

**UNIVERSITATEA TEHNICĂ DIN CLUJ- NAPOCA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**  
**SPECIALIZAREA: Masini si Echipamente Termice**

# ***PROIECT DE DIPLOMĂ***

*Instalația frigorifică a unui depozit pentru produse din carne*

**Conducător de proiect: Prof. Dr. Ing. Balan Mugur**  
**Absolvent: Sorin Geapana**

*2005*

## CUPRINS

### CAP. I. NOȚIUNI INTRODUCATIVE

1.1. Scurt istoric al tehnicii frigului.....	4
1.2. Refrigerarea și congelarea produselor alimentare.....	6
1.2.1. Refrigerarea produselor alimentare.....	6
1.2.2. Congelarea produselor alimentare.....	7
1.2.2.1 Generalități.....	7
1.2.2.2. Viteza și durata de congelare.....	9
1.2.2.3. Depozitarea carcaselor de carne congelate.....	10

### CAP. II. MEMORIU TEHNIC AL INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

2.1. Destinația produsului.....	11
2.2. Principiul de funcționare al instalației.....	11

### CAP. III. DIMENSIONAREA ȘI AMPLASAREA SPAȚIILOR FRIGORIFICE

3.1. Dimensionarea spațiilor frigorifice.....	13
3.2. Amplasarea spațiilor răcite.....	15
3.3. Calculul grosimii izolațiilor.....	17

### CAP. IV. VERIFICAREA LA CONDENSARE

4.1. Parametrii climatici exteriori de calcul.....	27
4.1.1. Parametrii de calcul pentru perioada caldă a anului.....	27
4.1.2. Verificarea izolației în vederea preîntâmpinării condensării vaporilor pe fața caldă a pereților.....	30

### CAP. V. STABILIREA NECESARULUI DE FRIG PENTRU FRIGORIFER

5.1. Necesarul de frig $\Sigma Q_1$ .....	38
5.2. Necesarul de frig $\Sigma Q_2$ .....	41
5.3. Necesarul de frig $\Sigma Q_3$ .....	42
5.4. Necesarul de frig $\Sigma Q_4$ .....	43

## **CAP. VI. STUDIUL VARIANTELOR DE INSTALAȚII COMPATIBILE CU DATELE DE PROIECTARE**

6.1. Alegerea agenților de lucru.....	45
6.2. Stabilirea variantelor de instalații frigorifice posibile ca procese teoretice.....	48
6.2.1. Instalații independente pentru fiecare nivel de temperatură, agent frigorific NH <sub>3</sub> .....	49
6.2.2. O singură centrală frigorifică, două nivele de temperaturi diferite, agent frigorific – freoni.....	64
6.2.3. O singură centrală frigorifică care funcționează cu NH <sub>3</sub> și realizează două, respectiv trei nivele de temperaturi diferite. ....	69
6.3. Studiul rezultatelor obținute în variantele prezentate și alegerea instalației optime...	75
6.4. Calculul în condiții reale a variantei optime de instalații.....	76

## **CAP. VII. CALCULUL ȘI DIMENSIONAREA CONDENSATORULUI**

7.1. Funcționare. Particularități constructive.....	81
7.2. Stabilirea debitelor.....	83
7.3. Stabilirea regimului de curgere.....	84
7.4. Calculul coeficienților de convecție.....	87
7.5. Calculul constructiv al aparatului.....	89
7.6. Calculul racordurilor.....	90
7.7 Calculul fluido-dinamic.....	93

## **CAP. VIII. CALCUL ȘI ALEGEREA APARATELOR COMPONENTE**

8.1 Alegerea compresorului.....	95
8.1.1. Generalități.....	95
8.1.2. Alegerea compresoarelor.....	99
8.1.2.1. Alegerea compresorului de joasă presiune C <sub>1</sub> .....	100
8.1.2.2. Alegerea compresorului de înaltă presiune C <sub>3</sub> .....	100
8.1.2.3. Alegerea compresorului de joasa presiune C <sub>2</sub> .....	102
8.2. Alegerea subrăcitorului SR și a răcitoarelor intermediare R <sub>i1</sub> respectiv R <sub>i2</sub> .....	103
8.2.1 Alegerea subrăcitorului SR.....	104
8.2.2. Alegerea răcitoarelor intermediare R <sub>i1</sub> și R <sub>i2</sub> .....	106
8.2.2.1. Alegerea răcitorului intermediar R <sub>i1</sub> .....	107
8.2.2.2. Alegerea răcitorului intermediar R <sub>i2</sub> .....	108
8.3. Alegerea vaporizatoarelor.....	109
8.3.1. Generalități.....	109
8.3.2 Alegerea vaporizatoului pentru tunelul de congelare carne de porc t <sub>0</sub> = -40 °C.....	110

8.3.3 Alegerea vaporizatorului pentru tunelul de congelare carne de vită $t_0 = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	112
8.3.4 Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de carne de porc congelată $t_{02} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	113
8.3.5. Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de carne de vită congelată $t_{02}' = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	115
8.3.6. Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de refrigerare mezeluri $t_{03} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	117
8.4. Calculul și alegerea buteliei de răcire intermediară.....	118
8.5. Calculul și alegerea rezervorului de amoniac.....	119
8.6. Alegerea ventilelor electromagnetice.....	120
8.6.1 Alegerea ventilelor electromagnetice pentru vaporizatoarele tunelului de congelare carne de porc și tunelului de congelare carne vită.....	121
8.6.2 Alegerea ventilelor electromagnetice pentru vaporizatoarele depozitului de carne porc, depozitului de carne vită și depozitului de refrigerare mezeluri. ....	121
8.7. Alegerea indicatorului de umiditate cu vizor.....	121
 <b>CAP. IX. SCHEMA DE AUTOMATIZARE</b>	
9.1. Menținerea constantă a temperaturii mediului răcit.....	124
9.2. Reglarea supraîncălzirii.....	126
9.3. Controlul presiunii de condensare.....	130
9.4. Oprirea automată a compresorului prin vidare simplă și protecția împotriva acumulării de agent frigorific lichid în compresor în perioadele în care acesta nu funcționează.....	132
9.5. Reglarea puterii frigorifice a instalației .....	133
9.6. Protecția instalației împotriva creșterii presiunii de condensare.....	135
9.7. Protecția compresorului împotriva ungerii ineficiente.....	136
9.8. Oprirea compresoarelor în caz de avarie a condensatorului.....	137
 <b>CAP. X. TEMA TEHNOLOGICĂ</b> .....	139
<b>CAP. XI. NORME DE PROTECȚIE ȘI SECURITATEA MUNCII</b> .....	140
<b>CAP. XII. PREZENTAREA INSTALAȚIEI PROIECTATE</b> .....	150
 <b>BIBLIOGRAFIE</b> .....	162

## **CAPITOLUL I.**

### **NOȚIUNI INTRODUCTIVE**

#### **1.1. Scurt istoric al tehnicii frigului**

.....

#### **1.2. Refrigerarea și congelarea produselor alimentare**

##### **1.2.1. Refrigerarea produselor alimentare**

.....

##### **1.2.2. Congelarea produselor alimentare**

.....

## CAPITOLUL II

### MEMORIU TEHNIC AL INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

.....

#### 2.1. Destinația produsului

Produsul care face obiectul prezentului memoriu tehnic se numește „*Instalație frigorifică pentru depozite de refrigerare și congelare a cărnii de vită*” și este destinată realizării și păstrării temperaturilor scăzute pe trei nivele, astfel:

- un depozit de refrigerare: - 1 ...+ 3°C;
- un tunel de congelare: - 30 ... - 26°C;
- un depozit de congelare: - 20 ... - 16°C.

#### 2.2. Principiul de funcționare al instalației

.....

## CAPITOLUL III

### DIMENSIONAREA ȘI AMPLASAREA SPAȚIILOR FRIGORIFICE

#### 3.1. Dimensionarea spațiilor frigorifice

.....

#### 3.2. Amplasarea spațiilor răcite

.....

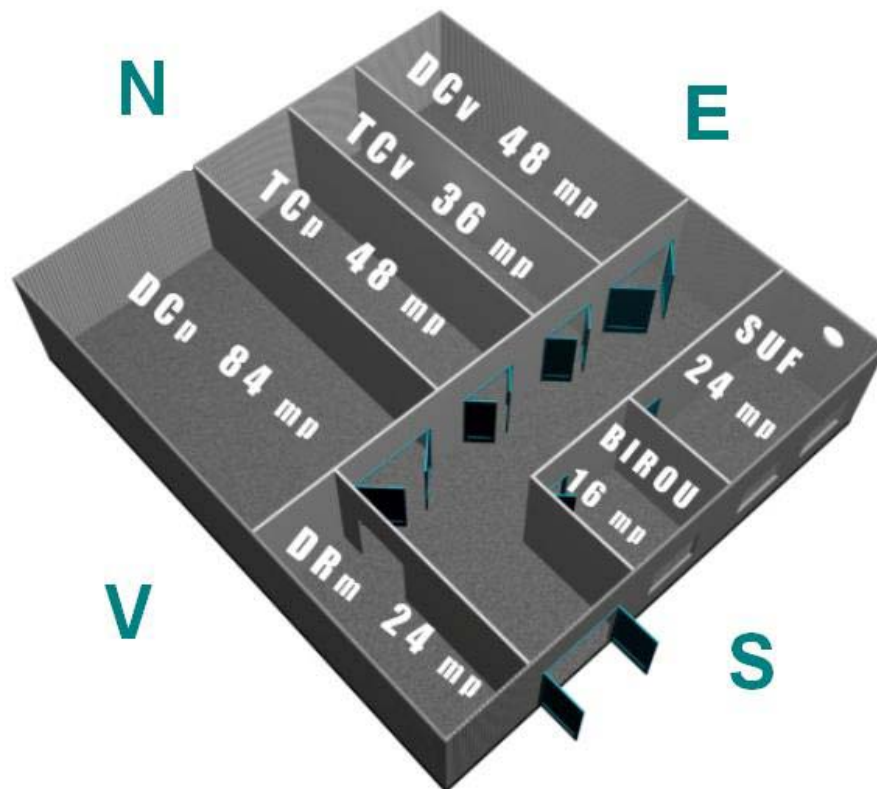


Fig. 3.1. Amplasarea spațiilor frigorifice

### 3.3. Calculul grosimii izolațiilor

.....

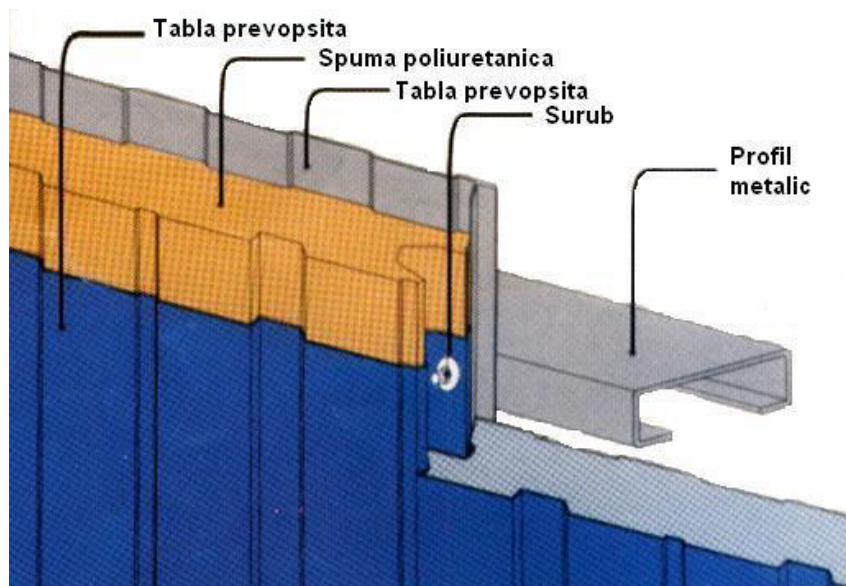


Fig. 3.2. Perete realizat din panouri de tip „sandwich”

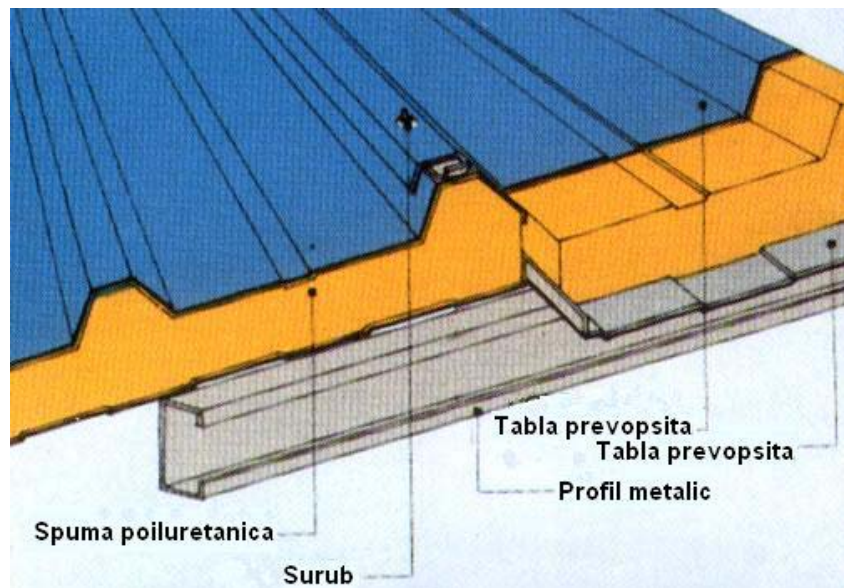


Fig. 3.3. Plafon realizat din panouri de tip „sandwich”



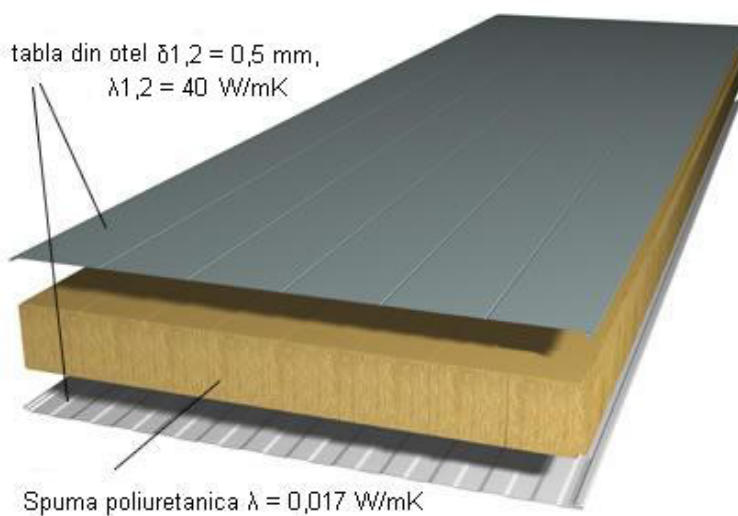


Fig. 3.4. Distribuția straturilor

Valorile obținute sunt prezentate în tabelele de mai jos:

**Tab. 3.1. Valorile grosimii izolațiilor și a coeficientului real de transfer de căldură pentru depozitul de carne de porc congelată**

perete	$k$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\lambda_{iz}$ [W/mK]	$\delta_p$ [m]	$\lambda_p$ [W/mK]	$\alpha_{int}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\delta_{iz}$ [m]	$\delta_{iza}$ [m]	$K$ recalculat [W/m <sup>2</sup> K]
N	0.22	0.017	0.001	40	8	25	0.0745	0.08	0.205
E	0.55	0.017	0.001	40	8	8	0.0267	0.03	0.496
S	0.32	0.017	0.001	40	8	10	0.0493	0.05	0.316
V	0.22	0.017	0.001	40	8	25	0.0745	0.08	0.205
Tavan	0.19	0.017	0.001	40	8	25	0.0867	0.09	0.183
Sol	0.4	0.04	0.25	0.4	8	0	0.0700	0.10	0.308

**Tab.3.2. Valorile grosimii izolațiilor și a coeficientului real de transfer de căldură pentru depozitul de carne de vita congelată**

perete	$k$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\lambda_{iz}$ [W/mK]	$\delta_p$ [m]	$\lambda_p$ [W/mK]	$\alpha_{int}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\delta_{iz}$ [m]	$\delta_{iza}$ [m]	$K$ recalculat [W/m <sup>2</sup> K]
N	0.22	0.017	0.001	40	8	25	0.0745	0.08	0.205
E	0.19	0.017	0.001	40	8	25	0.0867	0.09	0.183
S	0.32	0.017	0.001	40	8	10	0.0493	0.05	0.316
V	0.55	0.017	0.001	40	8	8	0.0267	0.03	0.496
Tavan	0.19	0.017	0.001	40	8	25	0.0867	0.09	0.183
Sol	0.4	0.04	0.25	0.4	8	0	0.0700	0.10	0.308

**Tab.3.3. Valorile grosimii izolațiilor și a coeficientului real de transfer de caldură pentru tunelul de congelare carne porc**

perete	k [W/m <sup>2</sup> K]	$\lambda_{iz}$ [W/mK]	$\delta_p$ [m]	$\lambda_p$ [W/mK]	$\alpha_{int}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\delta_{iz}$ [m]	$\delta_{iza}$ [m]	<i>K recalculat</i> [W/m <sup>2</sup> K]
N	0.19	0.017	0.001	40	8	25	0.0867	<b>0.09</b>	<b>0.183</b>
E	0.52	0.017	0.001	40	8	8	0.0284	<b>0.03</b>	<b>0.496</b>
S	0.3	0.017	0.001	40	8	10	0.0528	<b>0.06</b>	<b>0.266</b>
V	0.52	0.017	0.001	40	8	8	0.0284	<b>0.03</b>	<b>0.496</b>
Tavan	0.17	0.017	0.001	40	8	25	0.0972	<b>0.10</b>	<b>0.165</b>
Sol	0.35	0.04	0.25	0.4	8	0	0.0843	<b>0.10</b>	<b>0.308</b>

**Tab.3.4. Valorile grosimii izolațiilor și a coeficientului real de transfer de caldură pentru tunelul de congelare carne de vită**

perete	k [W/m <sup>2</sup> K]	$\lambda_{iz}$ [W/mK]	$\delta_p$ [m]	$\lambda_p$ [W/mK]	$\alpha_{int}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\delta_{iz}$ [m]	$\delta_{iza}$ [m]	<i>K recalculat</i> [W/m <sup>2</sup> K]
N	0.19	0.017	0.001	40	8	25	0.0867	<b>0.09</b>	<b>0.183</b>
E	0.52	0.017	0.001	40	8	8	0.0284	<b>0.03</b>	<b>0.496</b>
S	0.3	0.017	0.001	40	8	10	0.0528	<b>0.06</b>	<b>0.266</b>
V	0.52	0.017	0.001	40	8	8	0.0284	<b>0.03</b>	<b>0.496</b>
Tavan	0.17	0.017	0.001	40	8	25	0.0972	<b>0.10</b>	<b>0.165</b>
Sol	0.35	0.04	0.25	0.4	8	0	0.0843	<b>0.10</b>	<b>0.308</b>

**Tab.3.5. Valorile grosimii izolațiilor și a coeficientului real de transfer de caldură pentru tunelul de congelare carne porc**

perete	k [W/m <sup>2</sup> K]	$\lambda_{iz}$ [W/mK]	$\delta_p$ [m]	$\lambda_p$ [W/mK]	$\alpha_{int}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_{ext}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\delta_{iz}$ [m]	$\delta_{iza}$ [m]	<i>K recalculat</i> [W/m <sup>2</sup> K]
N	0.63	0.017	0.001	40	8	8	0.0227	<b>0.03</b>	<b>0.496</b>
E	0.63	0.017	0.001	40	8	10	0.0232	<b>0.03</b>	<b>0.503</b>
S	0.34	0.017	0.001	40	8	25	0.0472	<b>0.05</b>	<b>0.322</b>
V	0.34	0.017	0.001	40	8	25	0.0472	<b>0.05</b>	<b>0.322</b>
Tavan	0.28	0.017	0.001	40	8	25	0.0579	<b>0.06</b>	<b>0.271</b>
Sol	0.5	0.04	0.25	0.4	8	0	0.0500	<b>0.05</b>	<b>0.500</b>

## CAPITOLUL IV

### VERIFICAREA LA CONDENSARE

#### 4.1. Parametrii climatici exteriori de calcul

Parametrii și valorile obținute în calcule sunt prezentate în tabelele de mai jos.

