	1x250	880	H6-40	220.250.0006	175,00
1.215	1.830	340x150x315	11x4	1x250	880	H7-44	220.250.0007	206,00
1.690	2.530	420x150x365	12x4	1x300	1.400	H8-48	220.250.0008	227,00
2.265	3.395	610x150x285	9x4D	2x250	1.700	H10-36 D	220.250.0009	266,00
2.440	3.655	610x150x285	10x4D	2x250	1.700	H11-40 D	220.250.0010	283,00
3.045	4.570	670x150x290	11x4D	2x300	2.000	H12-44 D	220.250.0011	350,00
3.315	4.970	770x150x365	12x4D	2x300	2.700	H13-48 D	220.250.0012	417,00

Fuente tarifa Beijer pág. 510

$$\Delta T = \vartheta_C - \bar{\vartheta}_{aire} = 15 K$$

Suponiendo una temperatura de condensación de $\vartheta_C=45^\circ C$ se deduce que la temperatura media del aire en el condensador será de $\bar{\vartheta}_{aire}=30^\circ C$.

La densidad del aire a $30^\circ C$ es de aproximadamente $\rho=1,2 \frac{kg}{m^3}$ y su calor específico $c_p=1 \frac{kJ}{kg \cdot K}$.

Calcula

- El flujo de calor \dot{Q}_C que debe ceder el condensador.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + P_{comp} = 0,551\text{ kW} + 0,184\text{ kW} = 0,735\text{ kW} \rightarrow \text{H2-16} \rightarrow \dot{V} = 640 \frac{m^3}{h} = 0,178 \frac{m^3}{s}$$

- El caudal de masa del aire

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} \cdot \rho = 0,178 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} = 0,213 \frac{kg}{s}$$

- La temperatura de entrada del aire

$$\Delta T_{aire} = \frac{\dot{Q}_c}{c_p \cdot \dot{m}_{aire}} = \frac{0,735 \text{ kW}}{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,213 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 3,45 \text{ K} \rightarrow$$

$$\vartheta_{aire-entrada} = \bar{\vartheta}_{aire} - \frac{\Delta T_{aire}}{2} = 30^\circ\text{C} - \frac{3,45 \text{ K}}{2} = 28,25^\circ\text{C}$$

Ejercicio 2.4-3

Para el compresor 2K9, 2K del ejemplo 2.1.2.2-1 con $\dot{Q}_E=5,8\text{ kW}$ y $P_c=1,491\text{ kW}$, elige el condensador adecuado de la tabla

Potencia (W)		Dimensiones (mm)	Código Ventiladores normalmente usados	Ventiladores	Caudal m ³ /h	MODELO	CÓDIGO	Precio EUROS
$\Delta T=10$	$\Delta T=15$	A x B x H		Nº x Ø mm				
2.850	4.275	500 x 150 x 420	230.202.0006	1 x 350	2.260	HCA-164A	220.250.0036	379,00
3.790	5.685	520 x 200 x 465	230.202.0053	1 x 400	3.500	HCA-164B	220.250.0037	524,00
4.987	7.480	770 x 150 x 365	230.202.0004	2 x 300	2.700	HCA-150K	220.250.0038	731,00
9.280	13.920	1145 x 200 x 520	230.202.0006	2 x 350	4.520	HCA-400E	220.250.0039	1.125,00
12.107	18.160	1145 x 230 x 600	230.202.0053	2 x 400	7.000	HCA-400S	220.250.0040	1.231,00
13.895	20.840	1145 x 230 x 600	230.202.0053	2 x 400	6.600	HCA-500T	220.250.0018	1.669,00
20.000	30.000	1145 x 230 x 600	230.202.0012	2 x 450	12.000	HCA-500S	220.250.0041	1.793,00
24.327	36.490	1260 x 230 x 600	230.202.0021	2 x 500	15.500	HCA-600T	220.250.0042	1.934,00
26.727	40.090	1260 x 230 x 742	230.202.0122	2 x 500	15.500	HCA-285	220.250.0043	2.417,00
38.780	58.170	1570 x 400 x 742	230.202.0021	2 x 630	20.500	HCA-286	220.250.0044	3.587,00
50.181	81.838	1260 x 251 x 1446	230.202.0122	4 x 500	31.000	BT-25	220.250.0024	4.734,00
61.933	74.320	2600 x 580 x 760	230.202.0021	2 x 630	25.400	BC-15	220.250.0030	4.345,00

* Rendimientos dados con R-404A

• Aplicación: unidades condensadoras en general.

• Material: tubo de cobre con separación de aletas de aluminio de 3,2 mm.

• La carcasa es de chapa galvanizada proporcionando robustez y durabilidad.

Notas: Moto-Ventiladores no incluidos. Los precios son para baterías horizontales.

Fuente tarifa Beijer pág. 510

$$\Delta T = \vartheta_C - \bar{\vartheta}_{aire} = 15 K$$

Suponiendo una temperatura de condensación de $\vartheta_C=45^{\circ}\text{C}$ se deduce que la temperatura media del aire en el condensador será de $\bar{\vartheta}_{aire}=30^{\circ}\text{C}$.

La densidad del aire a 30 °C es de aproximadamente $\rho=1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y su calor específico

$$c_p = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Calcula

- El flujo de calor \dot{Q}_C que debe ceder el condensador.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + P_{comp} = 5,8 \text{ kW} + 1,491 \text{ kW} = 7,291 \text{ kW} \rightarrow \text{HCA-150K} \rightarrow \dot{V} = 2700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,75 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- El caudal de masa del aire

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} \cdot \rho = 0,75 \frac{m^3}{s} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} = 0,9 \frac{kg}{s}$$

- La temperatura de entrada del aire

$$\Delta T_{aire} = \frac{\dot{Q}_C}{c_p \cdot \dot{m}_{aire}} = \frac{7,291 kW}{1 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 0,9 \frac{kg}{s}} = 8,1 K \rightarrow$$

$$\vartheta_{aire-entrada} = \bar{\vartheta}_{aire} - \frac{\Delta T_{aire}}{2} = 30 {}^\circ C - \frac{8,1 K}{2} = 25,95 {}^\circ C$$

Ejercicio 2.4-4

Para el compresor del ejemplo 2.1.2.2-2 con $\dot{Q}_E=2,6\text{ kW}$ y $P_c=1,5\text{ kW}$, elige el condensador adecuado de la tabla

DIMENSIONES (mm)			CONEXIONES		Kcal./h DT-10	CONSUMO LITROS/h	MODELO	CÓDIGO	Precio EUROS
A	B	C	GAS	AGUA					
330	80	118	3/8 - 3/8"	3/8"	680	104	33	291.950.0011	378,00
330	100	118	3/8 - 3/8"	3/8"	880	135	50	291.950.0010	438,00
330	120	118	1/2 - 3/8"	3/8"	1.370	215	75	291.950.0012	513,00
400	150	190	1/2 - 3/8"	1/2"	1.920	310	100	291.950.0008	737,00
425	150	190	1/2 - 3/8"	1/2"	3.040	490	150	291.950.0009	794,00
600	170	275	5/8 - 1/2"	3/4"	4.480	705	200	291.950.0007	1.287,00
600	20	275	5/8 - 1/2"	3/4"	5.440	850	300	291.950.0013	1.627,00
600	225	275	5/8 - 1/2"	3/4"	6.560	1.100	400	291.950.0014	1.821,00

Fuente tarifa Beijer pág. 519

$$\Delta T = \vartheta_C - \vartheta_{agua} = 10 K$$

Temperatura de condensación de $\vartheta_C = 25^\circ C$.

Calcula

- El flujo de calor \dot{Q}_C que debe ceder el condensador.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + P_{comp} = 2,6\text{ kW} + 1,5\text{ kW} = 4,1\text{ kW} = 3531 \frac{kcal}{h} \rightarrow \text{modelo 200}$$

- El caudal de masa del agua

$$\dot{V} = 705 \frac{l}{h} = 705 \frac{kg}{h} = 0,196 \frac{kg}{s}$$

- La temperatura de entrada del agua

$$\Delta T_{agua} = \frac{\dot{Q}_c}{c_p \cdot \dot{m}_{agua}} = \frac{4,1 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,196 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 5 \text{ K} \rightarrow$$

$$\vartheta_{agua-entrada} = \bar{\vartheta}_{agua} - \frac{\Delta T_{agua}}{2} = 15^\circ\text{C} - \frac{5 \text{ K}}{2} = 12,5^\circ\text{C}$$

Ejercicio 2.6.2.1-1

En una válvula termostática para R-134a la temperatura de evaporación es de $\vartheta_E = -10^\circ C$.

a) La presión que ejerce el resorte sobre la membrana es de $p_r = 1 b\ ar$.

b) La presión que ejerce el resorte sobre la membrana es de $p_r = 0,2 b\ ar$.

