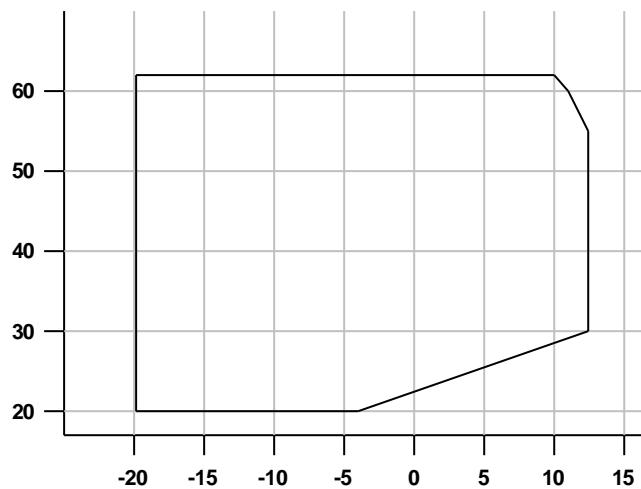


## ANEXOS

# ANEXOS

<b>ANEXO 1: Hojas de características de funcionamiento .....</b>	<b>II</b>
Hoja de datos del compresor .....	III
Hoja de datos del condensador .....	V
Hoja de datos del evaporador .....	VII
Hoja de datos del ventilador .....	IX
<b>ANEXO 2: Fundamento y desarrollo teórico.....</b>	<b>X</b>
1. CICLO DE REFRIGERACIÓN BÁSICO .....	XI
2. REFRIGERANTES FLUORADOS.....	XII
3. COMPONENTES DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN .....	XIV
3.1. Compresor.....	XIV
3.2. Intercambiadores de calor .....	XVI
3.3. Dispositivo de estrangulamiento o de expansión .....	XXI
3.4. Accesarios .....	XXVII
4. ACCESORIOS, SENSORES,CANALES DE AIRE Y TUBERÍAS .....	XXXI
4.1. Accesarios .....	XXXI
4.2. Sensores.....	XXXIII
4.3. Canales de aire .....	XXXVI
4.3. Tuberías.....	XXXVIII
<b>ANEXO 3: Cálculos .....</b>	<b>XXXIX</b>
Calculations for 475 m <sup>3</sup> /h.....	XL
Calculations for 250 m <sup>3</sup> /h.....	XLI
Calculations for the first supposition of the operation point .....	XLII
Calculations for the final operation point .....	XLIII
Calculation of the pressure drop inside the tubes: condenser.....	XLIV
Calculation of the pressure drop inside the tubes: evaporator .....	L
Calculation of the pressure drop in the air side of both heat exchangers.....	LIV
<b>ANEXO 4: Diagrama de tuberías e instrumentación .....</b>	<b>LVI</b>
<b>ANEXO 5: Lista de componentes.....</b>	<b>LIX</b>
<b>ANEXO 6: 2D del soporte del sistema y del conjunto final .....</b>	<b>LXIII</b>

## ANEXO 1: Hojas de características de funcionamiento



Minimale Verdampfungstemperatur bei:  
— 25°C Sauggastemperatur + Lüfter

Sauggasüberhitzung 10,0K

**Verdampfungstemperatur °C**

Flüssigkeitsunterkühlung 0,0K

Verfl °C	Kälteleistung, kW									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	
20	0,95	1,23	1,56	1,96						
30	0,79	1,04	1,34	1,70	2,13	2,62	2,84	3,19	3,50	
35	0,70	0,95	1,23	1,57	1,98	2,45	2,66	2,99	3,29	
40	0,62	0,85	1,12	1,44	1,82	2,27	2,47	2,79	3,08	
45	0,54	0,76	1,01	1,31	1,67	2,10	2,28	2,59	2,86	
50	0,46	0,66	0,90	1,18	1,52	1,92	2,09	2,38	2,64	
55	0,38	0,57	0,79	1,05	1,36	1,74	1,90	2,17	2,42	
60	0,30	0,47	0,68	0,92	1,21	1,55	1,71	1,96		
62	0,27	0,44	0,64	0,87	1,15	1,48	1,63	1,87		
	Leistungsaufnahme, kW									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	
20	0,39	0,41	0,42	0,43						
30	0,43	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54	0,54	0,53	0,52	
35	0,45	0,49	0,53	0,56	0,58	0,60	0,60	0,60	0,60	
40	0,46	0,51	0,55	0,59	0,63	0,65	0,66	0,66	0,66	
45	0,47	0,53	0,58	0,62	0,67	0,70	0,71	0,72	0,73	
50	0,48	0,54	0,60	0,65	0,70	0,74	0,76	0,78	0,79	
55	0,48	0,55	0,61	0,67	0,73	0,78	0,80	0,82	0,84	
60	0,48	0,55	0,62	0,69	0,75	0,81	0,83	0,87		
62	0,48	0,55	0,62	0,69	0,76	0,82	0,85	0,88		
	Stromaufnahme 400V, A									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	
20	0,77	0,80	0,82	0,82						
30	0,83	0,87	0,91	0,95	0,97	0,97	0,97	0,96	0,95	
35	0,85	0,91	0,96	1,00	1,03	1,05	1,06	1,06	1,05	
40	0,87	0,93	1,00	1,05	1,09	1,13	1,14	1,15	1,15	
45	0,88	0,96	1,03	1,09	1,15	1,20	1,21	1,23	1,24	
50	0,89	0,97	1,05	1,13	1,20	1,26	1,28	1,31	1,33	
55	0,90	0,99	1,07	1,16	1,24	1,31	1,34	1,38	1,40	
60	0,90	0,99	1,09	1,18	1,28	1,36	1,39	1,44		
62	0,90	0,99	1,09	1,19	1,29	1,38	1,41	1,46		
	Massestrom, g/s									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12,5	
20	5,70	7,20	9,00	11,10						
30	5,20	6,70	8,50	10,50	12,90	15,60	16,70	18,60	20,20	
35	4,90	6,40	8,10	10,20	12,50	15,20	16,40	18,20	19,90	
40	4,50	6,00	7,80	9,80	12,10	14,80	16,00	17,80	19,50	
45	4,20	5,70	7,40	9,40	11,70	14,40	15,50	17,40	19,00	
50	3,80	5,30	7,00	9,00	11,30	13,90	15,00	16,80	18,50	
55	3,30	4,80	6,50	8,50	10,80	13,30	14,50	16,30	17,90	
60	2,80	4,30	6,00	8,00	10,20	12,70	13,80	15,60		
62	2,60	4,10	5,80	7,70	9,90	12,50	13,60	15,40		

**DWM Copeland - Verdichter - DWM Copeland - S-Serie****MECHANISCHE UND PHYSIKALISCHE VERDICHTERDATEN**

Zylinderzahl	2
Hubvolumen , m3/h	3.97
Bohrung/Hub, mm	34.9/23.8
Länge/Breite, mm	365/235
Höhe, mm	280
Nettogewicht, kg	39
Bruttogewicht, kg	41
Saugleitungsanschluß, inch	1/2
Druckleitungsanschluß, inch	1/2
Ölmenge, l	0.65
Frequenzbereich, Hz	25 - 60
Montagelöcher (Durchm.) mm	208 x 162 (11.0)
Schalldruck @ 1 m, dBA	45
Hochdruck Ps, bar (ü)	28
Niederdruck Ps, bar (ü)	22.5

**ELEKTRISCHE VERDICHTERDATEN (380/420V - 3~ - 50Hz)**

Maximaler Betriebsstrom, A	1.8
Blockierter Rotorstrom, A	12.2
standard Schutzklasse	IP 54 (IEC 34)

**ZUBEHÖR (MITGELIEFERT)**

Montagefedern	4
---------------	---

**ZUBEHÖR WAHLWEISE**

Zusatzkühlung	1 oder 2-Wege-Wasserschlange
Zusatzkühlung	25W horizontaler Lüfter
Zusatzkühlung	7W vertikaler Lüfter
Kurbelgehäuseheizer	27W intern
Adaptersatz	Für Parallelbetrieb
Ölreguliersystem	ALCO Trax-Oil OM3
Frequenzumformer	Control Techniques SKB 3400110

**Motoroptionen**

Stromversorgung	Nenn- spannung	Motor-Code	Anschlussart	Anschluss	Direktstart	Inrechnungsfaktor	Ampere
380-420 V/3~/50H	400	EWL		Y		1,00	
220-240 V/3~/50H	230	EWL	Y/DELTA	DELTA		1,73	
220-240 V/3~/60H	230	EWK	Y/DELTA	DELTA		2,09	
380-420 V/3~/60H	380	EWK		Y		1,20	

An:  
**Fischer Kälte Klima**  
z.Hd. Herrn Plogt  
Chemnitz

Anfrage vom: 30.10.2014  
Ihre Ref.:  
Ihr Zeichen:



Tel.:  
Fax:

**Angebot-Nr.:** 110314-1538/mp  
Bearbeiter: M. Popp  
Datum: 03.11.2014  
Position: 1

Polar Kältetechnik  
GmbH  
W.-Siemens Str. 1a  
58730 Fröndenberg

Tel.: 02373-70025  
Fax: 02373-972006

e-mail / Internet:  
info@polarkaeltetechnik.de  
www.polarkaeltetechnik.de

**Handelsregister**  
AG Hamm HRB 3398

**USt-IdNr.**  
DE 239 792 892

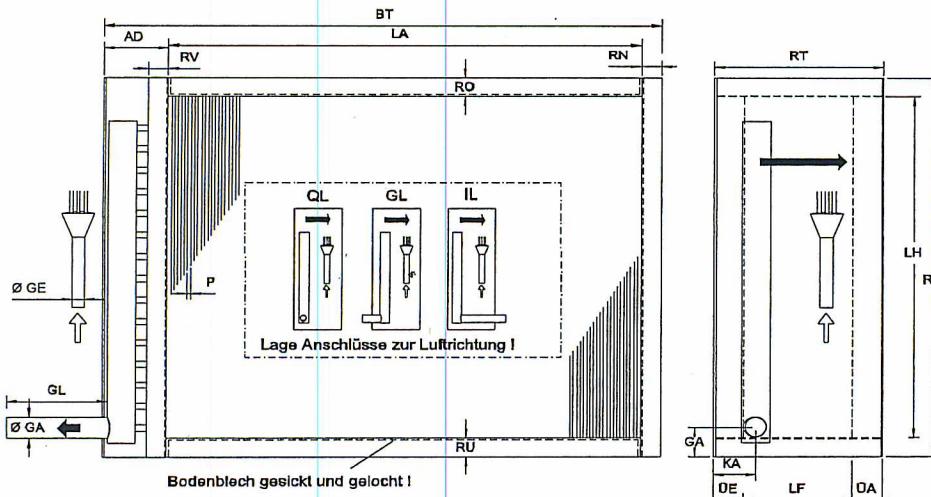
**Steuernummer**  
316 5762 0157

#### Geschäftsführer

Verflüssiger	LH-DX 3518-10 08T 08R 0300A 2,2P 02C/01K CuCF Alu Alu
Rohr:	Cu-Rohr 10x0,35mm cuprofin
Geometrie:	versetzt
Lamellen:	Aluminium
Rahmen:	Aluminium 1,5mm
Stränge:	2 Stk.
Verteiler:	
Eingang:	Cu 15x1,0mm
Ausgang:	Cu 15x1,0mm
Anschlüsse:	einseitig
Luftrichtung:	horiz. von links nach rechts
Kategorie DGRL:	SEP (Fluid Gruppe 2)
Sonstiges:	
<b>Oberfläche:</b>	<b>unbehandelt</b>

Einbaulage: **LR** Anschlüsse: **QL**

#### Maße [mm]



Fläche:	9,8 m <sup>2</sup>	Medium:	Rxxx	Cu-Gew.:	3,0 kg
Volumen:	2,1 ltr.	Druck PS:	25,0 bar	Index:	5,08
Gewicht:	7,5 kg	Temp. TS:	100 °C		2,59/2,64/3,03/3,42

**Polar Kältetechnik GmbH**

Auslegungsdaten zu Angebot Nr.: 110314-1538/mp - Pos.:1



LH-DX 3518-10 08T 08R 0300A 2,2P 02C/01K CuCF Alu Alu

Leistung	kW	<b>5,072</b>
Vorhandene Fläche	m <sup>2</sup>	9,946
Flächenreserve	%	14,589

**Feuchte Luft**

Höhe über Meer		m	0,000
Druck		hPa	1013,250
Volumenstrom feucht		m <sup>3</sup> /h	750,000
Temp.		°C	20,000
Rel. Feuchte		%	40,000
Temp.	ein	°C	20,000
Rel. Feuchte	ein	%	50,000
Abs. Feuchte	ein	g/kg	7,247
Temp.	aus	°C	40,000
Rel. Feuchte	aus	%	15,880
Abs. Feuchte	aus	g/kg	7,247
Druckverlust		Pa	85,356

**R134a (C2H2F4) 11,599 bar**

Heissgas		°C	75,000
Kondensation		°C	45,000
Unterkühlung		°C	44,000
Massenstrom		kg/h	95,083
Druckverlust ( 0,129 bar )		K	0,429

Polar Kältetechnik  
GmbH  
W.-Siemens Str. 1a  
58730 Fröndenberg

Tel.: 02373-70025  
Fax: 02373-972006

e-mail / Internet:  
[info@polarkaeltetechnik.de](mailto:info@polarkaeltetechnik.de)  
[www.polarkaeltetechnik.de](http://www.polarkaeltetechnik.de)

**Handelsregister**  
AG Hamm HRB 3398

**USt.-IdNr.**  
DE 239 792 892

**Steuernummer**  
316 5762 0157

**Geschäftsführer**  
Martin Popp  
Frank Popp

An:  
**Fischer Kälte Klima**  
z.Hd. Herrn Plogt  
Chemnitz

Tel.:  
Fax:

Anfrage vom: 30.10.2014  
Ihre Ref.:  
Ihr Zeichen:

Angebot-Nr.: 110314-1536/mp  
Bearbeiter: M. Popp  
Datum: 03.11.2014  
Position: 2



Polar Kältetechnik  
GmbH  
W.-Siemens Str. 1a  
58730 Fröndenberg

Tel.: 02373-70025  
Fax: 02373-972006

e-mail / Internet:  
info@polarkaeltetechnik.de  
www.polarkaeltetechnik.de

**Handelsregister**  
AG Hamm HRB 3398

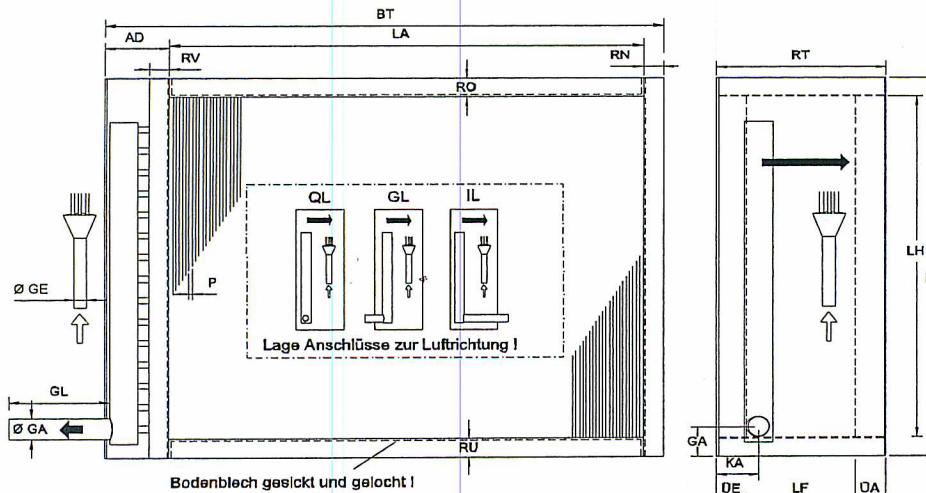
**USt.-IdNr.**  
DE 239 792 892

**Steuernummer**  
316 5762 0157

#### Geschäftsführer

Verdampfer	LK-DX 3518-10 08T 06R 0300A 3,0P 02C/01K CuCF Alu Alu	Rohr:	Cu-Rohr 10x0,35mm cuprofin	Rohrlagen:	8
Geometrie:	versetzt			Rohrröhren:	6
Lamellen:	Aluminium			Lamellenabst.:	3,0 mm
Rahmen:	Aluminium 1,5mm			Einbauart:	Gehäuseeinbau
Stränge:	2 Stk.			Abdeckblech:	ohne
Verteiler:	Typ Venturi 51000400			Kreisläufe:	1 Stk
Eingang:	Cu 12x0,8mm			Stutzen (Ein):	
Ausgang:	Cu 15x1,0mm			Stutzen (Aus):	
Ansschlüsse:	einseitig			Oberfläche:	unbehandelt
Luftrichtung:	horiz. von links nach rechts				
Kategorie DGRL:	SEP (Fluid Gruppe 2)				
Sonstiges:					

Einbaulage:	LR	Anschlüsse:	QL	Maße [mm]
				RH 350
				LH 280
				LF 105
				RT 135
				LA 300
				BT 408
				RO 35
				RU 35
				RV 30
				RN 30
				ÜE 15
				ÜA 15
				KE 0
				GE 0
				KA 24
				GA 44
				GL 100
				AD 78
				P 3,0
				Ø GE 12x0,8mm
				Ø GA 15x1,0mm



Fläche:	5,5 m <sup>2</sup>	Medium:	Rxx	Cu-Gew.:	2,2 kg
Volumen:	1,5 ltr.	Druck PS:	25,0 bar	Index.:	5,08
Gewicht:	5,2 kg	Temp. TS:	100 °C		2,25/2,30/2,63/2,97

## Polar Kältetechnik GmbH

Auslegungsdaten zu Angebot Nr.: 110314-1536/mp - Pos.:2



LK-DX 3518-10 08T 06R 0300A 3,0P 02C/01K CuCF Alu Alu

Leistung total	kW	<b>3,046</b>
Leistung sensibel	kW	2,474
Leistung latent	kW	0,572
Leistung frost	kW	0,000
Vorhandene Fläche	m <sup>2</sup>	5,596
Flächenreserve	%	5,406

### Feuchte Luft (Definition: 750,00m<sup>3</sup>/h / 20,00°C / 50,00%)

Höhe über Meer	m	0,000
Druck	hPa	1013,250
Temp.	°C	20,000
Rel. Feuchte	%	50,000
Volumenstrom feucht	m <sup>3</sup> /h	750,000
Geschwindigkeit	m/s	2,480
Temp.	°C	10,200
Rel. Feuchte	%	82,121
Volumenstrom feucht	m <sup>3</sup> /h	723,881
Geschwindigkeit	m/s	2,394
Kondensatmenge	kg/h	0,812
Druckverlust (tro. 48 Pa)	Pa	50,919

### R134a (C2H2F4) 3,146 bar

Unterkühlung	°C	44,000
Verdampfung	°C	2,000
Überhitzung	°C	10,000
Massenstrom	kg/h	76,211
Druckverlust 0,325 bar )	K	2,899
Druckverlust Kapillaren	bar	1,514