**Tab. 4.7 – Parametrii depozitului de carne de porc congelată**

peretele	$t_i$ [°C]	$t_{ec}$ [°C]	$\Delta t_c$ [°C]	A	$\Delta t$ [°C]	$t_e$ [°C]	$\varphi_{ext}$ [%]	$t_r$ [°C]	$\alpha_{ext}$ [W/m²K]	$k_{recalculat}$ [W/m²K]	$k^*$ [W/m²K]
N	-20	32.1	52.1	1	52.1	32.1	36	15	25	0.205	6.778
E	-20	38.45	58.45	0.4	23.38	3.38	60	-3	8	0.384	1.803
S	-20	36.89	56.89	0.76	43.24	23.24	60	15	10	0.316	1.574
V	-20	38.45	58.45	1	58.45	38.45	36	20	25	0.205	6.519
tavan	-20	41.01	61.01	1	61.01	41.01	36	22	25	0.183	6.435

**Tab. 4.8 – Parametrii depozitului de carne de vită congelată**

peretele	$t_i$ [°C]	$t_{ec}$ [°C]	$\Delta t_c$ [°C]	A	$\Delta t$ [°C]	$t_e$ [°C]	$\varphi_{ext}$ [%]	$t_r$ [°C]	$\alpha_{ext}$ [W/m²K]	$k_{recalculat}$ [W/m²K]	$k^*$ [W/m²K]
N	-20	32.1	52.1	1	52.1	32.1	36	15	25	0.205	6.778
E	-20	38.45	58.45	1	58.45	38.45	36	20	25	0.183	6.519
S	-20	36.89	56.89	0.76	43.2364	23.2364	60	15	10	0.316	1.574
W	-20	38.45	58.45	0.4	23.38	3.38	60	-3	8	0.496	1.803
tavan	-20	41.01	61.01	1	61.01	41.01	36	22	25	0.183	6.435

**Tab. 4.9 – Parametrii tunelurilor de congelare carne de porc și carne de vită**

peretele	$t_i$ [°C]	$t_{ec}$ [°C]	$\Delta t_c$ [°C]	A	$\Delta t$ [°C]	$t_e$ [°C]	$\varphi_{ext}$ [%]	$t_r$ [°C]	$\alpha_{ext}$ [W/m²K]	$k_{recalculat}$ [W/m²K]	$k^*$ [W/m²K]
N	-30	32.1	62.1	1	62.1	32.1	36	15	25	0.183	5.687
E	-30	38.45	68.45	0.4	27.38	-2.62	60	-9	8	0.496	1.540
S	-30	36.89	66.89	0.76	50.8364	18	60	10	10	0.266	1.377
W	-30	38.45	68.45	0.4	27.38	-2.62	60	-9	8	0.496	1.540
tavan	-30	41.01	71.01	1	71.01	41.01	36	22	25	0.165	5.529

**Tab. 4.10 – Parametrii depozitului de refrigerare mezeluri**

peretele	$t_i$ [°C]	$t_{ec}$ [°C]	$\Delta t_c$ [°C]	A	$\Delta t$ [°C]	$t_e$ [°C]	$\varphi_{ext}$ [%]	$t_r$ [°C]	$\alpha_{ext}$ [W/m²K]	$k_{recalculat}$ [W/m²K]	$k^*$ [W/m²K]
N	0	32.1	32.1	0.4	12.84	12.84	60	5	8	0.496	4.035
E	0	38.45	38.45	0.76	29.222	18	60	10	10	0.503	3.671
S	0	36.89	36.89	1	36.89	36.89	36	19	25	0.322	10.015
W	0	38.45	38.45	1	38.45	38.45	36	20	25	0.322	9.910
tavan	0	41.01	41.01	1	41.01	41.01	36	22	25	0.271	9.573

## CAPITOLUL V

### STABILIREA NECESARULUI DE FRIG PENTRU FRIGORIFER

#### 5.1. Necesarul de frig datorat pătrunderii căldurii prin pereți

Valorile necesarului de frig pentru aparate,  $\Sigma Q_{1a}$  și ale necesarului de frig pentru compresoare  $\Sigma Q_{1c}$ , sunt calculate în tabelele de mai jos pentru fiecare spațiu răcit în parte.

**Tab. 5.1 – Valorile necesarului de frig  $\Sigma Q_1$  pentru depozitul carne de porc congelată**

peretele	a [m]	b [m]	F [m <sup>2</sup> ]	kr [W/m <sup>2</sup> *K]	$\Delta t$ [°C]	$\Delta tr$ [°C]	$Q_1$ [kJ/24h]	$\Sigma Q_{1a}$ [kJ/24h]	$\Sigma Q_{1c}$ [kJ/24h]
N	7	4.2	29.4	0.205	50	2.01	27083.31293	297131.2062	297131.2062
E	12	4.2	50.4	0.496	20	0	43197.2352		
S	7	4.2	29.4	0.316	38	0	30502.24128		
V	12	4.2	50.4	0.205	50	8.45	52177.42656		
Tavan	12	7	84	0.183	50	11.01	81029.87021		
Podea	12	7	84	0.308	25	0	63141.12		

#### 5.2. Necesarul de frig tehnologic

#### 5.3. Necesarul de frig pentru ventilare

#### 5.4. Necesarul de frig pentru exploatare

**Tab. 5.7. Sarcina frigoică a spațiilor răcite**

SPATIUL FRIGORIFIC	$t_o$ [°C]	$Q_0$ comp [kW]	$Q_{0ap}$ [kW]	$Q_0$ ales [kW]
TC	-40	190,3875	193,2693	195
DC	-30	12,4394	13,6402	14
DR	-10	5,8613	5,8613	6

## CAPITOLUL VI

### STUDIUL VARIANTELOR DE INSTALAȚII COMPATIBILE CU DATELE DE PROIECTARE

#### 6.1. Alegerea agenților de lucru

.....

#### 6.2. Stabilirea variantelor de instalații frigorifice posibile ca procese teoretice

.....

##### 6.2.1. Instalații independente pentru fiecare nivel de temperatură, agent frigorific NH3

###### Varianta A

A<sub>1</sub>. - Instalație frigorifică în două trepte cu o laminare (cu subrăcirea lichidului de înaltă presiune) pentru realizarea puterii frigorifice  $\dot{Q}_{01} = 195 \text{ kW}$  la  $t_{01} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$ - tunel de carne congelată.

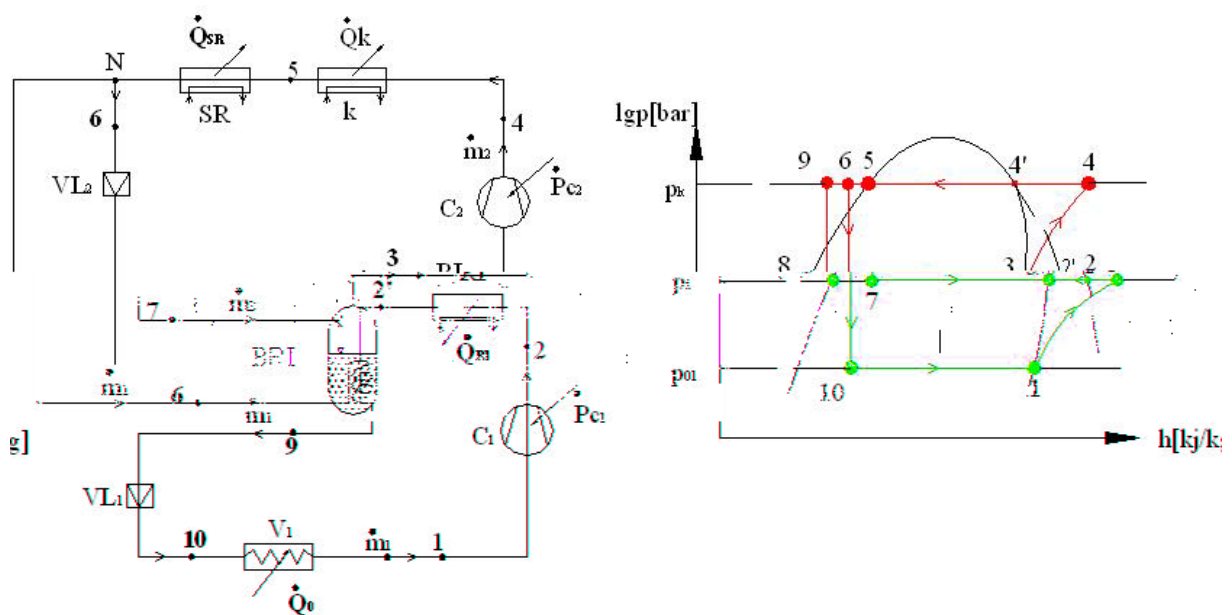


Fig. 6.1. Instalație frigorifică în două trepte cu o laminare - tunel carne congelată

.....

**Tab. 6.1** Valorile parametrilor pentru stările caracteristice

stare	t [oC]	p [bar]	h [kJ/kg]	v [m <sup>3</sup> ]	s [kJ/kgK]	x
1	-40	0.717	1407.25	1.5511	6.2398	1
2	49.677	2.893	1590.93	0.5326	6.2398	
2'	30	2.893	1545.2	0.4951	6.092	
3	-10	2.893	1447.74	0.4152	5.743	1
4	88.312	11.669	1648.33	0.1422	5.743	
5	30	11.669	339.74	0.0017	1.481	0
6	22	11.669	301.28		1.354	
7	-10	2.893	301.28	0.0492	1.389	0.114
8	-10	2.893	156.59	0.00241	0.839	0
9	-6	11.669	173.08		0.901	
10	-40	0.717	173.08	0.172	0.946	0.11

.....

### 6.3. Studiul rezultatelor obținute în variantele prezentate și alegerea instalației optime

.....

**Tab. 6.13 – Parametrii importanți ai variantelor studiate**

Varianta		ΣP [kw]	ΣQk [kw]	ΣQsr [kw]	ΣQRi [kw]	ΣVpc [m <sup>3</sup> /s]	mp [kg/s]	ηextot [%]
I	A	39.36	150.89	4.44	4.02	0.1854	0.3834	62,65
	B	39.07	150.69	4.515	3.86	0.1843	0.3813	63,14
	C	39.09	148.99	4.45	5.64	0.1830	0.5799	63,21
II	D	72.19	271.64	8.13	7.41	0.3467	0.3795	62,25
	E	69.45	276.19	8.25		0.3449	0.6015	64,71
III	F	83.507	298.50	48.85		0.6965	2.5196	53,83
	G	86.14	287.14	57.23		0.3379	2.9320	52,18

Valorile randamentului exergetic, a masei totale a agentului frigorific sunt prezentate schematic în diagramele de mai jos

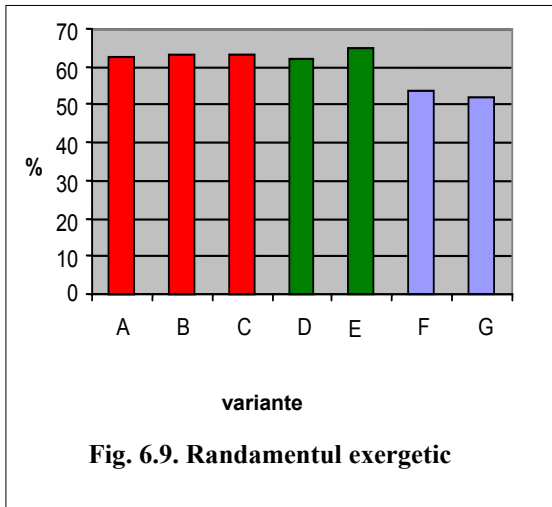


Fig. 6.9. Randamentul exergetic

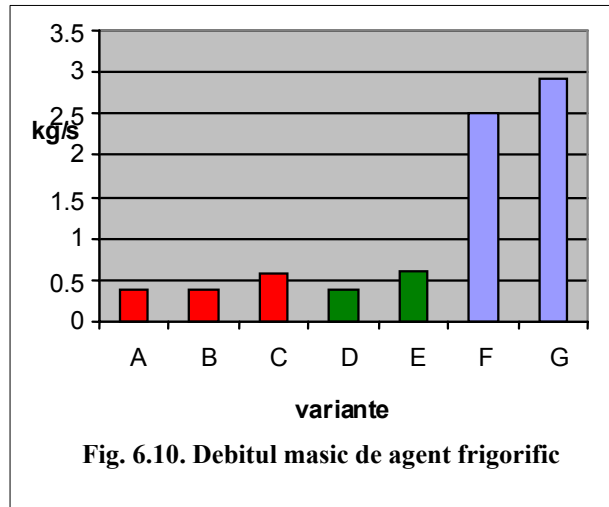


Fig. 6.10. Debitul masic de agent frigorific

astfel, se optează pentru instalația cu cele trei nivele de temperatură diferită funcționând cu amoniac prezentată în cadrul tipului E.

#### 6.4. Calculul în condiții reale a variantei optime de instalații

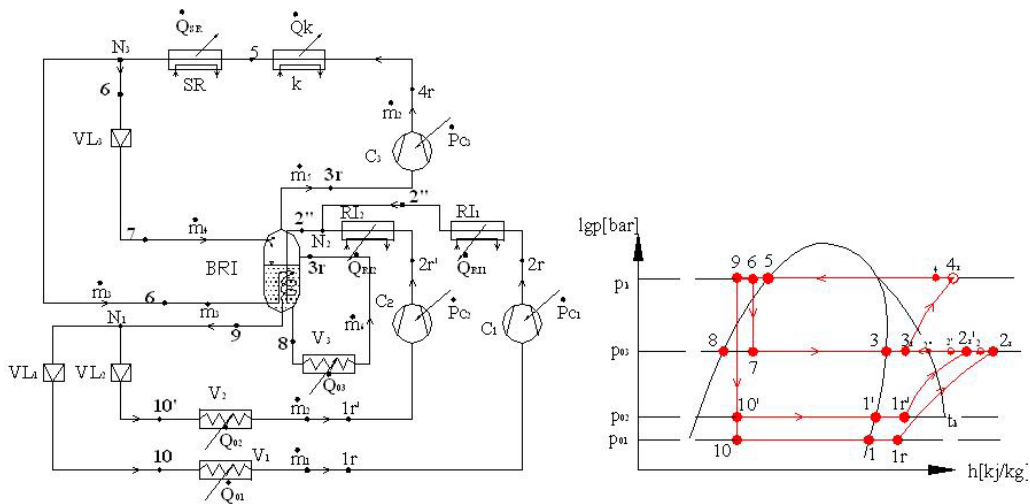


Fig.6.11. Schema instalației reale și ciclul real reprezentat în diagrama lgp – h

**Tab.6.14. Valorile parametrilor pentru stările caracteristice**

stare	t [oC]	p [bar]	h [kJ/kg]	v [m <sup>3</sup> ]	s [kJ/kgK]	x
1	-40	0.717	1406.34	1.5499	6.236	1
1r	-37	0.717	1413.9	1.5688	6.267	
1'	-30	1.185	1422.26	0.9626	6.06	1
1'r	-27	1.185	1428.91	0.9754	6.088	
2	54	2.908	1599.92	0.5378	6.267	
2r	74	2.908	1646.42	0.573	6.403	
2'	29.27	2.908	1543.89	0.4926	6.088	
2'r	37.29	2.908	1572.63	0.5073	6.147	
2''	30	2.908	1545.45	0.4938	6.092	
3	-10	2.908	1448.66	0.4173	5.749	1
3r	-7	2.908	1456.56	0.4233	5.779	
4	91.78	11.62	1657.19	0.1436	5.779	
4r	111.53	11.62	1707.34	0.1534	5.911	
5	30	11.62	339.77	0.0018	1.481	0
6	22	11.62	301.16		1.353	
7	-10	2.908	301.16	0.0487	1.391	0.144
8	-10	2.908	155.21	0.0018	0.834	0
9	-6	11.62	172.2		0.898	
10	-40	0.717	172.2	0.1715	0.943	0.11
10'	-30	1.185	172.2	0.0771	0.919	0.079

.....



## CAPITOLUL VII

### CALCULUL ȘI DIMENSIONAREA CONDENSATORULUI

#### 7.1. Funcționare. Particularități constructive

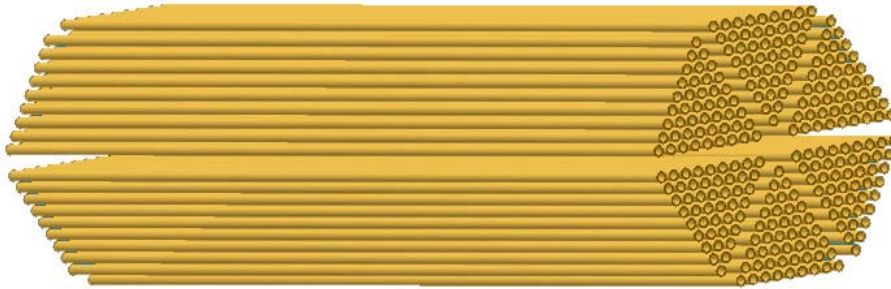
.....

#### 7.2. Stabilirea debitelor

.....

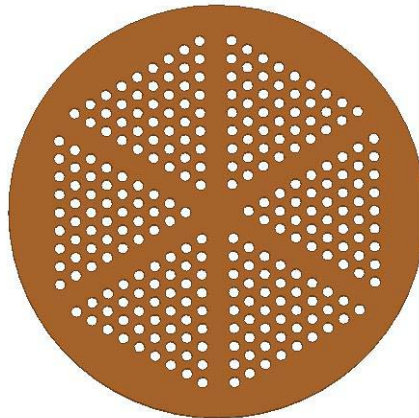
#### 7.3. Stabilirea regimului de curgere

.....



**Fig. 7.3. Fascicul de tevi**

.....



**Fig. 7.4. Placă tubulară**

.....

#### 7.4. Calculul coeficienților de convecție

.....

#### 7.5. Calculul constructiv al aparatului

.....

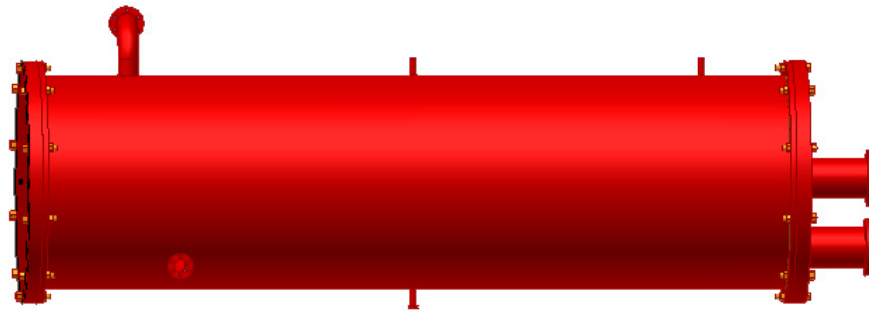


Fig. 7.6. Condensator

#### 7.6. Calculul racordurilor

.....



Fig.7.7. Intrare agent primar

.....



Fig.7.8. Iesire agent primar

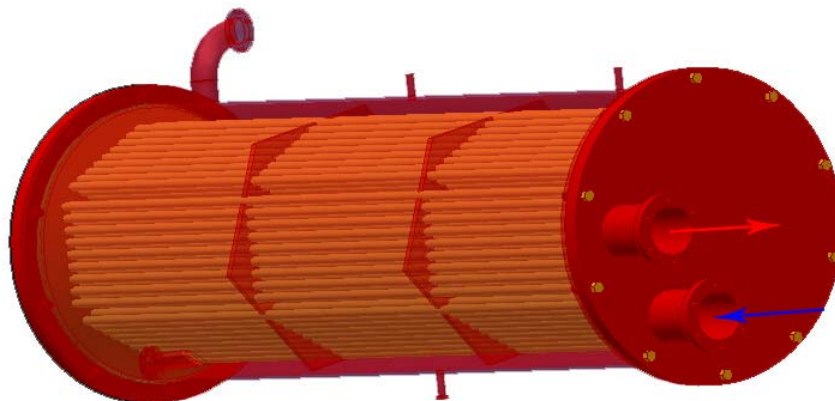


Fig.7.9. Racorduri agent secundar (apa)

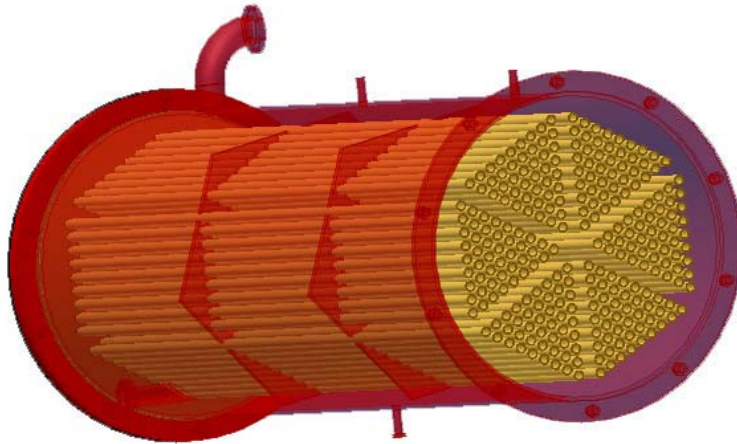


Fig 7.10-Asezare tevi in manta

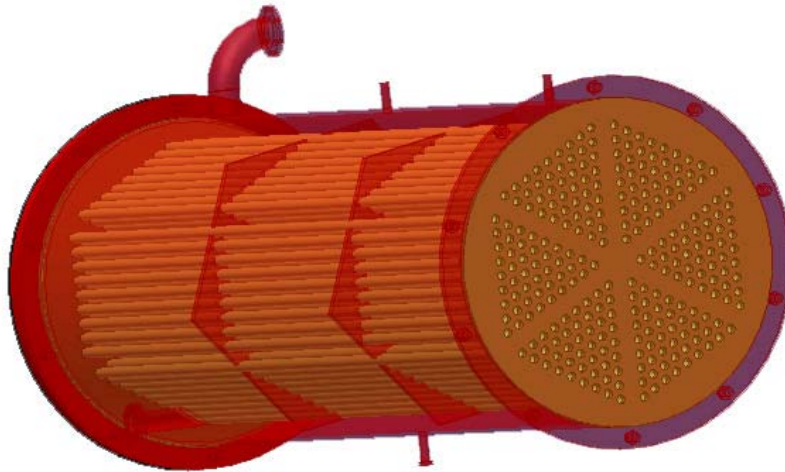


Fig 7.11- Poziționare placa tubulară

## 7.7 Calculul fluido-dinamic

.....