Indica el sobrecalentamiento necesario para que la válvula se mantenga en equilibrio en los casos a) y b)

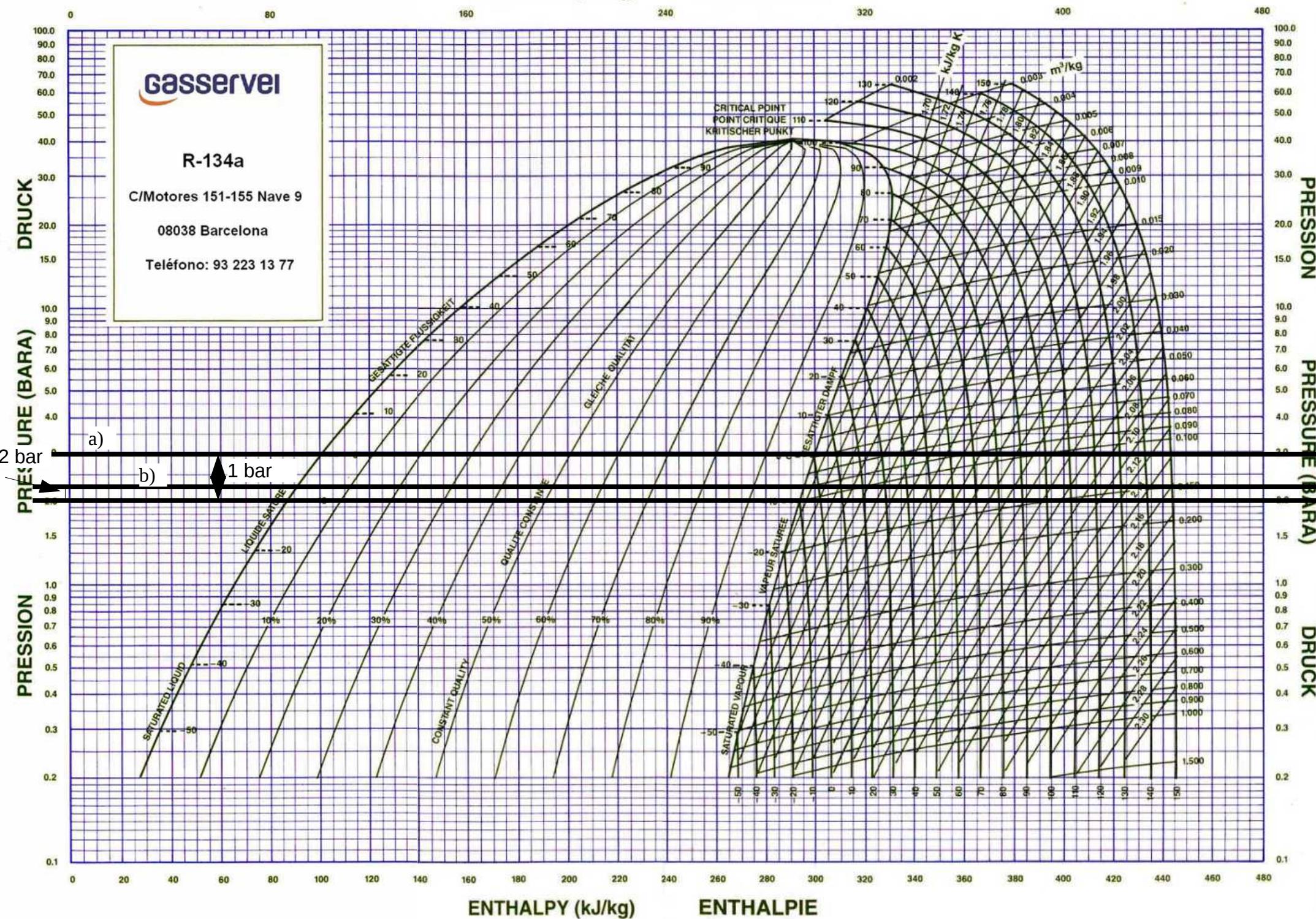
a) SC = 10 K

b) SC = 3 K

Dibuja un esquema del evaporador para cada caso, indicando el tramo en el que el gas refrigerante se sobrecalienta.

ENTHALPY (kJ/kg)

ENTHALPIE



Ejercicio 2.6.2.1-2

Una VET inyecta R-134a en un evaporador, la membrana se encuentra en equilibrio

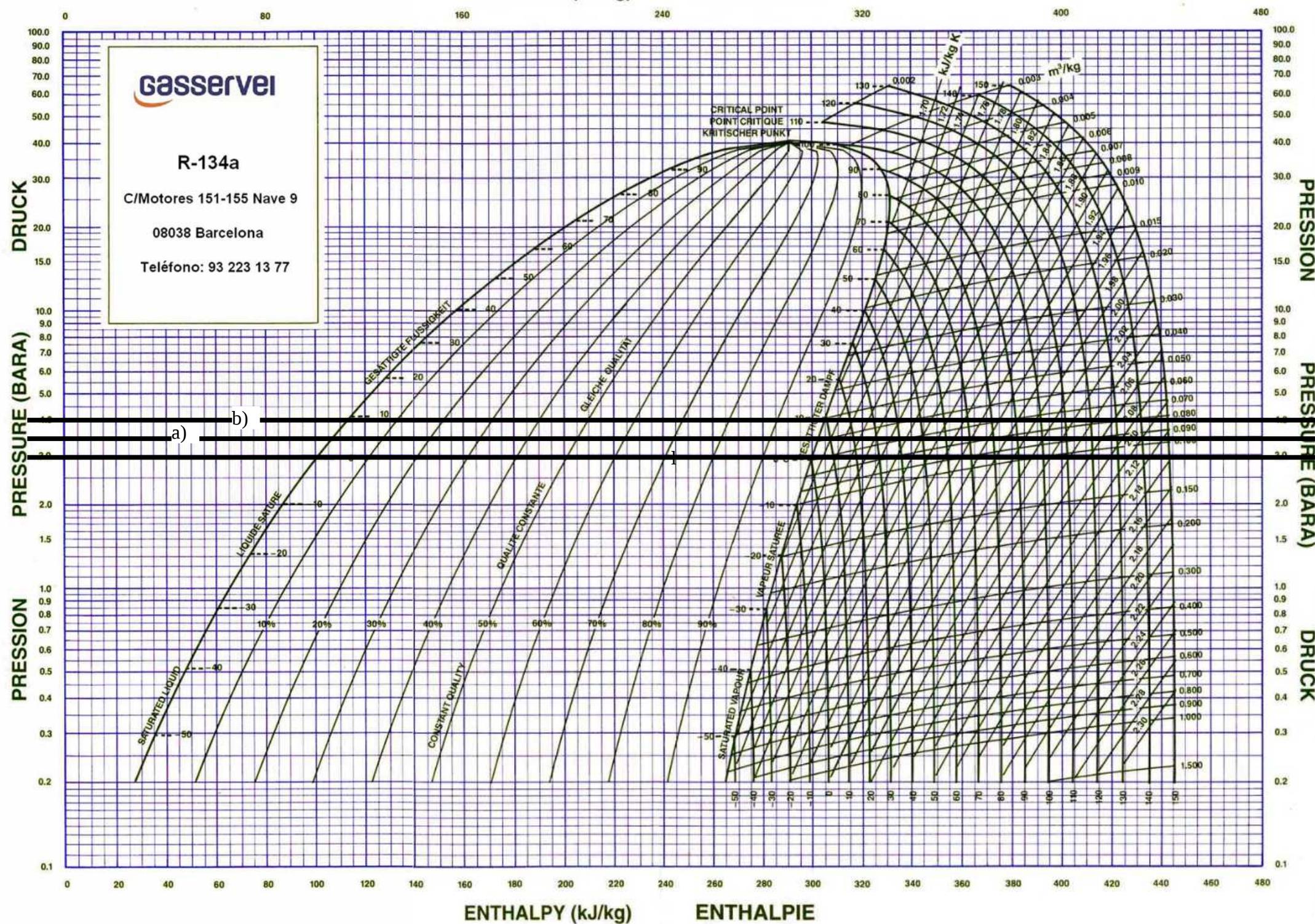
($p_b = p_E + p_r$) a una presión de evapòración de $p_E = 3 \text{ bar}$ y un sobrecalentamiento de 5 K.

a) Indica la presión del refrigerante en el bulbo y la presión que ejerce el resorte. $p_b = 3,5 \text{ bar}$,
 $p_r = 0,5 \text{ bar}$

b) Si se ajusta el resorte aumentando su presión a 1 bar, cual será el sobrecalentamiento? SC = 10 K

ENTHALPY (kJ/kg)

ENTHALPIE



Ejercicio 2.7-1

Indica qué tipos de compresores conoces.