Polar Kältetechnik  
GmbH  
W.-Siemens Str. 1a  
58730 Fröndenberg  
  
Tel.: 02373-70025  
Fax: 02373-972006

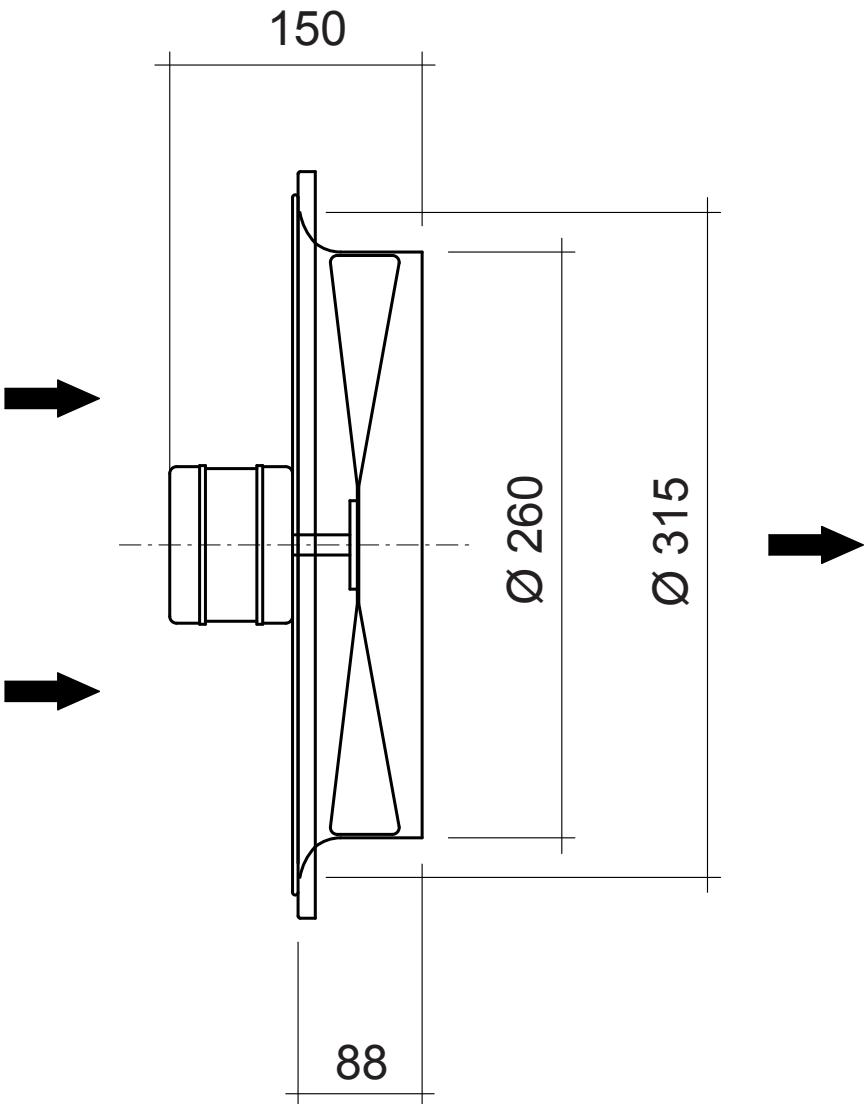
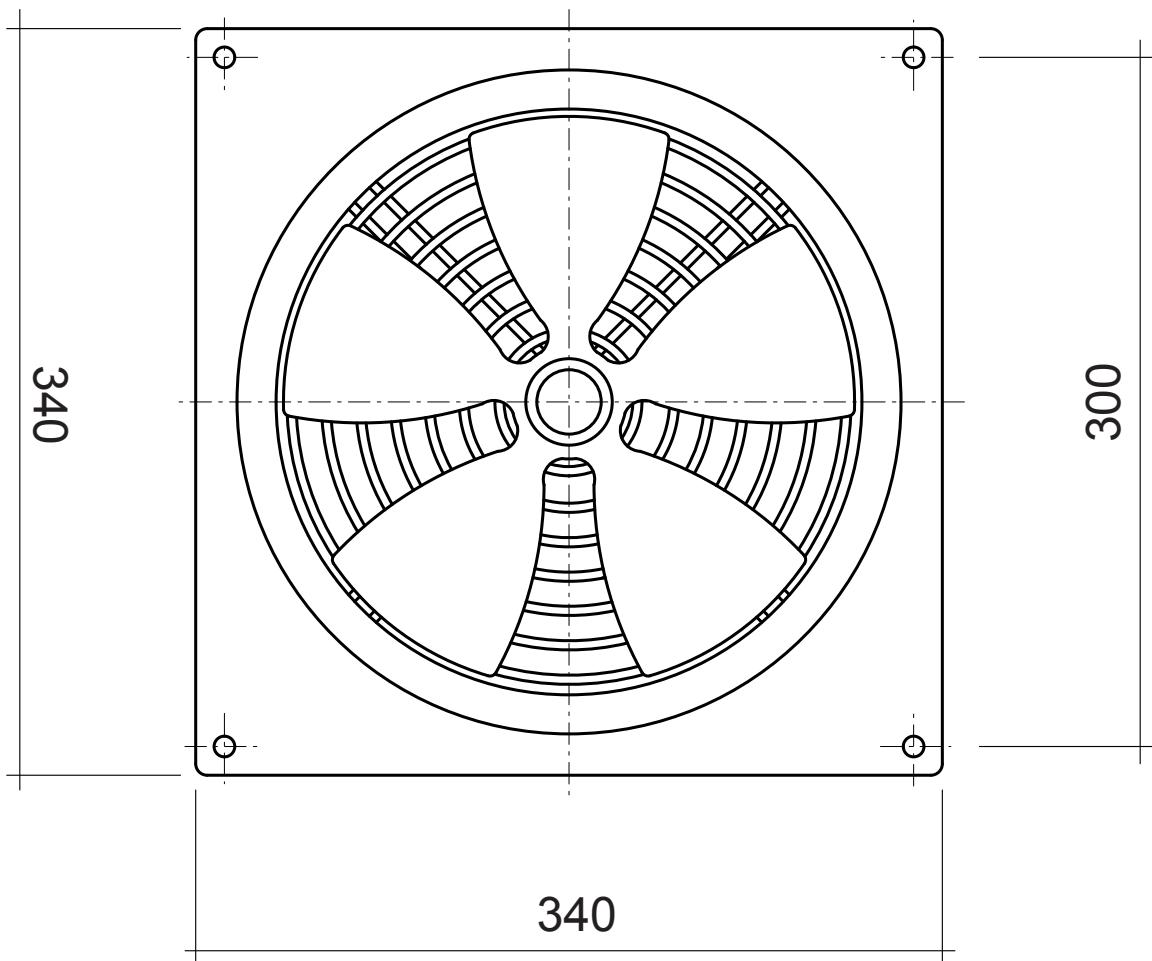
e-mail / Internet:  
[info@polarkaeltetechnik.de](mailto:info@polarkaeltetechnik.de)  
[www.polarkaeltetechnik.de](http://www.polarkaeltetechnik.de)

**Handelsregister**  
AG Hamm HRB 3398

**USt.-IdNr.**  
DE 239 792 892

**Steuernummer**  
316 5762 0157

**Geschäftsführer**  
Martin Popp  
Frank Popp



Außenwand-Ventilator BASIC 250  
Material: Metall verzinkt

N40863  
Stand 05.03.2013

**Özpolat**

**Air-Circle® Air-Tec® WALLAIR®**

Die Zeichnung darf nur in Zusammenhang mit dem Produkt verwendet werden.  
Alle Rechte bei Dipl. Ing. Özpolat Kunststofferzeugnisse GmbH

## ANEXO 2: Fundamento y desarrollo teórico

## 1. CICLO DE REFRIGERACIÓN BÁSICO

En la figura 1 se analiza un ciclo de refrigeración básico con la ayuda de su diagrama de presión-entalpía. La curva de saturación define los límites entre 3 regiones: líquido puro, mezcla de vapor y líquido y vapor puro. Antes de la curva de saturación del fluido en la región de líquido es líquido subenfriado y más allá de la curva de saturación del vapor es vapor sobrecalegado. Por encima del punto crítico, situado en la parte superior de la curva de saturación, se considera que el vapor no puede ser condensado, así que no tiene sentido hacer distinciones [2].

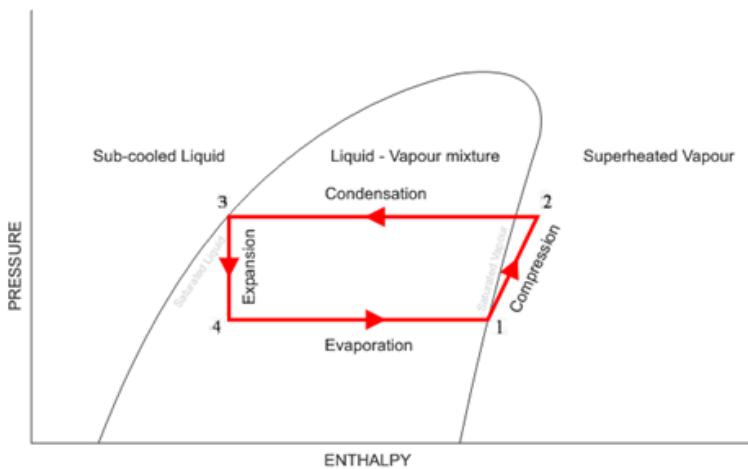


Figura 1: P-h diagrama de ciclo ideal básico

El refrigerante entra en el compresor en estado de vapor y allí se comprime hasta una presión más alta. La energía empleada en el procedimiento se convierte en un incremento de entalpía que resulta a su vez en un aumento tanto de la temperatura. Este proceso se llama "compresión adiabática", porque la energía de la compresión produce un aumento de la entalpía del refrigerante en su estado de vapor sin intercambio de calor [2]. Después de la compresión isoentrópica ( $1 \rightarrow 2$ ), la temperatura a la salida del compresor se encuentra en la parte de "vapor sobrecalegado" del diagrama. A continuación, el refrigerante es conducido al condensador donde, como consecuencia del contacto con el segundo fluido que se encuentra a una temperatura inferior, desprende calor alcanzando así la temperatura de condensación. La condensación se produce a una presión y temperatura constantes ( $2 \rightarrow 3$ ).

El refrigerante en estado líquido circula a través de una válvula de expansión en la que sufre una reducción significativa de la presión, lo que se refleja como una línea vertical en el diagrama P-h ( $3 \rightarrow 4$ ). Durante este proceso de entalpía constante ni se absorbe ni se emite calor [2]. La disminución de presión y la consecuente caída de temperatura a veces suponen también la directa evaporación de parte del líquido, como consecuencia de estos dos aspectos el volumen del fluido aumenta, produciéndose la expansión. Una vez en el evaporador el segundo fluido (en este caso aire), que se encuentra a mayor temperatura que el refrigerante, provoca la evaporación ( $4 \rightarrow 1$ ) de la parte aún líquida de la mezcla de refrigerante que circula por el intercambiador de calor, a través de la transferencia de calor. Por lo tanto, el aire que sale del evaporador está más frío lo que a su vez disminuye la temperatura del espacio cerrado en el que se encuentra, produciéndose así el efecto de la refrigeración.

## 2. REFRIGERANTES FLUORADOS

Los refrigerantes hidrofluorocarbonados (HFCs) son la tercera generación de refrigerantes fluorados, contienen átomos de hidrógeno, flúor y carbono. Los HFCs no contienen átomos de cloro de manera que no destruyen la capa protectora de la tierra, aunque tienen un alto potencial para contribuir al calentamiento global. Estos productos fueron concebidos como una solución más respetuosa con el medio ambiente que los CFCs y los HCFCs. Estos productos tienen ODP 0 (potencial de agotamiento del ozono), aunque tienen un alto GWP (potencial para el calentamiento global) [6].

En la década de 1970, los científicos descubrieron el peligroso impacto que los clorofluorocarbonos (CFCs) tienen en la atmósfera. Los CFCs se utilizaban como entre otros usos como refrigerantes y disolventes. Se averiguó que destruyen la capa de ozono, permitiendo que la peligrosa radiación UV-B alcance directamente la superficie terrestre causando daños genéticos en las células de las personas, las plantas y animales. Por ello, en 1987, se creó un tratado internacional en Montreal, Canadá [7], para evitar una mayor destrucción de la capa de ozono y comenzar la eliminación gradual del uso de CFCs y otras sustancias destructoras del ozono, como los hidroclorofluorocarbonos (HCFCs).

En el sector de la refrigeración, dos tecnologías respetuosas con la capa de ozono están disponibles: los HFCs, considerados dañinos para el calentamiento global, y los refrigerantes naturales respetuosos con el medio ambiente. Hoy en día se piensa que la utilización de HFCs es contraria a los beneficios buscados para el medio ambiente con el Protocolo de Montreal. Por esta razón, algunas iniciativas han apostado por el futuro de los refrigerantes naturales, apoyándose en lo expuesto en la tabla 1 [7].

	ODP (Contribución al agotamiento de la capa de ozono)	GWP (Contribución efecto invernadero)
CFC	Alto	Muy Alto
HCFC	Muy bajo	Muy Alto
HFC	Cero	Alto
HC	Cero	Despreciable
CO <sub>2</sub>	Cero	Despreciable
Helio	Cero	Cero

*Tabla 1: Relación de ODP y GWP para diferentes refrigerantes [7]*

En el desarrollo de esta tesis se utilizará un refrigerante del grupo de los refrigerantes fluorados, el R134a. En general, los refrigerantes se nombran precedidos por una "R" seguida de un número, aunque también pueden tener un nombre basado en el prefijo del grupo al que pertenecen, en el caso de refrigerantes fluorados, HFC. El número que se encuentra a continuación es un código que explica el número de átomos de carbono hidrógeno y flúor que el refrigerante contiene. En el caso de que este número se acompañe de una letra se estará indicando a qué isómero nos referimos [1].

Los refrigerantes fluorados tienen las siguientes características: son inodoros y no irritantes, no venenosos, excepto en presencia de fuego en cuyo caso el vapor desprendido

puede contener ácido fluorhídrico y fosgeno, sustancias muy venenosas. Además son no inflamables, no explosivos y no corrosivos [4].

El R134a es uno de los refrigerantes fluorados más comunes. Es una sustancia del grupo del etano,  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ , que tiene un punto de ebullición a presión atmosférica de -26,1 ° C [4]. Sus propiedades lo hacen adecuado como refrigerante para aplicaciones tales como frigoríficos domésticos, por esta razón es el elegido para este ciclo.

### 3. COMPONENTES DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN

En principio, son dos las presiones involucradas en la operación de un sistema de refrigeración, la presión de evaporación y la presión de condensación. Por ello, el sistema se divide en el lado de alta presión y de baja presión, como se ha mostrado previamente en la figura 1.

Con el objetivo de crear un ciclo de refrigeración óptimo, es importante lograr un ratio de transferencia de calor eficiente. Con este propósito, en la búsqueda de materiales con una alta conductividad térmica, el cobre y el aluminio son los más utilizados. Otra forma de favorecer la transferencia de calor es aumentar el área de la superficie de contacto en la que se produce la transferencia de calor, usando, por ejemplo, aletas en los intercambiadores de calor.

Para optimizar el ciclo es necesario analizar en profundidad los elementos de los que consta. Hay 4 componentes principales en un sistema de refrigeración, cualquier componente más allá de estos básicos 4 se denomina accesorio [3].

#### 3.1. Compresor

La función de un compresor consiste en aumentar la presión del vapor que sale del evaporador a la presión hasta la presión de funcionamiento del condensador [2]. El proceso de compresión aumenta la entalpía del refrigerante [2]. Debido a ello, el vapor sale del compresor a una presión superior y la energía extra causa un aumento de la temperatura. Puede describirse como una bomba de compresión de vapor que comprime un gas sobrecalentado a baja presión convirtiéndolo en gas sobrecalentado a alta presión. Si el gas de aspiración no ha sido sobrecalentado puede contener burbujas de líquido que dañan el compresor.

Los compresores pueden ser clasificados en dos tipos, compresores de desplazamiento positivo y compresores dinámicos, como se muestra en la figura 2. El primer tipo funciona comprimiendo volúmenes discretos de vapor, causando un aumento de presión mediante la reducción física del volumen. Por otro lado, los compresores dinámicos aumentan la velocidad del gas entrante creando el aumento de presión deseado [2]. De entre todos ellos, los compresores scroll y los de pistón son los dos más frecuentes en los sistemas de aire acondicionado doméstico.

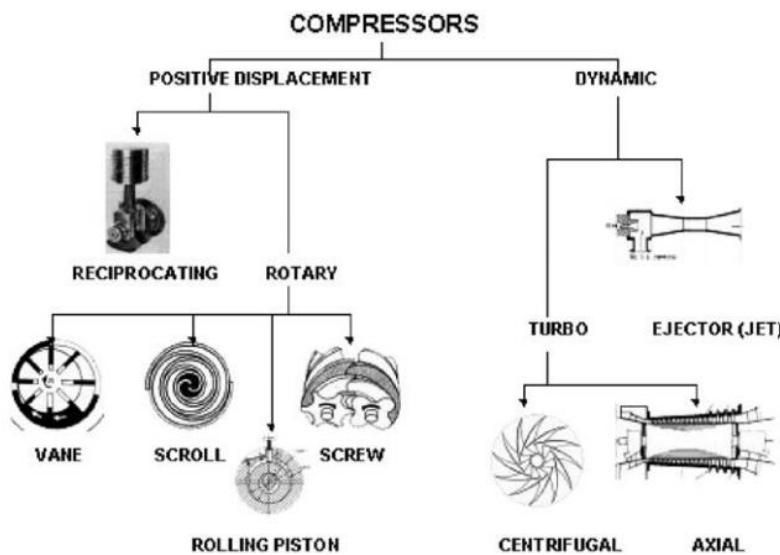


Figura 2: Tabla de tipos de compresores [2]

El más ampliamente conocido es el compresor de pistón. Sin embargo, otros tipos están bien considerados, por ejemplo, el compresor scroll centrífugo o el compresor de tornillo. La buena reputación del compresor de pistón se debe a su gran gama de capacidades y aplicaciones. Desde pequeños modelos de un solo cilindro utilizados para refrigeradores de uso doméstico hasta modelos de 12 cilindros para el sector industrial [2].

Se puede observar en la figura 3 que un compresor alternativo o de pistón funciona gracias a sus pistones interiores los cuales se mueven arriba y abajo en un ciclo de dos tiempos [2]. En el descenso el refrigerante en estado de vapor se introduce en el cilindro, mientras que en el ascenso se comprime. Se componen de válvulas, válvula de aspiración y válvula de descarga [2], que evitan que el vapor retorne al lugar del que ha salido. Se abren y cierran en respuesta a la presión que el refrigerante ejerce sobre ellos por acción del pistón. El gas comprimido se devuelve al ciclo en la línea de descarga.

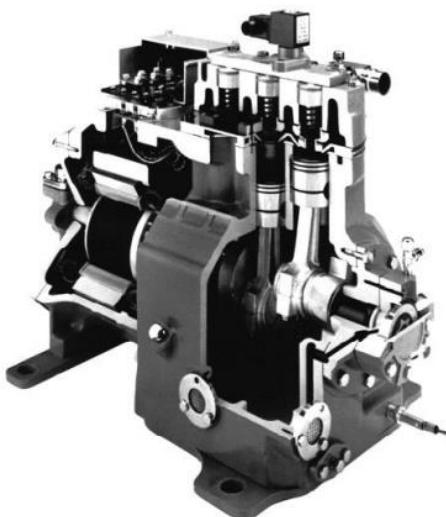


Figura 3: Compresor alternativo de pistón [18]

En algunos casos, el compresor y su motor se construyen como un conjunto en una unidad hermética, que se utiliza a menudo en aplicaciones de pequeño tamaño. En las de tamaño mediano y grande el más comúnmente empleado es el compresor semi-hermético, ya sea de pistón o scroll. Sin embargo, en los diseños en los que el motor forma una unidad hermética o semi-hermética con el compresor no se pueden utilizar en ciclos cuyo refrigerante sea amoníaco ya que éste ataca los devanados del motor. Por eso, los compresores de gran tamaño y todos los compresores que utilizan amoníaco como refrigerante se conciben como compresores "abiertos", con el motor fuera del cárter [4].

Los compresores herméticos y semi-herméticos se caracterizan por estar impulsado por un motor que está integrado en su estructura. La principal diferencia entre el compresor hermético y semi-hermético es que el primero está compuesto por una carcasa de una sola pieza que no es accesible para la reparación o mantenimiento [2]. Esto significa que si el compresor hermético sufre una avería tiene que ser reemplazado por una nueva unidad completa. Sin embargo, el compresor semi-hermético se compone de una carcasa de metal cuyas cubiertas que se pueden abrir fácilmente de modo que los componentes del motor u otros pueden ser reemplazados cuando sea necesario. Estos compresores se utilizan en ciclos de pequeña y mediana capacidad y sus motores pueden alcanzar hasta alrededor de 300 KW [1].

La ventaja más destacada de compresores herméticos y semi-herméticos radica en el hecho de que el gas no puede escapar del sistema [1], aspecto que en el caso de compresores abiertos es más difícil de controlar ya que dependen juntas de material sintético o natural que son responsables de mantener la presión interna [2]. Además, estas juntas suelen exigir un lubricante como, por ejemplo, aceite para preservar sus propiedades de sellado.

Hay que tener en cuenta que en un circuito cerrado siempre hay una condición de diseño que prevalece. Por lo tanto, en el momento en que el compresor aspire el vapor de la línea de succión más rápido de lo que este vapor puede ser producido por el evaporador podría causarse una caída de presión con la consiguiente caída de temperatura en el evaporador. De la misma manera, si el refrigerante se evapora más rápido de lo que es absorbido por el compresor, la presión y con ello la temperatura en el evaporador subirán [8]. Por esta razón, las válvulas de expansión se utilizan para controlar el flujo de refrigerante y garantizar el correcto funcionamiento del sistema.

### 3.2. Intercambiadores de calor

Hay muchos tipos diferentes de intercambiadores de calor que pueden clasificarse siguiendo diferentes criterios. La distinción se puede hacer, por ejemplo, en base a la dirección relativa del flujo de los dos fluidos que atraviesan el intercambiador de calor. Siguiendo este criterio podemos identificar: flujo paralelo, flujo cruzado o contraflujo, representados en la figura 4.

En los intercambiadores de calor de flujo paralelo, el refrigerante y el segundo fluido tienen un flujo que coincide en dirección y sentido, por consiguiente, ambos entran y salen del intercambiador por el mismo lado. En el caso de intercambiadores de calor de flujo cruzado, los dos fluidos discurren perpendiculares el uno a otro. Si el intercambiador de calor es de contraflujo, los flujos coinciden dirección teniendo sentidos opuestos [9]. De acuerdo con esta clasificación, el método de contraflujo tiende a ser el más eficaz.

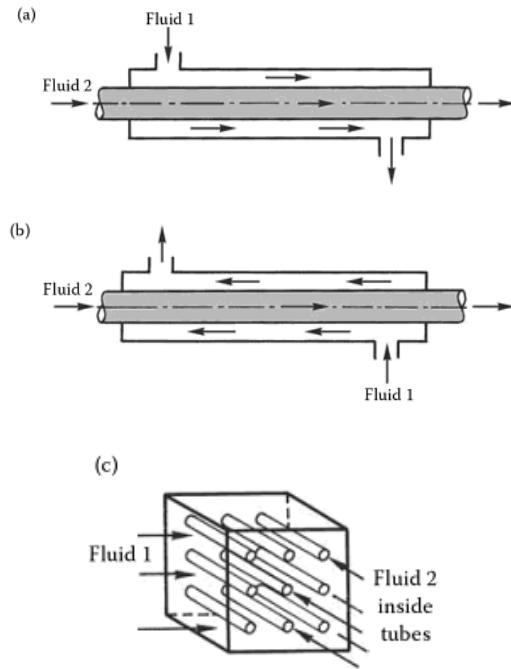


Figura 4: Intercambiador de calor de flujo paralelo(a), contraflujo(b) y flujo cruzado(c) [9]

La clasificación anterior de los intercambiadores depende del tipo de flujo que circula en su interior mientras que también es posible clasificarlos de acuerdo a su composición geométrica. Dependiendo de este aspecto, los intercambiadores de calor pueden ser divididos en tubulares, de placas e intercambiadores de calor con superficie aleteada [9]. Al mismo tiempo estas tres clases de intercambiadores de calor tienen subdivisiones como se muestra en la figura 5.