## CAPITOLUL VIII

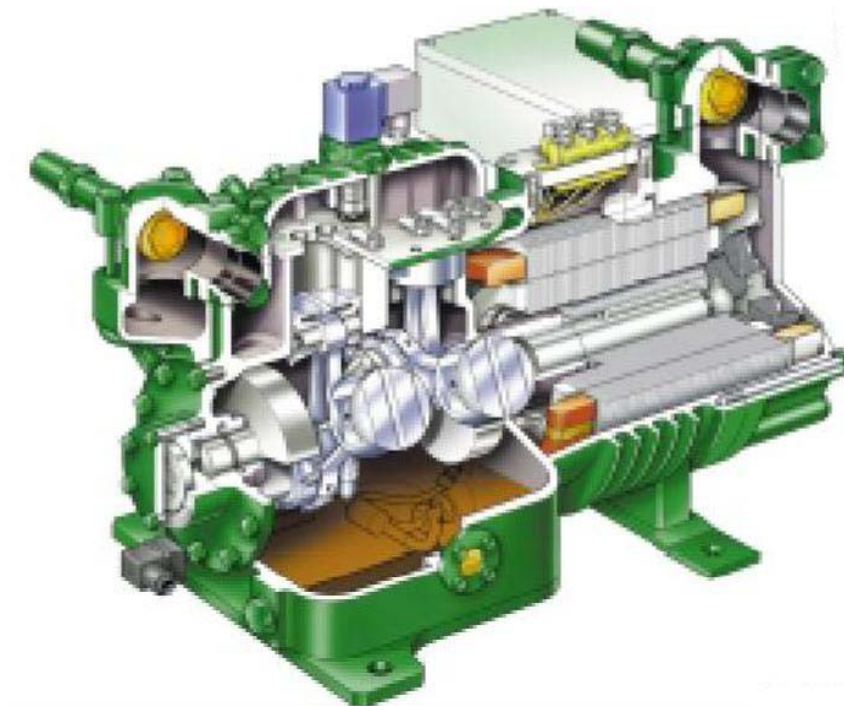
### CALCUL ȘI ALEGEREA APARATELOR COMPONENTE

#### 8.1 Alegerea compresorului

##### 8.1.1. Generalități

Principalele tipuri de compresoare utilizate în tehnica frigului și domeniile de utilizare sunt:

- Compresoare volumice (cu piston)



**Fig. 8.1. Compresor semiermetic Bitzer cu piston**

- Compresoare rotative – pot fi de trei tipuri constructive:
  - elicoidale;
  - cu spirale;
  - centrifugale.

Compresoarele volumice sunt utilizate în domeniul casnic, comercial – sub formă de aplicații comerciale: vitrine frigorifice, camere frigorifice mici, magazine unde puterile frigorifice variază între 5...100 kW, sisteme de climatizare unde puterile frigorifice sunt mai mari de 50...1000 kW, și nu în ultimul rând în industria alimentară și în agricultură, transporturi maritime, chimie etc.



Fig. 8.2. Compresor ermetic Danfoss cu piston

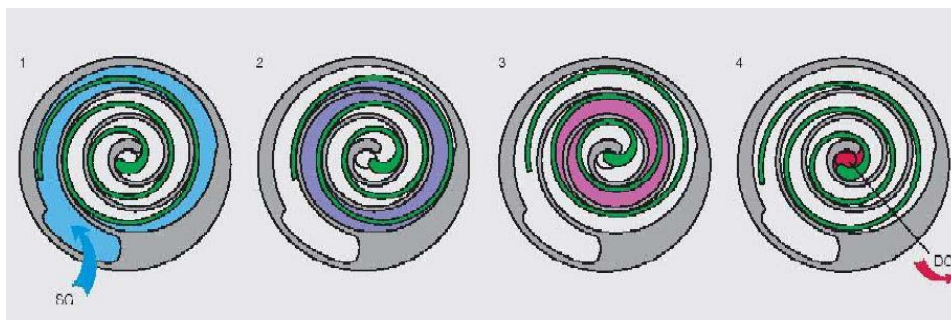


Fig. 8.3. Modul de funcționare al compresoarelor scroll

Din punct de vedere constructiv compresoarele sunt de trei tipuri:

- *Compresoare deschise*: se pot cupla cu motoare separate, de tip electric sau termic și pot vehicula orice tip de agent frigorific. În general sunt utilizate pentru puteri frigorifice medii și mari;
- *Compresoare semiermetice*: sunt cuplate direct la un motor electric, ambele fiind închise într-un carter demontabil comun. Nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri medii.



- *Compressoare ermetice*: se aseamnă cu cele semiermetice, dar sunt închise împreună cu motorul într-o carcasă etanșă nedemontabilă (sudată). Nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri mici și medii.

### Compressoare elicoidale (cu surub)

Compressoarele elicoidale sunt utilizate în domeniile comerciale, climatizare și răcire. În schimb compresoarele rotative cu spirale și cele centrifugale sunt folosite cu preponderență în domeniul climatizării.

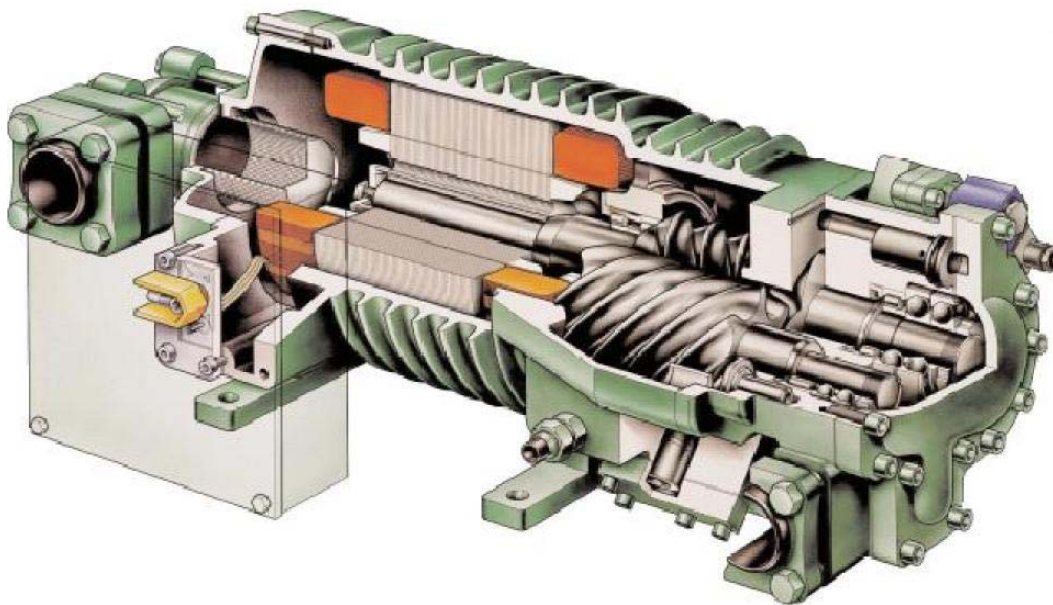


Fig. 8.4. Compresor Bitzer semiermetic cu surub

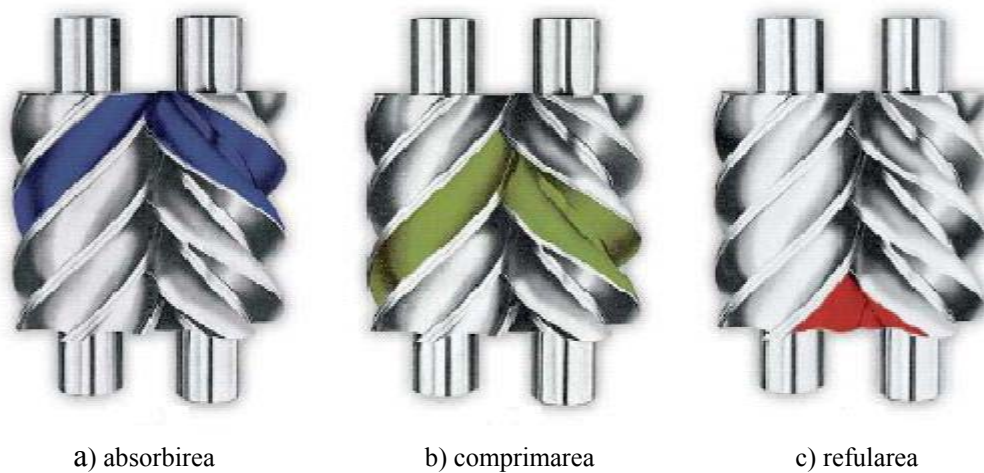
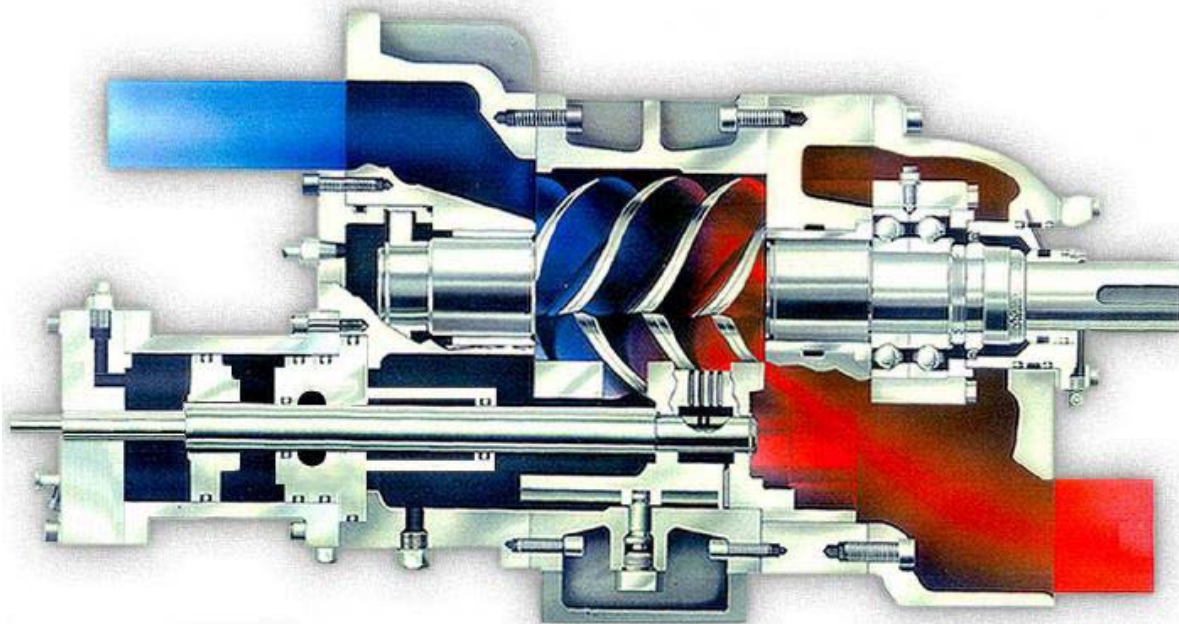


Fig. 8.5. Fazele comprimării

- a) - absorbția vaporilor datorită vidului creat între cei doi lobi până când este atins volumul maxim de absorbție;
- b) – reducerea volumului între lobi, astfel se produce compresia vaporilor;
- c) – vaporii sunt refulați, iar în același timp o nouă cantitate este absorbită.

Din punct de vedere constructiv orificiul de aspirație este fix, iar cel de refulare este realizat din două zone, una fixă prelucrată în carter, iar una variabilă, creată de o piesă având dimensiunea fixată la montaj, amplasată în sertarul de variație a puterii frigorifice.



**Fig. 8.6. – Realizarea comprimării**

*Volumul index* ( $V_i$ ) caracterizează geometria fiecărui compresor în parte, iar randamentul indicat maxim  $\eta_{i\max}$  se obține atunci când  $R_c = V_i^k$ , unde  $R_c$  este raportul de comprimare, iar  $k$  este valoarea indicelui adiabatic, acesta din urmă depinzând de natura agentului de lucru.

De acest aspect trebuie să se țină seama la alegerea compresorului, în funcție de tipul procesului în care va fi utilizat (caracterizat de un domeniu precis pentru  $R_c$ ), astfel încât  $V_i$  să aibă o valoare cât mai favorabilă. Există următoarele recomandări:

- $V_i = 2,5$  pentru climatizare și pompe de căldură ( $R_c \approx 5$ );
- $V_i = 3,5$  pentru procese de răcire ( $R_c \approx 8$ );
- $V_i = 5$  pentru congelare la temperaturi scăzute ( $R_c \approx 15$ ).



Valorile recomandate pentru  $V_i$  au doar un caracter orientativ, dar reprezintă valorile medii uzuale pentru domeniile respective.

**Carterul** pentru aceste mașini este realizat din fontă etanșă (Ft 25 și Ft 26), cilindrii fiind prelucrați direct în corp, acesta din urmă fiind calculat pentru o presiune de 25 bar, fiind supus probelor hidraulice.

**Rotoarele** sunt construite din oțel forjat sau din fontă cu grafit sferic, turnată sub vid, prelucrată mecanic cu mare precizie pe mașini unelte cu freze multiple. La marea majoritate a mașinilor de acest tip, rotorul tată antrenează rotorul mamă, dar noile profile permit și antrenarea rotorului tată de către rotorul mamă, ceea ce permite creșterea vitezei și în consecință a debitului vehiculat de compresor.

**Lagărele:** cele patru paliere sunt lise, cu bile sau cu rulmenți, eventual o combinație a celor două, datorită sarcinilor radiale mari. Aceste paliere sunt în general sensibil supradimensionate.

**Garnitura mecanică** (presgarnitura) este necesară pentru compresoarele deschise și se folosește același tip de garnitură ca la compresoarele cu piston.

Principalele **avantaje** ale compresoarelor elicoidale, față de cele cu piston sunt următoarele:

- dimensiuni mai reduse;
- greutate mai mică;
- siguranța mai mare în funcționare;
- întreținere mai redusă;
- nivel de vibrație redus;
- antrenarea realizată de motoare cu doi poli.

Principalele **dezavantaje** ale compresoarelor elicoidale, față de cele cu piston sunt următoarele:

- prețul mai ridicat (serii de fabricație mai reduse, deci mai scumpe);
- importanța și complexitatea mărită a circuitului de ungere;
- nivelul de zgomot mai ridicat.

### 8.1.2. Alegerea compresoarelor

Compresoarele alese trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- Agentul frigorific să fie amoniac;
- Să poată să susțină puterea frigorifică a instalației;
- Cilindreea orară să fie mai mare decât cilindreea calculată.

#### 8.1.2.1. Alegerea compresorului de joasă presiune $C_1$

Știind că debitul volumic  $\dot{V}_{C_1} = 881,6 \text{ m}^3/\text{h}$  și că puterea frigorifică  $\dot{Q}_{C_1} = 195\text{kW}$ , s-a ales din cataloagele firmei Hartford compresorul elicoidal de tip deschis 2512 din seria LSC.

#### 8.1.2.2. Alegerea compresorului de înaltă presiune $C_3$

Știind că debitul volumic  $\dot{V}_{C_3} = 312,05 \text{ m}^3/\text{h}$  și că puterea frigorifică  $\dot{Q}_{C_3} = 14\text{kW}$ , s-a ales din cataloagele firmei Hartford compresorul elicoidal de tip deschis 2010 din seria LSC.



**Fig. 8.7. Compresor Hartford elicoidal tip LSC**

Caracteristicile generale și tehnice ale celor două tipuri de compresoare, sunt prezentate în tabelele 8.1 .... 8.4.

Tab.8.1.

Model	M3/Hr at 2950 RPM, 50 Hz.	Max. Outlet Pressure	Max. Pressure Differential	Built-In Volume Ratio (Vi)			
				High H2O Cooled	High	Low	Ultra Low
1610	231	241 kPa	190 kPa	---	2.4	4.15	5.4
1610F**	347	241 kPa	190 kPa	---	2.4	---	---
1615	332	241 kPa	190 kPa	---	2.4	4.15	5.4
1615F**	494	241 kPa	190 kPa	---	2.4	---	---
2010	453	241 kPa	190 kPa	2.0	2.4	4.15	5.4
2015	646	241 kPa	190 kPa	2.0	2.4	4.15	5.4
2018	776	241 kPa	145 kPa	2.0	2.4	4.15	5.4
2510	884	224 kPa	172 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
2512	1053	224 kPa	172 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
2515	1263	224 kPa	172 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
2516	1389	224 kPa	172 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
2519	1592	224 kPa	145 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
2522	1885	224 kPa	145 kPa	2.0	2.4	3.6	5.4
3211	1853	241 kPa	207 kPa	---	2.0	3.6	5.4
3216	2777	241 kPa	207 kPa	---	2.0	3.6	5.4

\*\* Female drive rotor.

Tab. 8.2.

Model	R22			R134a			R717		
	Capacity KW	Power* KW	COP	Capacity KW	Power* KW	COP	Capacity KW	Power* KW	COP
1610	373.6	71.5	5.2	247.8	48.9	5.1	381.3	74.8	5.1
1610F**	527.7	125.4	4.2	374.5	88.6	4.2	---	---	---
1615	542.7	103.1	5.3	359.9	70.5	5.1	553.8	107.8	5.1
1615F**	753.5	179.1	4.2	534.7	126.5	4.2	---	---	---
2010	743.6	145.2	5.1	494.2	99.0	5.0	761.1	151.2	5.0
2015	1080.4	209.4	5.2	717.9	142.7	5.0	1105.7	218.1	5.1
2018	1321.4	254.1	5.2	878.0	173.2	5.1	1352.2	264.7	5.1
2510	1488.1	288.9	5.2	988.5	196.9	5.0	1522.3	300.9	5.1
2512	1782.3	345.1	5.2	1184.0	235.3	5.0	1823.2	359.5	5.1
2515	2162.1	416.7	5.2	1436.2	284.0	5.1	2211.6	434.0	5.1
2516	2399.3	460.7	5.2	1593.7	314.0	5.1	2454.0	479.8	5.1
2519	2800.3	533.7	5.2	1859.9	363.8	5.1	2863.9	555.9	5.2
2522	3316.1	632.0	5.2	2202.5	430.8	5.1	3391.4	658.3	5.2
3211	3166.0	624.5	5.1	2102.8	425.7	4.9	3237.9	650.4	5.0
3216	4749.0	936.75	5.1	3154.2	638.6	4.9	4856.9	975.6	5.0

\* Measured at the shaft.

\*\* Female drive rotor.

Tab. 8.3.

Model	Version	Rotor Diameter (mm)	Rotor L/D	Drive Rotor Rotation*	Min. Drive Speed	Max. Drive Speed	Estimated Weight	
					RPM	RPM	Lbs.	Kg.
1610	E	163	1.05	CCW	1500	4000	905	411
1610F**	E	163	1.05	CW	1000	4000	905	411
1615	E	163	1.50	CCW	1500	4000	1,025	465
1615F**	E	163	1.50	CW	1000	4000	1,025	465
2010	F	204	1.05	CCW	1500	4000	1,275	578
2015	F	204	1.50	CCW	1500	4000	1,435	651
2018	F	204	1.80	CCW	1500	4000	1,600	726
2510	F	255	1.05	CCW	1750	3600	2,100	953
2512	F	255	1.25	CCW	1750	3600	2,250	1021
2515	F	255	1.50	CCW	1750	3600	2,406	1091
2516	F	255	1.65	CCW	1750	3600	2,600	1179
2519	F	255	1.90	CCW	1750	3600	2,750	1247
2522	F	255	2.25	CCW	1750	3600	3,000	1361
3211	F	321	1.10	CCW	1750	3600	4,875	2211
3216	F	321	1.65	CCW	1750	3600	6,200	2812

\* Rotation direction looking at compressor from shaft end.

\*\* Female drive rotor.

Tab. 8.4.

Model	Length		Width		Height		Suction Inlet Port Connection		Discharge Port Connection	
	(in.)	(mm)	(in.)	(mm)	(in.)	(mm)	(in.)	(mm)	(in.)	(mm)
1610	45	1143	19	483	23	584	4	102	3	76
1610F**	48	1220	19	480	23	585	4	101	3	76
1615	48	1220	19	480	23	585	4	101	3	76
1615F**	51	1300	19	480	23	585	4	101	3	76
2010	52	1320	23	585	24	610	5	127	4	101
2015	55	1400	23	585	24	610	5	127	4	101
2018	59	1500	23	585	24	610	5	127	4	101
2510	58	1470	28	710	30	760	8	203	6	152
2512	60	1524	28	710	30	760	8	203	6	152
2515	64	1625	28	710	30	760	8	203	6	152
2516	66	1676	28	710	30	760	8	203	6	152
2519	68	1722	28	710	30	760	8	203	6	152
2522	72	1829	28	710	30	760	8	203	6	152
3211	70	1779	35	889	31	787	12	305	8	203
3216	81	2057	35	889	31	787	12	305	8	203

\*\* Female drive rotor.