Alternativos de pistón, rotativos de pistón rodante, paletas, tornillo, espiral

¿En una sala de máquinas de reducido espacio, qué tipo de compresor recomendarías?

Un compresor rotativo, por ser más compacto que uno alternativo de igual potencia.

¿En una instalación que exija un compresor que se pueda reparar en caso de avería, qué compresor recomendarías?

Un compresor alternativo de pistón, abierto o semihermético, por tener carcasa que permiten el acceso a platos de válvula y cilindros.

¿En un mueble frigorífico que incorpore el circuito frigorífico, qué tipo de compresor se montará?
Compresor hermético.

Ejercicio 2.7-2

Indica qué tipos de condensadores conoces.

Refrigerados por aire - condensadores de aletas

Refrigerados por agua - coaxiales a contracorriente y multitubulares

Ejercicio 2.7-3

A igual potencia qué condensador será más compacto, uno refrigerado por aire o uno refrigerado por agua. Razona tu respuesta.

El refrigerado por agua, porque la densidad y capacidad calorífica específica del agua son mayores.

$$\dot{Q}_C = c_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$$

Por ejemplo, para ceder $\dot{Q}_C = 1 \text{ kW}$, con $\vartheta_{\text{entrada}} = 15^\circ\text{C}$ y $\vartheta_{\text{salida}} = 25^\circ\text{C}$ $\rightarrow \Delta T = 10 \text{ K}$ el caudal de agua es

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{\dot{Q}_C}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1 \text{ kW}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 10 \text{ K}} = 0,024 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 86 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,024 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,000024 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,086 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

y el de aire

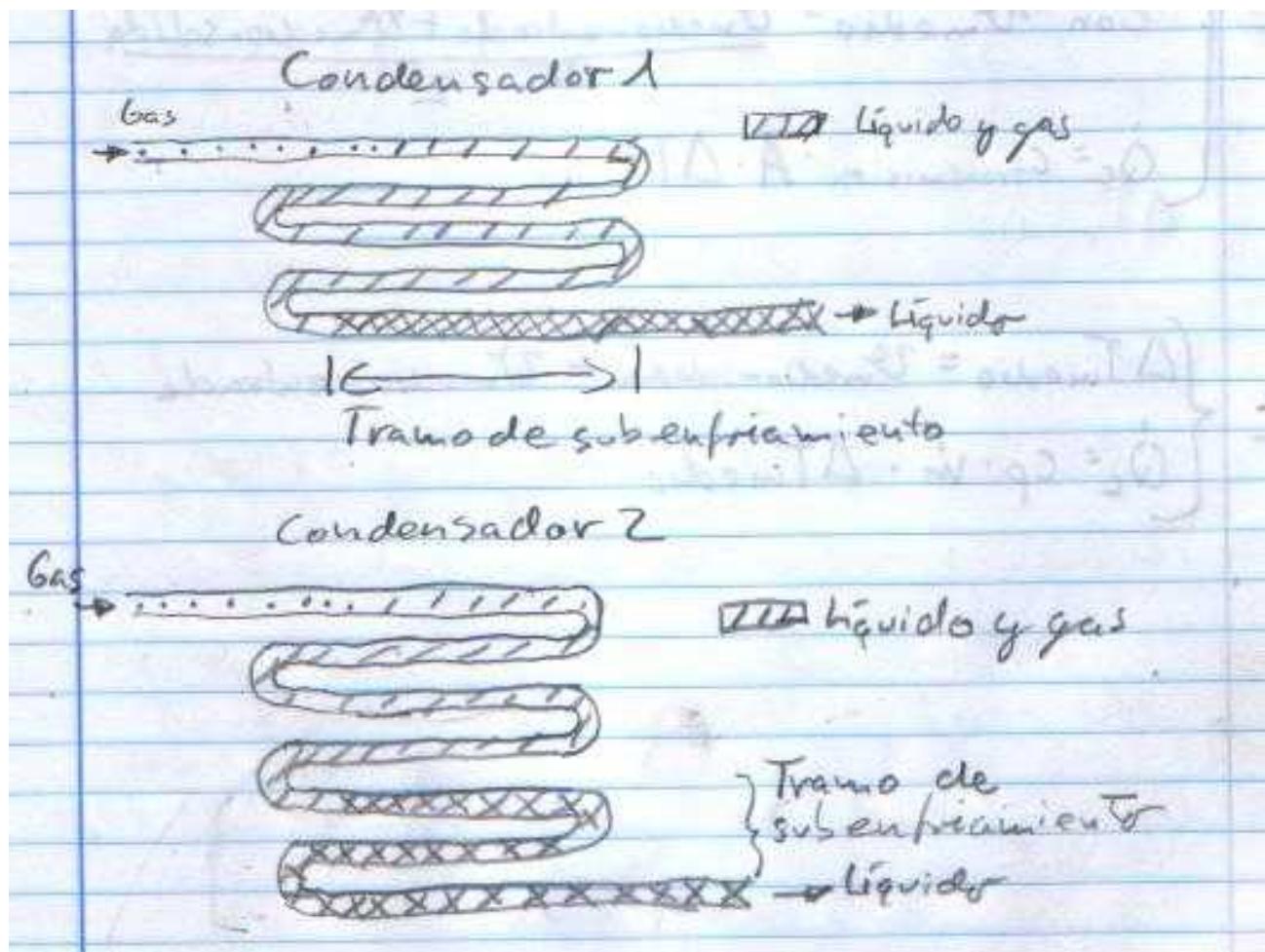
$$\dot{m}_{\text{aire}} = \frac{\dot{Q}_C}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1 \text{ kW}}{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 10 \text{ K}} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 360 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,083 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Ejercicio 2.7-4

En una instalación un condensador es sustituido por otro de mayor capacidad. ¿Cómo afecta el cambio de condensador al subenfriamiento ?

La diferencia de capacidad entre condensadores está dada por sus superficies de intercambio es decir, sus dimensiones (tamaño). Una vez condensado por completo el refrigerante, en el condensador de mayor capacidad se producirá un subenfriamiento mayor que en el de menor capacidad.