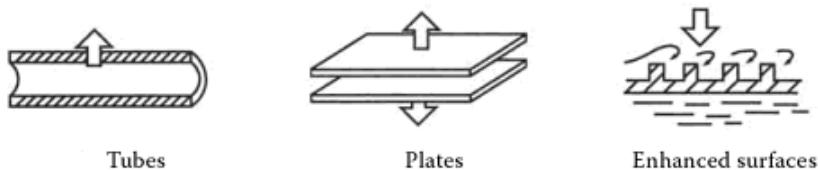
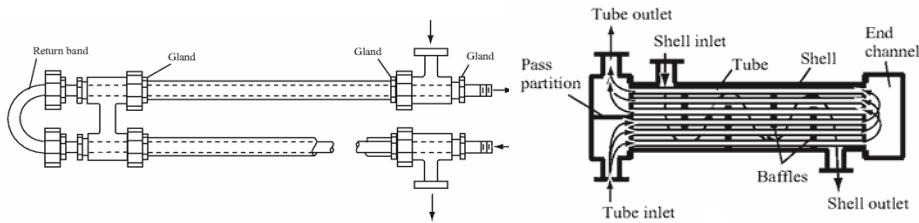


Figura 5: Clasificación de los intercambiadores de calor por geometría [9]

Intercambiadores de calor tubulares están construidos de tubos circulares, con la condición de que de los dos fluidos de trabajo se encuentran uno en el interior y el otro en el exterior del tubo. A su vez los intercambiadores tubulares pueden subdividirse en intercambiadores de tubos concéntricos, de carcasa y tubos y de tubo en espiral [9].

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos se consideran los más simples, como puede verse en la figura 6. Se utilizan principalmente en pequeñas aplicaciones donde uno de los dos fluidos está a una presión muy alta [10]. Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos están constituidos por una carcasa (un recipiente a presión) con un haz de tubos en su interior, como se muestra en figura 7. Se consideran los intercambiadores de calor más versátiles [10] y son ampliamente utilizados en procesos químicos y aplicaciones industriales de alta presión [9]. Los intercambiadores de calor de tubo en espiral, que

consisten en bobinas enrolladas alojadas en una carcasa, destacan porque sus tubos tienen un coeficiente de transferencia de calor superior a tubos rectos [9] lo que los hace adecuados para aplicaciones en las que los requerimientos exceden la capacidad de la mayoría de los otros tipos de intercambiadores de calor. Son comúnmente utilizados en sistemas de refrigeración.



Figuras 6,7: Intercambiadores de calor de tubos concéntricos y de carcasa y tubos [10]

Los intercambiadores de calor de placas normalmente están constituidos por placas de metal delgadas que forman canales por los que discurren los fluidos como se muestra, en sus diferentes variaciones, en la Figura 8. Las placas pueden ser lisas o con aletas corrugadas. Debido a su gran área superficial, a menudo son más eficaces y ligeros que los intercambiadores de carcasa y tubos. Se utilizan normalmente en la industria alimentaria y en otra gran variedad de aplicaciones de refrigeración [10]. Sin embargo, los intercambiadores de placas con juntas no son capaces de trabajar con altas presiones y temperaturas debido a las juntas, que limitan sus puntos de funcionamiento (hasta 3 MPa y 260 °C) [9]. Para superar estas restricciones, pueden ser sustituidos por intercambiadores de calor de placas soldadas.

También se pueden encontrar intercambiadores de calor de placas en espiral, compuestos de placas paralelas enrolladas en forma de espiral. Los bordes de una la placa se sueldan a las placas adyacentes para crear canales. Este tipo de intercambiadores son considerablemente caros y tienen limitaciones con respecto a sus puntos máximos de operación (hasta 15 bares y 500 °C). Sin embargo, son muy compactos y resultan eficaces en caso de fluidos viscosos o con partículas sólidas en suspensión [9]. Los intercambiadores de calor de láminas se consideran una modificación del intercambiador de calor de carcasa y tubo, formado por varios tubos planos o canales rectangulares situados en paralelo distribuidos longitudinalmente en una carcasa. Son útiles en aplicaciones de hasta 35 bares y desde 200 °C hasta 500 °C, dependiendo del tipo de juntas de unión que posean.

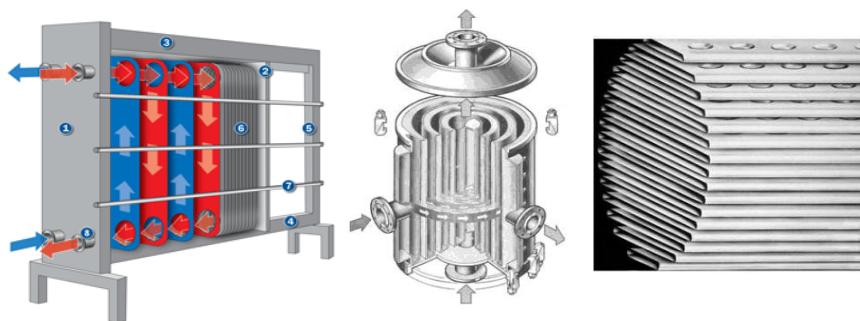


Figura 8: Intercambiadores de placas, placas en espiral y en láminas [9]

Los intercambiadores con una superficie de contacto mejorada o aumentada (Figura 9) se utilizan para lograr un incremento en el área de transferencia de calor normalmente mediante la inclusión de aletas en la superficie inicial de intercambio de calor [9]. Los intercambiadores con tubos aleteados se utilizan sobre todo para la conversión de gas a líquido, mientras que los intercambiadores de calor de placas aleteadas son utilizados principalmente para aplicaciones de gas a gas [10]. Dentro de los primeros, se pueden distinguir dos tipos; los intercambiadores de calor de tubo con aletas circulares son rígidos y más adecuados en aplicaciones de gran tamaño como por ejemplo el aire acondicionado y refrigeración en industrias, los intercambiadores tubulares con aletas planas son utilizados principalmente en radiadores de automóviles. Intercambiadores de placas aleteadas se consideran los intercambiadores de calor más compactos [10], un aspecto muy importante que explica su utilización en una amplia gama de aplicaciones tales como plantas de energía eléctrica, la industria criogénica, sistemas de recuperación de energía o sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Están diseñados generalmente para presiones moderadas (700 kPa) y temperaturas de hasta 840 °C [10].

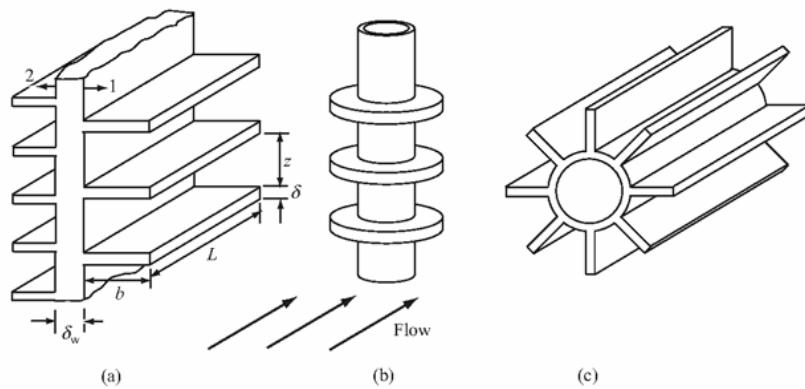


Figura 9: Intercambiador de placas aleteadas (A), tubular de aletas circulares (b) y tubular con aletas planas (c) [10]

### 3.2.1. El condensador

El condensador es un intercambiador de calor que absorbe calor del gas comprimido y hace que se condense pasando a estado líquido. El refrigerante emite el calor el cual es transferido al segundo fluido que se encuentra a una temperatura más baja. La cantidad de calor disipado en el condensador es igual al calor absorbido por el refrigerante en el evaporador más la energía de la compresión [3].

El segundo fluido o medio al cual el calor puede ser transmitido comprende una gran variedad tal como aire o agua. En relación al segundo fluido del ciclo, se pueden diferenciar los condensadores en los que el refrigerante y el segundo fluido están en contacto directo y aquellos en los que están separados por una superficie sólida [9]. En cuanto a estos últimos, existen tres subtipos: refrigerados por aire, de carcasa y tubos y condensadores de placas. Los más utilizados en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado es el condensador refrigerado por aire o el de carcasa y tubos [9].

Cuando no hay posibilidad de usar el agua para el proceso de condensación, como en este caso, porque no puede garantizarse el suministro de agua en un ciclo transportable, el uso de un condensador enfriado por aire es adecuado. Como el aire posee malas propiedades de transferencia de calor en comparación con el agua, por ejemplo, se necesita una mayor

superficie en el exterior de los tubos del condensador. Esto se consigue utilizando grandes aletas y, además, asegurando generosa circulación de aire con la ayuda de un ventilador, como se muestra en la figura 10.

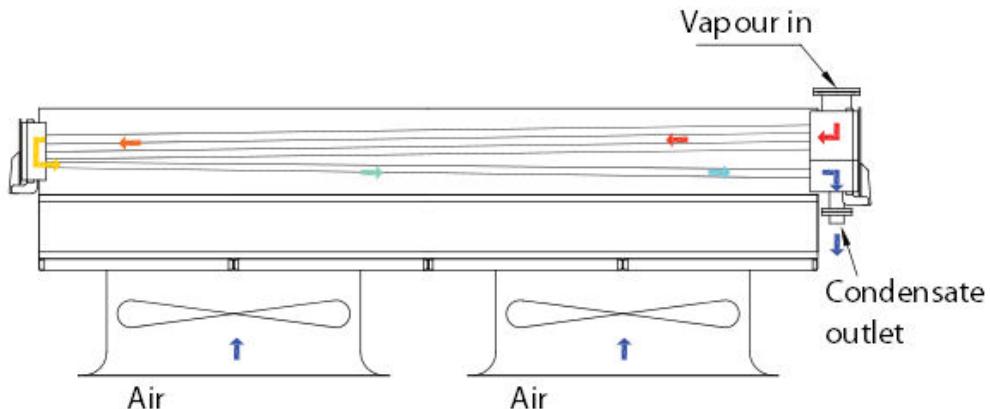


Figura 10: Condensador enfriado por aire [10]

La evolución de transferencia de calor en un condensador refrigerado por aire consiste en la eliminación del sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento [9]. Una vez que el refrigerante se condensa, llega a la línea de líquido y entonces debe ser empujado a través de ella para llegar hasta el evaporador que se encuentra a baja presión, ello se logra con una válvula de expansión o con una válvula de estrangulamiento. Para asegurarse de que todo el refrigerante se conserva en estado líquido, evitando la formación de burbujas que pueden dañar la válvula, el líquido es subenfriado a la salida del condensador [1].

### 3.2.2. El evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor que convierte el refrigerante que entra en estado líquido en vapor mediante la absorción de calor del fluido o medio que le rodea lo que produce el efecto de refrigeración del proceso. El refrigerante es capaz de asimilar una gran cantidad de calor debido a que su presión se ha reducido previamente y dentro del evaporador las áreas de superficie de intercambio se han diseñado para favorecer el cambio de estado de líquido a vapor. Al salir del evaporador entra en la línea de aspiración para llegar al compresor. Igual que en el caso de los condensadores, los más utilizados en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado en la industria son el evaporador refrigerado por aire o el de carcasa y tubos [9].

Es también el utilizado en el desarrollo de este proyecto, en el, como se refleja en la figura 11, el refrigerante pasa a través de los tubos absorbiendo calor del exterior donde se encuentra el flujo de aire. Este flujo de aire puede ser forzado por un ventilador o proporcionado por convección natural [9]. La circulación natural del aire como medio a través del cual llevar a cabo la transferencia de calor ha sido cada vez menos utilizado porque el aire no tiene una gran conductividad térmica por lo que resulta en un pobre intercambio de calor con los tubos que contienen el refrigerante. Por esta razón, se prefiere la circulación forzada. El aumento de la velocidad del flujo de aire produce una transferencia más rápida de calor con el exterior de los tubos, de esta manera la superficie del evaporador puede ser más pequeña que en un intercambiador que utiliza la convección natural del aire.

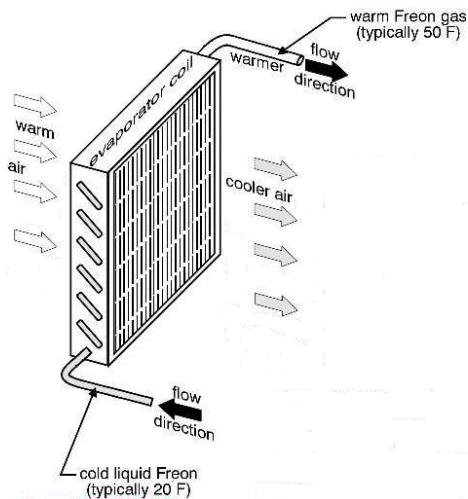


Figura 11: Evaporador enfriado por aire [9]

Otra manera de mejorar el intercambio de calor en los evaporadores es incluir aletas de aluminio unidas a los tubos. Esta acción unida a la utilización de un ventilador maximizaría la eficiencia del proceso.

### 3.3. Dispositivo de estrangulamiento o de expansión

Un dispositivo de estrangulamiento realiza la función de reducir la presión del refrigerante condensado (alta presión) a la presión de evaporación (baja presión) [1]. Este propósito se consigue al conducir el refrigerante a través de su pequeño orificio de entrada, provocando una caída de presión significativa. De esta manera, el punto de ebullición del refrigerante cae y se evapora. La operación de estrangulamiento también ayuda a regular el flujo hacia el evaporador de manera que permite controlar la carga de refrigerante en el sistema.

Cuando el refrigerante a alta presión pasa a través del orificio y su presión cambia, parte del refrigerante puede convertirse en vapor, fenómeno que se denomina flash-gas. Este evento en la salida del dispositivo se considera una pérdida de la capacidad del sistema. Un sistema sin subenfriamiento tiene más flash-gas y por lo tanto menos capacidad [1], ya que esto supone que menos líquido está disponible para evaporarse, por lo que es deseable mantener el efecto flash-gas al mínimo.

Es posible controlar el flujo de refrigerante mediante el uso de un dispositivo de expansión, en particular un TXV o EXV. Estas válvulas de expansión gestionan el flujo de refrigerante para que puedan asegurar que llegue al evaporador coincida la cantidad de refrigerante necesaria. Su funcionamiento está condicionado por la temperatura del vapor sobrecalentado en la salida del evaporador, la cual detectan través de un sensor [1].

Para llevar a cabo la misión de estrangulamiento o expansión hay varios tipos de dispositivos que son adecuados para causar la reducción de presión.

#### 3.3.1. Tubo capilar

El dispositivo de estrangulación más simple es un dispositivo no regulado que reduce la cantidad de flujo, el tubo capilar [1, 2]. Es un tubo de cobre (Figura 12) con un diámetro interno significativamente reducido. Aunque es muy largo, también está enrollado en varios devanados por lo que puede ocupar menos espacio. Se utiliza por su función de

estrangulamiento en pequeños sistemas de refrigeración de tipo hermético [1] tales como refrigeradores domésticos, congeladores, enfriadores de agua o sistemas de aire acondicionado. En tales aplicaciones su diámetro tiende a variar de 0.4-3mm y la longitud de 1,5-5 m [1].



Figura 12: Tubo capilar [15]

Sólo se utiliza en los equipos más pequeños y más simples, debido al hecho de que durante su operación mantiene una presión de evaporación constante ignorando posibles condiciones de flujo cambiantes en respuesta a las variaciones diarias y estacionales en la temperatura ambiente y en la carga del sistema [1]. La longitud de los tubos capilares se adapta para alcanzar la capacidad del compresor. Es propenso a la obstrucción debido a su pequeño diámetro interior, por lo que cualquier partícula sólida podría deshabilitarlo.

Una válvula de regulación puede sustituir el tubo capilar en los procesos donde es necesario modular el flujo. Lo más usual es usar una válvula de expansión termostática (TXV), que se compone de una carcasa de válvula, tubo capilar (lo que todavía hay peligro de obstrucción) y un sensor térmico. Sin embargo, como se expondrá más adelante con más detalle, hay más dispositivos válidos para realizar esta función, tal como la válvula de expansión electrónica (EXV) o la válvula de aguja.

### 3.3.2. Válvula de expansión termostática (txv)

La válvula reguladora más comúnmente utilizada en los sistemas de refrigeración es la válvula de expansión termostática (TXV) [1]. Destaca por su capacidad para controlar el grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador.

En consecuencia, es muy eficaz la prevención del slugging de los compresores ya que evita la entrada de refrigerante en estado líquido en el compresor [2].

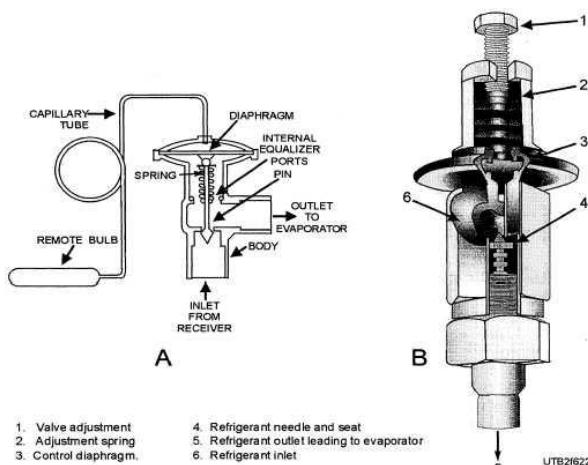


Figura 13: Válvula de expansión termostática (TXV), componentes [15]

En cuanto a su composición, se puede dividir en una carcasa, tubo capilar y un sensor térmico, como se muestra en la figura 13. La entrada de válvula está montado en la línea de líquido y el sensor está montado en la salida del evaporador de manera que se detecta la temperatura de la línea de aspiración enviando una señal a la válvula de expansión que le permite ajustar el caudal adecuado [2]. El bulbo térmico está conectado a la parte superior del fuelle (o diafragma) por un tubo capilar.

El papel de la válvula de expansión termostática dentro de un ciclo de refrigeración consiste en la regulación de la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador. Para realizar esta función es necesario encajar el caudal con la velocidad a la que el refrigerante se evapora en el evaporador. Por eso, la TXV depende de la temperatura a la que el refrigerante en estado de vapor deja el evaporador, detectada por el sensor, así como de la propia presión del evaporador. Este control se lleva a cabo mediante un pasador móvil. Se mueve según la presión del resorte para regular el flujo de refrigerante líquido que entra en el evaporador [2].

El diagrama del ciclo (figura 14) muestra un evaporador alimentado por una válvula de expansión termostática. El bulbo se llena de líquido en una parte reducida, mientras que el resto de él, el tubo capilar y el espacio por encima del diafragma contiene vapor saturado a una presión que corresponde a la temperatura del bulbo térmico. Además, el espacio situado bajo el diafragma tiene la presión de la entrada del evaporador porque está en conexión directa con él. Por lo tanto, se puede decir que el grado de apertura de la válvula de expansión, en términos de componentes, se establece por la temperatura de bulbo que produce una presión sobre la superficie superior del diafragma, la presión por debajo de él y la presión del resorte debajo del diafragma.

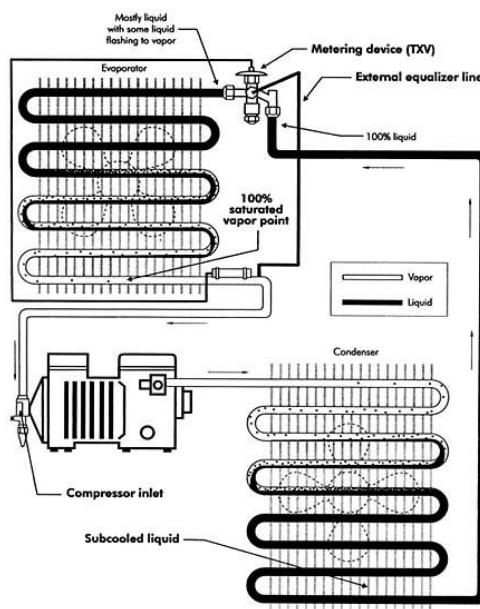


Figura 14: TXV integrada en el ciclo de refrigeración [15]

Si en cualquier caso el evaporador recibe una muy poca cantidad de refrigerante, la temperatura en la línea de aspiración (salida del evaporador) se elevará debido al hecho de que al tener una menor cantidad de vapor será más sobrecalentado. Por lo tanto, la temperatura y la presión en el bulbo también aumentarán ya que una mayor cantidad de carga está siendo evaporada. Por esta razón, el diafragma se expande, forzando una más

amplia apertura de la válvula y alimentando con más líquido al evaporador compensando así el aumento de calor absorbido [2]. El aumento del caudal aumenta la presión de evaporación. Correspondientemente, con una disminución de la carga que tiene lugar en el evaporador la temperatura de bulbo se hace menor y produciéndose el proceso inverso.

En conclusión, con los sistemas con TXV pueden aprovechar varios aspectos positivos. Es decisiva en la protección del compresor contra slugging seleccionando adecuadamente un grado de sobrecalentamiento en todas las condiciones de carga. Asegura una operación eficiente del evaporador, teniendo la capacidad de modular el flujo de refrigerante, por lo que si la carga en el evaporador cambia la válvula puede responder al cambio y aumentar o disminuir el flujo en consecuencia. Además, controla con precisión la capacidad de refrigeración, porque hace que el suministro de refrigerante al evaporador coincida con la demanda.