### 8.1.2.3. Alegerea compresorului de joasa presiune C<sub>2</sub>

În acest caz, debitul volumic  $\dot{V}_2 = 312,05 \text{ m}^3/\text{h}$  și puterea frigorifică  $\dot{Q}_{c2} = 6\text{kW}$ .

Din cataloagele firmei Bitzer s-a ales un compresor de tip deschis, model OSN 5351-k



Fig. 8.8. Compresor deschis elicoidal Bitzer OSN 5351-k

Caracteristicile acestui tip de compresor pot fi urmărite în tabelul de mai jos oferit de firma Bitzer.

Tab 8.5 Caracteristicile compresorului OSN 5351-k

Technical Data	Dimensional units: SI <input type="checkbox"/>
Displacement (2900 RPM 50 Hz)	100 m <sup>3</sup> /h
Displacement (3500 RPM 60 Hz)	121 m <sup>3</sup> /h
Allowed speed range	1450 .. 4500 min <sup>-1</sup>
Sens of rotation (compressor)	rechts / clockwise
Weight	65 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 28 bar
Connection suction line	54 mm - 2 1/8"
Connection suction line (NH3)	DN 50
Connection discharge line	42 mm - 1 5/8"
Connection discharge line (NH3)	DN 40
Adapter/shut-off valve for ECO	22 mm - 7/8" (Option)
Adapter for ECO (NH3)	DN 20 (Option)
Oil type R22	B150SH, B100 (Option)
Oil type R134a/R404A/R507A	BSE170 (Option)
Oil type NH3	Clavus G68/46/32, SHC 224/226E
Oil flow control OFC	Option
Discharge gas temp. protection	Standard
Start unloading	Option
Capacity control	100-75% (Option)
Discharge valve	--
ECO connection with shut-off valve	Option
Coupling	KS 620
Coupling housing	Option



## 8.2. Alegerea subrăcitorului SR și a răcitoarelor intermediare $R_{i1}$ respectiv $R_{i2}$

S-a optat pentru folosirea unor schimbătoare cu plăci brazate. Acestea sunt realizate cu plăci din oțel inoxidabil asamblate prin brazare (lipire) cu ajutorul unui aliaj pe bază de cupru, sau nichel în cazul amoniacului, în cuptoare sub vid.

Compactitatea acestor aparate este foarte mare.

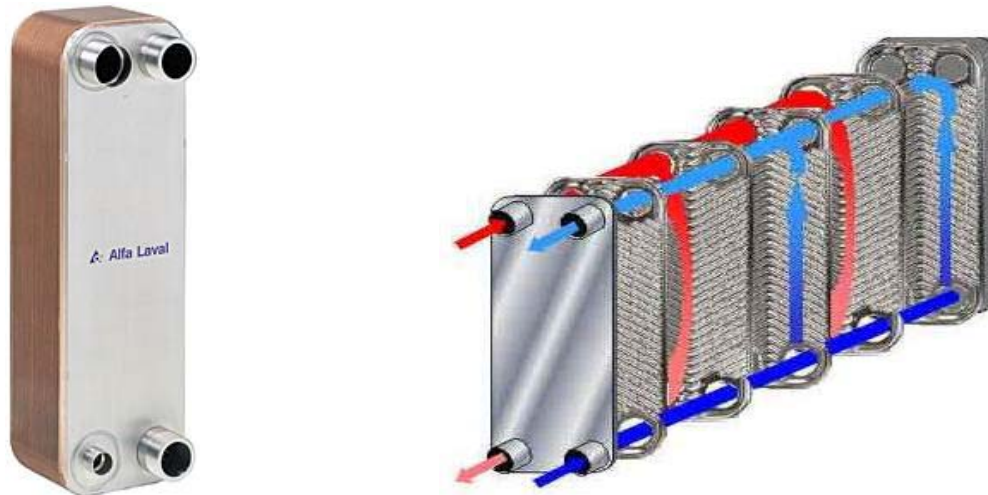


Fig. 8.9. Schimbător de căldură din plăci brazate

Pentru alegerea subrăcitorului și a răcitoarelor intermediare s-a folosit programul de calcul „WTTCalc” pus la dispoziție de firma „WTT-Wilchwitzer Thermo-Technik” GmbH producătoare de schimbătoare de căldură brazate.

### 8.2.1 Alegerea subrăcitorului SR

Se alege din fereastra de bază, opțiunea „heat exchanger”.

În interfața de calcul trebuie introduse ca date de intrare următoarele valori care sunt cunoscute:

- tipul agentului primar și tipul agentului secundar, amoniac, respectiv apă;
- temperatura agentului frigorific la intrare și la ieșire:  
 $t_{iag} = t_5 = 30^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{eag} = t_6 = 22^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura apei la intrare:  $t_{ai} = 20^{\circ}\text{C}$ ;
- debitul masic de agent frigorific care trece prin subrăcitor:  $\dot{m}_4 = 0,2077 \text{ kg/s}$
- debitul masic de apă de răcire:  $\dot{m}_{aSR} = 0,479 \text{ kg/s}$
- căderea de presiune maximă pe ambele trasee:  $\Delta p = 50 \text{ k Pa}$

The screenshot shows a software interface for heat exchanger design. The 'Input Parameters' tab is active. The 'Designed HE' is 'WP24 - 14'. The 'Calculation Type' is 'Design'. The 'Duty Requirements' section shows Side 1 fluid as 'Ammonia' and Side 2 as 'Water'. Side 1 inlet temperature is 30°C, outlet is 22°C, and flow rate is 0.207 kg/s. Side 2 inlet is 20°C, outlet is 23.97°C, and flow rate is 0.48 kg/s. Maximum pressure drop is 50 kPa for both sides. The 'PHE' section shows 'Oversurfacing' at 0%, 'Fouling Factor' at 0 m²·C/kW, and 'Heat Load' at 8 kW. The 'Fluid Options' section shows 'Liquid' selected for both sides. The bottom bar contains buttons: Calculate, New, Save As..., Save Input, Report, Quotation, and Finish.

**Fig. 8.10. Introducerea datelor de intrare**

După ce se introduc valorile, alegându-se modul „Design” și ca tip de schimbător „Optimum - WP” se alege opțiunea: „Calculate”. Programul afișează fereastra din figura 8.9.

În această fereastră sunt prezentate tipul schimbătorului, caracteristicile cât și parametrii obținuți.

Astfel, în cazul de față, este recomandat un schimbător de tip WP24 cu 14 plăci și arie totală de  $0,53 \text{ m}^2$  cu diametrul racordurilor  $\Phi_{ag} = \Phi_L = 23 \text{ mm}$ . Având în vedere că modelul WP24 este cu plăci din cupru, se optează pentru modelul NP24 cu plăci din nichel. Acestea sunt produse de firma WTT.

Temperatura medie logaritmică este:  $\Delta t_m = 3,65^\circ\text{C}$ .

Input Parameters    Calculated Parameters     Print Extra Parameters

**Calculated PHE Parameters**

Designed HE: **WP24**    No. of Plates: **14**    LMTD: **3.65** °C    Total Area: **0.53** m<sup>2</sup>

Overall HTC: **6444/4134** W/m<sup>2</sup>.°C    No. of Units: **1**    LMTD Corr. Factor: **0.93**

Fouling Factor: **0.087** m<sup>2</sup>.°C/kW    Oversurfacing: **56** %

	Side 1	Side 2
Channel Arrangement	<b>1*6</b>	<b>1*7</b>
PDrop (kPa)	<b>18.8</b>	<b>51</b>
HTU (NTU)	<b>2.19</b>	<b>1.086</b>
Connection pressure drop (kPa)	<b>0.2</b>	<b>0.7</b>
Reynolds Number	<b>6017</b>	<b>1604</b>
Film coefficient (W/m <sup>2</sup> .°C)	<b>16424</b>	<b>15163</b>
Average wall temperature (°C)	<b>24.31</b>	<b>23.82</b>
Port Velocity (m/s)	<b>0.8</b>	<b>1.2</b>
Channel velocity (m/s)	<b>0.3</b>	<b>0.4</b>

Calculate    New    Save As...    Save Input    Report    Quotation    Finish

Fig. 8.11. Prezentarea rezultatelor

În funcție de rezultatele de mai sus, se stabilesc caracteristicile dimensionale conform tabelului 8.6.

Tab 8.6. – Caracteristicile dimensionale ale schimbatoarelor de caldură alese

Typ			A	B	C	D	F	max. No. of plates	Weight empty
Type	Solder: Copper	Solder: Nickel	mm	mm	mm	mm	mm		kg
1	WP 1 DW 1	NP 1	74	204	40	170	10,0+2,30xN	50	0,70+0,05xN
2	WP 2 DW 2	NP 2	90	231	43	182	13,0+2,35xN	50	1,10+0,06xN
22	WP 22	NP 22	90	328	43	279	13,0+2,35xN	50	1,30+0,08xN
24	WP 24 WG 24	NP 24 NWG 24	90	464	43	415	12,0+2,30xN 12,0+2,90xN	50	2,04+0,14xN 2,04+0,15xN
3	WP 3	NP 3	124	173	73	120	13,0+2,35xN	50	1,20+0,06xN
4	WP 4 WP-AE 4 DW 4	NP 4 NP-AE 4	124 124	335 332	73	281	13,0+2,30xN 13,0+2,40xN	100	1,60+0,13xN 1,60+0,17xN
5	WP 5 WP-AE 5 DW 5	NP 5 NP-AE 5	124 124	532 529	73	478	13,0+2,30xN 13,0+2,40xN	100	2,00+0,24xN 2,00+0,27xN
7	WP 7 WP-AE 7 TD 7	NP 7 NP-AE 7	271	532	200	460	13,5+2,35xN	150 230	9,60+0,54xN 11,70+0,54xN
8	WP 8 WP-AE 8	NP 8	271	532	161	421	13,5+2,35xN	260   200	10,00+0,54xN
9	WP 9 WP-AE 9 TD 9		271	802	161	690	13,5+2,35xN	260 302	11,50+0,80xN 12,80+0,80xN
10	WP 10 WP-AE 10		386	875	237	723	23,0+2,35xN	300	39,50+1,25xN



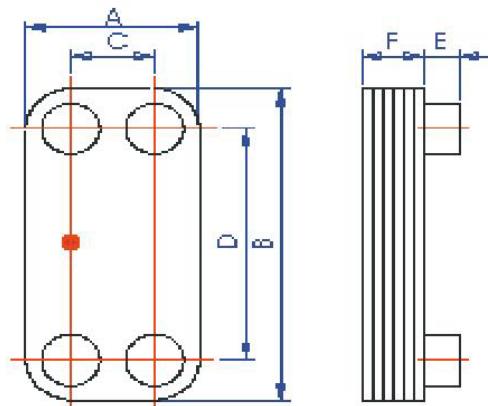


Fig. 8.12. Caracteristici dimensionale

### 8.2.2. Alegerea răcitoarelor intermediare $R_{i1}$ și $R_{i2}$

Se procedează analog ca și în cazul subrăcitorului. Introducând datele cunoscute în programul de calcul WTTCalc, se obțin rezultatele.

#### 8.2.2.1. Alegerea răcitorului intermediar $R_{i1}$

Valori introduse:

- tipul agentului primar și tipul agentului secundar, amoniac, respectiv apă;
- temperatura agentului frigorific la intrare și la ieșire:

$$t_{iag} = t_{2r} = 74^{\circ}\text{C};$$

$$t_{eag} = t_2'' = 30^{\circ}\text{C};$$

- temperatura apei la intrare:

$$t_{ai} = 20^{\circ}\text{C};$$

- debitul masic de agent frigorific care trece prin răcitor:

$$\dot{m}_1 = 0,158 \text{ kg/s}$$

- debitul masic de apă de răcire:

$$\dot{m}_{aRi1} = 0,9541 \text{ kg/s}$$

- caderea de presiune maxima pe ambele trasee:

$$\Delta p = 50 \text{ k Pa}$$

Input Parameters		Calculated Parameters		Print Extra Parameters	
<b>Calculated PHE Parameters</b>					
Designed HE	WP7	No. of Plates	24	LMTD	24.85 °C
Overall HTC	592/217 W/m <sup>2</sup> ·°C	No. of Units	1	LMTD Corr. Factor	0.96
Fouling Factor	2.913 m <sup>2</sup> ·C/kW	Oversurfacing	173 %		
Total Area	2.97 m <sup>2</sup>				
		<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>		
Channel Arrangement		1*12L	1*11L		
PDrop	kPa	42.4	4.3		
HTU	NTU	1.771	0.162		
Connection pressure drop	kPa	2.6	0.2		
Reynolds Number		9497	723		
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> ·°C	698	5844		
Average wall temperature	°C	25.49	25.17		
Port Velocity	m/s	49.9	0.6		
Channel velocity	m/s	14.4	0.2		

Fig. 8.13. Prezentarea rezultatelor

Se alege un schimbător de tip NP7 produs de firma WTT, cu 24 de plăci și o arie totală de schimb de căldură de 2,97 m<sup>2</sup> și un diametru al racordurilor de  $\Phi_{ag} = \Phi_L = 47$  mm.

Dimensiunile constructive sunt date în tabelul 8.6.

### 8.2.2.2. Alegerea răcitorului intermediar R<sub>12</sub>

Parametrii introduși:

- tipul agentului primar și tipul agentului secundar, amoniac, respectiv apa;
- temperatura agentului frigorific la intrare și la ieșire:

$$t_{iag} = t_{2r}' = 37,29^{\circ}\text{C};$$

$$t_{eag} = t_2'' = 30^{\circ}\text{C};$$

- temperatura apei la intrare:

$$t_{ai} = 20^{\circ}\text{C};$$

- debitul masic de agent frigorific care trece prin răcitor:

$$\dot{m}_1 = 0,011 \text{ kg/s}$$

- debitul masic de apă de răcire:

$$\dot{m}_{aRi1} = 0,0182 \text{ kg/s}$$

- căderea de presiune maximă pe ambele trasee:

$$\Delta p = 50 \text{ k Pa}$$

Input Parameters		Calculated Parameters		Print Extra Parameters	
<b>Calculated PHE Parameters</b>					
Designed HE	No. of Plates	LMTD	Total Area		
WP1	8	12.26 °C	0.08 m <sup>2</sup>		
Overall HTC	No. of Units	LMTD Corr. Factor			
579/179 W/m <sup>2</sup> ·°C	1	0.87			
Fouling Factor			Oversurfacing		
3.851 m <sup>2</sup> ·°C/kW			223 %		
Channel Arrangement		Side 1	Side 2		
PDrop		1*4	1*3		
kPa		21.2	0.3		
HTU		0.595	0.2		
NTU		0.4	0		
Connection pressure drop		7500	175		
kPa		838	3384		
Reynolds Number		23.81	23.66		
Film coefficient		18.1	0.1		
W/m <sup>2</sup> ·°C		10.1	0		
Average wall temperature					
°C					
Port Velocity					
m/s					
Channel velocity					
m/s					

**Fig. 8.14. Prezentarea rezultatelor**

Se alege un schimbător în plăci model NP1 produs de firma WTT cu 8 plăci, o suprafață totală de transfer de 0,08 m<sup>2</sup>. Diametrele racordurilor sunt:  $\Phi_{ag} = \Phi_L = 20$  mm.

Dimensiunile constructive sunt date în tabelul 6.5.

### 8.3. Alegerea vaporizatoarelor

#### 8.3.1. Generalități

În orice mașină frigorifică, vaporizatorul este aparatul care absoarbe căldura din mediul răcit, realizând efectul util al mașinii. Din acest punct de vedere se poate considera că este unul din cele mai importante aparate ale instalațiilor frigorifice și simplificând, se poate considera chiar că restul instalației nu are decât rolul de a permite întoarcerea agentului frigorific lichid în vaporizator.

Există numeroase tipuri de vaporizatoare, în funcție de destinația acestora, totuși se remarcă două categorii importante:

- vaporizatoare pentru răcirea aerului;
- vaporizatoare pentru răcirea unui lichid.

În cazul lucrării de față, având în vedere că se dorește răcirea unor spații frigorifice, s-a ales utilizarea unor vaporizatoare de plafon, cu un singur flux de aer pentru depozitele de congelare și refrigerare și cu dublu flux de aer pentru tunelele de congelare.

*Vaporizatoarele cu un singur flux de aer* sunt prezentate în figura 8.16. Aerul este aspirat prin partea din spate a aparatului, este răcit în vaporizator și apoi refulat peste

produsele din camera frigorifică. Ventilatoarele fie aspiră prin vaporizator, fie suflă prin acesta. Aparatele de acest tip sunt plasate pe tavan, aproape de pereți, ceea ce permite evacuarea ușoară a apei provenite din degivrare. În consecință se pot utiliza în special pentru realizarea de temperaturi negative, dar și pentru temperaturi pozitive.

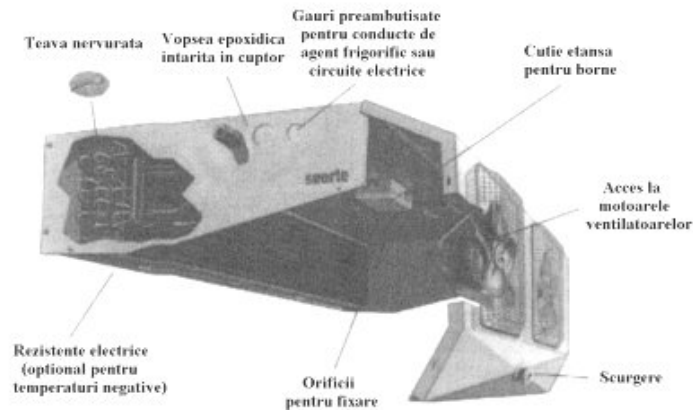


Fig. 8.15. Vaporizator de plafon cu un singur flux de aer

*Vaporizatoarele cu dublu flux de aer* sunt prezentate în figura 8.15. Aceste aparate au în componență două baterii de răcire între care sunt amplasate ventilatoarele care aspiră aerul și apoi îl refulează peste baterii, trimițându-l astfel în camera frigorifică. În general, aceste tipuri de ventilatoare se amplasează în mijlocul camerelor răcite. Ventilatoarele sunt prevăzute cu defletoare pentru asigurarea curgerii aerului.

Pentru alegerea vaporizatoarelor s-au folosit cataloagele firmei ECO S.p.A din Italia.

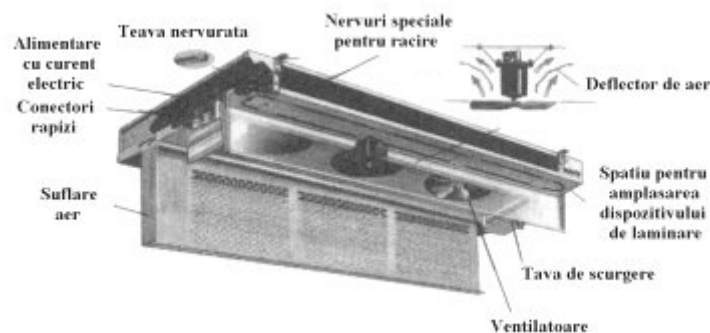


Fig.8.16. Vaporizator de plafon cu dublu flux de aer

### 8.3.2 Alegerea vaporizatorului pentru tunelul de congelare carne de porc $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$

Valori cunoscute:

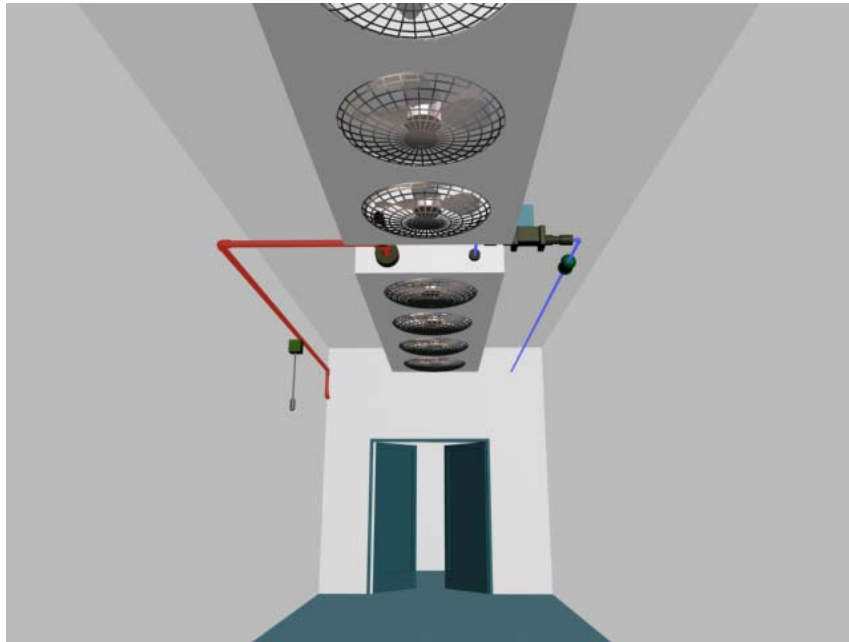
- $\dot{Q}_{01} = 107\text{ kW}$ ;
- $k = 25\text{ W/m}^2\text{K}$ , conform producătorului;
- temperatura medie a aerului se consideră  $-30$  în tunelele de congelare. Diferența medie dintre aer și agent este:  $\Delta t_m = 10\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- suprafața de schimb de căldură necesară va fi:

$$S = \frac{\dot{Q}_{01}}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{107}{25 \cdot 10}$$
$$S = 430\text{ m}^2$$

S-a optat pentru două vaporizatoare de plafon cu dublu flux de aer, seria IDE 10, model 54B10. Această serie de vaporizatoare a fost special proiectată pentru camerele frigorifice de dimensiuni mari și înălțimi mici. Spațiul dintre lamele este de 10 mm și se recomandă folosirea degivrării electrice.