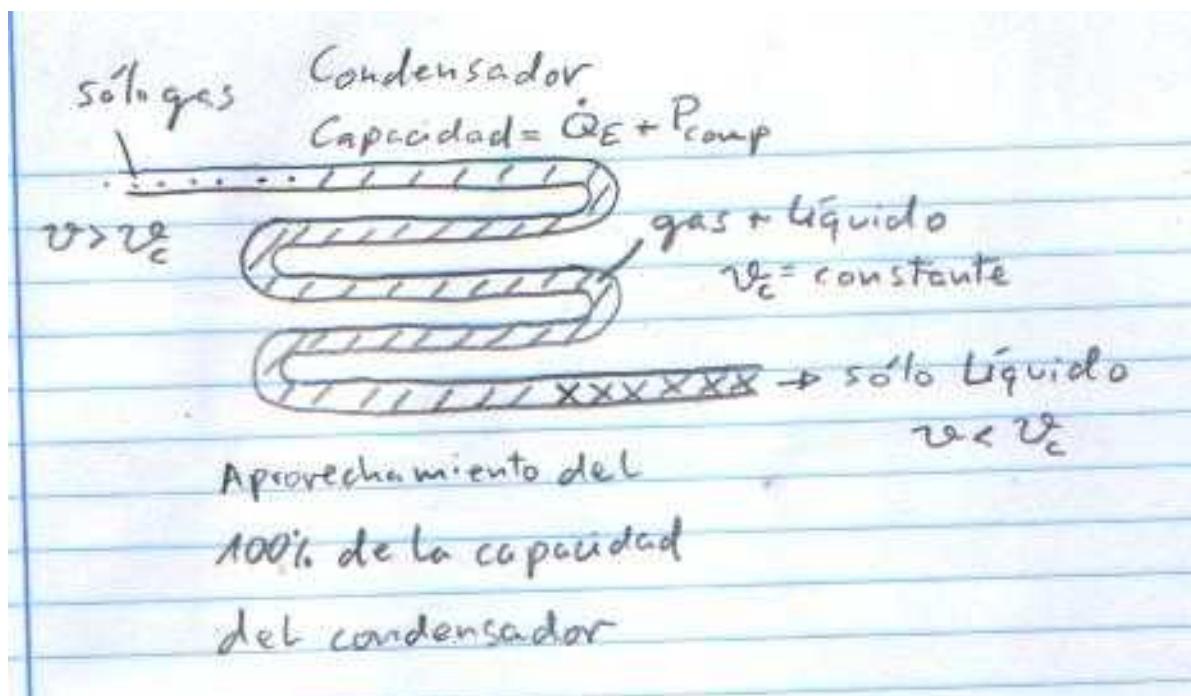
Ejercicio 2.7-5

¿En embarcaciones, qué tipo de condensador refrigerado por agua se utiliza habitualmente?

Multitubular.

Ejercicio 2.7-6

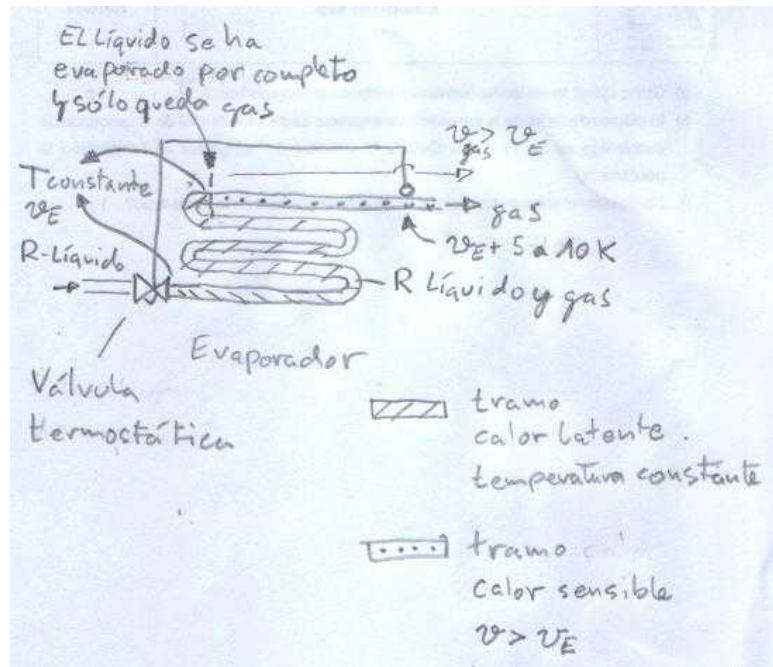
Explica el funcionamiento de un condensador, indicando como evoluciona la temperatura, el estado y la presión del refrigerante, desde la entrada a la salida.



El refrigerante entra en el condensador en forma de gas sobre calentado, se enfria hasta llegar a la temperatura de condensación, condensa a temperatura constante, transformándose en líquido hasta que no queda gas y sale del condensador en forma de líquido subenfriado.

Ejercicio 2.7-7

Explica el funcionamiento de un evaporador, indicando como evoluciona la temperatura, el estado y la presión del refrigerante, desde la entrada a la salida.



El refrigerante entra al evaporador en forma de mezcla de gas y líquido, a la temperatura de evaporación y el líquido evapora durante su recorrido. En el tramo final del evaporador, el gas refrigerante, ya sin resto de líquido, aumenta su temperatura (sobrecalentamiento).

Ejercicio 2.7-8

En un evaporador se forma escarcha reduciendo su caudal de aire. Cómo afecta al flujo de calor que absorbe y a la temperatura de evaporación?

El flujo de calor que absorbe el evaporador se reduce, debido a que la escarcha reduce la superficie de intercambio térmico. Al recibir menos calor, bajan la presión del refrigerante y la temperatura de evaporación.

Ejercicio 2.7-9

Explica el funcionamiento de un tubo capilar. Indica cómo influyen sus dimensiones en la expansión.

El tubo capilar causa una caída de presión del refrigerante debido a su reducido diámetro y su longitud. A menor diámetro y mayor longitud del tubo capilar, mayor será la caída de presión.

¿En qué tipos de instalaciones se utiliza?

En equipos compactos y de pequeña potencia frigorífica como frigoríficos, vitrinas refrigeradas, deshumidificadores o aires acondicionados portátiles

¿Qué hay que tener en cuenta al recargar el refrigerante en una instalación con tubo capilar?

En cargar la cantidad exacta de refrigerante indicada en la placa de características.

Ejercicio 2.7-10

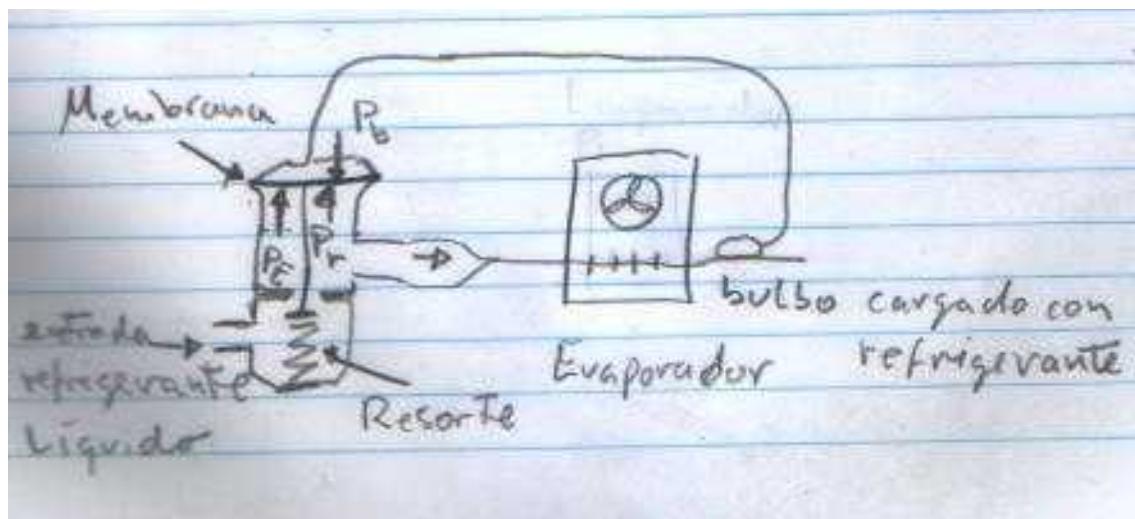
¿En una instalación se ha sustituido el tubo capilar por otro de menor diámetro. Cómo afecta al sobrecalentamiento?

El tubo capilar de menor diámetro deja pasar menos refrigerante, esto hace que el sobrecalentamiento aumente.

Ejercicio 2.7-11

Explica el funcionamiento de una VET.

En una VET una aguja móvil regula el paso del refrigerante por un orificio. La posición de la aguja reguladora del caudal de refrigerante está determinada por una membrana sobre la que actúan tres presiones. La presión del refrigerante en el evaporador y la presión de un resorte tienden a cerrar el paso del refrigerante. A estas presiones de cierre se opone la presión del bulbo, que está dada por el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador. Las VET están ajustadas para que el sobrecalentamiento mantenga un valor constante.



Ejercicio 2.7-12

- a) ¿Cuándo es necesario montar una VET con igualación de presión externa?

Cuando en la entrada del evaporador y la salida del evaporador se produzca una caída de presión, como es el caso en evaporadores con varias tomas de refrigerante, en los que se utilizan distribuidores

- b) ¿Qué pasaría si una VET con igualación de presión externa se sustituye por una con igualación interna?

La presión de evaporación que actúa sobre la VET con i.i. cerrándola sería la de la entrada del evaporador, mayor que la presión a la salida del evaporador que actuaría sobre la VET con i.e.. Esto significa que la presión de cierre sobre la válvula sería mayor y el sobrecalentamiento aumentaría. La potencia frigorífica del evaporador bajaría por no estar aprovechado óptimamente.