Por otro lado, es un dispositivo de expansión caro en comparación con el tubo capilar, por ejemplo. Además, su instalación debe seguir un procedimiento meticuloso. Especialmente en relación con el bulbo o sensor térmico, que debería estar aislado para evitar la influencia del aire del ambiente, debiendo garantizarse un buen contacto con el refrigerante para un control adecuado.

### *3.3.3. Válvula de expansión electrónica (exv)*

Con la misma instalación, puede obtenerse un ahorro de energía mediante la sustitución del dispositivo de expansión convencional por una válvula de expansión electrónica. Así como la válvula de expansión termostática, la válvula de expansión electrónica (EXV) regula el suministro de refrigerante de acuerdo con las condiciones de carga y es capaz de mantener un nivel de sobrecalentamiento preseleccionado. Sin embargo, en la EXV el control de la cantidad de refrigerante se realiza a través de sensores de temperatura electrónicos y un motor eléctrico controlado por un microprocesador [11].

Esta válvula posee dos sensores de temperatura (figura 15), uno colocado en la línea de aspiración del compresor y el otro en el evaporador. La diferencia entre estas dos temperaturas controla el movimiento del motor y por lo tanto esta acción modula el grado de apertura del orificio para mantener el nivel de sobrecalentamiento del refrigerante en estado de vapor que entra al compresor.

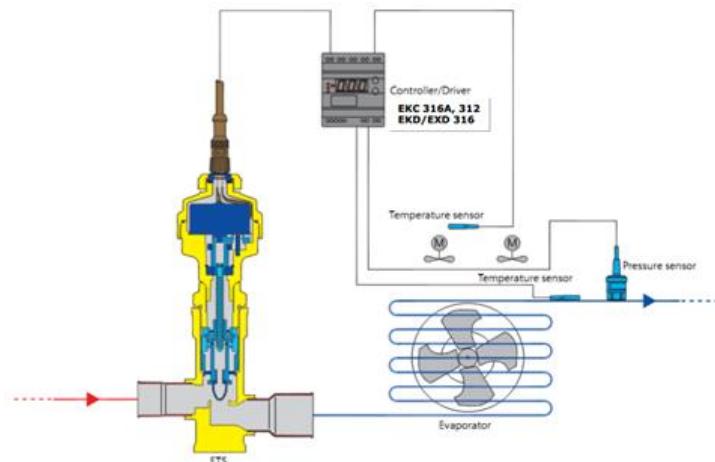


Figura 15: Componentes y localización en el ciclo de la EXV [4]

El motor es un motor de paso a paso, estos motores no giran continuamente sino en pasos. Tienen un gran número de pasos, siendo esto lo que garantiza una regulación muy precisa del grado de apertura del orificio y por consiguiente del flujo de refrigerante incluso cuando la variación de carga es mínima [2].

El control del buen funcionamiento de la válvula, la capacidad reguladora en condiciones de funcionamiento cambiantes y el mantenimiento del nivel de sobrecalentamiento del refrigerante en la línea de aspiración son llevados a cabo desde el microprocesador [11]. Por esta razón, una vez se elige un punto de operación estos parámetros no se calculan automáticamente cuando las condiciones de funcionamiento cambian. Este inconveniente podría causar una disminución de la eficiencia del sistema debido a que los parámetros del controlador definidos inicialmente pueden no ser los más adecuados para el sistema cuando se opera en unas nuevas condiciones. En este contexto, se han desarrollado controladores adaptativos PID para regular el grado de sobrecalentamiento en la salida del evaporador cuando sea necesario [12].

### *3.3.4. Válvula de aguja*

Las válvulas de aguja son apropiadas como válvulas de estrangulamiento, ya que permiten una regulación precisa de flujo, aunque por lo general solo son adecuadas para caudales bajos. Están diseñados para que puedan controlar el flujo del refrigerante líquido o gas y modificarlo gradualmente.

Las válvulas de aguja (figura 16) consisten en un pequeño puerto y un vástago cuyo afilado pin o husillo (en el extremo) sirve para lograr una apertura gradual para un adecuado control del flujo. Conforme se va enroscando, el vástago se retrae y el flujo de fluido se impide [13]. Como son necesarias muchas vueltas de tornillo para hacer que el vástago se retraje, puede lograrse una regulación precisa del caudal. Además, válvulas de aguja son generalmente fáciles de cerrar por completo, sólo con acción manual.

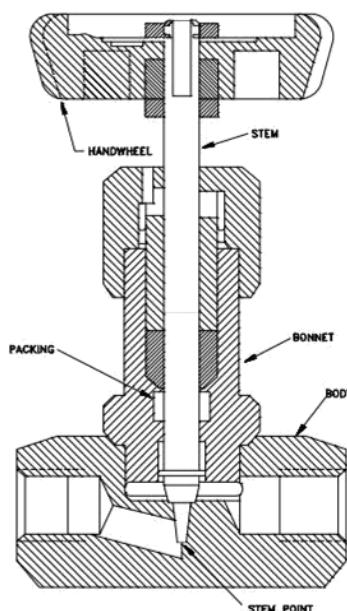


Figura 16: Componentes de la válvula de aguja [13]

Hay cuatro categorías de válvulas de aguja con respecto a las roscas del vástago, que puede ser fino, grueso, húmedas y no húmedas [14]. Los primeros tienen las hojas situadas muy próximas las unas a las otras, con ellos se obtiene un control muy preciso ya que cada giro hace que el vástago se mueva muy poco a poco. Una rosca del vástago gruesa las tiene considerablemente separadas para permitir pasar el máximo flujo, su cierre tiene poca precisión. Por otra parte, las roscas húmedas se caracterizan por estar expuestas al fluido que está atravesando el sistema, mientras que las roscas no húmedas se mantienen secas.

### *3.3.5. Válvulas de flotador*

#### **Válvula de flotador de baja presión**

Este tipo de válvula se usa en los sistemas inundados, como su nombre indica se sitúa en el lado de baja presión del sistema. Puede ser fijada o bien en una cámara conectada al evaporador o en el propio evaporador [11]. Como se muestra en la figura 17, el conjunto de válvula está formado por una válvula hueca, un brazo flotador, una válvula de aguja y un asiento. El movimiento se transmite desde la válvula en forma de bola a la válvula de aguja por el brazo flotador. Mientras que la bola está vacía, flota en el líquido refrigerante. A medida que el proceso de evaporación del refrigerante tiene lugar, su nivel cae en la cámara lo que hace que la bola caiga y empuje la válvula de aguja, lo que permite que el líquido fluya hacia la cámara. Cuando suficiente líquido ha entrado alcanzando un cierto nivel de la válvula de aguja se cierra.

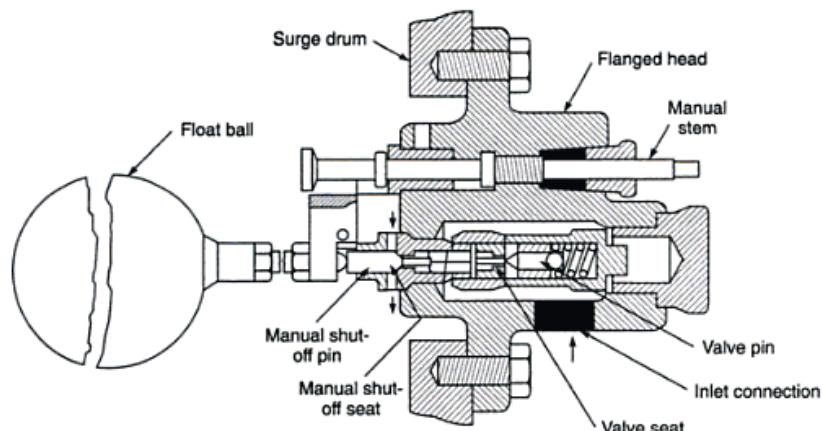


Figura 17: Válvula de flotador de baja, componentes [11]

Al igual que en la válvula de expansión, la capacidad de la válvula de flotador depende de la presión a través del orificio, así como el tamaño del propio orificio.

#### **Válvula de flotador de alta presión**

La válvula del lado de alta (figura 18) también es capaz de mantener un nivel de líquido constante en la cámara en la que está colocado. Sin embargo, hay algunas diferencias con la válvula de flotador del lado de baja presión. En este caso se encuentra en el lado de alta presión del sistema y además, esta válvula se abre cuando hay una subida del nivel del líquido en la cámara, en contraste con la válvula de flotador del lado de baja, que se cierra en ese caso [11].

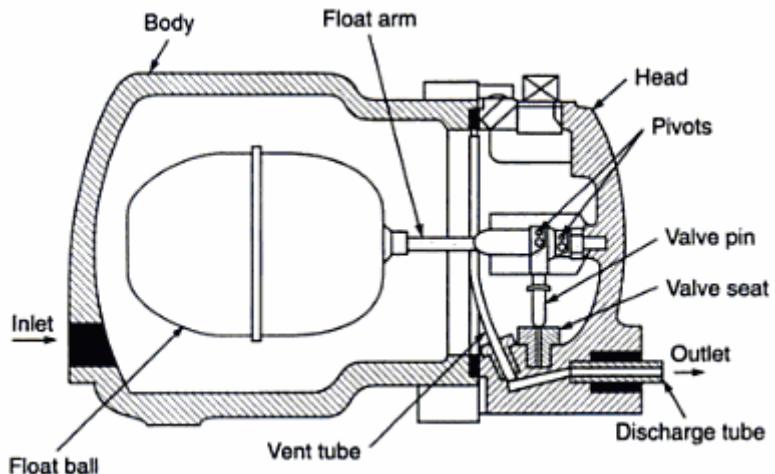


Figura 18: Válvula de flotador de alta, componentes [11]

Esta válvula se encuentra entre el condensador y el evaporador. Cuando el nivel de líquido se eleva, el flotador se eleva igualmente, y se abre la válvula de aguja, sin embargo, su orificio se cierra cuando el nivel cae. La válvula de flotador del lado de alta recibe y alimenta líquido en el evaporador a la misma velocidad a la que el vapor se condensa en el condensador. Por consiguiente, el nivel del evaporador depende de la carga total de refrigerante del sistema, y se debe ajustar para el sistema. Si la carga es demasiado grande dará lugar a la inundación excesiva del evaporador, mientras que si la carga es demasiado pequeña dará lugar a la falta de flujo. Se emplea generalmente en plantas de refrigeración por fuerza centrífuga [11].

### 3.4. Accesorios

Aparte de los 4 componentes principales del sistema de refrigeración es posible añadir numerosos accesorios para optimizar el funcionamiento del sistema.

#### 3.4.1. Acumulador

El acumulador está constituido por un recipiente cilíndrico y se sitúa en la línea de aspiración entre el evaporador y la entrada del compresor. Su principal función es evitar la entrada de refrigerante líquido en el compresor. Si eso ocurriera, podría causar una dilución del aceite en el cárter del compresor, conocido como slugging, y por lo tanto dañarlo [1]. La función del acumulador es separar las partículas de líquido remanentes en el fluido vaporizado y devolver el aceite al compresor [2]. El refrigerante líquido se recolecta en la parte inferior del depósito, el refrigerante en estado de vapor permanece en la parte superior del tanque y se transmite al compresor a través del tubo de recogida, como se muestra en la figura 19. El desecante absorbe la humedad y, en la parte inferior del tanque, el tubo de recogida contiene un pequeño agujero u orificio, que permite a la pequeña cantidad de aceite atrapado volver al compresor.

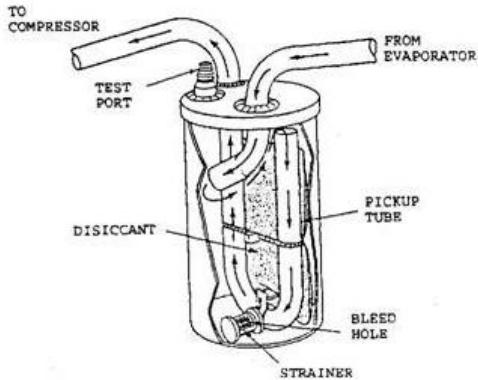


Figura 19: Acumulador [15]

### *3.4.2. Separador de aceite*

Se utiliza para la separación del aceite y para evitar la creación de un residuo de aceite en el refrigerante que atraviesa el sistema [1]. Un separador de aceite se coloca entre la línea de descarga del compresor y la entrada del condensador. Este componente, como se ve en la figura 20, se compone de un tanque o cilindro con una serie de filtros y pantallas, que recogen el aceite. Este aceite se deposita en el fondo del separador [15]. El separador de aceite está equipado con un sistema de válvula de flotador que opera una válvula de aguja, lo que asegura una línea de retorno del aceite al cárter del compresor [1].

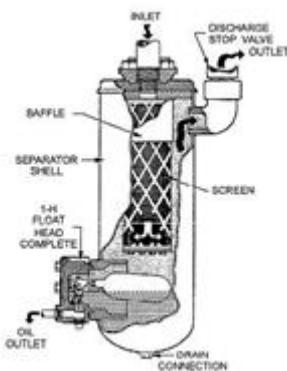


Figura 20: Sección de un separador de aceite [15]

### *3.4.3. Filtro deshidratador*

Es común que incluya en la línea de líquido un filtro secador que atrapa y elimina la humedad [1], las partículas no deseadas o la suciedad evitando que componentes importantes del sistema puedan dañarse, así como la posible reducción de eficiencia del sistema. Consiste en una carcasa cilíndrica con tamices en las conexiones de entrada y salida para impedir que el material de secado se introduzca en el sistema. En algunos casos, puede mostrar un poco de resistencia al flujo, por lo que algunos fabricantes lo colocan en una línea de derivación. Algunos de ellos vienen con un indicador visual integrado, como se muestra en la figura 21.

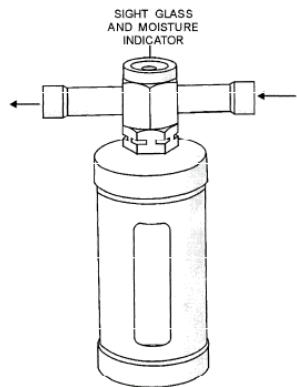


Figura 21: Filtro deshidratador con indicador visual incluido [15]

Algunos sistemas también incluyen un filtro secador en la línea de aspiración [15] cuya función es la de eliminar la suciedad y la humedad del refrigerante antes de que alcance la entrada del compresor, donde suele ser colocado.

#### *3.4.4. Indicador visual*

Es un indicador que permite a cualquier persona ver el refrigerante que pasa a través de la tubería para determinar si existe presencia de burbujas de vapor en el fluido líquido. Si fuera el caso, podría indicar la necesidad de un cambio de filtro [1]. Está constituido por cristal sellado, dos conexiones (pueden estar roscados, soldados o introducidos a presión) y el tapas selladas con protector en caso de ausencia de uso.

#### *3.4.5. Recipiente receptor de líquido*

Un receptor de líquido es un componente que, situado justo después del condensador (figura 22), se utiliza como un tanque para acumular el exceso de refrigerante líquido que genera el dispositivo de estrangulamiento cuando se reduce la velocidad de flujo durante su fase de estrangulamiento [1]. También sirve como una barrera contra la entrada de fluido en estado gaseoso en la línea de líquido. En conclusión, su función es acumular refrigerante líquido de reserva fuera de horas punta, y para facilitar la operación de vaciado del sistema [15].

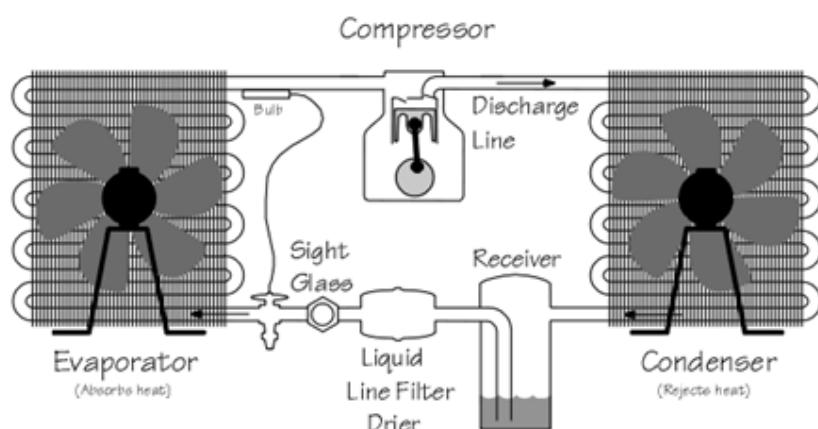


Figura 22: Accesorios integrados en el ciclo [3]

#### *3.4.6. Válvula schrader*

La válvula Schrader, que se muestra en la figura 23, es un sistema de resorte que consta de un vástago en el que se enrosca un núcleo de válvula [16]. Se utilizan en muchos sistemas de refrigeración y aire acondicionado para permitir el mantenimiento, incluyendo la recarga de refrigerante. Cuando se oprime el núcleo, la válvula se abre y el refrigerante es capaz de fluir dentro o fuera de la válvula. Cuando no está en uso, con el fin de evitar que las fugas y el polvo, la válvula Schrader debe tener la tapa de seguridad puesta.

La válvula tiene solo dos posiciones; apretada (abierta) y la asentada (cerrada). La válvula se abre o cierra mediante un pasador en su extremo o con un adaptador especial. El flujo a través de este tipo de válvulas es limitado debido al hecho de que el núcleo ocupa la mayoría del espacio en la válvula, dejando poco espacio para que el refrigerante fluya. En caso de fuga, la válvula se puede reemplazar mientras el sistema está bajo presión utilizando las herramientas adecuadas [16].

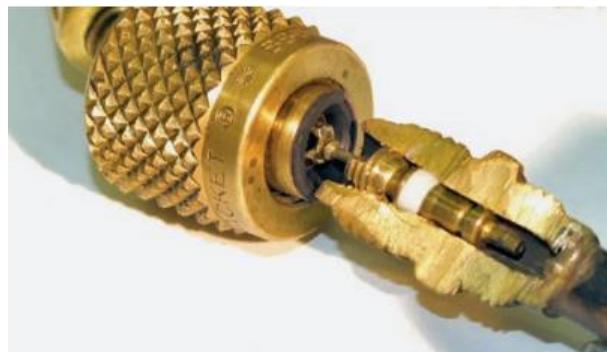


Figura 23: Válvula Schrader [16]

#### *3.4.7. Válvulas de cierre*

Este tipo de válvulas se utilizan cuando hay necesidad de aislar el sistema o parte de él en caso de mantenimiento o cambio en las condiciones de funcionamiento [2]. Un ejemplo de una válvula de cierre es la válvula de cierre de bola, como se muestra en la figura 24. Estas válvulas suelen llevar consigo una entrada para colocar un manómetro, para la instalación temporal de medidores o para cargar el sistema mientras está operando, en caso de pequeños compresores. Además provocan una caída de presión reducida.



Figura 24: Válvula de cierre de bola [2]

## 4. ACCESORIOS, SENSORES,CANALES DE AIRE Y TUBERÍAS

### 4.1. Accesarios

Como se ha explicado anteriormente, existe una amplia gama de accesorios entre los que elegir los más apropiados para el ciclo. Analizando los utilizados más habitualmente, se empieza por el acumulador que parece no ser necesario en este caso. La razón es que no hay riesgo de slugging. Desde las primeras suposiciones que siempre se ha asumido que iba a haber sobrecalentamiento (alrededor de 10 K), como se especifica en la ficha técnica del compresor {anexo 1}. Este detalle asegura que todo el refrigerante que sale del evaporador será transmitido a la línea de aspiración en estado gaseoso, eliminando la posibilidad que refrigerante en estado líquido todavía penetre en el compresor. Por ello no hay necesidad de incluir un dispositivo cuya función es resolver ese problema.

En consecuencia, la instalación de un separador de aceite se descarta también. La entrada de líquido en el compresor que pudiera diluir el aceite del cárter del compresor [2], que causaría una falta de lubricación del compresor, queda descartada por la presencia de sobrecalentamiento. Por ello, sin riesgo de que el refrigerante líquido llegue al compresor, la probabilidad de una dilución o fuga del aceite es muy baja, por lo que el uso de un separador de aceite es innecesario.

Por otra parte, el receptor de líquido es adecuado en este caso debido a que los dispositivos de estrangulamiento seleccionados son una TXV y una EXV. Por lo tanto, es necesario tener a disposición un tanque donde el refrigerante se pueda almacenar durante fluctuaciones de carga [2]. Generalmente se dimensiona con el propósito de ser también capaz de recoger toda la carga de refrigerante durante la evacuación o purga del sistema, con un margen de seguridad de 25% [15].

Debe estar localizado después del condensador con el fin de asegurar la compensación de las variaciones de volumen de refrigerante debido a las fluctuaciones generadas por cambios de temperatura en las distintas estaciones y para albergar el flujo que no asimila la válvula de expansión [1]. A veces se construye junto con el condensador en una unidad condensadora, como se muestra en la figura 25, pero en este caso serán construidos de forma independiente. También tiene que evitarse la entrada de refrigerante no líquido en la línea de líquido y por lo tanto la creación de flash-gas, como ya se ha mencionado. Un tubo de recogida a la salida del receptor de líquido garantiza que sólo refrigerante líquido entre en la línea de líquido.