**Fig. 8.17. Vaporizator de plafon cu dublu flux de aer seria IDE**



**Fig. 8.18. Amplasarea vaporizatoarelor de plafon cu dublu flux de aer –tunel congelare carne porc**

Caracteristicile acestuia sunt:

- putere frigorifică,  $\dot{Q} = 59,8 \text{ kW}$ ; ( $\dot{Q}_{tot} = 2 \cdot \dot{Q} = 119,6 \text{ kW}$ )
- debit volumic al ventilatorului,  $\dot{V} = 32100 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- suprafața de schimb,  $S = 215 \text{ m}^2$ ;
- numărul de ventilatoare,  $n = 4 \times 560 \text{ mm}$ ;
- diametru racord intrare,  $\Phi_i = 35 \text{ mm}$ ;
- diametru racord ieșire,  $\Phi_e = 70 \text{ mm}$ ;
- masa,  $m = 498 \text{ kg}$ .

### 8.3.3 Alegerea vaporizatorului pentru tunelul de congelare carne de vită $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$

Valori cunoscute:

- $\dot{Q}_{01} = 85,66\text{ kW}$  ;
- $k = 25\text{ W/m}^2\text{K}$ , conform producatorului;
- temperatura medie a aerului se consideră  $-30$  în tunelele de congelare. Diferența medie dintre aer și agent este:  $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$ ;
- Suprafața de schimb de căldură necesară va fi:

$$S = \frac{\dot{Q}_{01}}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{85,66}{25 \cdot 10}$$

$$S = 342\text{m}^2$$

S-a optat pentru două vaporizatoare de plafon cu dublu flux de aer, seria IDE 10, model 53B10.

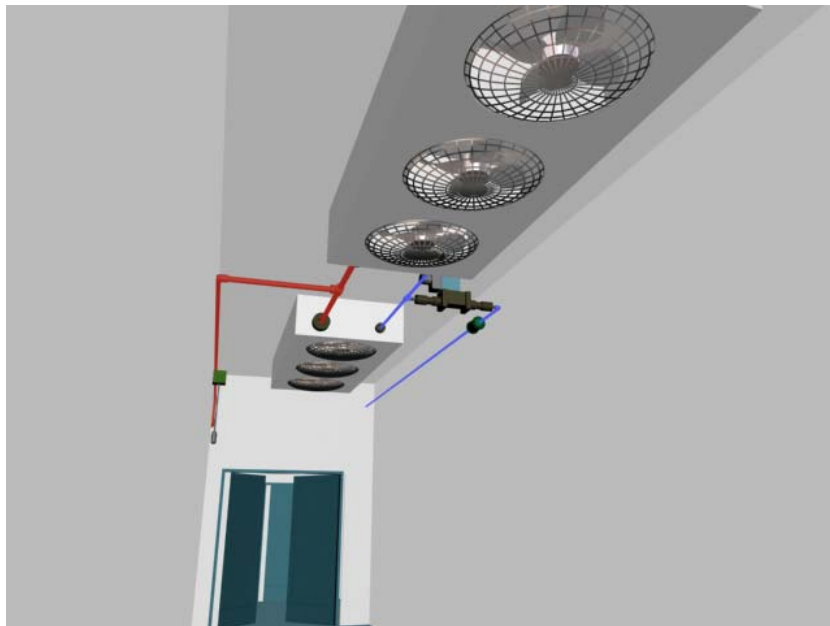
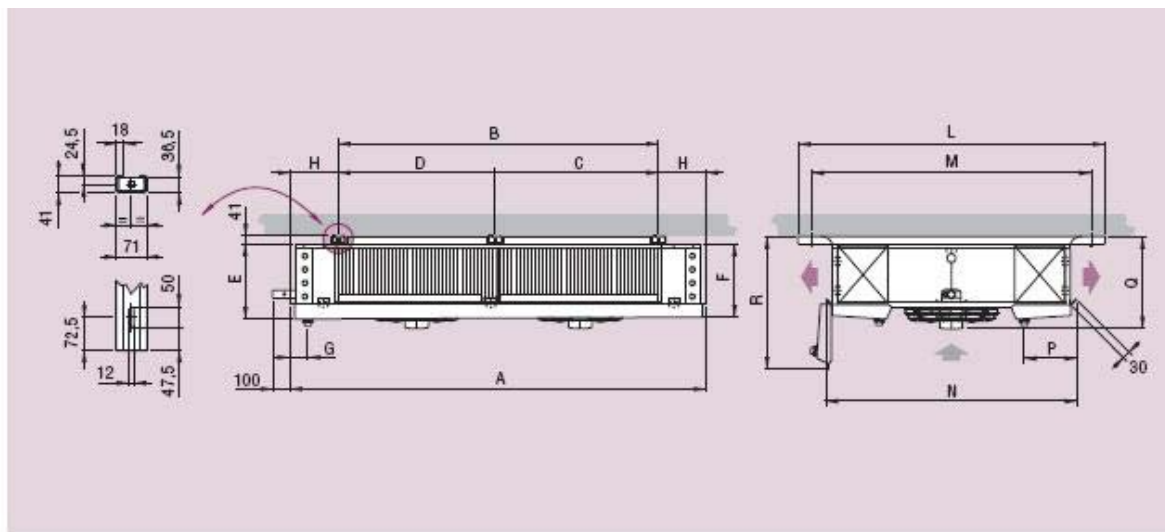


Fig. 8.19. Amplasarea vaporizatoarelorde plafon cu dublu flux de aer -tunel congelare carne vita

Caracteristici:

- puterea frigorifică,  $\dot{Q} = 45,3 \text{ kW}$  ( $\dot{Q}_{tot} = 2 \cdot \dot{Q} = 90,6 \text{ kW}$ );
- debit volumic al ventilatorului,  $\dot{V} = 24075 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- suprafața de schimb,  $S = 175 \text{ m}^2$ ;
- numărul de ventilatoare,  $n = 3 \times 560 \text{ mm}$ ;
- diametru racord intrare,  $\Phi_i = 35 \text{ mm}$ ;
- diametru racord ieșire,  $\Phi_e = 54 \text{ mm}$ ;
- masa,  $m = 370 \text{ kg}$ .



Modello	Model	Modell	IDE	41x04 41x07 41x10	42x04 42x07 42x10	43x04 43x07 43x10	52x04 52x07 52x10	53x04 53x07 53x10	54x04 54x07 54x10	
Dimensioni	Dimensions	Abmessungen	mm	A	1300	2150	3000	2760	3860	4960
				B	814	1664	2514	2164	3264	4364
				C	-	-	1700	1100	2 x 1100	3 x 1100
				D	-	-	814	1064	1064	1064
				E	406	410	415	538	543	550
				F	400	400	400	530	530	530
				G	85	85	85	90	90	90
				H	243	243	243	298	298	298
				L	1594	1594	1594	1809	1809	1809
				M	1449	1449	1449	1664	1664	1664
				N	1290	1290	1290	1505	1505	1505
				P	280	280	280	280	280	280
				Q	490	490	490	680	680	680
				R	695	695	695	835	835	835

Fig. 8.20. Caracteristicile constructive ale vaporizatoarelor tunelului de congelare carne porc respectiv tunelului de congelare carne vită



### 8.3.4 Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de carne de porc congelată $t_{02} = -30^{\circ}\text{C}$

Valori cunoscute:

- $\dot{Q}_{02} = 8,05 \text{ kW}$ ;
- $k = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ , conform producătorului;
- temperatura medie a aerului se consideră  $-20$  în depozitele de carne congelată.  
Diferența medie dintre aer și agent este:  $\Delta t_m = 10^{\circ}\text{C}$ ;
- Suprafața necesară de schimb de căldură va fi:

$$S = \frac{\dot{Q}_{01}}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{8,05}{20 \cdot 10}$$
$$S = 40.28 \text{ m}^2$$

S-a optat pentru un vaporizator de plafon cu un singur flux de aer, seria model ICE 10, model 42 A10.

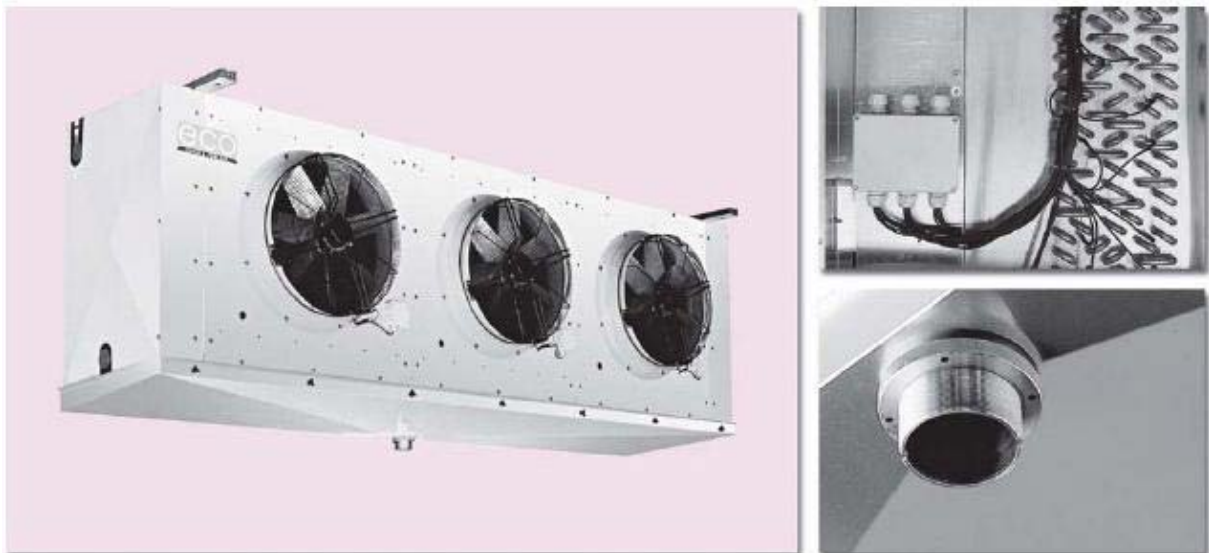


Fig 8.21. Vaporizator de plafon cu un singur flux de aer seria ICE

Caracteristici:

- puterea frigorifică,  $\dot{Q} = 14,4 \text{ kW}$ ;
- debit volumic al ventilatorului,  $\dot{V} = 10350 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- suprafața de schimb,  $S = 41,5 \text{ m}^2$ ;
- numărul de ventilatoare,  $n = 2 \times 450\text{mm}$ ;
- diametru racord intrare,  $\Phi_i = 22 \text{ mm}$ ;
- diametru racord iesire,  $\Phi_e = 42 \text{ mm}$ ;
- masa,  $m = 115 \text{ kg}$ .

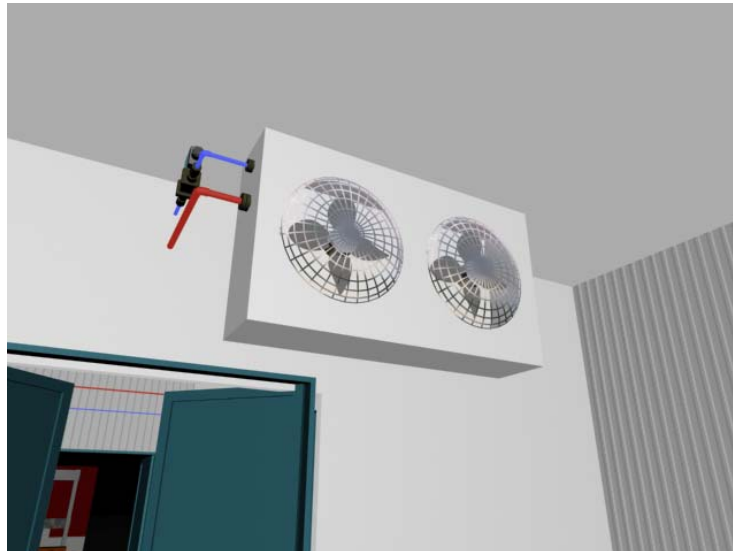


Fig 8.22. Amplasarea vaporizatorului - depozit carne porc congelata

### 8.3.5. Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de carne de vită congelată $t_{02}' = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Valori cunoscute:

- $\dot{Q}_{02}' = 5,58\text{ kW}$ ;
- $k = 20\text{ W/m}^2\text{K}$ , conform producatorului;
- temperatura medie a aerului se consideră  $-20$  în depozitele de carne congelată. Diferența medie dintre aer și agent este:  $\Delta t_m = 10^{\circ}\text{C}$ ;
- suprafața necesară de schimb de căldură va fi:

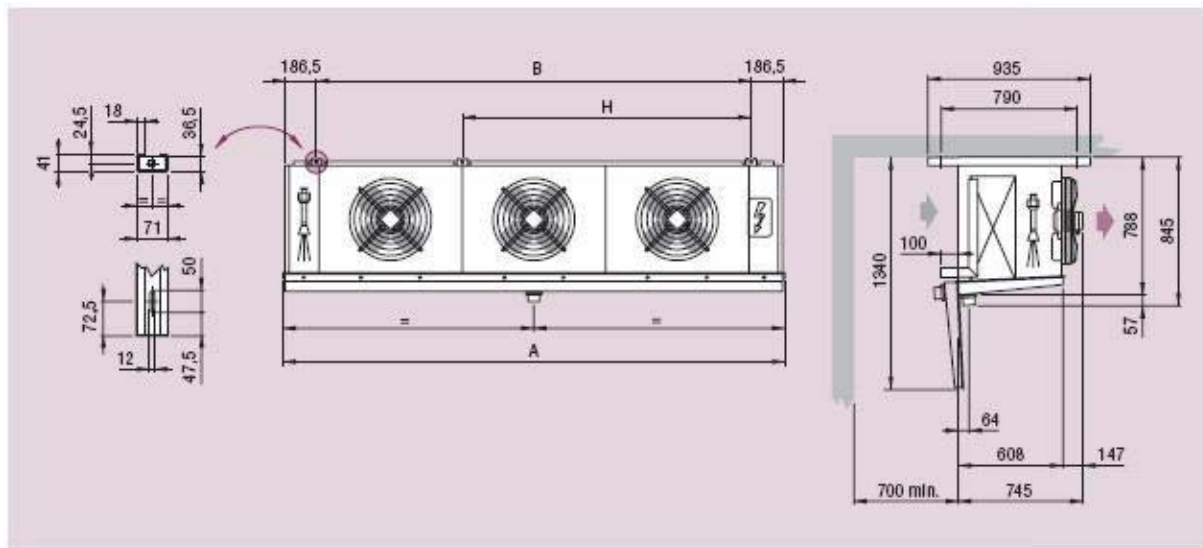
$$S = \frac{\dot{Q}_{02}'}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{5,58}{20 \cdot 10}$$

$$S = 27,91\text{m}^2$$

S-a optat pentru același tip de vaporizator ca și în cazul depozitului de carne de porc congelată datorită valorilor apropiate, astfel s-a ales seria ICE 10, modelul 42 A10.

Caracteristici:

- puterea frigorifică,  $\dot{Q} = 14,4\text{ kW}$ ;
- debit volumic al ventilatorului,  $\dot{V} = 10350\text{ m}^3/\text{h}$ ;
- suprafața de schimb,  $S = 41,5\text{ m}^2$ ;
- numărul de ventilatoare,  $n = 2 \times 450\text{mm}$ ;
- diametru racord intrare,  $\Phi_i = 22\text{ mm}$ ;
- diametru racord ieșire,  $\Phi_e = 42\text{ mm}$ ;
- masa,  $m = 115\text{ kg}$ .



Modello	Model	Modell	ICE Ø 450 mm	41B06 41B10	42x06 42x10	43x06 43x10	44B06 44B10	
Dimensioni	Dimensions	Abmessungen	mm	A	1300	2150	3000	3850
				B	880	1730	2580	3430
				H	-	-	-	1700

Fig. 8.23. Datele constructive ale vaporizatoarelor depozitului de carne de porc și depozitului de carne de vită congelată



Fig. 8.24 Amplasarea vaporizatoarului - depozit carne de vita congelata

### 8.3.6. Alegerea vaporizatorului pentru depozitul de refrigerare mezeluri $t_{03} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Valori cunoscute:

- $\dot{Q}_{03} = 5,86\text{ kW}$  ;
- $k = 15\text{ W/m}^2\text{K}$ , conform producătorului,
- temperatura medie a aerului se consideră  $-10^{\circ}\text{C}$  în depozitele de carne congelată. Diferența medie dintre aer și agent este:  $\Delta t_m = 10^{\circ}\text{C}$ ;
- Suprafața necesară de schimb de căldură va fi:

$$S = \frac{\dot{Q}_{03}}{k \cdot \Delta t_m} = \frac{5,86}{15 \cdot 10} \quad S = 39,07\text{m}^2$$

S-a optat pentru un vaporizator de plafon cu un singur flux de aer, seria ICE 06, model 41B06. Acest tip de vaporizator este folosit pentru temperaturi  $\geq -15^{\circ}\text{C}$  și are spațiul dintre lamele de 6 mm.

Caracteristici:

- puterea frigorifică,  $\dot{Q} = 10,4\text{ kW}$ ; - debit volumic al ventilatorului,  $\dot{V} = 4800\text{ m}^3/\text{h}$ ;
- suprafața de schimb,  $S = 43,1\text{m}^2$ ;
- numărul de ventilatoare,  $n = 1 \times 450\text{mm}$ ;
- diametru racord intrare,  $\Phi_i = 22\text{ mm}$ ;
- diametru racord ieșire,  $\Phi_e = 35\text{ mm}$ ;
- masa,  $m = 70\text{ kg}$ .

Datele constructive ale vaporizatorului depozitului de refrigerare mezeluri sunt prezentate în figura 8.23.



Fig. 8.25 Amplasarea vaporizatorului - depozit refrigerare mezeluri

#### 8.4. Calculul și alegerea buteliei de răcire intermediară

Buteliile de răcire intermediară sunt recipiente care se montează în cazul instalațiilor frigorifice în două trepte de comprimare, între compresoarele de joasă presiune și cele de înaltă presiune, având rolul de a răci vaporii refulați în treapta de joasă presiune, de separare a uleiului și de subrăcire a agentului frigorific.

Aceasta se dimensionează calculând diametrul din condiția de limitare a vitezei vaporilor în secțiunea liberă pentru a nu se antrena picături de agent frigorific.

Viteza vaporilor în secțiunea cilindrică a buteliei nu trebuie să depășească 0,5 m/s.

Debitul volumic aspirat de compresorul C<sub>3</sub> în treapta de înaltă presiune este:

$$\dot{V}_3 = 312.05 \text{ m}^3/\text{h}$$

Considerând viteza vaporilor:

$w = 0,5 \text{ m/s}$ , rezultă diametrul buteliei:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_3}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 312,05}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 3600}}$$

$$d = 0,469 \text{ m}$$

Se va alege diametrul de 0,5 m.

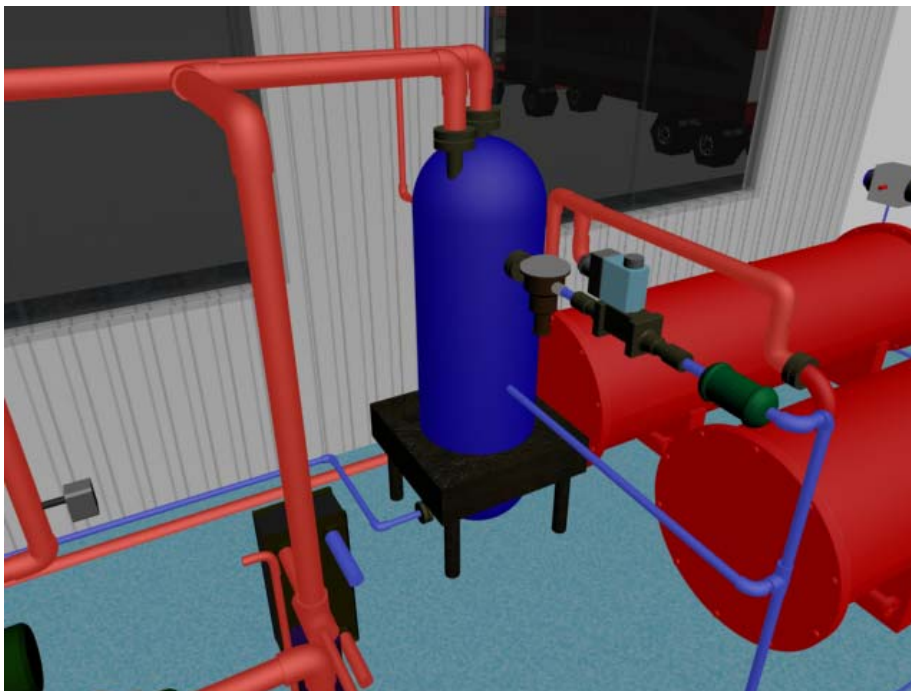


Fig. 8.26 Butelie de racire intermediara

### 8.5. Calculul și alegerea rezervorului de amoniac

Rolul rezervoarelor utilizate în construcția instalațiilor frigorifice este, fie de preluare a diferențelor în umplerea cu lichid a condensatoarelor la diferite regimuri, fie de înmagazinarea agentului frigorific din cea mai mare parte a instalației în vederea reviziilor sau reparațiilor. Acestea se montează în sala de mașini sau în apropierea acestora.