Ejercicio 2.7-13

¿Si el bulbo de una VET pierde su carga, cómo afecta a la instalación?

La presión del bulbo, que tiende a abrir la válvula desaparece y esta queda cerrada debido a las presiones de evaporación y del resorte. Si la válvula deja de inyectar refrigerante cae la presión de aspiración y aumenta la de descarga. Llegaría un momento en que un presostato desconectaría la instalación.

Ejercicio 2.7-14

¿Si el resorte de una VET deja de hacer presión sobre la membrana, cómo afecta a la instalación?

La presión del resorte tiende a cerrar la válvula. La válvula quedaría en una posición fija abierta, ya que las presiones de evaporación y del bulbo son aproximadamente iguales. El sobrecalentamiento se reduciría y posiblemente llegase refrigerante líquido a la tubería de aspiración. Existiría el riesgo de un golpe de líquido en el compresor.

Ejercicio 2.7-15

¿Si se aumenta la presión del resorte de una VET, cómo afecta al sobrecalentamiento y al rendimiento del evaporador?

La presión del resorte tiende a cerrar la válvula. Si se aumenta su presión, se aumenta el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador.

Ejercicio 2.7-16

Una VET inyecta R-134a en un evaporador, la membrana se encuentra en equilibrio

($p_b = p_E + p_r$) a una presión de evaporación de $p_E = 2,5 \text{ bar}$ con un sobrecalentamiento de 15 K.

Indica la presión del refrigerante en el bulbo y la presión que ejerce el resorte.

$$p_E = 2,5 \text{ bar} \rightarrow \vartheta_E = -4,28^\circ\text{C} \rightarrow \vartheta_{E-\text{salida}} = 10,72^\circ\text{C} \rightarrow p_b = 4,25 \text{ bar} \rightarrow$$

$$p_r = p_b - p_E = 4,25 \text{ bar} - 2,5 \text{ bar} = 1,75 \text{ bar}$$

Si se ajusta el resorte de la válvula, bajando su presión 0,5 bar, cual será el sobrecalentamiento?

$$p_b = p_E + p_e = 2,5 \text{ bar} + 0,5 \text{ bar} = 3 \text{ bar} \rightarrow \vartheta_{E-\text{salida}} = 0,7^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$SC = 0,7^\circ\text{C} - (-4,28^\circ\text{C}) = 4,98 \text{ K}$$

Ejercicio 2.7-18

¿Suponiendo que el bulbo de una VET no haya sido aislado térmicamente, cómo afectaría al sobrecalentamiento y a la capacidad del evaporador?

La temperatura del bulbo será mayor de lo que sería si estuviese correctamente aislada. La presión p_B sería mayor de lo debido y el sobrecalentamiento se reduciría respecto al de diseño. Peligro de golpe de líquido.

Ejercicio 2.7-19

En un evaporador con VET (R-134a) de igualación de presión interna, ajustada a 10 K de sobrecalentamiento, la presión de evaporación es de $p_E = 2 \text{ bar}$. ¿Si la caída de presión en el evaporador es de 0,5 bar, cómo afecta a la potencia frigorífica y al sobrecalentamiento?

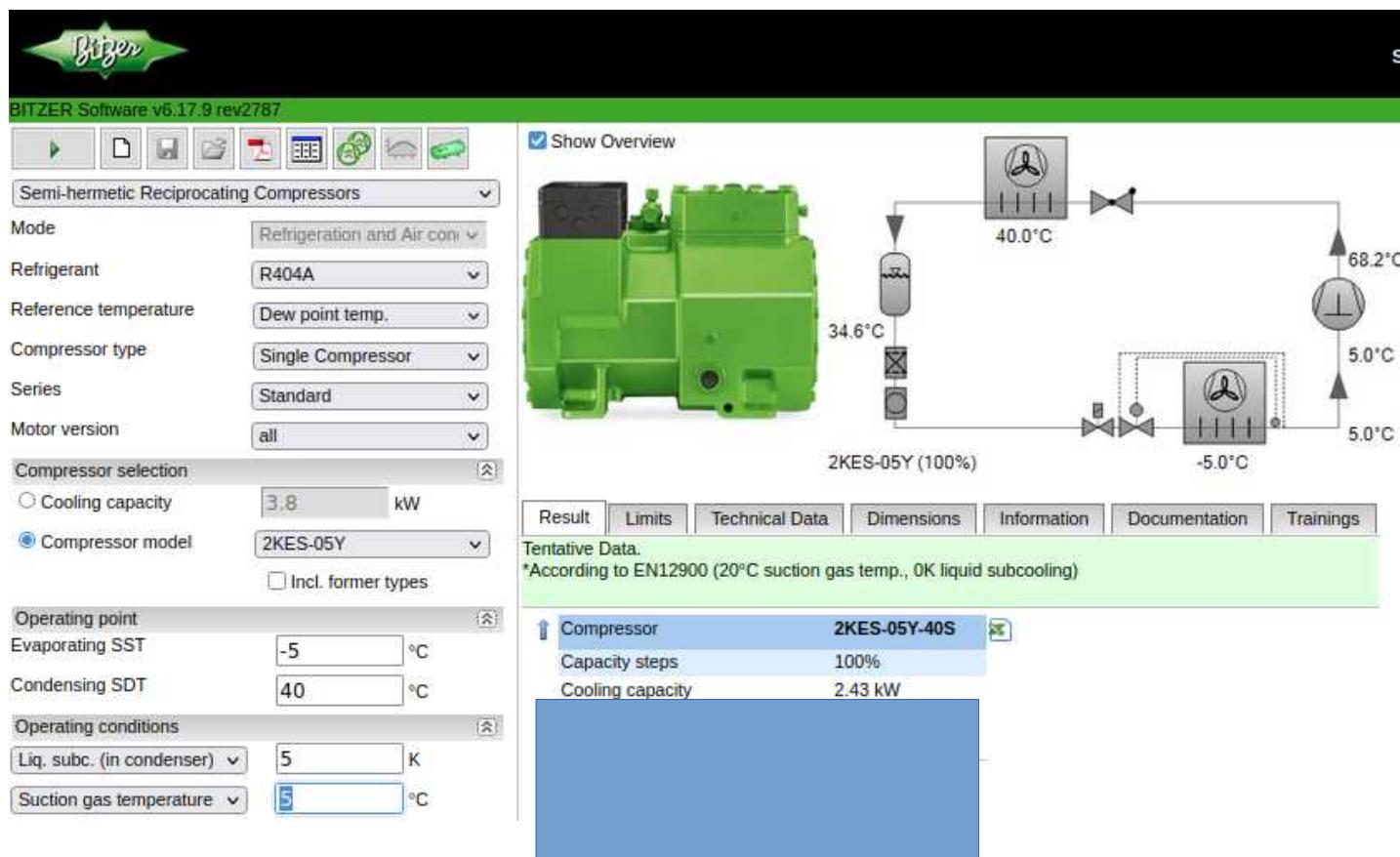
A la entrada del evaporador la presión es $p_{E-\text{entrada}} = 2 \text{ bar} \rightarrow \vartheta_{E-\text{entrada}} = -10^\circ\text{C}$

Sobrecalentamiento ajustado a 10 K → $\vartheta_{bulbo} = 0^\circ\text{C} \rightarrow p_{bulbo} = 2,9 \text{ bar}$

Debido a que la presión en la posición del bulbo es 0,5 bar más baja que en la válvula, esta cierra, hasta que a la salida del evaporador la temperatura alcance 0 °C y la presión en el bulbo sea suficiente para abrir la válvula. Esto significa que el tramo de sobrecalentamiento en el evaporador aumenta y se reduce el tramo en el que refrigerante líquido evapora. La consecuencia es una reducción de la potencia frigorífica y aumento del sobrecalentamiento.