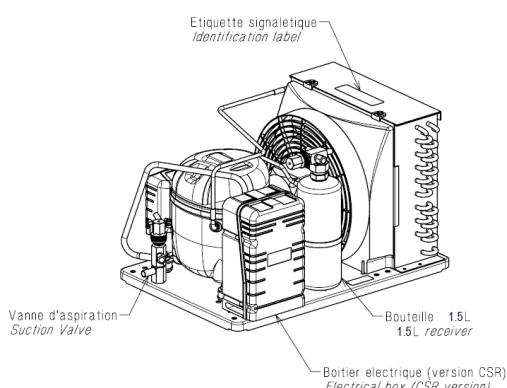


Figura 25: Receptor de líquido en una unidad condensadora [27]

Hay dos tipos diferentes: vertical u horizontal. El receptor elegido para este ciclo es vertical. La selección de la capacidad volumétrica del receptor de líquido se realiza teniendo en cuenta el volumen de la línea de líquido, y el volumen del condensador y del evaporador. En este sistema, para seguir con los criterios explicados al principio, el receptor de líquido, no se ha seleccionado para almacenar todo el refrigerante en caso de evacuación del sistema, ya que tiene que ser tan pequeño y ligero como sea posible se considera que es suficiente si se puede almacenar alrededor de un 80% de la carga. Por lo tanto el receptor de líquido resultante debe tener una capacidad volumétrica de aproximadamente 1,5 litros.

La búsqueda del receptor adecuado abarca marcas como Refairco o Bitzer, donde los receptores de líquidos más pequeños tienen capacidades de entre 4 y 6.8 litros que son innecesarias. En Danfoss las opciones ofrecidas consisten en una combinación de filtro secador y recipiente receptor de líquido con capacidades demasiado pequeñas que tampoco encajan con la requerida. El receptor de líquido más pequeño de los ofertados por Roller tiene una capacidad de 2.2 litros, lo que puede parecer una buena opción. Sin embargo, el receptor de líquido supone una cantidad significativa de peso en el ciclo, por lo que es necesario reducirlo al mínimo. Por esta razón, la elección final es uno que se encuentra en L'Unité Hermetique con una capacidad volumétrica de 1,5 litros.

Los filtros de secado situados en la línea de líquido tienen una doble función, capturar la humedad y atrapar partículas no deseadas que podrían dañar el sistema. Sólo provocan una pequeña pérdida de presión si se colocan en conductos de dimensiones adecuadas. A veces también se pueden utilizar en la línea de aspiración como un elemento temporal para ayudar a la limpieza del sistema después de una reparación [2].

Para seleccionar el filtro más adecuado para el sistema, las dos consideraciones principales son el diámetro de la tubería y la capacidad volumétrica requerida. En este caso el modelo más adecuado es proporcionado por Danfoss.

Los indicadores visuales se utilizan para indicar el nivel del fluido que circula a través de la tubería en la que se encuentran. Se consideran mecanismos de medición directa. En un sistema con una válvula de expansión, un indicador se suele instalar en la línea de líquido inmediatamente después del filtro secador. Tiene una doble función, controla si la proporción de humedad del refrigerante está dentro de un rango aceptable e indica si el refrigerante está siempre en estado líquido cuando entra a la válvula de expansión. Si el porcentaje de humedad es correcto, el color del indicador es verde y hay que tomar más medidas. Si el indicador es de color amarillo, hay un problema con el contenido de humedad del refrigerante. Los indicadores de color se pueden apreciar en la figura 26.

En algunos casos un contenido de humedad excesiva podría causar la formación de hielo en contenido válvula de expansión cuando la temperatura de evaporación es baja, en otros casos podría reaccionar con el aceite usado en un sistema de refrigeración para formar ácidos [2]. Además, burbujas en el indicador serían una señal de falta de refrigerante o de la posible presencia de refrigerante no líquido en la línea, cuando se coloca en la línea de líquido.



Figura 26: Indicador visual con indicadores de colores

En este sistema uno de los indicadores se encuentra justo después del filtro secador con la finalidad anteriormente explicada y el otro se coloca a la salida del evaporador. El propósito del segundo es servir como indicador para asegurar la sola presencia de refrigerante en estado gaseoso. Por esta razón, se garantizará un buen funcionamiento del sistema en este punto cuando no se vea líquido en este indicador, sólo vapor y una pequeña cantidad de aceite del compresor sería lo adecuado. Los dos han sido seleccionados en el catálogo de Danfoss, así como el filtro secador, los criterios seguidos han sido las necesarias conexiones de soldadura a las tuberías y los respectivos diámetros de las tuberías, que son 10 mm en el caso de la línea de líquido y 12 mm en el de la línea de aspiración.

#### 4.2. Sensores

A parte de los accesorios, también hay una amplia variedad de sensores, que son esenciales para la comprensión adecuada del sistema. Son responsables de mostrar valores relevantes a lo largo del ciclo para ayudar a comprender del funcionamiento exacto, siendo capaces de detectar problemas para poder decidir cuándo hay necesidad de cambiar las condiciones de operación o alguno de los componentes.

Un interruptor de alta presión es un dispositivo de seguridad. Su función consiste en avisar cuando se alcanza una presión superior a la permitida en la línea de descarga del compresor. Su funcionamiento se basa en un circuito eléctrico que transmite una señal de encendido o apagado dependiendo de la presión que detecta. Cuando se detecta un nivel de presión igual al límite superior se dispara con el propósito de permitir a resolver la razón que está causando que el aumento en la presión. Si las raíces del problema no son erradicadas el compresor podría llegar sobrecargarse y, por tanto, dañarse [17]. Se coloca en el ciclo como se muestra en la figura 27.

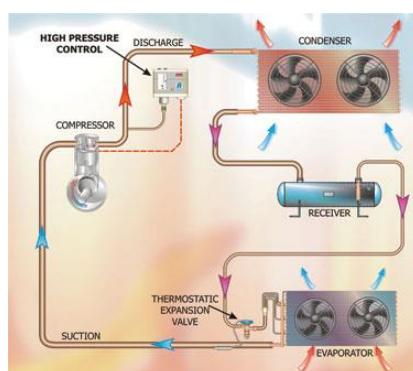


Figura 27: Interruptor de alta presión colocado en el ciclo [17]

En este ciclo se ha incluido un interruptor de alta presión para asegurar que el sistema no alcanza una presión de más de 28 bares, la máxima tolerada por el compresor. El seleccionado es de Johnson Controls, con un interruptor de seguridad y conexiones de soldadura [18].

Es importante llevar un control cuidadoso del rango de presiones entre las que se establecen las condiciones de trabajo. Por esta razón, para garantizar el correcto funcionamiento del compresor y evitar daños se utilizan dos manómetros, uno situado en la entrada de la línea de aspiración y otro en su salida en la línea de descarga, como indicadores de presión [3]. De esta manera se puede controlar que las presiones no excedan el límite de 22,5 bares para la baja presión y 28 bares para la alta presión, impuestos por el compresor {anexo 1}.

Los manómetros seleccionados se clasifican como medidores de Bourdon que se caracterizan por medir la presión con un método que se basa en la curvatura de un elemento elástico, un tubo curvado. Cuando la presión positiva crece este radio aumenta su tamaño, mientras que el radio disminuye cuando hay un aumento de vacío [4].

Los manómetros elegidos son proporcionados por Fischer y en el caso de la baja presión del manómetro es de color azul y para alta presión será de color rojo, como se muestra en la figura 28. El primero tiene un rango de presiones medibles de entre -1 y 10 bares y el segundo de -1 a 30 bares. Están llenos de aceite para ser capaces de absorber las vibraciones procedentes del compresor y ambos tienen una conexión de soldadura de 7/16 "UNF o ¼" SAE. Para conseguir la posición deseada de los manómetros en el ciclo será necesario insertarlos en una tuerca de acoplamiento que se suelda directamente a la tubería.



Figuras 28: Manómetros de baja (azul) y alta (rojo) presión [18]

Los transductores de presión (figura 29) se atornillan directamente en una pieza en T con una conexión interna estandarizada, 7/16" UNF, que se suelda a la tubería. Son transmisores de presión absoluta conectados por un cable de cinco metros a un display digital que mostrará en su pantalla los valores permitiendo la modificación de dichos parámetros.



Figura 29: Transductor de presión [18]

De manera similar al caso de los sensores de presión, son termopares los que realizan la función de sensores de temperatura. Los termopares se componen de dos patas de alambre hechas de diferentes metales. La principal diferencia entre termopares es el tipo de metal del cual están hechas estas patas. Puede ser un metal base o un metal precioso, estos últimos se utilizan en aplicaciones de alta temperatura. Los dos cables están trenzados y luego soldados en un extremo, creando una unión [22]. Esta unión se sumerge en el medio soldándola directamente a la tubería y ahí es donde se mide la temperatura. Cuando la unión experimenta un cambio en la temperatura, se crea una diferencia de tensión, los cables continúan hasta llegar a un par de terminales en un cabezal aislante (visto en la figura 30), a partir de ahí la información se transmite a una pantalla (la misma que muestra los valores de los sensores de presión).

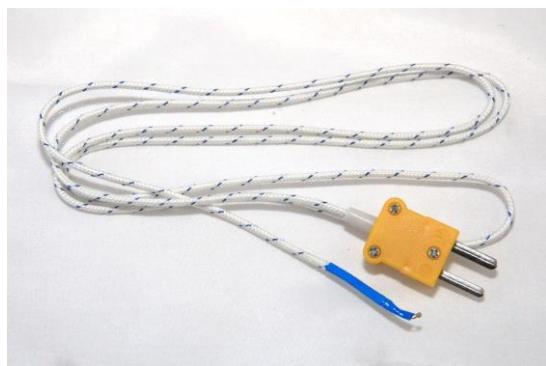


Figura 30: Termopar [18]

El ciclo contiene 5 sensores de presión y 10 sensores de temperatura para señalar los valores importantes a lo largo del sistema y garantizar el buen funcionamiento de la válvula de expansión electrónica y la válvula de expansión termostáticas, con las siguientes localizaciones:

#### *Ciclo R134a*

- Un sensor de temperatura y un sensor de presión en la entrada del evaporador, después de la válvula de cierre de bola.
- Un sensor de temperatura y un sensor de presión en la entrada del compresor, justo antes del manómetro azul.
- Un sensor de temperatura y un sensor de presión en la salida del condensador, justo después del manómetro rojo.
- Un sensor de temperatura y un sensor de presión en la salida del condensador, justo antes de la válvula de cierre de bola.
- Un sensor de temperatura y un sensor de presión para la EXV y el sensor de temperatura para la TXV, en la salida del evaporador para detectar el sobrecalentamiento. Estos son sólo para contribuir al buen funcionamiento de las TXV y EXV, no se mostrarán en el display.

#### *Canales de aire*

- Un sensor de temperatura entre el ventilador y el condensador, junto a un medidor de flujo de aire.

- Un sensor de temperatura después de que el condensador.
- Un sensor de temperatura entre el ventilador y el evaporador, junto a un medidor de flujo de aire.
- Un sensor de temperatura después del evaporador.

Un medidor del flujo de aire hace posible medir la velocidad del aire y el flujo de aire en una cierta sección de una tubería o canal. El medidor de flujo de aire está provisto de un tubo de Pitot, que es extremadamente útil cuando se hacen mediciones puntuales de flujo. Su método de funcionamiento consiste en medir la velocidad de la corriente en un punto determinado. Es posible obtener una velocidad media tomar varias medidas en diferentes puntos a lo largo de la corriente. De esta manera, al multiplicar la velocidad media por el área de la sección transversal, puede obtenerse el flujo volumétrico [4].

El modelo seleccionado es el VPT 100 de Conrad (figura 31) [19], que mide la presión del aire o una presión diferencial entre el aire y una referencia de presión. Además, el tubo de Pitot permite la medición de presión dinámica, por lo que este medidor de flujo de aire permite la medición del flujo volumétrico y de la velocidad del aire, lo que es clave para la evaluación del sistema de ventilación situado en el interior de los canales de aire.

Con una resolución de 0,01 m/s y 0,1 °C es capaz de medir temperaturas desde 1 hasta 50 °C y una amplia gama de velocidades desde 0 hasta 99999 m<sup>3</sup>/min. Por esta razón, es muy adecuado para medir el flujo dentro de estos canales de aire. Los tubos de Pitot se ubicarán en el interior del canal de aire, entre el ventilador y el intercambiador de calor correspondiente, y la pantalla que muestra los valores se colocará al lado de la pantalla que muestra los valores del resto de los sensores.



Figura 31: Medidor del flujo de aire [19]

Todos los sensores y accesorios, así como el resto de los componentes, estarán representados en el diagrama de tuberías e instrumentación (DTI) {anexo 4}, y clasificados en la lista de componentes {anexo 5} para aclarar sus posiciones y especificar sus modelos.

#### 4.3. Canales de aire

Para contribuir a crear un entorno favorable para la transferencia de calor en el condensador y en el evaporador se han diseñado des canales de plexiglás, proporcionados por Zacher COMPONENT GmbH, cuya función es dirigir el flujo de aire hacia a la superficie

deseada del intercambiador de calor, cada uno de ellos contiene el intercambiador de calor correspondiente, el ventilador y los sensores antes mencionados.

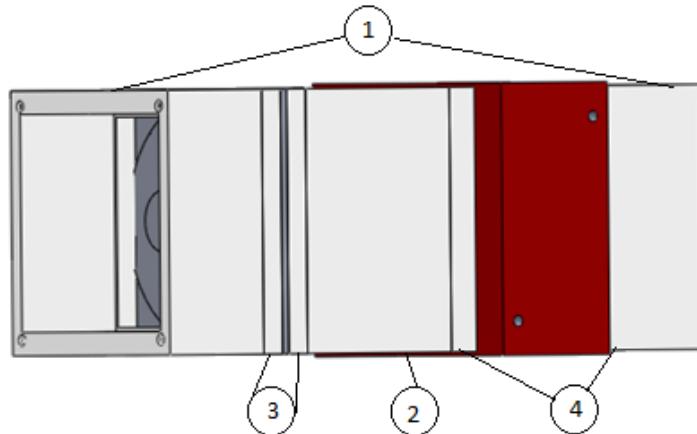


Figura 32: Representación en Solidworks del canal de aire del condensador

Su diseño está constituido por tres grandes bloques de plexiglás con la forma de un prisma cuadrangular hueco. Cada canal consiste en un bloque en cada lado (1, 150 mm de espesor) y uno en el medio (2, 230 mm de espesor), entre los que se encuentran el evaporador o condensador y el ventilador. Por otra parte, se han colocado bloques más delgados a cada lado del ventilador (3, 30 mm de espesor) y a cada lado del intercambiador de calor correspondiente (4, 40 mm de grosor) para contribuir a su unión con los bloques más grandes y por lo tanto a la compactación de todo el canal. El resultado se muestra en la figura 32, son canales análogos por lo que el canal del evaporador será el mismo, pero cambiando el intercambiador de calor.

La unión de los diferentes bloques de plexiglás con el intercambiador de calor y el ventilador correspondiente se hace con tornillos. De esta manera el acceso a cada bloque en caso de necesidad puede garantizarse. El tamaño y la ubicación de los tornillos se determinan gracias a los agujeros que vienen hechos en los cuatro bordes de la estructura cuadrada que soporta el ventilador {anexo 1}. Cada agujero tiene un diámetro de 9 mm, por ello se utiliza un tornillo M8 con cabeza hexagonal (para evitar ángulos cuando se atornille, ya que podrían crear fisuras innecesarias en los bloques de plexiglás).

Además, al surgir el hecho de que los agujeros de la estructura del ventilador no coinciden con el marco disponible para hacer los agujeros en la estructura de los intercambiadores de calor, habrá tornillos a diferentes niveles en los canales de aire. Unos alineados con el orificio del ventilador en el lado izquierdo y otros en el lado derecho alineados con los agujeros en el marco del intercambiador de calor correspondiente los cuales serán también de tamaño M8. Todos acabaran coincidiendo en el bloque central como se muestra en la figura 33.

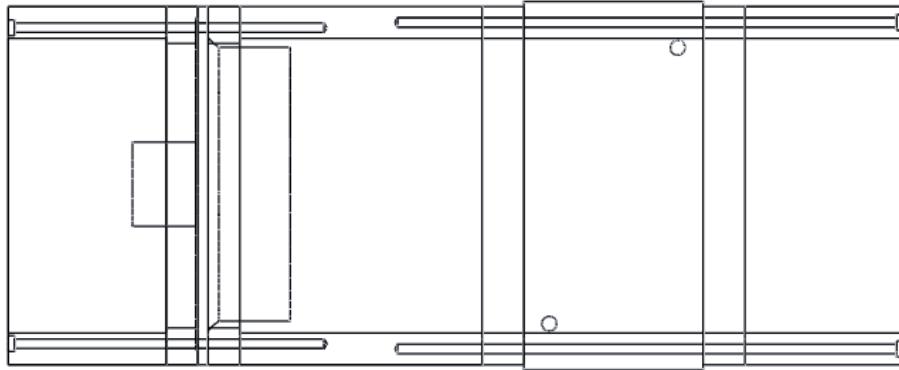


Figura 33: Representación en Solidworks de la estructura interna del canal de aire

#### 4.3. Tuberías

Hay varias opciones cuando se trata de elegir el material utilizado para dar forma a las tuberías de un sistema de refrigeración o aire acondicionado como hierro, acero templado, hierro fundido, aluminio, cobre y latón [21]. Para este ciclo, las tuberías serán de cobre (común en pequeñas instalaciones de halocarbonos), un material que puede ser fácilmente doblado y soldado y también debido a su limpieza [2]. Además, los diferentes accesorios para tubos tales como codos, piezas en T o adaptadores, reductores o tuercas de acoplamiento ya sea con conexiones de soldadura o atornillado serán de cobre.

Por otra parte, el cobre tiene una conductividad térmica significativa que podría conducir a pérdidas de calor no deseadas en las tuberías, a pesar de que son más bajas que las de los tubos de acero trabajando en las mismas condiciones [21]. Por esta razón, es importante diseñar un aislamiento adecuado para ellas. Las tuberías deben ser aisladas antes de la puesta en marcha del sistema, debido a que es muy importante evitar la creación de hielo en su área circundante. El aislamiento es de vital importancia en tuberías de baja presión, entre la válvula de expansión y el evaporador y desde este al compresor en la línea de aspiración [2].

El tipo de aislamiento considerado apropiado para una tubería depende de la temperatura del fluido que va a fluir a través de ella [21]. En este caso, el tipo de aislamiento elegido es Armaflex [23], un aislamiento de tuberías que consiste en una célula elastomérica que puede ser cerrado alrededor del diámetro de la tubería o abierto, por lo que se puede sellar después de ponerlo alrededor de la tubería. Se trata de un aislamiento de goma de nitrilo flexible que ofrece una protección fiable contra la condensación y previene eficazmente la pérdida de energía.

Una vez que la estructura de las tuberías está diseñada, es necesario tener en cuenta las pérdidas de presión que podrían surgir. Aquellas causadas por fricción en la tubería pueden calcularse mediante fórmulas establecidas por autores como Reynolds [2]. Sin embargo, para simplificar el proceso y ahorrar tiempo se suelen hacer aproximaciones con la ayuda de tablas o trabajos previos en este campo.

Las caídas de presión más notables tienden a estar en la tubería de aspiración y en sus conexiones, por lo que es importante revisarla y hacer una corrección de la presión de aspiración del compresor si fuera necesario.