Rezervorul trebuie să aibă un volum suficient pentru a putea colecta o cantitate de lichid de 0,3...0,5 din cantitatea de lichid care circulă prin instalație în timp de o ora. Cantitatea de agent frigorific lichid în rezervor nu trebuie să depășească  $2/3...3/4$  (max 0,8) din capacitatea rezervorului.

Rezervoarele de amoniac lichid sunt confecționate din tablă groasă de 6...12 mm de forma unui cilindru închis la capete cu funduri bombate. Rezervorul este prevăzut cu ștuțuri pentru intrarea lichidului și ieșirea lui, indicatorul de nivel, evacuarea uleiului, supape de siguranță, manometru.

Astfel, debitul masic care circulă prin rezervor este:

$$\dot{m}_{ag} = \dot{m}_4 = 0,2077 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ag} = 747,49 \text{ kg/h}$$

Volumul specific al condensatorului la 30°C este  $v = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$  deci debitul volumic de lichid este:

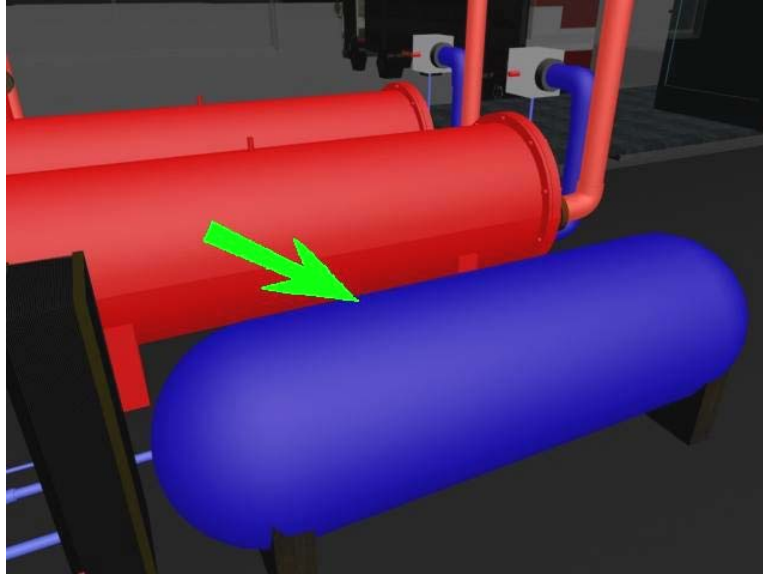
$$\dot{V} = \dot{m}_{ag} \cdot v = 747,49 \cdot 1,68 \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{V} = 1,2562 \text{ m}^3/\text{h} = 1256,2 \text{ l/h}$$

Presupunând că rezervorul preia 40% din debit și având un grad de umplere de 70%, este necesar să aibă capacitatea:

$$V_r = \frac{100}{70} \cdot 4 \cdot V = \frac{100}{70} \cdot 4 \cdot 1256,2$$

$$V_r = 717,88 \text{ l}$$



**Fig. 8.27 Rezervor pentru amoniac**

### **8.6. Alegerea ventilelor electromagnetice**

Ventilele electromagnetice au fost alese din cataloagele firmei Danfoss. S-a optat pentru modelele de tip TEAQ, acestea fiind proiectate special pentru instalații frigorifice având ca agent de lucru amoniacul.



**Fig. 8.28. Ventil electromagnetic Danfoss**

### 8.6.1 Alegerea ventilelor electromagnetice pentru vaporizatoarele tunelului de congelare carne de porc și tunelului de congelare carne vită

Pentru ambele spații s-a ales același model de ventil și anume TEAQ 85-33.

Acesta are următoarele caracteristici:

- capacitate: 115 kW;
- agent de lucru: NH<sub>3</sub>;
- presiunea maximă de lucru: 19 bar;
- diametrul nominal de scaun: 19,05 mm (3/4 inch);
- intervalul temperaturilor de funcționare: -40...10°C.

### 8.6.2 Alegerea ventilelor electromagnetice pentru vaporizatoarele depozitului de carne porc, depozitului de carne vită și depozitului de refrigerare mezeluri.

La fel ca și mai sus, datorită valorilor apropiate s-a ales pentru cele trei depozite același tip de ventile electromagnetice și anume, TEAQ 20 – 3, acesta având următoarele caracteristici:

- capacitate: 10,5 kW;
- agent de lucru: NH<sub>3</sub>;
- presiunea maximă de lucru: 19 bar ;
- diametrul nominal de scaun: 12,7 mm (1/2 inch);
- intervalul temperaturilor de funcționare: -40...10 °C.

### 8.7. Alegerea indicatorului de umiditate cu vizor

Indicatorul de umiditate este produs de firma Castel. Modelul este 3760/13, diametrul de racord este 1 5/8", temperatura maximă de lucru este 70°C, presiunea maximă este 35 bar.



Fig. 8.29. Modele indicatoare umiditate cu vizor Castel



## CAPITOLUL IX

### SCHEMA DE AUTOMATIZARE

Instalațiile frigorifice pot fi complet automatizate, adică operațiile de comandă, reglare, control, protecție și semnalizare se pot realiza cu dispozitive de automatizare.

Comanda instalației se poate realiza cu punerea în funcțiune, menținerea constantă a parametrilor sau variația lor după o lege anumită și oprirea.

Controlul automat se realizează cu aparate înregistratoare a principalilor parametrii, eliberând personalul de exploatare de o urmărire continuă a acestora și permițând aprecierea corectă a modului de funcționare a instalației în decursul căreia s-a efectuat înregistrarea automată. Poate realiza și semnalizarea acustică sau luminoasă, la atingerea unor valori limită pentru parametrii urmăriți.

Protecția automată previne apariția unei funcționări periculoase a instalației, prin întreruperea ei dacă un parametru controlat atinge o valoare de avarie. Este însoțită, obligatoriu, de o semnalizare acustică sau optică care localizează avaria.

Prin automatizarea acestei instalații se va urmări proiectarea unui sistem de reglare și automatizare a instalației frigorifice care să asigure următoarele funcții de reglare și protecție:

- funcții de reglare:
  - menținerea constantă a temperaturii mediului răcit;
  - reglarea aportului de aer proaspăt;
  - reglarea umidității aerului;
  - alimentarea corectă cu lichid a vaporizatoarelor;
  - controlul presiunii de condensare și vaporizare;
  - reglarea puterii frigorifice a instalației;
  - oprirea automată a compresorului;
  - evitarea ciclurilor scurte de funcționare a compresorului;
  - evitarea migrării uleiului în instalația frigorifică.
- funcții de protecție:
  - protecția instalației împotriva creșterii presiunii de condensare.
  - protecția compresorului împotriva ungerii inefficiente.

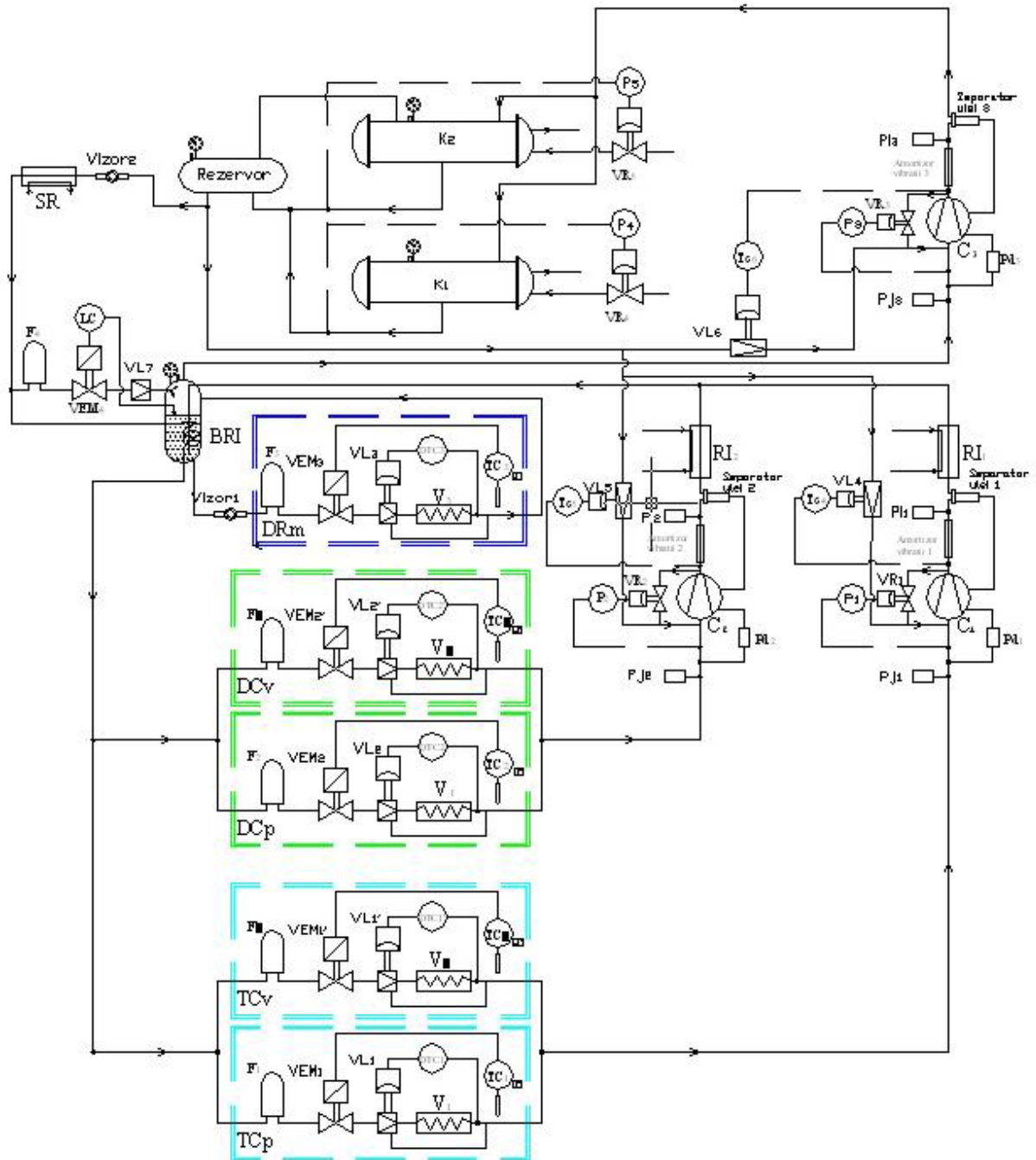


Figura 9.1. Schema de automatizare

### 9.1. Menținerea constantă a temperaturii mediului răcit

Pentru asigurarea temperaturii nominale a mediului climatizat, este nevoie ca pe lângă aceasta să fie reglate și alte mărimi fizice (presiunea de vaporizare, presiunea de condensare, nivelul lichidului în anumite recipiente, gradul de supraîncălzire în vaporizator, temperatura de refulare, umiditatea aerului din incinta răcită, etc.). În vederea reglării acestor mărimi, se vor utiliza elemente de automatizare specializate, iar gradul de automatizare a instalației depinde de valoarea puterii frigorifice a acesteia, de gradul de complexitate, dar și de condițiile impuse de tehnologia deservită de instalația frigorifică.

Există două tipuri de sisteme de reglare automată a temperaturii mediului climatizat, care pot fi utilizate:

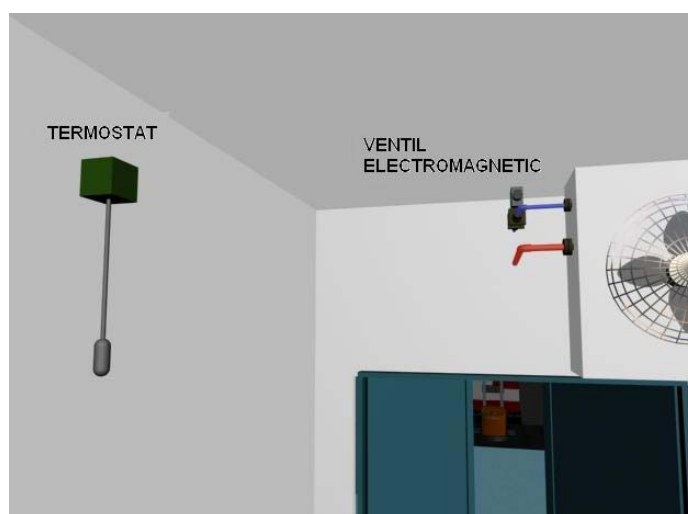
- reglarea cu acțiune continuă;
- reglarea cu acțiune bipozițională.

Datorită faptului că sistemele de reglare automată cu reglarea cu acțiune continuă prezintă o mai mare acuratețe se vor folosi în continuare aceste sisteme.

#### ***Reglarea temperaturii depozitului de carne de porc congelată***

În cazul în care temperatura din depozit scade sub valoare dorită, termostatul  $T_{c2}$ , comandă ventilul electromagnetic  $VEM_2$ , acesta închizând conducta de alimentare cu agent. Agentul rămas vaporizează în totalitate, rezultă ca vaporizatorul nu va mai absorbe căldură, deci temperatura din depozit va crește.

Când temperatura din depozit este mai mare decât cea dorită, se deschide ventilul, agentul pătrunde în vaporizator unde vaporizează. Rezultă scăderea temperaturii în spațiul răcit.



**Fig 9.2. Reglarea temperaturii depozitului de carne de porc congelată**

În mod similar se va regla temperatura celorlalte spații răcite.

### *Alegerea termostatului*

Pentru tunele de congelare carne și depozitele de carne congelată, se aleg termostate tip KP63 produse de Danfoss.

Caracteristici tehnice:

- domeniul lucru:  $-40\dots-10^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura maximă a bulbului:  $-120^{\circ}\text{C}$ ;
- alimentare:  $220\text{V} - 50\text{Hz}$ .

Pentru depozitul de refrigerare mezeluri, depozitul de carne congelată porc respectiv vită, se alege un termostat de tip KP61 produs de Danfoss.

Caracteristici tehnice:

- domeniul lucru:  $-30\dots15^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura maximă a bulbului:  $-120^{\circ}\text{C}$ ;
- alimentare:  $220\text{V} - 50\text{Hz}$ .



**Fig. 9.3. Termostate Danfoss model KP**

## 9.2. Reglarea supraîncălzirii

Ventilele de reglaj (laminare) termostactice, denumite și detentoare termostactice, sunt echipamente specializate, specifice instalațiilor frigorifice, destinate reglării automate a gradului de supraîncălzire a vaporilor care părăsesc vaporizatorul. Părțile componente și principiul de funcționare sunt prezentate în figurile următoare.

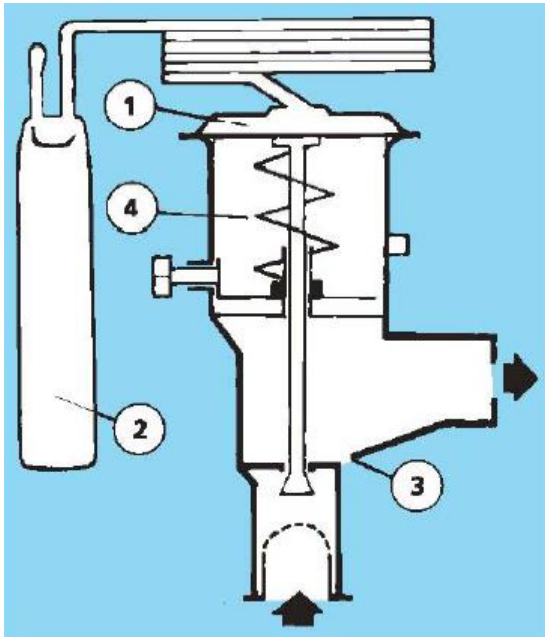


Fig. 9.4. Părțile componente ale unui ventil de reglaj termostatic

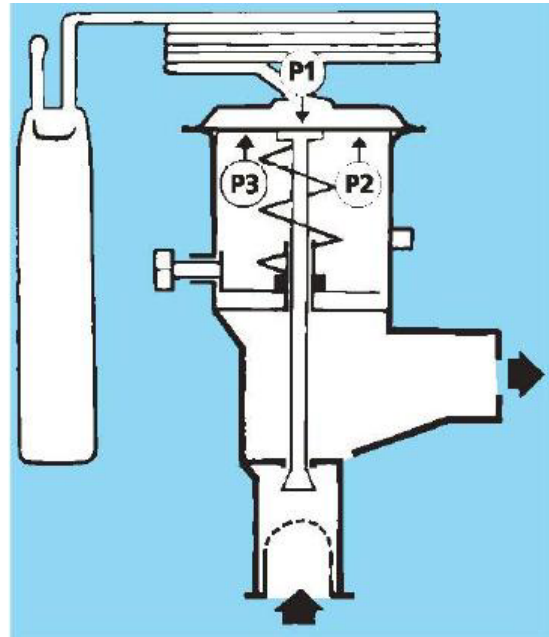


Fig. 9.5. Principiul de funcționare al ventilului de reglaj termostatic

Din punct de vedere constructiv, componenta principală a acestor dispozitive este *elementul termostatic 1*, amplasat în partea superioară și separat de corpul ventilului printr-o diafragmă. *Traductorul de temperatură este bulbul 2*, conectat de elementul termostatic prin intermediul unui *tub capilar*. Adesea, în bulbul ventilului de reglaj termostatic se găsește un amestec de lichid și vapori ai aceluiași agent frigorific cu care este încărcată și în instalația frigorifică. Deplasarea *tijeii ventilului* față de *scaunul ventilului 3*, este controlată cu ajutorul unui *resort 4*.

Funcționarea se realizează sub acțiunea a trei presiuni:

- P1 reprezintă *presiunea din bulb*, care acționează asupra feței superioare a diafragmei;
- P2 reprezintă *presiunea de vaporizare*, care acționează asupra feței inferioare a diafragmei;
- P3 reprezintă *presiunea generată de resortul de reglaj*, care acționează tot asupra feței inferioare a diafragmei.

În timpul reglării gradului de supraîncălzire, deplasarea scaunului ventilului se efectuează sub acțiunea acestor trei presiuni. De fapt gradul de supraîncălzire este reglat cu ajutorul șurubului de tensionare a resortului.

Ventilele cu încărcătură MOP care se utilizează au cea mai mare utilizare. La aceste ventile trenul termostatic este încărcat cu o cantitate redusă de agent frigorific lichid și din acest motiv este obligatoriu ca în permanență bulbul să fie amplasat astfel încât să fie mai rece decât elementul termostatic, pentru a păstra în permanență lichidul.

Denumirea acestui tip de încărcătură provine de la Maximum Operating Pressure, adică presiune maximă de lucru și simultan de la Motor Overload Protection, adică protecție împotriva suprasolicitării motorului. Presiunea de vaporizare / aspirație maximă admisă, se atinge în momentul în care datorită creșterii temperaturii conductei pe care este amplasat bulbul, lichidul din acesta vaporizează complet. Temperatura la care se încheie procesul de vaporizare a lichidului din trenul termostatic, se numește temperatură MOP.

Când temperatura / presiunea de vaporizare crește apropiindu-se de cea corespunzătoare punctului MOP, crește și forța de închidere a ventilului, datorată presiunii de vaporizare care acționează sub membrana elementului termostatic. În aceste condiții începe închiderea ventilului (scade cantitatea de lichid cu care este alimentat vaporizatorul). Când presiunea de vaporizare / aspirație a crescut până la valoarea MOP, ventilul este complet închis. Închiderea ventilului de laminare termostatic cu încărcătură MOP, începe să se realizeze când presiunea de vaporizare / aspirație ajunge la aproximativ 0,3...0,4 bar sub presiunea punctului MOP, fiind imposibilă depășirea presiunii corespunzătoare acestui punct.

Variația presiunii în bulbul cu încărcătura MOP este reprezentată în figura următoare. Față de bulbul cu încărcătură MOP cel cu încărcătură de lichid prezintă un neajuns și anume: cu creșterea temperaturii și presiune din bulb crește în mod continuu.