Ejercicio 2.9-1

En la siguiente simulación, el compresor está funcionando en las condiciones de diseño de la instalación



Dibuja el ciclo en el diagrama p h

$$h_1 = 275 \frac{kJ}{kg}, \quad h_2 = 315 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{3/4} = 150 \frac{kJ}{kg}$$

Calcula el caudal de masa del refrigerante (real).

$$\dot{m}_{real} = \frac{\dot{Q}_E}{Q_E} = \frac{2,43 \text{ kW}}{140 \frac{kJ}{kg}} = 0,0174 \frac{kg}{s}$$

Calcula la potencia de compresión con los datos del diagrama p h.

$$P_{comp} = W_C \cdot \dot{m} = 45 \frac{kJ}{kg} \cdot 0,0174 \frac{kg}{s} = 0,781 \text{ kW}$$

Calcula el volumen desplazado en $\frac{m^3}{h}$, sabiendo que el compresor tiene 2 cilindros de 30 mm de diámetro y 33 mm de carrera y el cigüeñal gira a 1450 RPM.

$$V_{cilindro} = 3,14 \cdot radio^2_{cilindro} \cdot carrera = 3,14 \cdot (15\text{ mm})^2 \cdot 33\text{ mm} = 23314,5\text{ mm}^3 = 0,0000233\text{ m}^3$$

$$\dot{V}_{desplazado} = N \cdot RMP \cdot V_{cilindro} = 2 \cdot 1450 \frac{1}{min} \cdot 0,0000233\text{ m}^3 = 0,0676 \frac{m^3}{min} = 4,05 \frac{m^3}{h} = 0,00113$$

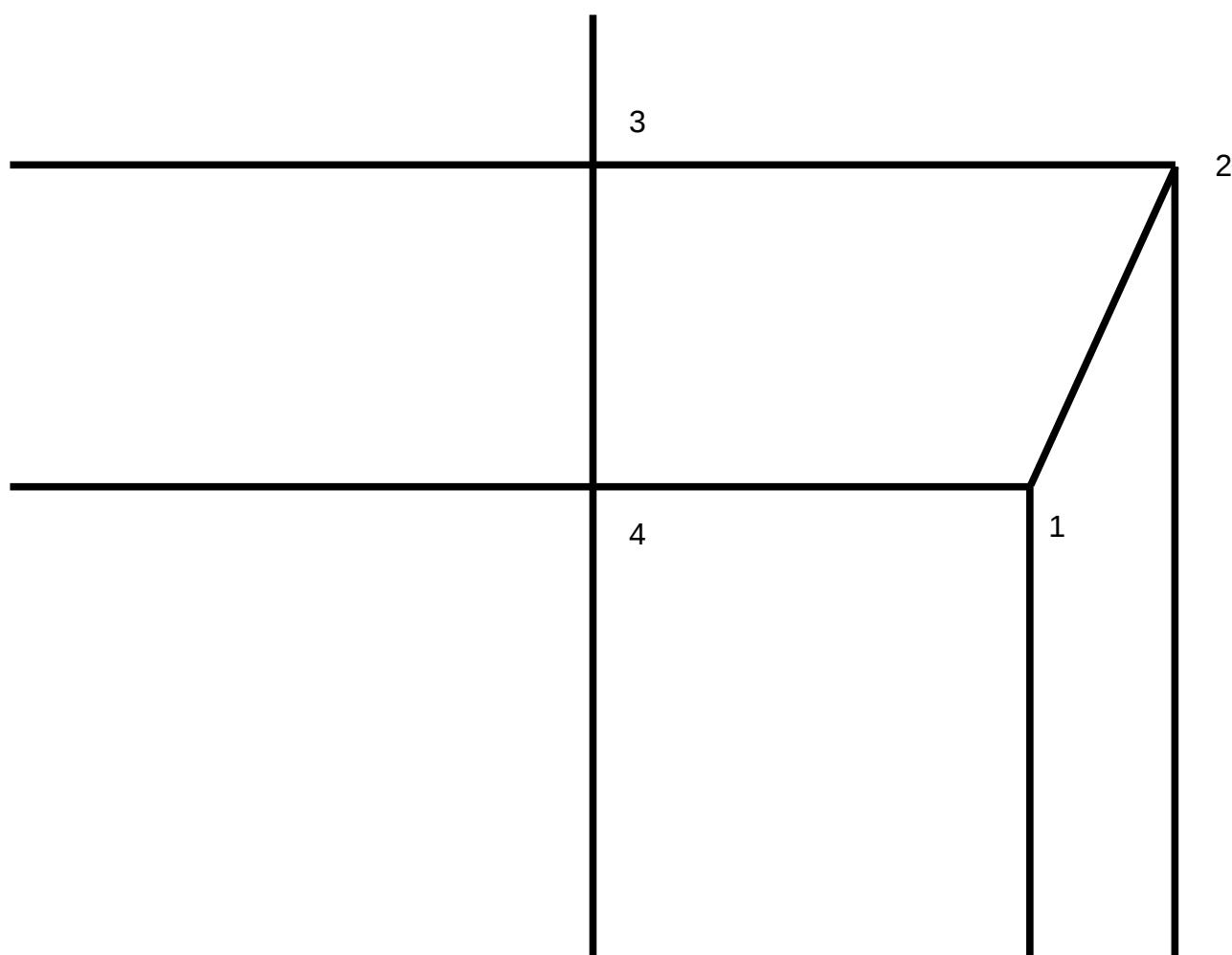
Calcula el rendimiento volumétrico

$$\dot{m}_{teorico} = \frac{\dot{V}_{desplazado}}{V_{específico}} = \frac{0,00113 \frac{m^3}{s}}{0,04 \frac{m^3}{kg}} = 0,0282 \frac{kg}{s}$$

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teorico}} = \frac{0,0174 \frac{kg}{s}}{0,0282 \frac{kg}{s}} = 0,61 \rightarrow 61\%$$

Indica la eficiencia del ciclo.

$$EER = \frac{\dot{Q}_E}{P_{comp}} = \frac{2,43\text{ kW}}{0,781\text{ kW}} = 3,1$$



Elije el evaporador adecuado suponiendo una temperatura media del aire en el evaporador de

$$\bar{\vartheta}_{aire} = 1^{\circ}C \quad \text{y una densidad del aire de } \rho_{aire} = 1,3 \frac{kg}{m^3} .$$

Datos de los evaporadores SER

Modelo	Sup. (m ²)	Ventilación				Tensión (V)	Consumo max. ud. (A)	Peso neto (Kg)	Desc. ed. (W)	Capacidad (W) Temp. evap -5°C		
		Caudal (m ³ /h)	Nº	Ø	Flecha					ΔT 6°	ΔT 7°	ΔT 10°
SR-1-6	3,7	850	1	250	3,5	230Vac	0,43	8,5	500	577	773	1.368
SR-2-6	7,2	1.700	2	250	3,5		0,43	16	940	1.494	1.764	2.831
SR-3-6	11,5	2.550	3	250	3,5		0,43	23	1.260	2.128	2.671	4.258
SR-4-6	14,5	3.400	4	250	3,5		0,43	30	1.800	2.985	3.660	5.697

Fuente: Tarifa Salvador Escoda

$$\Delta T = \bar{\vartheta}_{aire} - \bar{\vartheta}_C = 1^{\circ}C - (-5^{\circ}C) = 6 K \rightarrow \text{SR 4-6} \rightarrow \dot{V}_{aire} = 3400 \frac{m^3}{h} = 0,944 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V}_{aire} \cdot \rho_{aire} = 0,944 \frac{m^3}{s} \cdot 1,3 \frac{kg}{m^3} = 1,23 \frac{kg}{s}$$

Calcula la temperatura de entrada y salida del aire del evaporador con $c_{p-aire} = 1 \frac{kJ}{kg \cdot K}$.

$$\dot{Q}_E = c_{p-aire} \cdot \dot{m} \cdot \Delta T_{aire} \rightarrow \Delta T_{aire} = \frac{\dot{Q}_E}{c_{p-aire} \cdot \dot{m}} = \frac{2,43 kW}{1 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 1,23 \frac{kg}{s}} = 1,98 K \approx 2 K$$

$$\rightarrow \vartheta_{aire-entrada} = 2^{\circ}C \quad \text{y} \quad \vartheta_{aire-salida} = 0^{\circ}C$$