## ANEXO 3: Cálculos

## Calculations for 475 m<sup>3</sup>/h

POINT	Temp (K)	Pressure (Mpa)	h (KJ/kg)	s (KJ/Kg*K)
<b>1u (dew line)</b>	268,15	0,243	395,66	
<b>1</b>	278,15	0,243	404,37	1,762
<b>2s</b>	333,24	1,1599	438,67	1,762
<b>2</b>	363,13	1,1599	470,72	
<b>2u (dew line)</b>	318,15	1,1599	421,52	
<b>3u (dew line)</b>	318,15	1,1599	263,94	
<b>3</b>	318,15	1,1599	263,94	
<b>4</b>	268,15	0,243	263,94	

## AIR RELEVANT VALUES

<b>Volume flow</b>	<b>475 m<sup>3</sup>/h</b>
<b>Mass flow</b>	0,1583Kg/s
<b>C<sub>p,air</sub> (1bar, 25°C)</b>	1,012 KJ/Kg*K
<b>ΔT<sub>air,evap</sub></b>	8,24 K
<b>ΔT<sub>air, cond</sub></b>	12,13 K

## R134a RELEVANT VALUES

<b>x<sub>0</sub></b>	<b>1</b>	<b>η</b>	<b>0,517</b>
<b>x<sub>c</sub></b>	<b>0</b>	<b>ṁ</b>	9,40E-03 Kg/s
<b>t<sub>c</sub></b>	45°C	<b>P</b>	0,624 KW
<b>t<sub>0</sub></b>	-5°C	<b>Q<sub>0</sub></b>	1,32 KW
<b>Δt<sub>0,h</sub></b>	10 K	<b>Q<sub>c</sub></b>	1,944 KW
<b>Δt<sub>c,s</sub></b>	0 K	<b>Q<sub>c,s</sub></b>	1,642KW

EVAPORATOR	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	140,42	1	-5°C	<b>20°C</b>
Δh 4-1u	131,72	0,938	-5°C	<b>12,3°C</b>
Δh 1u-1	8,71	0,062	5°C	<b>11,8°C</b>

CONDENSER	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	206,77	1	89,9°C	<b>20°C</b>
Δh 2-2u	49,19	0,24	60,1°C	<b>21,9°C</b>
Δh 2-2s	32,05	0,155	45°C	<b>22,9°C</b>
Δh 2u-3u	157,58	0,762	45°C	<b>32,13°C</b>
Δh 3u-3	0	0	45°C	<b>32,13°C</b>

## Calculations for 250 m<sup>3</sup>/h

POINT	Temp (K)	Pressure (Mpa)	h (KJ/kg)	s (KJ/Kg*K)
<b>1u (dew line)</b>	268,15	0,243	395,66	
<b>1</b>	278,15	0,243	404,37	1,762
<b>2s</b>	333,24	1,1599	438,67	1,762
<b>2</b>	363,13	1,1599	470,72	
<b>2u (dew line)</b>	318,15	1,1599	421,52	
<b>3u (dew line)</b>	318,15	1,1599	263,94	
<b>3</b>	318,15	1,1599	263,94	
<b>4</b>	268,15	0,243	263,94	

### AIR RELEVANT VALUES

<b>Volume flow</b>	<b>250 m<sup>3</sup>/h</b>
<b>Mass flow</b>	0,083 Kg/s
<b>C<sub>p,air</sub> (1bar, 25°C)</b>	1,012 KJ/Kg*K
<b>ΔT<sub>air,evap</sub></b>	15,65 K
<b>ΔT<sub>air, cond</sub></b>	23,05 K

### R134a RELEVANT VALUES

<b>x<sub>0</sub></b>	<b>1</b>	<b>η</b>	<b>0,517</b>
<b>x<sub>c</sub></b>	0	<b>ṁ</b>	9,40E-03 Kg/s
<b>t<sub>c</sub></b>	45°C	<b>P</b>	0,624 KW
<b>t<sub>0</sub></b>	-5°C	<b>Q<sub>0</sub></b>	1,32 KW
<b>Δt<sub>0,h</sub></b>	10 K	<b>Q<sub>c</sub></b>	1,94 KW
<b>Δt<sub>c,s</sub></b>	0 K	<b>Q<sub>c,s</sub></b>	1,64 KW

EVAPORATOR	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	140,42	1	-5°C	<b>20°C</b>
Δh 4-1u	131,72	0,938	-5°C	<b>5.31°C</b>
Δh 1u-1	8,708	0,062	5°C	<b>4.35°C</b>

CONDENSER	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	206,77	1	89.9°C	<b>20°C</b>
Δh 2-2u	49,19	0,238	60.1°C	<b>23.6°C</b>
Δh 2-2s	32,05	0,155	45°C	<b>25.5°C</b>
Δh 2u-3u	157,58	0,762	45°C	<b>43.1°C</b>
Δh 3u-3	0	0	45°C	<b>43.1°C</b>

## Calculations for the first supposition of the operation point

POINT	Temp (K)	Pressure (Mpa)	h (KJ/kg)	s (KJ/Kg*K)
<b>1u (dew line)</b>	275,15	0,31	399,77	
<b>1</b>	285,15	0,31	408,76	1,76
<b>2s</b>	332,09	1,16	437,40	1,76
<b>2</b>	355,10	1,16	462,20	
<b>2u (dew line)</b>	318,15	1,16	421,52	
<b>3u (dew line)</b>	318,15	1,16	263,94	
<b>3</b>	317,15	1,16	262,42	
<b>4</b>	275,15	0,31	262,42	

### AIR RELEVANT VALUES

<b>Volume flow</b>	<b>800 m<sup>3</sup>/h</b>
<b>Mass flow</b>	0,267 Kg/s
<b>C<sub>p,air</sub> (1bar, 25°C)</b>	1,012 KJ/Kg*K
<b>ΔT<sub>air,evap</sub></b>	6,9 K
<b>ΔT<sub>air, cond</sub></b>	9,4 K

### R134a RELEVANT VALUES

<b>x<sub>0</sub></b>	<b>1</b>	<b>η</b>	<b>0,536</b>
<b>x<sub>c</sub></b>	<b>0</b>	<b>m̄</b>	1.27E-02 Kg/s
<b>t<sub>c</sub></b>	45°C	<b>P</b>	0,68 KW
<b>t<sub>0</sub></b>	2°C	<b>Q̄<sub>0</sub></b>	1,86 KW
<b>Δt<sub>0,h</sub></b>	10 K	<b>Q̄<sub>c</sub></b>	2,54 KW
<b>Δt<sub>c,s</sub></b>	0 K	<b>Q̄<sub>c,s</sub></b>	2,22 KW

EVAPORATOR	Point	Fraction	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Evaporator inlet	4	0	2 °C	20 °C
End of evaporation	1u	0.9385	2 °C	13.54 °C
Evaporator outlet	1	1	12 °C	13.11 °C

CONDENSER	Point	Fraction	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Condenser inlet	2	0	81.95 °C	20 °C
Non-isentropic heat	2s	0.1241	58.94 °C	21.2 °C
De-superheating	2u	0.2036	45 °C	21.9 °C
Condensation	3u	0.9924	45 °C	29.3 °C
Subcooling	3	1	44 °C	29.4 °C

## Calculations for the final operation point

POINT	Temp (K)	Pressure (Mpa)	h (KJ/kg)	s (KJ/Kg*K)
<b>1u (dew line)</b>	272,15	0,2823	398,019	
<b>1</b>	282,15	0,2823	406,89	1,76
<b>2s</b>	332,56	1,1599	437,92	1,76
<b>2</b>	358,198	1,1599	465,48	
<b>2u (dew line)</b>	318,15	1,1599	421,52	
<b>3u (dew line)</b>	318,15	1,1599	263,94	
<b>3</b>	317,15	1,1599	262,42	
<b>4</b>	272,15	0,2823	262,42	

## AIR RELEVANT VALUES

<b>Volume flow</b>	<b>800 m<sup>3</sup>/h</b>
<b>Mass flow</b>	<b>0,267 Kg/s</b>
<b>C<sub>p,air</sub> (1bar, 25°C)</b>	<b>1,012 KJ/Kg*K</b>
<b>ΔT<sub>air,evap</sub></b>	<b>5,99 K</b>
<b>ΔT<sub>air, cond</sub></b>	<b>8,43 K</b>

## R134a RELEVANT VALUES

<b>x<sub>0</sub></b>	<b>1</b>	<b>η</b>	<b>0,5295</b>
<b>x<sub>c</sub></b>	<b>0</b>	<b>ṁ</b>	<b>1,120E-02 Kg/s</b>
<b>t<sub>c</sub></b>	<b>45°C</b>	<b>P</b>	<b>0,656 KW</b>
<b>t<sub>0</sub></b>	<b>-1°C</b>	<b>Q<sub>0</sub></b>	<b>1,618 KW</b>
<b>Δt<sub>0,h</sub></b>	<b>10 K</b>	<b>Q<sub>c</sub></b>	<b>2,274 KW</b>
<b>Δt<sub>c,s</sub></b>	<b>1K</b>	<b>Q<sub>c,s</sub></b>	<b>1,966 KW</b>

EVAPORATOR	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	144,47	1	-1 °C	20 °C
Δh 4-1u	135,6	0,939	-1 °C	14.37 °C
Δh 1u-1	8,87	0,0614	9 °C	14.01 °C

CONDENSER	(KJ/kg)	Δhi/Δh complete	t <sub>R134a</sub>	t <sub>air</sub>
Δh complete	203,07	1	85.1 °C	20 °C
Δh 2-2u	43,97	0,22	59.4 °C	21.14 °C
Δh 2-2s	27,57	0,136	45 °C	21.8 °C
Δh 2u-3u	157,58	0,776	45 °C	28.36 °C
Δh 3u-3	0	0	44 °C	28.4 °C

## Calculation of the pressure drop inside the tubes: condenser

### **Properties for the calculation of the pressure drop in the condenser**

<b>T</b>	318,15	K
<b>P</b>	1,1599	Mpa
<b><math>\rho_{liquid}</math></b>	1125,05	Kg/m <sup>3</sup>
<b><math>\rho_{vapor}</math></b>	57,657	Kg/m <sup>3</sup>
<b>mass flux</b>	153,15	Kg/m <sup>2</sup> *s
<b>Length</b>	0,3	m
<b><math>\mu_{liquid}</math></b>	1,55E-4	Pa*s
<b><math>\mu_{vapor}</math></b>	1,26E-05	Pa*s
<b><math>\sigma</math></b>	5,499	N/m
<b><math>g_c</math></b>	1	
<b><math>d_0</math></b>	1,00E-02	m
<b><math>\mu_l/\mu_v</math></b>	11,98	
<b><math>d_i</math></b>	9,65E-03	m
<b>K</b>	1,51E-06	m

*Single-phase pressure drop: de-superheating and subcooling with and without roughness effect*

$\zeta_{no\ roughness}$	$\Delta P$ (Pa/m)	$\zeta_{roughness}$	$\Delta P$ (Pa/m)	$\mu$ (Pa*s)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$Re_i$	T (K)
0,017876	142,58	0,018685	149,035	1,43E-05	45,70	103175,61	358,20
0,017767	135,12	0,018589	141,373	1,39E-05	47,93	106239,21	348,20
0,017767	128,15	0,018491	133,375	1,35E-05	50,54	109535,48	338,20
0,017767	124,01	0,018435	128,664	1,33E-05	52,23	111509,03	332,56
0,017767	116,12	0,018331	119,799	1,28E-05	55,78	115235,36	322,56
0,017767	112,33	0,018284	115,597	1,26E-05	57,66	116977,74	318,15
0,030697	33,015	0,031429	33,8026	1,53E-04	1129,75	9627,86	317,15

*Two-phase flow pattern map by Baker for horizontal tubes*

x	$\dot{m}_g(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_l(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_g/\lambda(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_l * \psi(kg/m^2 * s)$
0,00	0,00	153,13	0,00	0,99
0,025	3,83	149,31	0,53	0,96
0,05	7,66	145,48	1,05	0,94
0,075	11,49	141,65	1,58	0,91
0,1	15,31	137,82	2,11	0,89
0,125	19,14	133,99	2,64	0,86
0,15	22,97	130,16	3,16	0,84
0,175	26,79	126,34	3,69	0,81
0,2	30,63	122,51	4,22	0,79
0,225	34,45	118,68	4,74	0,77
0,25	38,28	114,85	5,27	0,74
0,275	42,11	111,02	5,80	0,72
0,3	45,94	107,19	6,33	0,69
0,325	49,77	103,37	6,85	0,67
0,35	53,59	99,54	7,38	0,64
0,375	57,43	95,71	7,91	0,62
0,4	61,25	91,88	8,43	0,59
0,425	65,08	88,05	8,96	0,57
0,45	68,91	84,22	9,49	0,54
0,475	72,74	80,40	10,02	0,52
0,5	76,57	76,57	10,54	0,49
0,525	80,39	72,74	11,07	0,47
0,55	84,22	68,91	11,60	0,44
0,575	88,05	65,08	12,12	0,42
0,6	91,88	61,25	12,65	0,40
0,625	95,71	57,43	13,18	0,37
0,65	99,54	53,60	13,71	0,35
0,675	103,37	49,77	14,23	0,32
0,7	107,19	45,94	14,76	0,30
0,725	111,03	42,11	15,29	0,27
0,75	114,85	38,28	15,82	0,25
0,775	118,68	34,46	16,34	0,22
0,8	122,51	30,63	16,87	0,20
0,825	126,34	26,80	17,40	0,17
0,85	130,16	22,97	17,92	0,15
0,875	133,99	19,14	18,45	0,12
0,9	137,82	15,31	18,98	0,10
0,925	141,65	11,49	19,51	0,07
0,95	145,48	7,66	20,03	0,05
0,975	149,31	3,83	20,56	0,02
1	153,13	0,00	21,09	0,00

$$\lambda = \left( \frac{\rho_g}{\rho_{air}} \frac{\rho_l}{\rho_{water}} \right)^{1/2}$$

$$\psi = \left( \frac{\sigma_{water}}{\sigma} \right) \left[ \left( \frac{\mu_l}{\mu_{water}} \right) \left( \frac{\rho_{water}}{\rho_l} \right)^2 \right]^{1/3}$$

•  $\rho_{water} = 1000 \text{ kg/m}^3$ ;  
 •  $\rho_{air} = 1.23 \text{ kg/m}^3$ ;  
 •  $\mu_{water} = 0.001 \text{ Ns/m}^2$ ;  
 •  $\sigma_{water} = 0.072 \text{ N/m}$ .

The results are:  $\lambda = 7,262$  and  $\psi = 0,00645$ .

*Two-phase frictional pressure losses*

Friedel correlation

For the Friedel correlation the average density of the two phases is calculated by:

$$\rho_{hom} = \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right)^{-1}$$

and the friction factors for pure mono-phase flow,  $f_{vo}$  and  $f_{lo}$ , calculated by  $0.079/Re_i^{-0.25}$  and  $Re_{vo} = GD/\mu_v$  and  $Re_{lo} = GD/\mu_l$ , respectively.

And using the parameters:

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_l f_{lo}},$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224},$$

$$H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.19} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.7},$$

and the Froude

$$Fr = \frac{G^2}{g D \rho_{hom}^2}$$

and Weber numbers

$$We = \frac{G^2 D}{\rho_{hom} \sigma}.$$

The values  $Re_{lo}=9761,107$ ,  $f_{lo}=0,00795$ ,  $Re_{lo}=116977,66$ ,  $f_{vo}=0,00427$  and  $H=8,765$  remain constant during the range of qualities considered and the rest of the values are in the table that follows.

x	E	F	$\rho_{hom}$	Fr <sub>l</sub>	We <sub>l</sub>	$(\Phi_{fr})^2$	$\Delta p_{f,fr}$ (Pa/m)
0	1,00	0,00	1125,05	0,20	0,04	1,00	33,133
0,025	0,96	0,01	769,10	0,42	0,05	1,39	63,721
0,05	0,93	0,02	584,25	0,73	0,07	1,62	87,300
0,075	0,91	0,03	471,04	1,12	0,09	1,82	109,478
0,1	0,91	0,04	394,58	1,59	0,10	1,99	131,284
0,125	0,93	0,04	339,47	2,15	0,12	2,15	153,292
0,15	0,96	0,05	297,88	2,79	0,14	2,30	175,911
0,175	1,00	0,05	265,36	3,52	0,16	2,45	199,479
0,2	1,06	0,05	239,24	4,33	0,17	2,60	224,294
0,225	1,13	0,06	217,81	5,23	0,19	2,75	250,631
0,25	1,22	0,06	199,90	6,21	0,21	2,90	278,759
0,275	1,32	0,06	184,71	7,27	0,22	3,05	308,940
0,3	1,43	0,07	171,66	8,41	0,24	3,21	341,441
0,325	1,56	0,07	160,34	9,65	0,26	3,37	376,529
0,35	1,71	0,07	150,42	10,96	0,27	3,54	414,482
0,375	1,87	0,07	141,65	12,36	0,29	3,71	455,585
0,4	2,04	0,07	133,85	13,84	0,31	3,89	500,133
0,425	2,22	0,07	126,87	15,41	0,32	4,07	548,434
0,45	2,43	0,07	120,57	17,06	0,34	4,26	600,810
0,475	2,64	0,07	114,88	18,79	0,36	4,46	657,595
0,5	2,87	0,07	109,69	20,61	0,38	4,66	719,138
0,525	3,12	0,07	104,96	22,51	0,39	4,87	785,806
0,55	3,37	0,07	100,61	24,50	0,41	5,09	857,980
0,575	3,65	0,07	96,61	26,57	0,43	5,32	936,059
0,6	3,94	0,06	92,92	28,72	0,44	5,55	1020,458
0,625	4,24	0,06	89,50	30,96	0,46	5,79	1111,612
0,65	4,55	0,06	86,32	33,28	0,48	6,04	1209,973
0,675	4,88	0,06	83,36	35,68	0,49	6,30	1316,013
0,7	5,23	0,05	80,60	38,17	0,51	6,57	1430,221
0,725	5,59	0,05	78,01	40,75	0,53	6,85	1553,108
0,75	5,96	0,05	75,59	43,40	0,54	7,13	1685,204
0,775	6,35	0,04	73,31	46,14	0,56	7,43	1827,060
0,8	6,75	0,04	71,16	48,97	0,58	7,73	1979,245
0,825	7,17	0,04	69,14	51,88	0,60	8,04	2142,353
0,85	7,60	0,03	67,22	54,87	0,61	8,36	2316,995
0,875	8,05	0,03	65,41	57,95	0,63	8,69	2503,807
0,9	8,50	0,02	63,70	61,11	0,65	9,03	2703,444
0,925	8,98	0,02	62,07	64,35	0,66	9,38	2916,584
0,95	9,47	0,01	60,53	67,68	0,68	9,74	3143,928
0,975	9,97	0,01	59,06	71,09	0,70	10,11	3386,196
1	10,49	0,00	57,66	74,59	0,71	10,49	3644,134

### Grönnerud correlation

This method calculates

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[ x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{1/2}) \right],$$

The frictional pressure gradient depends on the liquid Froude number  $Fr_l = G^2 / gD\rho_l^2$  :

where the friction factor  $f_{Fr} = 1$  if  $Fr_l \geq 1$  and

$$f_{Fr} = Fr_l^{0.3} + 0.0055 \left( \ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \text{ otherwise.}$$

The values of  $Fr_l=1.89E-01$  and  $f_{Fr}=6.22E-01$ , both dimensionless, remain constant for the range of qualities considered and the rest of the values are contained in the table that follows.

x	$(dp/dz)_{Fr}$	$\Phi_{gd}$	$\Delta p_{f,gd}$ (Pa/m)
0	0,00	1,00	33,13
0,025	0,02	1,18	46,01
0,05	0,04	1,40	65,17
0,075	0,07	1,67	91,90
0,1	0,10	1,96	127,82
0,125	0,14	2,30	174,75
0,15	0,18	2,66	234,65
0,175	0,22	3,06	309,63
0,2	0,26	3,48	401,89
0,225	0,31	3,94	513,80
0,25	0,36	4,42	647,79
0,275	0,41	4,93	806,43
0,3	0,47	5,47	992,36
0,325	0,53	6,04	1208,33
0,35	0,59	6,63	1457,14
0,375	0,66	7,25	1741,69
0,4	0,73	7,89	2064,89
0,425	0,80	8,56	2429,63
0,45	0,87	9,26	2838,78
0,475	0,95	9,97	3295,01
0,5	1,02	10,71	3800,76
0,525	1,10	11,47	4358,00
0,55	1,19	12,25	4967,97
0,575	1,27	13,04	5630,92
0,6	1,35	13,84	6345,55
0,625	1,44	14,65	7108,49
0,65	1,52	15,45	7913,48
0,675	1,61	16,25	8750,39
0,7	1,69	17,03	9604,03
0,725	1,77	17,76	10452,73
0,75	1,84	18,44	11266,73
0,775	1,90	19,04	12006,48
0,8	1,95	19,52	12621,14
0,825	1,99	19,84	13047,51
0,85	2,00	19,97	13210,20
0,875	1,98	19,83	13024,06
0,9	1,93	19,35	12400,41
0,925	1,84	18,43	11259,82
0,95	1,68	16,98	9555,15
0,975	1,46	14,85	7310,38
1	1,15	11,89	4683,61

## Calculation of the pressure drop inside the tubes: evaporator

### **Properties for the calculation of the pressure drop in the evaporator**

<b>T</b>	272,15	K
<b>P</b>	0,2823	Mpa
<b><math>\rho_{\text{liquid}}</math></b>	1298,07	Kg/m <sup>3</sup>
<b><math>\rho_{\text{vapor}}</math></b>	13,93	Kg/m <sup>3</sup>
<b>mass flux</b>	153,135	Kg/m <sup>2</sup> *s
<b>length</b>	0,3	m
<b><math>\mu_{\text{liquid}}</math></b>	2,699E-4	Pa*s
<b><math>\mu_{\text{vapor}}</math></b>	1,069E-05	Pa*s
<b>A<sub>cross</sub></b>	7,314E-05	m <sup>2</sup>
<b><math>\sigma</math></b>	11,57	N/m
<b><math>g_c</math></b>	1	
<b>d<sub>0</sub></b>	1,00E-02	m
<b><math>\mu_l/\mu_v</math></b>	25,25	
<b>d<sub>i</sub></b>	9,65E-03	m
<b>k</b>	1,50E-06	m

*Single-phase pressure drop: superheating with and without roughness effect*

$\zeta_{\text{no roughness}}$	$\Delta P$ (Pa/m)	$\zeta_{\text{roughness}}$	$\Delta P$ (Pa/m)	$\mu$ (Pa*s)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$Re_i$	T (K)
0,016834	440,53	0,017783	465,37	1,07E-05	13,93	138243,14	272,15
0,016861	445,79	0,017806	470,78	1,08E-05	13,79	137158,40	274,15
0,016887	451,01	0,017828	476,15	1,09E-05	13,65	136094,45	276,15
0,016914	456,2	0,017851	481,48	1,09E-05	13,51	135050,52	278,15
0,016940	461,35	0,017873	486,77	1,10E-05	13,38	134025,92	280,15
0,016966	466,47	0,017895	492,03	1,11E-05	13,26	133019,99	282,15

*Two-phase flow pattern map by Baker for horizontal tubes*

$\lambda=3,834$  and  $\psi=0,00338$  are calculated analogously to the calculations in the condenser and remain constant through the range of qualities considered. The values that change are represented in the following table.

x	$\dot{m}_g(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_l(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_g/\lambda(kg/m^2 * s)$	$\dot{m}_l * \psi(kg/m^2 * s)$
0,3	48,97	104,16	12,77	0,35
0,325	49,77	103,37	12,98	0,35
0,35	53,60	99,54	13,98	0,34
0,375	57,43	95,71	14,98	0,32
0,4	61,25	91,88	15,98	0,31
0,425	65,08	88,05	16,97	0,30
0,45	68,91	84,22	17,97	0,28
0,475	72,74	80,40	18,97	0,27
0,5	76,57	76,57	19,97	0,26
0,525	80,40	72,74	20,97	0,25
0,55	84,22	68,91	21,97	0,23
0,575	88,05	65,08	22,96	0,22
0,6	91,88	61,25	23,96	0,21
0,625	95,71	57,43	24,96	0,19
0,65	99,54	53,60	25,96	0,18
0,675	103,37	49,77	26,96	0,17
0,7	107,19	45,94	27,96	0,16
0,725	111,02	42,11	28,95	0,14
0,75	114,85	38,28	29,95	0,13
0,775	118,68	34,46	30,95	0,12
0,8	122,51	30,63	31,95	0,10
0,825	126,34	26,80	32,95	0,09
0,85	130,16	22,97	33,95	0,08
0,875	133,99	19,14	34,95	0,06
0,9	137,82	15,31	35,94	0,05
0,925	141,65	11,49	36,94	0,04
0,95	145,48	7,66	37,94	0,03
0,975	149,31	3,83	38,94	0,01
1	153,13	0,00	39,94	0,00

## *Two-phase frictional pressure losses*

### Friedel correlation

Calculation analogous to that on the condenser.