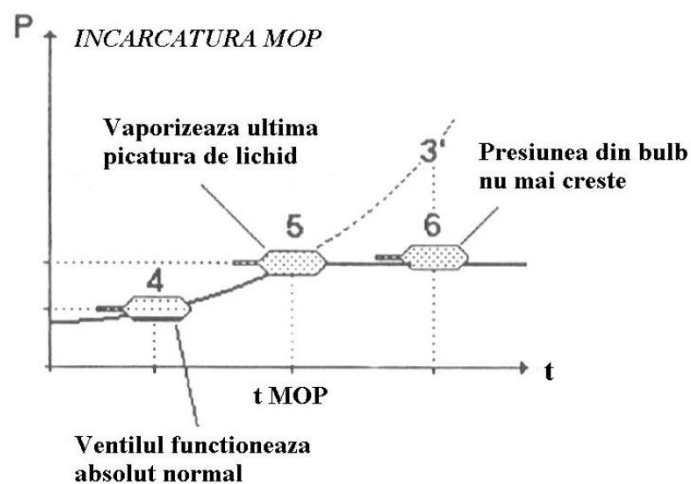


Fig. 9.6. Variația presiunii în trenul termostatic având încărcătură MOP

Având în vedere faptul că vaporizatorul are opt secții este necesară egalizarea externă a acestui ventil termostatic deoarece dacă pe vaporizator se manifestă o cădere de presiune, atunci crește gradul de supraîncălzire și se înrăutățește alimentarea cu lichid. Egalizarea externă înlătură acest neajuns.

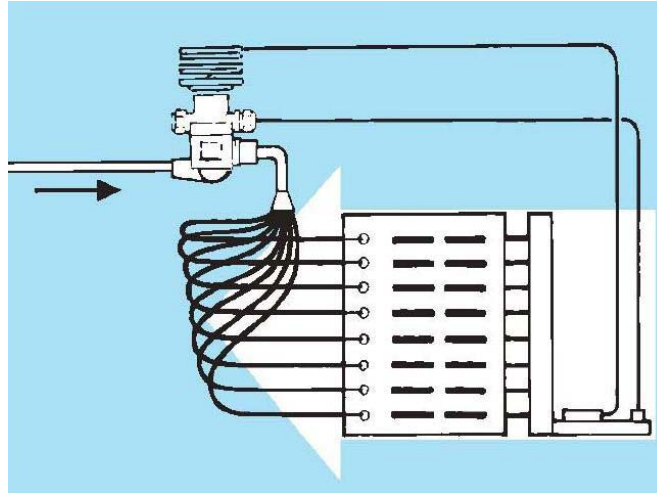


Fig. 9.7. Alimentarea vaporizatorului prin ventil de laminare termostatic și distribuitor de lichid

#### ***Reglarea supraîncălzirii vaporilor care ies din vaporizatorul depozitului de carne de porc congelată***

Dacă diferența dintre temperatura de vaporizare, măsurată la intrarea în vaporizatorul  $V_2$  și temperatura vaporilor la ieșirea din vaporizator, este prea mică (mult lichid în vaporizator), atunci regulatul gradului de supraîncălzire  $DTC_2$ , cu acțiune continuă, determină reducerea secțiunii de curgere prin ventilul de laminare  $VL_2$ . Debitul de lichid se va reduce, deci vaporizarea se va face mai ușor, în acest fel făcându-se corelarea cu un necesar de frig mai mic.

Dacă diferența dintre cele două temperaturi devine prea mare, regulatorul va comanda deschiderea ventilului, rezultând un debit mai mare, în acest fel crescând puterea frigorifică a vaporizatorului. De asemenea, vaporizatorul se va supraîncălzi mai greu.

***Selecția ventilelor de laminare termostactice*** din cataloagele firmelor producătoare, presupune cunoașterea următoarelor elemente:

- natura agentului frigorific;
- puterea frigorifică a vaporizatorului;
- presiunea de vaporizare;
- presiunea de condensare;
- căderea de presiune pe detentor;

- gradul de subrăcire;
- tipul de egalizare (internă sau externă);
- tipul racordurilor (brazat sau filetat);
- tipul trecerii (directă sau în echer - la 90° - ventil de colț).

Cunoscând o parte din aceste elemente din capitolele anterioare vom alege din catalogul Danfoss următoarele ventile termostactice cu expansiune cu egalizare externă.

a) Pentru cele două tunele de congelare cu  $\dot{Q}_{01} = 108 \text{ kW}$ , respectiv  $\dot{Q}'_{01} = 86 \text{ kW}$ , s-a ales același tip de ventil și anume, TEA 85-33.

Caracteristicile tehnice:

- Domeniul de lucru:  $-50 \dots 0^\circ\text{C}$ ;
- capacitatea: 115 kw;
- lungimea tubului capilar: 5m;
- diametrul racordurilor: - intrare-  $\frac{3}{4}$  “, ieșire –  $\frac{3}{4}$  “.

b) Pentru depozitul de carne de porc congelată cu  $\dot{Q}_{02} = 8 \text{ kW}$ , se alege modelul TEA 20-3.

Caracteristicile tehnice:

- domeniul de lucru:  $-50 \dots 0^\circ\text{C}$ ;
- capacitatea: 10,5 kw;
- lungimea tubului capilar: - 5m;
- diametrul racordurilor : - intrare-  $\frac{1}{2}$ ” , iesire –  $\frac{1}{2}$ ”.

c) Pentru depozitul de carne de vită congelată, și depozitul de mezeluri refrigerate, cu  $\dot{Q}'_{02} = 6 \text{ kW}$ , respectiv  $\dot{Q}_{03} = 6 \text{ kW}$  s-a ales modelul TEA 20-2.

Caracteristici tehnice:

- domeniul de lucru :  $-50 \dots 0^\circ\text{C}$ ;
- capacitatea : 7 kW;
- lungimea tubului capilar: - 5m;
- diametrul racordurilor: - intrare-  $\frac{1}{2}$ ” , iesire –  $\frac{1}{2}$ ”

d) Pentru ventilul VL<sub>4</sub>, corespunzător buteliei răcire intermediară BRI, s-a ales motelul TEA 20-20.

Caracteristici tehnice:

- domeniul de lucru:  $-20 \dots 35^\circ\text{C}$ ;



- capacitatea: 70 kw;
- lungimea tubului capilar: - 5m;
- diametrul racordurilor : - intrare- ½” , iesire – ½”



**Fig. 9.8. Ventile de laminare Danfos tip TEA**

### 9.3. Controlul presiunii de condensare

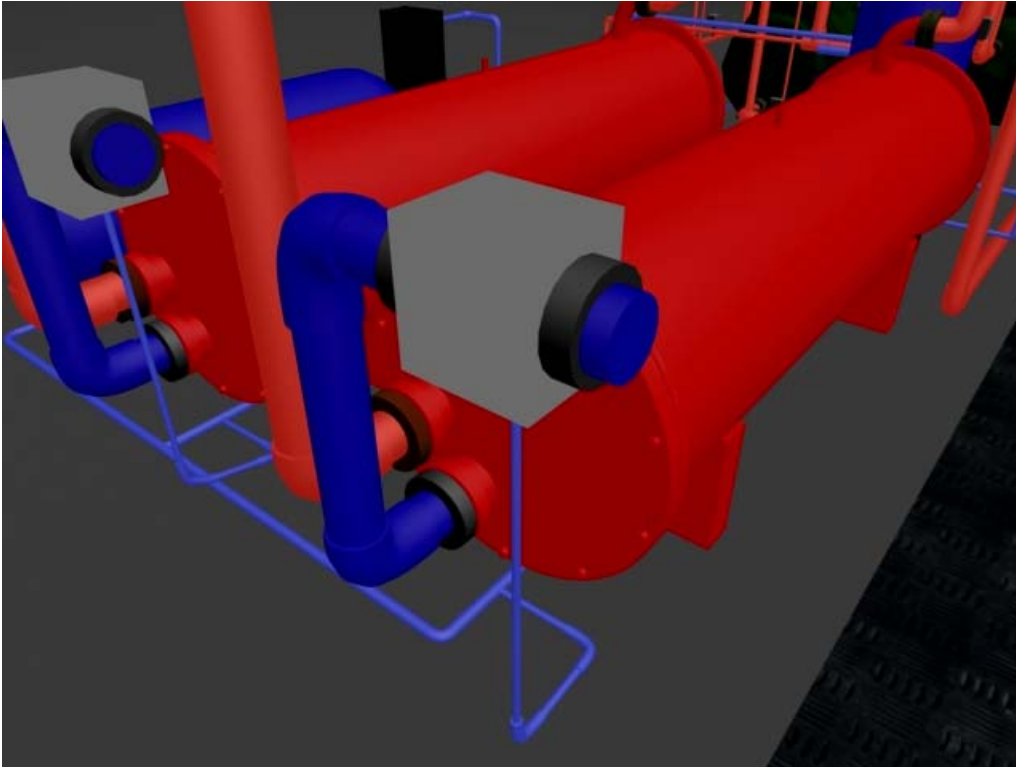
În instalațiile frigorifice este necesară reglarea automată a presiunii de condensare, deoarece o presiune de condensare prea mare determină solicitarea excesivă a motorului de antrenare a compresorului, datorită valorii ridicate a raportului de comprimare, iar o presiune de condensare prea mică, cel puțin în instalațiile cu putere frigorifică redusă, determină funcționarea necorespunzătoare a ventilului de laminare.

Dacă presiunea de condensare scade (scade necesarul de frig), traductorul de presiune al regulatorului de presiune  $P_4$  comandă închiderea parțială a ventilului de reglare  $VR_4$ , montat pe conducta de apă.

Dacă condensatorul  $K_1$  este complet scos din funcțiune, se va comanda în continuare închiderea condensatorului  $K_2$ .

La creșterea presiunii de condensare, se va comanda mărirea debitului de apă, în acest fel, presiunea de condensare ( și temperatura de condensare de asemenea), va scadea.

Acest montaj prezintă avantajul că permite reducerea consumului de apă de răcire a condensatorului, când temperatura apei este scăzută, sau când sarcina termică a condensatorului este redusă.



**Fig 9.8. Controlul presiunii de condensare cu reglatoare de presiune cu servoventil tip PM**

### **Alegerea reglatoarelor de presiune**

S-a optat pentru reglatoare de presiune cu servoventil de tip PM produse de firma Danfoss. Acestea sunt compuse dintr-un servoventil automat de reglare, denumit uneori ventil principal, de tip PM și unul sau mai multe ventile pilot care se racordează la acesta.

Reglatoarele PM sunt de două feluri, PM1 și PM3. Ventilul PM1 este prevăzut cu un singur racord pentru un singur ventil pilot, iar ventilul PM3 este prevăzut cu trei racorduri pentru trei ventile pilot.

În cazul de față, s-au ales reglatoarele de tip PM1 cu ventile pilot de tip

- CVP(HP) - pentru reglare presiunii de condensare ;
- CVC – pentru reglarea puterii frigorifice ;
- CVT – pentru reglarea temperaturii.

Caracteristicile reglatoarelor sunt :

- temperatura de lucru :  $-60...+120$  °C ;
- presiunea maximă de lucru : 28 bar ;



Fig. 9.9. Reglatoare de presiune Danfoss tip PM

#### 9.4. Oprirea automată a compresorului prin vidare simplă și protecția împotriva acumulării de agent frigorific lichid în compresor în perioadele în care acesta nu funcționează

Schema de principiu a acestui procedeu, denumit "*single pump down control*", este prezentată în figura următoare.

Când termostatul  $\theta$  care sesizează scăderea temperaturii de pe returul circuitului de aer comandă deschiderea contactului  $\theta$  (4-5) este decuplat releul de vidare RV (5-3). La decuplare, RV comandă deschiderea automată a celor două contacte ale sale RV (5-6), care întrerupe alimentarea bobinei ventilului electromagnetic EVM (6-3) și RV (4-7).

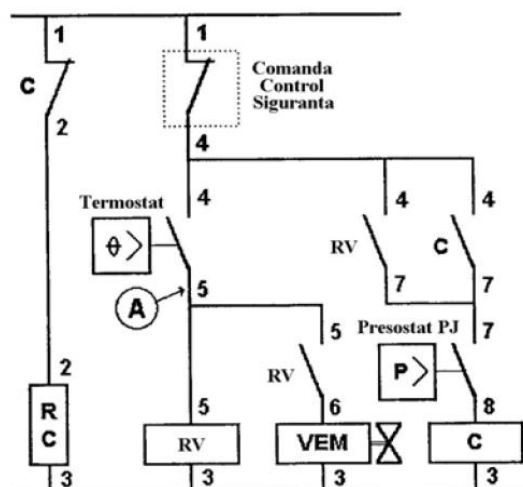


Fig. 9.10. Oprirea compresorului prin vidare simplă

La deschiderea contactului RV (5-6), electroventilul se închide și întrerupe alimentarea cu lichid a vaporizatorului. Compresorul continuă să funcționeze, deoarece contactul de automenținere al compresorului C (4-7) este în continuare închis, ca și contactul presostatului de joasă presiune PJ (7-8). Deoarece alimentarea cu lichid a vaporizatorului este întreruptă și compresorul funcționează, presiunea de vaporizare / aspirație va scădea rapid și presostatul de joasă presiune va comanda deschiderea contactului PJ (7-8). În acest moment, compresorul se va opri, pentru că atât contactul RV (4-7), cât și contactul PJ (7-8) sunt deschise. În momentul opririi compresorului, datorită deschiderii celor două contacte menționate, se deschide automat și contactul de automenținere C (4-7). De asemenea se închide contactul C (1-2), care alimentează rezistența de carter RC (2-3). Aceasta în momentul opririi compresorului este alimentată și produce evaporarea agentului frigorific lichid din compresor, care ar avea efecte nocive asupra ungerii.

Când temperatura de pe returul circuitului de aer crește, termostatul comandă închiderea contactului  $\theta$  (4-5), cuplând releul de vidare RV, care închide automat cele două contacte ale sale RV (5-6) și RV (4-7). Prin cuplarea contactului electroventilului, acesta se deschide și permite alimentarea cu lichid a vaporizatorului. Deși contactul RV (4-7) este închis, compresorul încă nu poate să pornească, deoarece este deschis contactul presostatului de joasă presiune PJ (7-8). Odată cu pătrunderea lichidului în vaporizator, crește presiunea de vaporizare / aspirație, iar la atingerea valorii maxime admise, presostatul de joasă presiune comandă închiderea contactului PJ (7-8). În acest moment este refăcut circuitul de alimentare a compresorului, ceea ce determină închiderea contactului C (4-7) și pornirea compresorului. Simultan este decuplată rezistența de carter, prin deschiderea contactului C (1-2).

Dacă în timpul opririi, presiunea de vaporizare / aspirație crește accidental, de exemplu din cauza unei neetanșeități la supape, contactul (7-8) al presostatului se va închide, dar acum compresorul nu poate porni deoarece contactul RV (4-7) este deschis, iar acesta se va închide numai când termostatul va sesiza creșterea temperaturii mediului răcit.

### 9.5. Reglarea puterii frigorifice a instalației

Reglarea puterii frigorifice a instalației se va face prin recircularea parțială a vaporilor comprimați. Această metodă, constă în realizarea unui circuit de scurtcircuitare ( by pass) între conducta de refulare și aspirație a compresorului ca în figura 9.11.

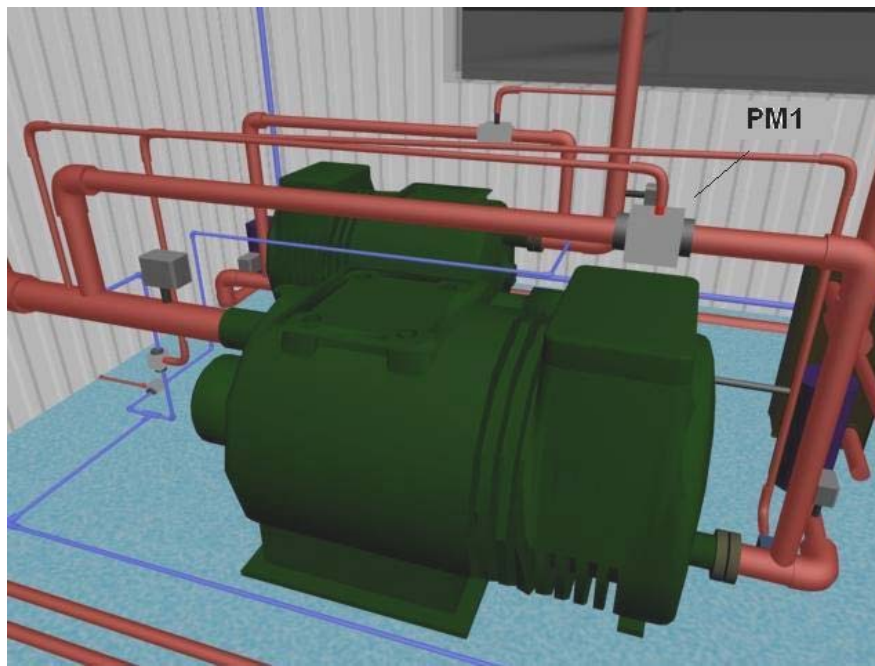


Fig. 9.11. 'by pass'

Între conducta de refulare și cea de aspirație , s-a montat un ventil de reglare,  $VR_1$ , care este acționat de regulatorul de presiune  $P_1$ .

Când necesarul de frig scade, presiunea de vaporizare/aspirație se va reduce. Regulatorul  $P_1$  sesizeaza scăderea presiunii de vaporizare și pentru a menține constantă această presiune, va deschide treptat ventilul  $VR_1$ . Astfel, o parte din vaporii refulați de compresor se vor întoarce în conducta de aspirație, ceea ce determină reducerea debitului masic de agent frigorific prin instalație și deci va scădea puterea frigorifică a compresorului.

Când necesarul de frig crește, crește presiunea de vaporizare / aspirație. În consecință se va închide  $VR_1$ , ceea ce determină reducerea debitului recirculat și creșterea celui din instalație, deci implicit crește puterea frigorifică a compresorului.

Similar se va realiza reglarea celorlalte doua compresoare.

Reglarea puterii frigorifice a instalației se face cu regulatoare de presiune cu servoventil tip PM1 prezentate anterior. Ventilul pilot va fi de tip CVC – pentru reglarea puterii frigorifice.

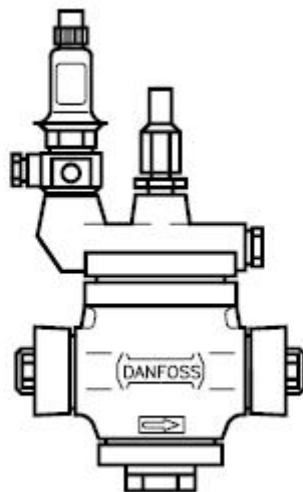


Fig. 9.12. Regulator de presiune PM cu ventil pilot tip CVC

### 9.6. Protecția compresorului împotriva ungerii inefficiente

Deoarece o parte din uleiul utilizat la ungerea compresoarelor, este antrenat în instalație odată cu vaporii refulați, în instalațiile frigorifice sunt necesare măsuri pentru reîntoarcerea acestuia în carter.

În cazul ungerii prin circulație forțată a uleiului, cu ajutorul unei pompe de ulei, se montează în circuit și un presostat diferențial de ulei, prevăzut cu un releu de temporizare. Dacă după scurgerea perioadei de temporizare (60...90 s), diferența dintre presiunea uleiului refulat de pompă și cea din carter, este mai mică decât cea reglată, presostatul oprește compresorul, deoarece ungerea este inefficientă și în aceste condiții se pot produce uzuri importante.

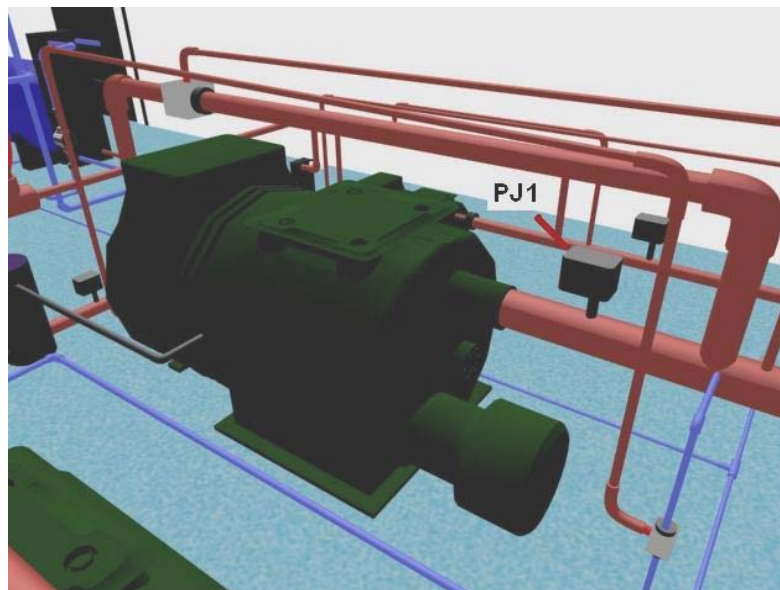


Fig. 9.13. Presostate diferențiale de ulei

Din catalogul Danfoss se vor alege trei presostate diferențiale de ulei MP55A, pentru amoniac, cu diferențialul fix de 0,2 bar. Funcționează între -1...12 bar iar perioada de temporizare este de 60 secunde.