Elije el condensador adecuado para la instalación



CONDENSADORES DE AIRE FORZADO

Código	Modelo	Tubos	Dimensiones (mm)			Ptos. (W) At = 15°C	Sup. m²	€	Ventiladores (OPCIONAL)						
			A	B	C				Nº	Cód. pala	Cód. moto	m³/h			
MF 05 200	CA 16	8 x 2	87	270	230	600	1,1	47,66	1	WE04415	WE04406	410			
MF 05 201	CA 24	8 x 3	112	270	230	820	1,6	63,04							360
MF 05 202	CA 32	8 x 4	132	270	230	1000	2,15	78,38							345
MF 05 203	CA 18	9 x 2	85	300	278	810	1,35	56,70							550
MF 05 204	CA 27	9 x 3	130	300	278	100	2	73,66							500
MF 05 205	CA 36	9 x 4	150	300	278	1350	2,7	93,82							460
MF 05 206	CA 45	9 x 5	152	300	278	1600	3,37	133,41							400
MF 05 207	CA 54	9 x 6	172	300	278	1920	4	160,08							480
MF 05 208	CA 30	10 x 3	130	300	278	1200	2,25	77,18							500
MF 05 209	CA 40	10 x 4	150	300	278	1420	3	102,80							470
MF 05 210	CA 44	11 x 4	132	300	292	1510	3,3	109,25	WE04417	WE04407	WE04417	485			
MF 05 211	CA 55	11 x 5	152	300	292	1890	4,12	136,50							606
MF 05 212	CA 48	12 x 4	128	350	330	2820	4,25	162,76							1030
MF 05 213	CA 56	14 x 4	156	375	365	3000	5,36	149,68							1075
MF 05 230	CD 24	8 x 3	110	470	230	1532	2,96	135,15				2	WE04417	WE04406	700
MF 05 231	CD 30	10 x 3	110	600	278	2158	4,77	161,84							
MF 05 232	CD 36	9 x 4	130	600	278	2700	5,72	194,45							900
MF 05 233	CD 40	10 x 4	130	600	278	3207	6,35	237,52							1100
MF 05 234	CD 50	10 x 5	150	600	278	4036	7,95	266,93							1100
MF 05 235	CD 48	12 x 4	130	700	330	5440	8,94	316,09							WE04408
MF 05 236	CD 56	14 x 4	155	700	365	5707	10,43	363,29							2000
MF 05 237	CD 60	12 x 5	162	700	330	6629	11,18	393,37							1925

Fuente: Tarifa Salvador Escoda

$$\text{Con } \rho_{\text{aire}} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ y } c_{p-\text{aire}} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + P_{\text{comp}} = 2,43 \text{ kW} + 0,781 \text{ kW} = 3,21 \text{ kW} \rightarrow \text{CD50} \rightarrow \dot{V} = 1100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,306 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \dot{V}_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}} = 0,306 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,367 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Calcula la temperatura de entrada y salida del aire del condensador.

$$\bar{\vartheta}_{aire} = 40^{\circ}C - 15 K = 25^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_E = c_{p\text{-aire}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta T_{aire} \rightarrow \Delta T_{aire} = \frac{\dot{Q}_C}{c_{p\text{-aire}} \cdot \dot{m}} = \frac{3,21 \text{ kW}}{1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,367 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 8,75 \text{ K} \approx 8,8 \text{ K}$$

$$\rightarrow \vartheta_{aire\text{-entrada}} = 21,6^{\circ}C \quad \text{y} \quad \vartheta_{aire\text{-salida}} = 29,4^{\circ}C$$

Elige una VET (elemento termostático y orificio) con MOP +15 °C, igualación externa de presión y conexión abocardar x abocardar.

Elemento termostático ref 068Z3405

Orificio 02 ref 068 2015

Datos técnicos y pedidos

Elemento termostático con abrazadera de sensor, sin: orificio, cono de filtro y tuercas

Conexión abocardar x abocardar

Refrigerante	Tipo de válvula	Igualación de presión Abocardar	Tubo capilar	Conexión		Código ¹⁾					
				Entrada x Salida		Gama N -40 a +10°C		Gama NM -40 a -5°C	Gama NL -40 a -15°C	Gama B -60 a -25°C	
			m	in. x in.	mm x mm	Sin MOP	MOP +15°C	MOP 0°C	MOP -10°C	Sin MOP	MOP -20°C
R22	TX 2	-	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3206	068Z3208	068Z3224	068Z3226	068Z3207	068Z3228
	TEX 2	1/4 in.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3209	068Z3211	068Z3225	068Z3227	068Z3210	068Z3229
R407C	TZ 2	-	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3496	068Z3516				
	TEZ 2	1/4 in.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3501	068Z3517				
R134a	TN 2	-	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3346	068Z3347	068Z3393	068Z3369		
	TEN 2	1/4 in.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3348	068Z3349	068Z3392	068Z3370		
R404A/R507	TS 2	-	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3400	068Z3402	068Z3406	068Z3408	068Z3401	068Z3410
	TES 2	1/4 in.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3403	068Z3405	068Z3407	068Z3409	068Z3404	068Z3411

Elemento termostático con abrazadera de sensor, sin: orificio, cono de filtro y tuercas

Conexión abocardar x soldar

Refrigerante	Tipo de válvula	Igualación de presión Soldar	Tubo capilar	Conexión		Código ¹⁾				
				Entrada abocardar	Salida soldar ODF	Gama N -40 a +10°C		Gama NL -40 a -15°C	Gama B -60 a -25°C	
			m			Sin MOP	MOP +15°C	MOP -10°C	Sin MOP	MOP -20°C
R22	TX 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3281	068Z3287		068Z3357	068Z3319
	TX 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3302	068Z3308	068Z3366	068Z3361	068Z3276
R407C	TEX 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3284	068Z3290		068Z3359	068Z3220
	TEX 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3305	068Z3311	068Z3367	068Z3363	068Z3277
R407C	TZ 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3329				
	TZ 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3502	068Z3514			
R134a	TEZ 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3446	068Z3447			
	TEZ 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3503	068Z3515			
R134a	TN 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3383	068Z3387			
	TN 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3384	068Z3388			
R404A/R507	TEN 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3385	068Z3389			
	TEN 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3386	068Z3390			
R404A/R507	TS 2	-	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3414	068Z3416		068Z3429	068Z3420
	TS 2	-	1.5	10 mm	12 mm	068Z3435	068Z3423	068Z3436	068Z3425	068Z3427
R404A/R507	TES 2	1/4 in.	1.5	3/8 in.	1/2 in.	068Z3415	068Z3417	068Z3424	068Z3437	068Z3426
	TES 2	6 mm.	1.5	10 mm	12 mm	068Z3422	068Z3424	068Z3437	068Z3426	068Z3428

Conjunto de orificio

Nº orificio	Gama N: -40 a +10°C				Gama B: -60 a -25°C				Código ¹⁾					
	Capacidad nominal en toneladas (TR)		Capacidad nominal en kW		Capacidad nominal en toneladas (TR)		Capacidad nominal en kW		Versión abocardar x abocardar ²⁾	Versión para adaptador soldar ²⁾				
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R404A R507				
0X	0.15	0.16	0.11	0.11	0.50	0.50	0.40	0.38	0.15	0.11	0.50	0.38	068-2002	068-2089
00	0.30	0.30	0.25	0.21	1.0	1.1	0.90	0.70	0.20	0.21	0.70	0.70	068-2003	068-2090
01	0.70	0.80	0.50	0.45	2.5	2.7	1.8	1.6	0.30	0.45	1.0	1.6	068-2010	068-2091
02	1.0	1.1	0.80	0.60	3.5	3.8	2.6	2.1	0.60	0.60	2.1	2.1	068-2015	068-2092
03	1.5	1.6	1.3	1.2	5.2	5.6	4.6	4.2	0.80	1.0	2.8	3.5	068-2006	068-2093
04	2.3	2.5	1.9	1.7	8.0	8.6	6.7	6.0	1.2	1.4	4.2	4.9	068-2007	068-2094
05	3.0	3.2	2.5	2.2	10.5	11.3	8.6	7.7	1.5	1.7	5.2	6.0	068-2008	068-2095
06	4.5	4.9	3.0	2.6	15.5	16.7	10.5	9.1	2.0	1.9	7.0	6.6	068-2009	068-2096

La capacidad nominal está basada en: Temperatura de evaporación te = +5°C para rango B, Temperatura de condensación tc = +32°C, y temperatura de refrigerante líquido delante de la válvula tl = +28°C.

Adaptador soldar cobre sin conjunto de orificio

Filtro

Tipo de filtro	Código ¹⁾
Para conexión abocardar	068-0003
Para adaptador soldar cobre	068-0015

El adaptador está diseñado para utilizarse con las válvulas de expansión termostática T2 y TE2.

Cuando el adaptador se acopla debidamente, cumple los requisitos de estanqueidad estipulados por la directiva DIN 8964.