Values that remain constant in the range of qualities considered:  $Re_{lo}=5473,87$ ,  $f_{lo} = 0,01$ ,  $Re_{vo} = 138243,43$ ,  $f_{vo} = 0,004$  and  $H=32.61$ . The others are calculated in the table that follows.

x	E	F	$\rho_{hom}$	Fr <sub>l</sub>	We <sub>l</sub>	$(\Phi_{fr})^2$	$\Delta p_{f,fr}$ (Pa/m)
0,3	4,23	0,07	45,30	116,59	0,45	9,98	990,58
0,325	4,85	0,07	41,93	136,10	0,48	10,69	1136,62
0,35	5,51	0,07	39,03	157,12	0,52	11,42	1298,00
0,375	6,24	0,07	36,50	179,64	0,56	12,18	1476,13
0,4	7,01	0,07	34,28	203,68	0,59	12,96	1672,49
0,425	7,84	0,07	32,31	229,22	0,63	13,77	1888,64
0,45	8,72	0,07	30,56	256,27	0,66	14,61	2126,22
0,475	9,65	0,07	28,98	284,83	0,70	15,48	2386,94
0,5	10,64	0,07	27,57	314,89	0,74	16,38	2672,60
0,525	11,68	0,07	26,28	346,47	0,77	17,32	2985,11
0,55	12,78	0,07	25,11	379,55	0,81	18,28	3326,42
0,575	13,92	0,07	24,04	414,14	0,84	19,27	3698,61
0,6	15,12	0,06	23,05	450,24	0,88	20,30	4103,81
0,625	16,38	0,06	22,15	487,85	0,92	21,37	4544,29
0,65	17,68	0,06	21,31	526,97	0,95	22,46	5022,37
0,675	19,04	0,06	20,53	567,59	0,99	23,59	5540,47
0,7	20,46	0,05	19,81	609,72	1,02	24,76	6101,13
0,725	21,92	0,05	19,14	653,36	1,06	25,96	6706,95
0,75	23,44	0,05	18,51	698,51	1,10	27,19	7360,66
0,775	25,02	0,04	17,92	745,17	1,13	28,46	8065,06
0,8	26,64	0,04	17,37	793,34	1,17	29,77	8823,06
0,825	28,32	0,04	16,85	843,01	1,20	31,11	9637,68
0,85	30,05	0,03	16,36	894,19	1,24	32,50	10512,01
0,875	31,84	0,03	15,90	946,89	1,28	33,91	11449,29
0,9	33,68	0,02	15,46	1001,09	1,31	35,37	12452,80
0,925	35,57	0,02	15,05	1056,79	1,35	36,86	13525,97
0,95	37,51	0,01	14,66	1114,01	1,38	38,39	14672,31
0,975	39,51	0,01	14,28	1172,73	1,42	39,96	15895,45
1	41,56	0,00	13,93	1232,97	1,46	41,56	17199,10

*Grönnerud correlation*

The calculation is analogous to that in the condenser. The values of  $Fr_l=0,14$  and  $f_{Fr}=0,58$ , both dimensionless, remain constant for the range of qualities considered and the rest of the values are contained in the table that follows.

x	$(dp/dz)_{Fr}$	$\Phi_{gd}$	$\Delta p_{f,gd}$ (Pa/m)
0,3	0,44	18,76	3505,37
0,325	0,49	21,01	4395,94
0,35	0,55	23,37	5436,02
0,375	0,61	25,82	6639,37
0,4	0,68	28,38	8019,95
0,425	0,74	31,04	9591,72
0,45	0,81	33,79	11368,41
0,475	0,88	36,64	13363,11
0,5	0,95	39,57	15587,74
0,525	1,03	42,58	18052,24
0,55	1,10	45,67	20763,50
0,575	1,18	48,82	23723,82
0,6	1,26	52,01	26928,90
0,625	1,34	55,23	30365,10
0,65	1,42	58,45	34006,03
0,675	1,49	61,63	37808,09
0,7	1,57	64,72	41705,12
0,725	1,64	67,68	45601,94
0,75	1,71	70,42	49367,11
0,775	1,77	72,84	52825,25
0,8	1,82	74,83	55749,86
0,825	1,85	76,24	57858,38
0,85	1,87	76,86	58812,25
0,875	1,86	76,48	58226,69
0,9	1,82	74,80	55697,51
0,925	1,74	71,47	50855,97
0,95	1,60	66,08	43468,68
0,975	1,41	58,10	33606,98
1	1,13	46,93	21922,00

Calculation of the pressure drop in the air side of both heat exchangers

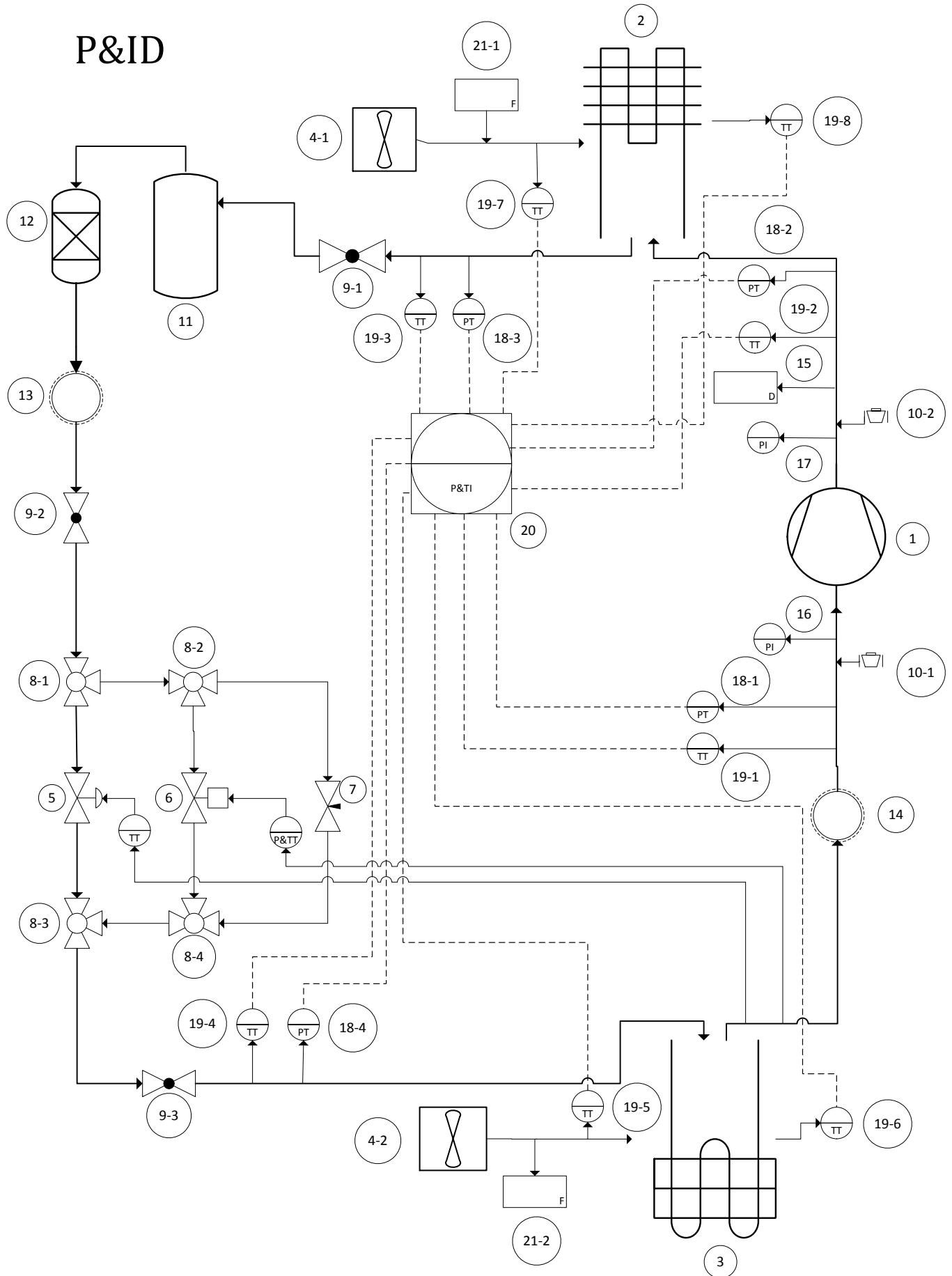
<b>Data and properties of the condenser</b>		
<b>T<sub>air,in</sub></b>	293,15	K
<b>P<sub>air,in</sub></b>	0,101325	Mpa
<b>T<sub>out,air</sub></b>	301,5778	K
<b>P<sub>air,out</sub></b>	0,101325	Mpa
<b>Volume flow</b>	800	m <sup>3</sup> /h
<b>Velocity</b>	2,645	m/s
<b>ρ<sub>in</sub></b>	1,204	Kg/m <sup>3</sup>
<b>μ<sub>in</sub></b>	1,825E-05	Pa*s
<b>ρ<sub>out</sub></b>	1,17051784	Kg/m <sup>3</sup>
<b>μ<sub>out</sub></b>	1,86557E-05	Pa*s
<b>Mass flow</b>	0,268	Kg/s
<b>Mass flux (G)</b>	4,57	Kg/m <sup>2</sup> *s
<b>D<sub>h</sub></b>	4,74E-01	m
<b>r<sub>h</sub></b>	0,118	m
<b>A<sub>fr</sub></b>	0,084	m <sup>2</sup>
<b>L<sub>3</sub></b>	0,28	m
<b>L<sub>1</sub></b>	0,3	m
<b>δ<sub>f</sub></b>	2,00E-04	m
<b>s</b>	2,20E-03	m
<b>Number of fins</b>	125,00	
<b>N<sub>tubes</sub></b>	64	
<b>N<sub>r</sub></b>	8	
<b>Nf</b>	416,67	fin/m
<b>L<sub>2</sub></b>	0,14	m
<b>d<sub>0</sub></b>	1,00E-02	m
<b>d<sub>i</sub></b>	9,65E-03	m
<b>X<sub>d</sub></b>	2,50E-02	m
<b>X<sub>l</sub></b>	1,75E-02	m
<b>X<sub>t</sub></b>	3,57E-02	m

***Data and properties of the condenser***

<b>T<sub>in,air</sub></b>	293,15	K
<b>P<sub>air,in</sub></b>	0,101325	Mpa
<b>T<sub>out,air</sub></b>	287,154	K
<b>P<sub>air,out</sub></b>	0,101325	Mpa
<b>Volume flow</b>	800	m <sup>3</sup> /h
<b>ρ<sub>in</sub></b>	1,204262713	Kg/m <sup>3</sup>
<b>μ<sub>in</sub></b>	1,82472E-05	Pa*s
<b>ρ<sub>out</sub></b>	1,229483752	Kg/m <sup>3</sup>
<b>μ<sub>out</sub></b>	1,79535E-05	Pa*s
<b>Mass flow</b>	0,267613936	Kg/s
<b>Mass flux (G)</b>	3,29	Kg/m <sup>2</sup> *s
<b>D<sub>h</sub></b>	5,22E-01	m
<b>r<sub>h</sub></b>	0,13	m
<b>A<sub>fr</sub></b>	0,084	m <sup>2</sup>
<b>L<sub>3</sub></b>	0,28	m
<b>L<sub>1</sub></b>	0,3	m
<b>δ<sub>f</sub></b>	2,00E-04	m
<b>s</b>	3,00E-03	m
<b>Number of fins</b>	93,75	
<b>N<sub>r</sub></b>	6	
<b>N<sub>tubes</sub></b>	48	
<b>N<sub>f</sub></b>	312,5	fin/m
<b>p<sub>f</sub></b>	3,20E-03	m
<b>L<sub>2</sub></b>	0,135	m
<b>d<sub>0</sub></b>	1,00E-02	m
<b>d<sub>i</sub></b>	9,65E-03	m
<b>X<sub>d</sub></b>	2,50E-02	m
<b>X<sub>l</sub></b>	1,75E-02	m
<b>X<sub>t</sub></b>	3,57E-02	m

## ANEXO 4: Diagrama de tuberías e instrumentación

# P&ID



---

---

### **LIST OF COMPONENTS**

---

- 1** Compressor
  - 2** Condenser
  - 3** Evaporator
  - 4** Ventilator condenser channel
  - 5** TVX
  - 6** EXV
  - 7** Needle Valve
  - 8** 3-way valve
  - 9** Ball stop valve (with Schrader valve)
  - 10** Schrader valve
  - 11** Liquid receiver
  - 12** Filter drier
  - 13** Sight glass (liquid line)
  - 14** Sight glass (suction line)
  - 15** Pressure switch
  - 16** Suction manometer
  - 17** Discharge manometer
  - 18** Pressure transducer
  - 19** Thermocouple
  - 20** Display for sensors
  - 21** Air flow meter
-

## ANEXO 5: Lista de componentes

POS.	COMPONENT	SUPPLIER	MODEL	AMT	L/H/W (mm)	MAIN CHARS.	CONNECTION	TYPE OF CONNEC.	OPERATING CHARS.	POWER INPUT	MATERIAL
1	Compressor	Fischer Kälteklima (Copeland)	KM-5X (single stage)	1	365*280*235	2 cylinder with 3,97 m3/h, 39 Kg, 0,65 l ester oil	suction line: 1/2"; discharge line: 1/2"	Solder	MOP: 22,5-28 bar; -20°C<t0<12,5°C and 30°C<tc<62°C	220/240V/1~/50 Hz	
	Motor	Fischer Kälteklima (Copeland)	CAG	1		Start with alternate current fitting				220-240/50 Hz	
	Alternate current fitting	Fischer Kälteklima (Copeland)	KM-5	1		External kit				220-240/50 Hz	
2	Condenser	Fischer Kälteklima (Polar kältetechnik)	LH-DX 3518-10	1	408*350*170	9,8 m2; 2,1 l; 7,5 Kg; air flow needed: 750 m3/h	inlet: 15*1mm; outlet: 15*1 mm	Solder	PS:25 bar; TS: 100°C; 5,072 KW		Cu, Al
3	Evaporator	Fischer Kälteklima (Polar kältetechnik)	LH-DX 3518-10	1	408*350*135	5,5 m2; 1,5 l; 5,2 Kg; air flow needed: 750 m3/h	inlet: 10*0,8mm; outlet: 15*1 mm	Solder	PS:25 bar; TS: 100°C; 3,046 KW		Cu, Al
4	Ventilator/Fan	Conrad	Lüfter Basic 25	2	340*340*150	2,6 Kg, 34 dB, 1400 U/min			Leistung: 53W; volume flow: 800m3/h	230 V/AC	Metal, plastic
5	TVX	Fischer Kälteklima (Danfoss)	TEN2	1		0,275 Kg; external pressure equalizer; static superheat:5°C	inlet: 3/8"; outlet: 12*6 mm	Flare/Solder	MOP: 34 bar; Temperature range: -40°C/10°C		Brass
	Valve core	Fischer Kälteklima (Danfoss)	Type 00	1					Qn:1,2 KW		Brass
	Solding adapter	Fischer Kälteklima (Danfoss)		1		Diameter: 10mm, with filter		Flare/Solder			Brass
6	EXV	Fischer Kälteklima (Carel)	EZVO5SSP00	1		with sight glass	inlet: 12mm; outlet: 12 mm	Solder	MOP:35 bar; Temperature range: -40°C/65°C		Cu
	Control panel (temperature & pressure)	Fischer Kälteklima (Carel)	EVD0000E50	1					Qn:1,2 KW	230 V/50 Hz	
	LCD Display	Fischer Kälteklima (Carel)	EVDIS00DE0	1						230 V/50 Hz	
	Connecting cable	Fischer Kälteklima (Carel)		1	6000	with plug				231 V/50 Hz	
7	Needle Valve	Swagelok	B-IR1S12MM	1			inlet: 12mm; outlet: 12 mm	Screw joints			Brass
	Tube Fitting	Swagelok	B-12M0-1-8	2				male screw to solder			Brass
8	3-way valve	Swagelok	B-45XS12MM	4			inlet: 12mm; outlet: 12 mm	Screw joints			Brass
	Union T	Swagelok	B-12M0-3-4TTF	4				male screw to solder			Brass
9	Ball stop valve (with Schrader valve)	Fischer Kälteklima (Refrarco)	R-TEK 10	3	132*55	Schrader valve incorporated	inlet: 10mm; outlet: 10 mm	Solder	MOP:45 bar		Brass, Cu
10	Schrader valves	Fischer Kälteklima	SVF-mm	2	29	26 g	7/16" UNF and 6/8/10 mm	Solder			
11	Liquid receiver	L'Unité Hermetique		1		1,6 Kg; 1,5l	suction line: 10mm, discharge line: 10mm	Solder			
	Rotalock valve 1"-10 mm	L'Unité Hermetique		1	19	2,4 m3/h; without gasket	1" and 10 mm	Female screw to solder	Ps:45 bar Ts:-10/+140°C;Ps:34 bar Ts:-40/-10°C		Cu, tin
	Teflon gasket 1"	L'Unité Hermetique		1	1,5		Outer Ø 19,1mm; Inner Ø 15,9 mm	Screw connection			Teflon
12	Filter drier	Fischer Kälteklima (Danfoss)	DML 083s	1	139; Ø58	Shell volume: 170 cm3; Isolid core volume:104 cm3; 0,322 Kg	inlet: 10mm; outlet: 10 mm	Solder	MOP: 46 bar; Temperature range: -40°C/70°C		Steel, Cu
13	Sight glass	Fischer Kälteklima (Danfoss)	SGP 10SN	1	119	With moisture degree indicator (green/yellow); 0,116 Kg	inlet: 10mm; outlet: 10 mm	Solder	MOP: 52 bar; Temperature range: -50°C/80°C		Brass
14	Sight glass	Fischer Kälteklima (Danfoss)	SGP 12SN	1	146	With moisture degree indicator (green/yellow)	inlet: 12mm; outlet: 12 mm	Solder	MOP: 52 bar; Temperature range: -50°C/80°C		Brass
15	Pressure switch	Fischer Kälteklima (Johnson Controls)	P77AAW-9350	1		Auto reset; one switch (high pressure)	Flare 6 mm without coupling nut	Flare	Pressure limits:3/30 bar; Pressure difference: 3,5/12 bar	16 A/~400V (resistive);10A/~400V (inductive)	
16	Suction manometer	Fischer Kälteklima	Klasse 1 ND	1	Ø60	Oil steamed as anti-pulsator; blue	7/16" UNF	Male screw	Pressure range: -1/10 bar		Brass, Plastic
17	Discharge manometer	Fischer Kälteklima	Klasse 1 HD	1	Ø60	Oil steamed as anti-pulsator; red	7/16" UNF	Male screw	Pressure range: -1/30 bar		Brass, Plastic
	Security holder	Fischer Kälteklima	NG 60	2	Ø60						
	Coupling nut	Reiss Kälte-Klima	KM 7/16"-6	2			7/16" UNF	Coupling nut			
18	Pressure transducer	Fischer Kälteklima (Keller)	PA21Y-30	4		Temperature range:-40/100°C	7/16" UNF	Female screw	Pressure range:0/30 bar	4-20 mA	Si
	T-piece	Reiss Kälte-Klima		4							Brass
	Connecting cable	Fischer Kälteklima		4	5000	with plug				230V/ Hz	
19	Thermocouple	Workshop		8							
20	Display for sensors	Workshop		1							
21	Air flow meter	Conrad	VPT-100	2	203*75*50	with pitot tube: Ø 8 mm*210 mm, 300 mm; 338 g			Flow range: 0/99999 m³/min; Temperature range:0°C/50°C		

**Zacher COMPONENT GmbH**

Entwicklung, Fertigung und Vertrieb  
von Maschinenbaukomponenten

Tel.: 03528 / 41 40 - 0  
Fax: 03528 / 41 40 - 11  
E-Mail: [info@zacher-component.de](mailto:info@zacher-component.de)  
HRB 19659

Zacher COMPONENT GmbH · Agathe-Zeis-Str. 12 · 01454 Radeberg

TU Dresden, Fak.Maschinenwesen

LVV Mollierbau

D - 01062 Dresden

Kunden-Nr.: 10635 Belegnr.: 21411049  
Seite: 1 Datum: 08.12.2014  
Angeb.-Hinweis: Anfrage vom 28.11.2014

**ANGEBOT**

Lieferbedingung: ab StützpunktLAGER - ausschließlich Verpackung  
Lieferzeit: nach Vereinbarung  
Zahlung: 30 Tage netto

Sehr geehrte Frau Sperling,  
gemäß Ihrer Anfrage unterbreite ich Ihnen folgendes Angebot:

Bestell-Nr.	Bezeichnung	Menge	ME
<b>Bausatz Anlagengestell</b>			
4.395000	F-Profil 40x80 hell eloxiert	2,940	m
	Zuschnitt in mm: 2*550 2*920		
4.816702	Flanschleiste 40 an 40	8	Stück
	stat. Belastung		
4.015000	S-Profil 40 hell eloxiert	10,928	m
	Zuschnitt in mm: 4*1280 2*490 2*320 5*470 2*919		
4.016500	Spannbügelsatz 40 -L- an 40, stat. Belast.	20	Stück
4.018501	Handgriff / Handlauf 40 2xGriffstück bei L<1000 mm mit Nutenstein R M8 und Schraube M8x18 DIN 7984	1	Stück
8.230202	Rundrohr 30x2 Alu hell elox.	0,476	m
	Zuschnitt in mm: 1*476		
sb	Achsplatte	4	Stück
M6x25	Schraube M6x25 DIN 7984	16	Stück
sb	Achsbolzen mit Flansch	4	Stück

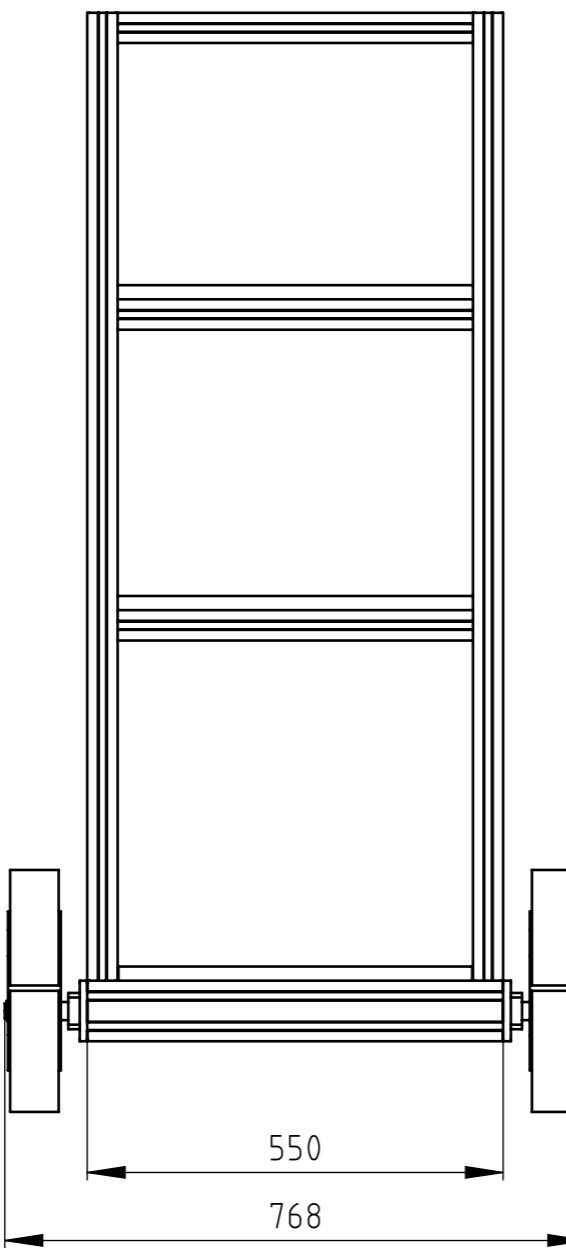
Lieferung erfolgt gemäß den Lieferbedingungen der Fa. RK ROSE+KRIEGER GmbH. Andere Bedingungen bedürfen unserer ausdrücklichen Bestätigung. Alle Preise verstehen sich zzgl. der zum Lieferzeitpunkt gültigen Mwst.

Bestell-Nr.	Bezeichnung	Menge	ME
	PFXEA20-25-70		
M6x14	Schraube M6x14 DIN 7984 verzinkt	8	Stück
sb	3-Sternrolle	4	Stück
sb	Sicherungsring DIN 471 20x1,2	4	Stück
4.012582	Tischplatte 19 mm grau kunststoffbeschichtet, Kanten umleimt, Zuschnitt in mm: 1*550*1000 1*550*920 1*550*400	1,276	m <sup>2</sup>
sb	Sonderbearb. Ausklinkung	8	Stück
sch	Befestigungsschrauben 4er Satz	3	Stück
4.014101	Knotenwinkel 40-1 Ausführung Gußwinkel	12	Stück
4.026209	Befestigungssatz f. KW 40 Nst. R + M8x16	12	Stück
KP	Konstruktion/Projektierung	1	Stück

## ANEXO 6: 2D del soporte del sistema y del conjunto final

1 2 3 4 5 6 7 8

A



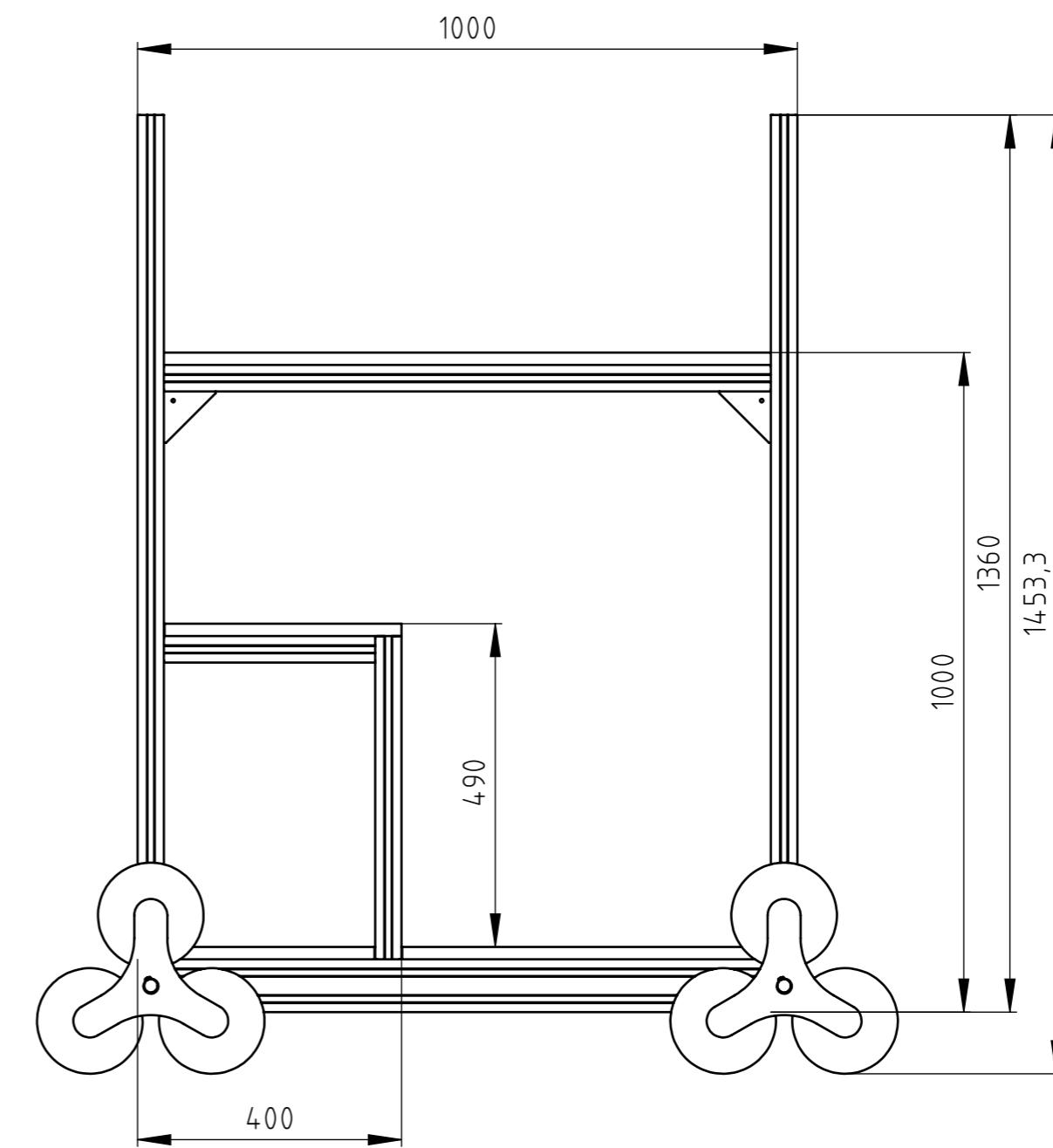
B

C

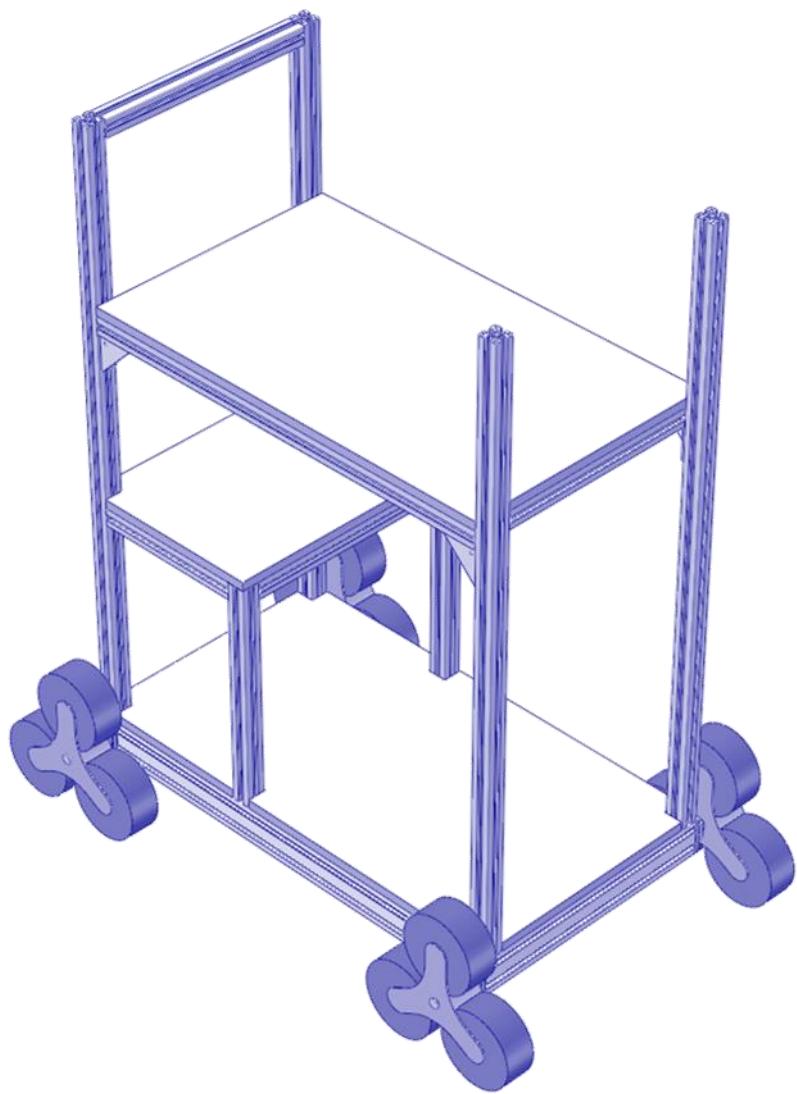
D

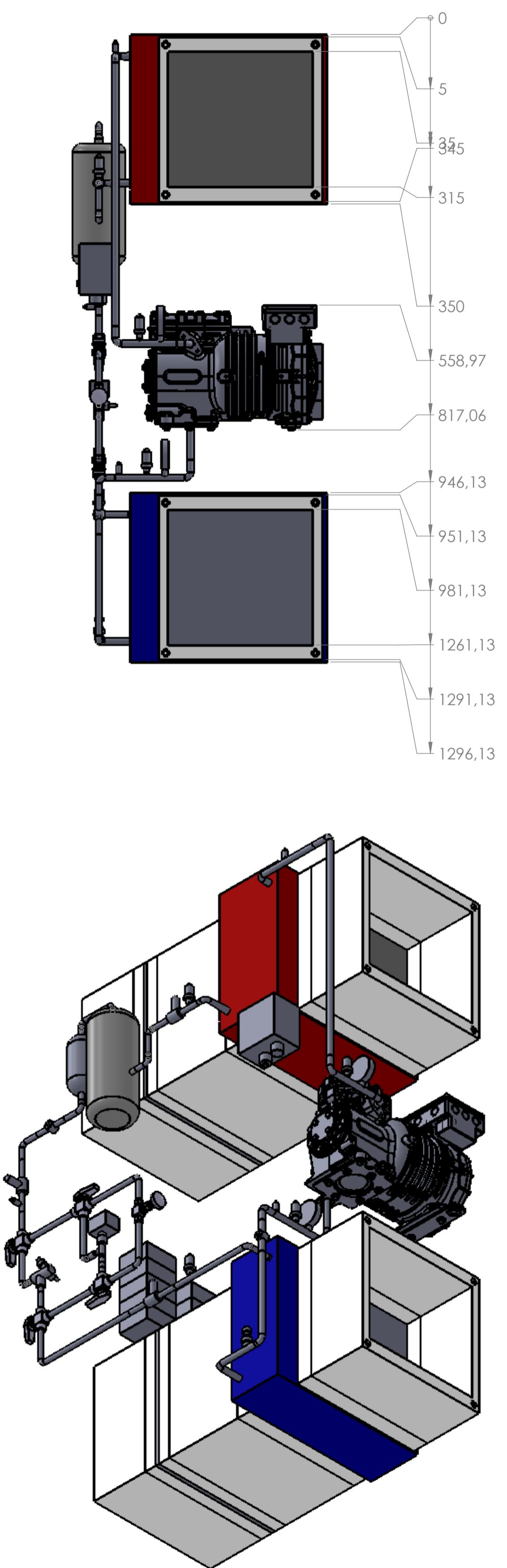
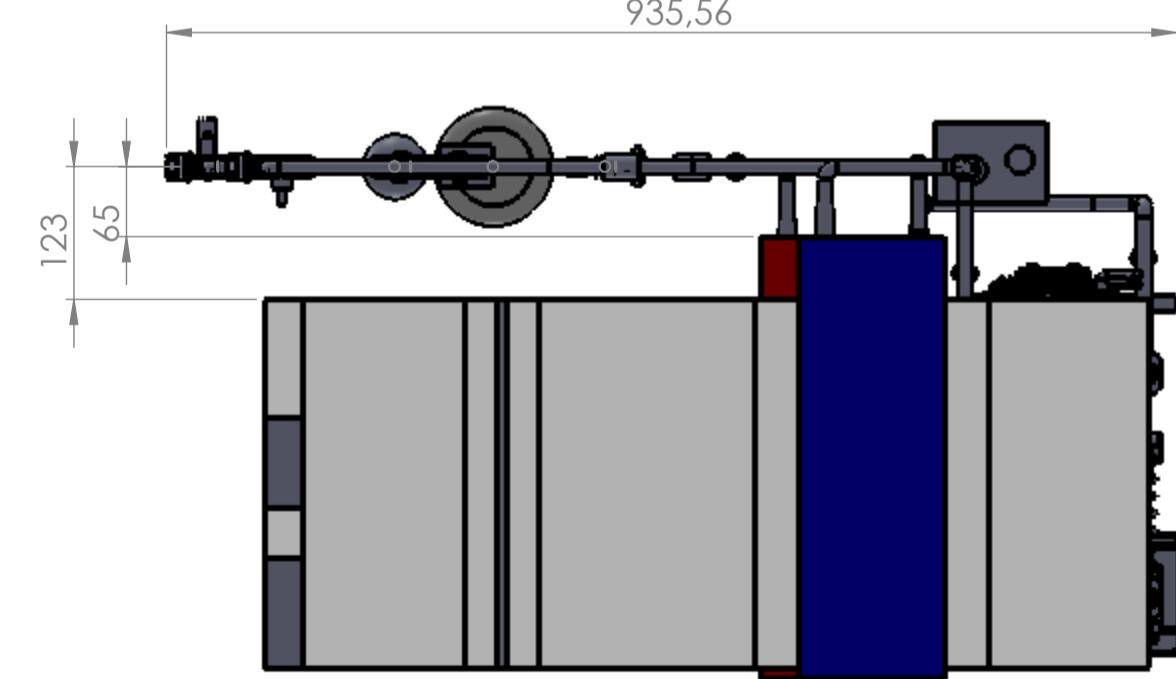
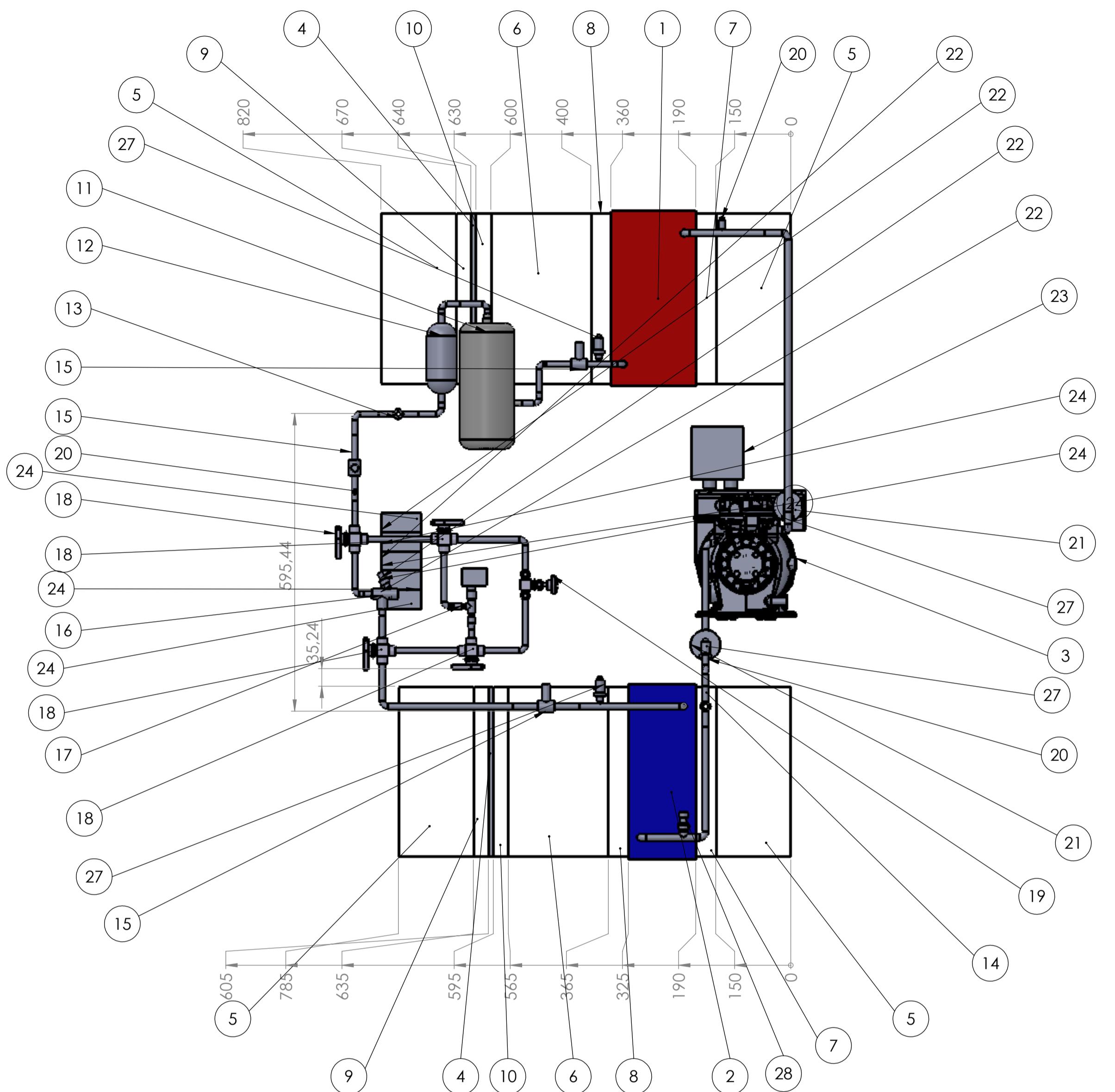
E

F



Oberfläche: Zulässige Abweichung: DIN ISO 2768-m	Maßstab: 1:10	Werkstoff, Halbzeug: -	A3
Kunde: 14-TU DD	Technische Referenz: Schäffner	Erstellt durch: x	Genehmigt von: - Masse (g): 139994.09
Zacher COMPONENT GmbH Agathe-Zeis-Str. 12 01454 Radeberg Tel.: 03528 / 4140 - 0, Fax.: -11 E-Mail: info@zacher-component.de		Dokumentenart: Einzelteilzeichnung	Dokumentenstatus: freigegeben
Titel, zusätzlicher Titel: Anlagengestell		Zeichnungsnummer: Anlagengestell	
And.	Ausgabedatum:	Spr.	Blatt
A	04.12.2014	de	1





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	VERFLÜSSIGER		1
2	VERDAMPFER		1
3	VERDICHTER		1
4	VENTILATOR		2
5	LAnL_001		4
6	LAnL_002		2
7	LAnL_003		2
8	LAnL_004		2
9	LAnL_005		2
10	LAnL_006		2
11	Flüssigkeitssammler	1.6 Kg	1
12	Filtertrockner		1
13	Schauglas löt 10mm		1
14	Schauglas löt 12mm		1
15	Kugelabsperrventil		3
16	TXV		1
17	EXV		1
18	Kugelhahn		4
19	Regulier- und Absperrnadelventil		1
20	Schraderventil		3
21	Saugmanometer/Druckmanometer		2
22	Universalstufenregler		4
23	Pressostat		1
24	Temperaturanzeige		5
25	Saugleitung&Druckleitung	Durchmesser 12 mm	1910 mm ungefähr
26	Flüssigkeitsleitung	Durchmesser 10 mm	2230.5 mm ungefähr
27	Pressure Sensors		4
28	Pressure Sensor EXV		1