El orificio estándar (aboc. x aboc.) de las T2 y TE2 puede utilizarse con el adaptador soldar cobre cuando se cambia el filtro de la válvula de expansión por otro filtro pedido por separado. Sólo de esta manera se cumplen los requisitos DIN 8964. No se puede utilizar el adaptador de soldar cobre (FSA) en la entrada de la T2.

¹⁾ Códigos en negrita ofrecen habitualmente plazos de entrega más cortos

²⁾ Incluido el filtro

Capacidades

Tipo de válvula/ Orificio	Temp. cond. ⁱⁱ⁾ [°C]	R22					R134a					R404A/R507					R407C				
		Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]					Capacidad en [kW]				
		Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]					Temp. evaporación [°C]				
T2 / ØK	25	-35	-30	-10	0	5	-30	-10	-5	0	5	-40	-35	-30	-10	0	-10	-5	0	5	10
		0.49	0.51	0.55	0.54	0.51	0.35	0.40	0.41	0.41	0.40	0.33	0.35	0.37	0.42	0.41	0.59	0.59	0.59	0.58	0.55
		0.95	1.00	1.1	1.1	1.1	0.61	0.73	0.75	0.77	0.77	0.61	0.66	0.70	0.85	0.88	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2
		1.6	1.7	2.4	2.7	2.7	0.88	1.3	1.5	1.6	1.6	0.96	1.1	1.2	1.8	2.1	2.5	2.7	2.9	3.1	3.2
		2.2	2.5	3.5	3.9	3.9	1.2	1.9	2.0	2.1	2.2	1.3	1.5	1.7	2.6	3.0	3.7	4.0	4.3	4.5	4.6
		3.9	4.3	6.2	6.9	7.0	2.2	3.3	3.6	3.8	4.0	2.4	2.7	3.1	4.7	5.4	6.6	7.1	7.6	8.1	8.3
		5.7	6.4	9.1	10.2	10.5	3.2	4.8	5.2	5.6	5.9	3.5	4.0	4.6	7.0	8.0	9.8	10.6	11.4	12.0	12.5
T2 / Ø0	35	7.3	8.0	11.6	13.0	13.3	4.0	6.1	6.6	7.1	7.5	4.5	5.1	5.8	8.9	10.2	12.4	13.4	14.4	15.2	15.7
T2 / Ø6		8.9	9.8	14.1	15.9	16.3	4.9	7.5	8.2	8.7	9.1	5.5	6.2	7.1	10.8	12.4	15.1	16.4	17.6	18.6	19.2
T2 / ØX		0.53	0.55	0.60	0.61	0.60	0.37	0.44	0.45	0.45	0.46	0.32	0.34	0.36	0.42	0.43	0.61	0.62	0.63	0.63	0.62
T2 / Ø0		1.0	1.1	1.2	1.3	1.3	0.64	0.79	0.83	0.86	0.88	0.59	0.64	0.69	0.86	0.92	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / Ø1		1.7	1.8	2.6	3.0	3.2	0.93	1.4	1.6	1.7	1.9	0.92	1.1	1.2	1.8	2.2	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5
T2 / Ø2		2.3	2.6	3.8	4.4	4.7	1.3	2.0	2.2	2.4	2.6	1.2	1.4	1.7	2.7	3.2	3.9	4.3	4.6	5.0	5.3
T2 / Ø3		4.1	4.6	6.8	7.9	8.4	2.3	3.6	4.0	4.4	4.7	2.2	2.6	3.0	4.8	5.7	7.0	7.6	8.3	8.9	9.4
T2 / Ø4	45	6.1	6.8	10.1	11.8	12.5	3.4	5.3	5.8	6.4	6.9	3.3	3.9	4.5	7.1	8.5	10.3	11.3	12.3	13.3	14.2
T2 / Ø5		7.7	8.6	12.8	14.9	15.8	4.2	6.7	7.4	8.1	8.8	4.3	4.9	5.6	9.0	10.7	13.0	14.3	15.6	16.7	17.8
T2 / Ø6		9.5	10.5	15.6	18.2	19.3	5.2	8.2	9.1	9.9	10.7	5.2	6.0	6.9	11.0	13.1	15.9	17.4	19.0	20	22
T2 / ØX		0.55	0.57	0.64	0.65	0.64	0.38	0.45	0.47	0.48	0.49	0.29	0.31	0.33	0.40	0.42	0.62	0.63	0.64	0.64	0.64
T2 / Ø0		1.0	1.1	1.3	1.4	1.4	0.65	0.82	0.86	0.90	0.94	0.55	0.60	0.64	0.83	0.90	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
T2 / Ø1		1.7	1.9	2.8	3.2	3.4	0.96	1.5	1.7	1.8	2.0	0.85	0.98	1.1	1.8	2.1	2.7	2.9	3.2	3.4	3.7
T2 / Ø2		2.4	2.7	4.0	4.8	5.1	1.3	2.1	2.4	2.6	2.8	1.1	1.3	1.5	2.6	3.2	3.9	4.3	4.7	5.2	5.6
T2 / Ø3	55	4.3	4.8	7.2	8.5	9.2	2.3	3.8	4.2	4.7	5.1	1.9	2.3	2.7	4.6	5.7	7.0	7.7	8.5	9.2	9.9
T2 / Ø4		6.3	7.1	10.7	12.7	13.7	3.4	5.6	6.2	6.9	7.6	3.0	3.5	4.1	6.9	8.4	10.4	11.5	12.6	13.8	14.9
T2 / Ø5		8.0	9.0	13.6	16.1	17.3	4.3	7.0	7.8	8.7	9.6	3.8	4.4	5.2	8.7	10.6	13.2	14.5	15.9	17.3	18.7
T2 / Ø6		9.8	11.0	16.6	19.6	21	5.3	8.6	9.6	10.7	11.7	4.7	5.5	6.4	10.6	12.9	16.0	17.7	19.4	21	23
T2 / ØX		0.56	0.58	0.65	0.67	0.67	0.38	0.45	0.47	0.49	0.50	0.26	0.28	0.30	0.37	0.39	0.60	0.61	0.62	0.63	0.63
T2 / Ø0		1.1	1.1	1.3	1.4	1.4	0.63	0.81	0.86	0.90	0.95	0.48	0.53	0.57	0.75	0.82	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3
T2 / Ø1		1.7	1.9	2.8	3.3	3.6	0.95	1.5	1.7	1.9	2.0	0.74	0.86	1.0	1.7	2.0	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6
T2 / Ø2		2.3	2.6	4.1	5.0	5.4	1.2	2.1	2.4	2.7	2.9	0.82	1.0	1.3	2.4	2.9	3.8	4.2	4.7	5.1	5.6
T2 / Ø3	40	4.3	4.8	7.4	8.9	9.6	2.2	3.8	4.3	4.8	5.3	1.5	1.8	2.2	4.2	5.3	6.8	7.5	8.3	9.1	9.9
T2 / Ø4		6.4	7.2	11.0	13.3	14.4	3.4	5.7	6.4	7.2	7.9	2.4	2.9	3.5	6.3	7.8	10.1	11.3	12.4	13.7	14.9
T2 / Ø5		8.1	9.1	14.0	16.7	18.1	4.2	7.0	8.0	9.0	10.0	3.0	3.7	4.4	7.9	9.9	12.8	14.2	15.7	17.2	18.7
T2 / Ø6		9.9	11.1	17.0	20	22	5.2	8.7	9.8	11.0	12.1	3.8	4.6	5.4	9.7	12.1	15.6	17.3	19.1	21	23

ⁱⁱ⁾ Temp. de condensación en el punto de burbuja.

Factor de corrección

Refrigerante	Subenfriamiento [K]										
	2	4	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0.98	1	1.06	1.11	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.39	1.44
R134a	0.98	1	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54
R404A/R507	0.96	1	1.10	1.20	1.29	1.37	1.46	1.54	1.63	1.70	1.78
R407C	0.97	1	1.08	1.14	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45	1.51	1.57

Cuando el subenfriamiento ≠ 4 K entonces:
1. Valor de tabla × Factor = Capacidad de planta
2. Capacidad de planta : Factor = Valor de tabla
Ejemplo:
Refrigerante = R407C
Q _{nom} = 10 kW
t _e = 0°C
t _c = 55°C
Δt _{ub} = 25 K
Selección:
1. T2, Orificio 04 = 12.4 kW × 1.27 = 15.75 kW → Válvula muy grande
Selección correcta:
2. 10 kW / 1.27 = 7.9 kW → T2, Orificio 03