### 9.7. Oprirea și pornirea compresoarelor

Oprirea compresorului  $C_1$  are loc atunci când temperatura din ambele tunele scade sub o valoare prestabilită, rezultă că ventilele electromagnetice strangulează conductele de alimentare cu agent lichid ale vaporizatoarelor  $V_1, V_1'$ . Lipsa lichidului în vaporizatoare duce la scăderea presiunii  $P_0$  sub limitele admise, rezultând oprirea compresorului  $C_1$  de către presostatul de joasă presiune  $P_{j1}$ .



**Fig 9.14. Presostat de joasă presiune**

În mod identic se produce oprirea compresorului  $C_2$ .

Compresorul  $C_3$  poate fi oprit numai în cazul în care atât  $C_1$  cât și  $C_2$  sunt oprite.

Dacă în unul din spațiile răcite crește temperatura peste nivelul admis, termostatul va comanda deschiderea ventilului electromagnetic, lichidul va intra în vaporizator, presiunea va crește și compresorul a pornit.

Trebuie luat în considerare faptul că pentru a putea porni compresoarele  $C_1$  sau  $C_2$ , mai întâi trebuie pornit compresorul  $C_3$ .



### Alegerea presostatelor de joasă presiune

În cadrul instalației se vor utiliza trei presostate de joasă presiune bipoziționale, câte unul pentru fiecare compresor. Din catalogul Danfoss de elemente de automatizare vom alege presostatele de înaltă presiune KP1A. Acesta se poate folosi în intervalul de presiuni  $-0,2...7,5$  bar, diferențialul putându-se regla de la 0,7 la 4 bar. Resetarea acestui presostat se alege automata.

### 9.8. Oprirea compresoarelor în caz de avarie a condensatorului

La creșterea presiunii de condensare peste limita admisă datorită unei avarii la unul dintre condensatoare, presostatul de înaltă presiune  $P_{ip3}$ , comanda oprirea compresorului  $C_3$ . Compresorul  $C_3$  fiind oprit, se vor opri și celelalte două compresoare.

Având în vedere că de cele mai multe ori defecțiunea se datorează unei anomalii, presostatele de înaltă presiune vor fi alese cu rearmare manuală, pornirea lor efectuându-se după ce s-au remediat cauzele defecțiunii.

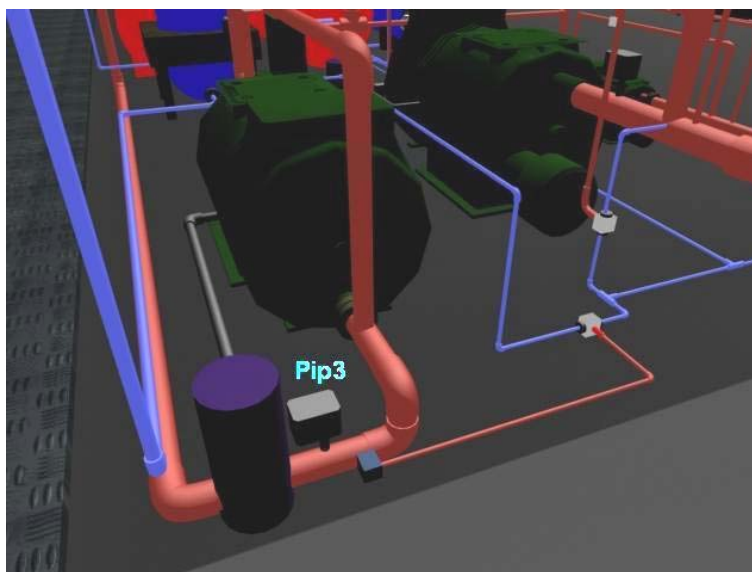


Fig.9.15 . Plasarea presostatului de înaltă presiune  $P_{ip3}$



### Alegerea presostatelor de înaltă presiune

În cadrul instalației se vor utiliza trei presostate de presiune înaltă bipoziționale, câte unul pentru fiecare compresor. Din catalogul Danfoss de elemente de automatizare vom alege presostatele de înaltă presiune KP5A. Acesta se poate folosi în intervalul de presiuni 8...32 bar, diferențialul putându-se regla de la 1,8 la 6 bar. Resetarea acestui presostat se alege manuală.



**Fig.9.16 Presostate Danfoss tip KP**

## CAPITOLUL XII

### Prezentarea instalației proiectate



Fig 12.1. Vedere generală a depozitului

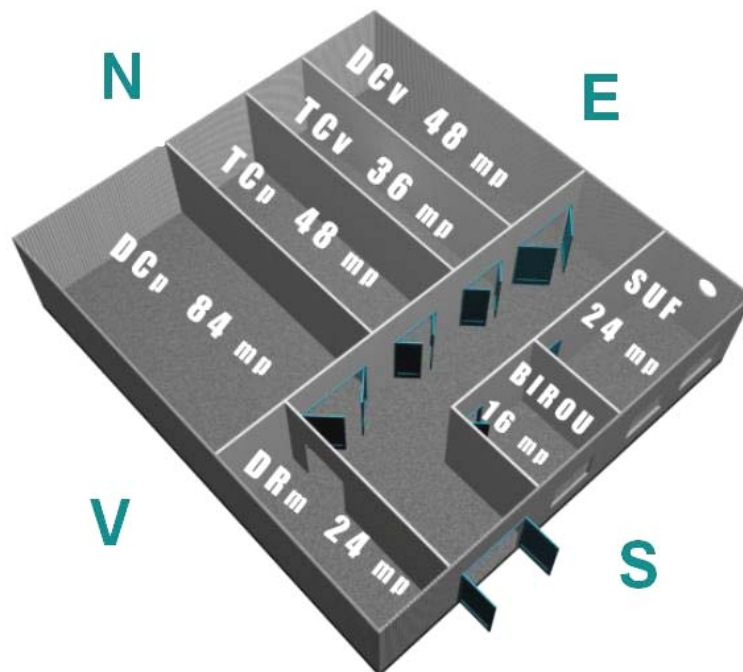
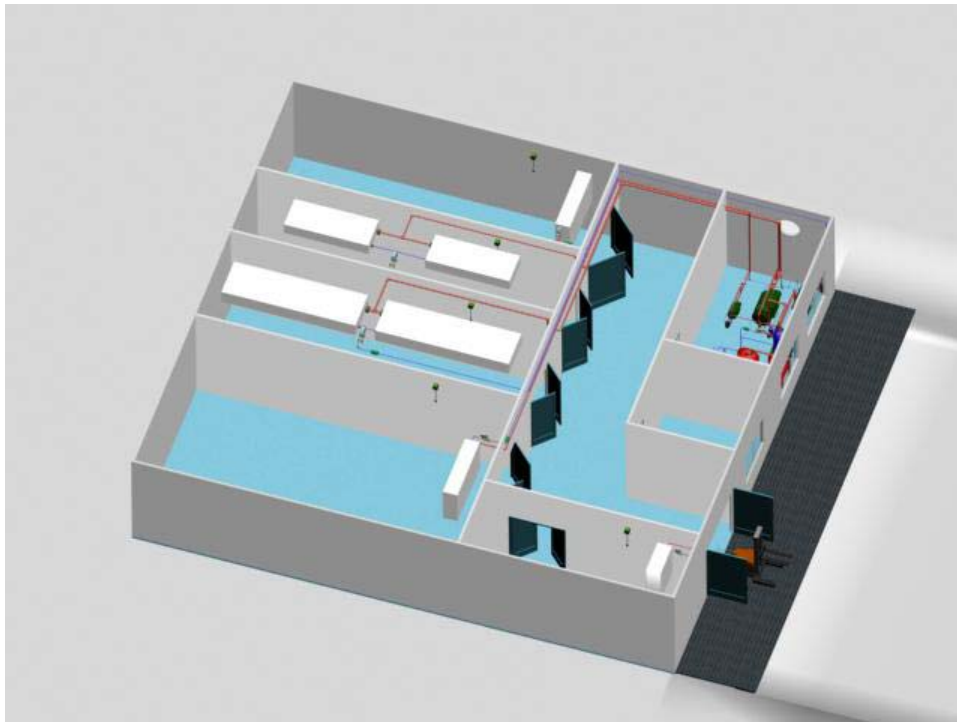
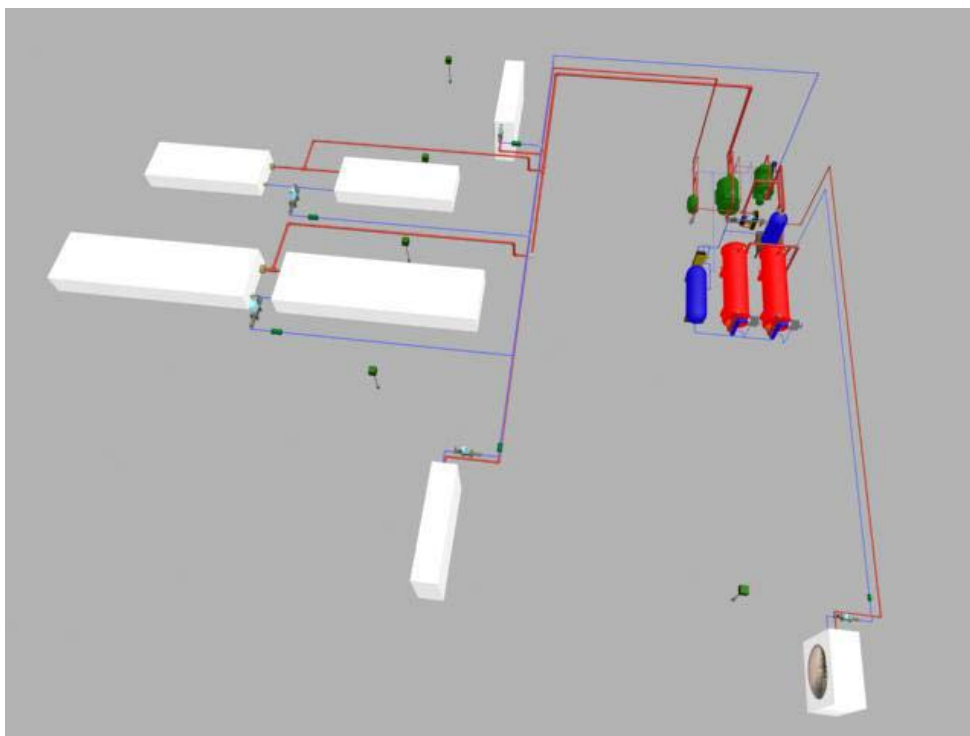


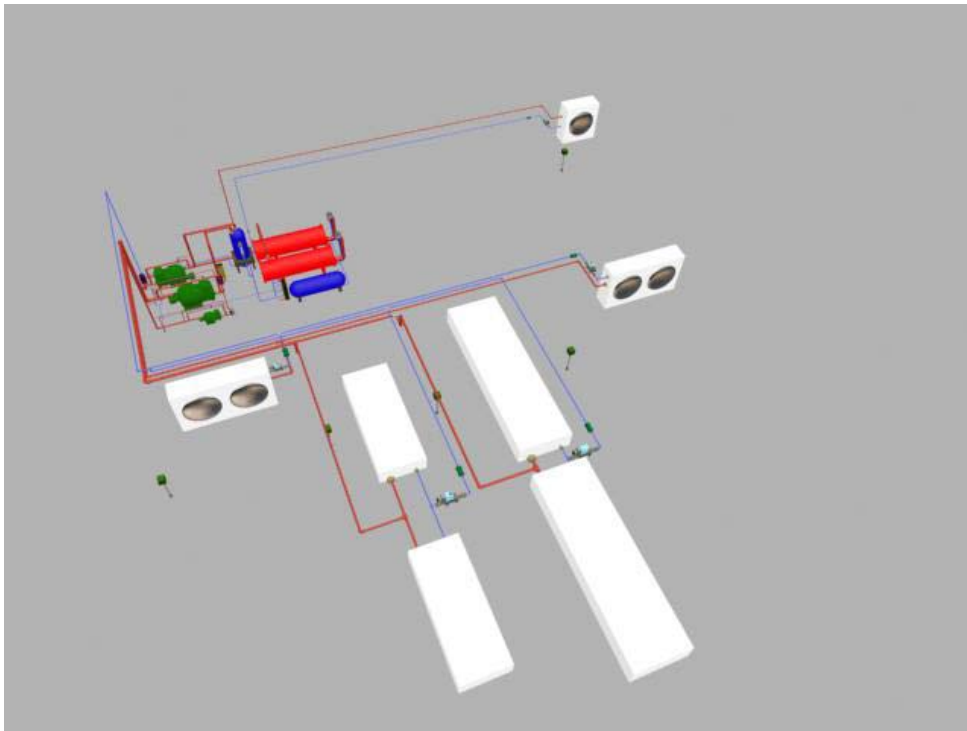
Fig. 12.2. Amplasarea și dimensionarea spațiilor



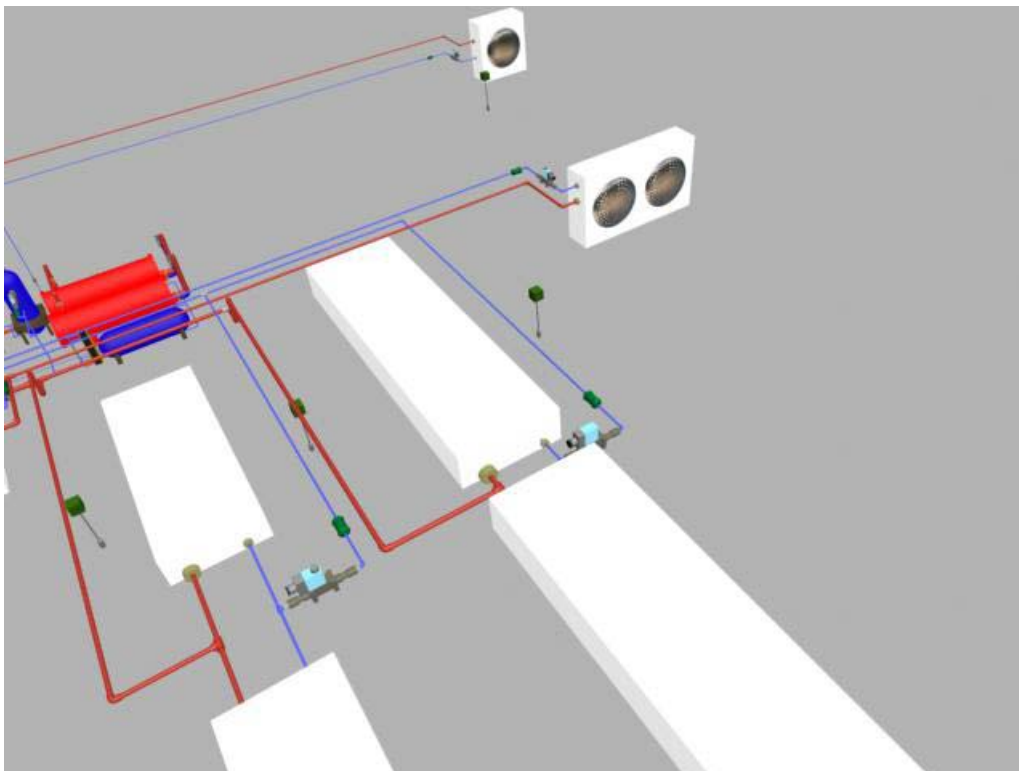
**Fig. 12.3. Amplasarea instalației în cadrul depozitului**



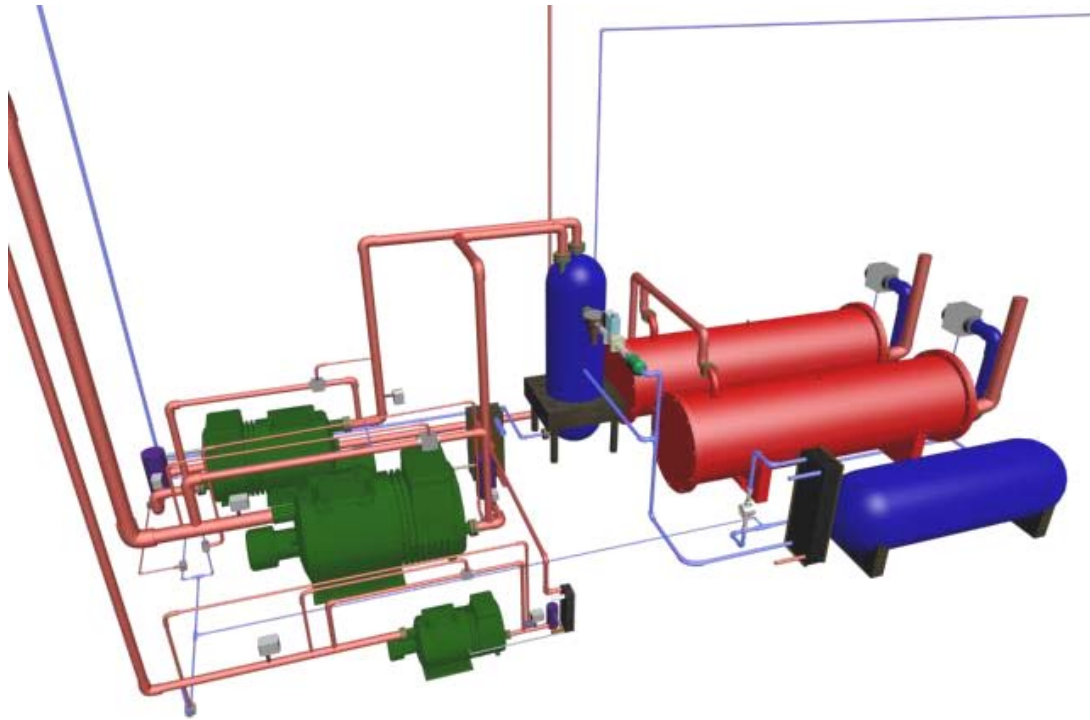
**Fig 12.4. Instalația**



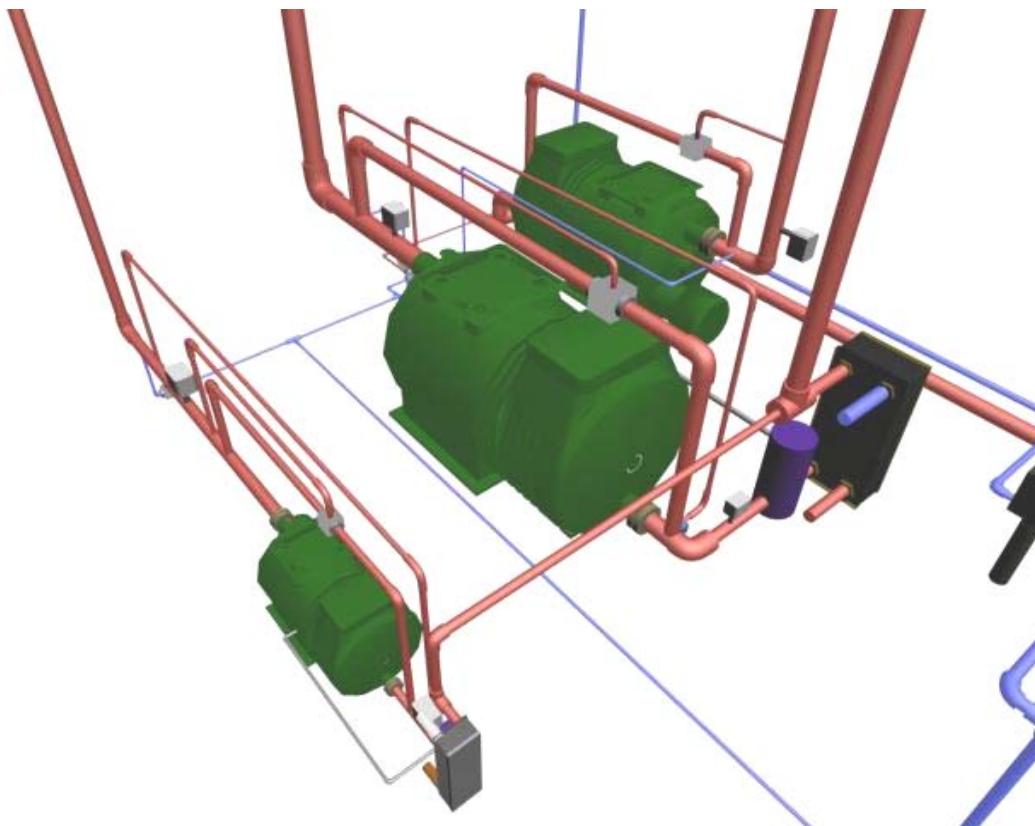
**Fig.12.5 Instalația**



**Fig. 12.6. Alimentarea vaporizatoarelor cu agent frigorific**



**Fig. 12.7. Sala mașinilor**



**Fig. 12.8. Compressoarele**

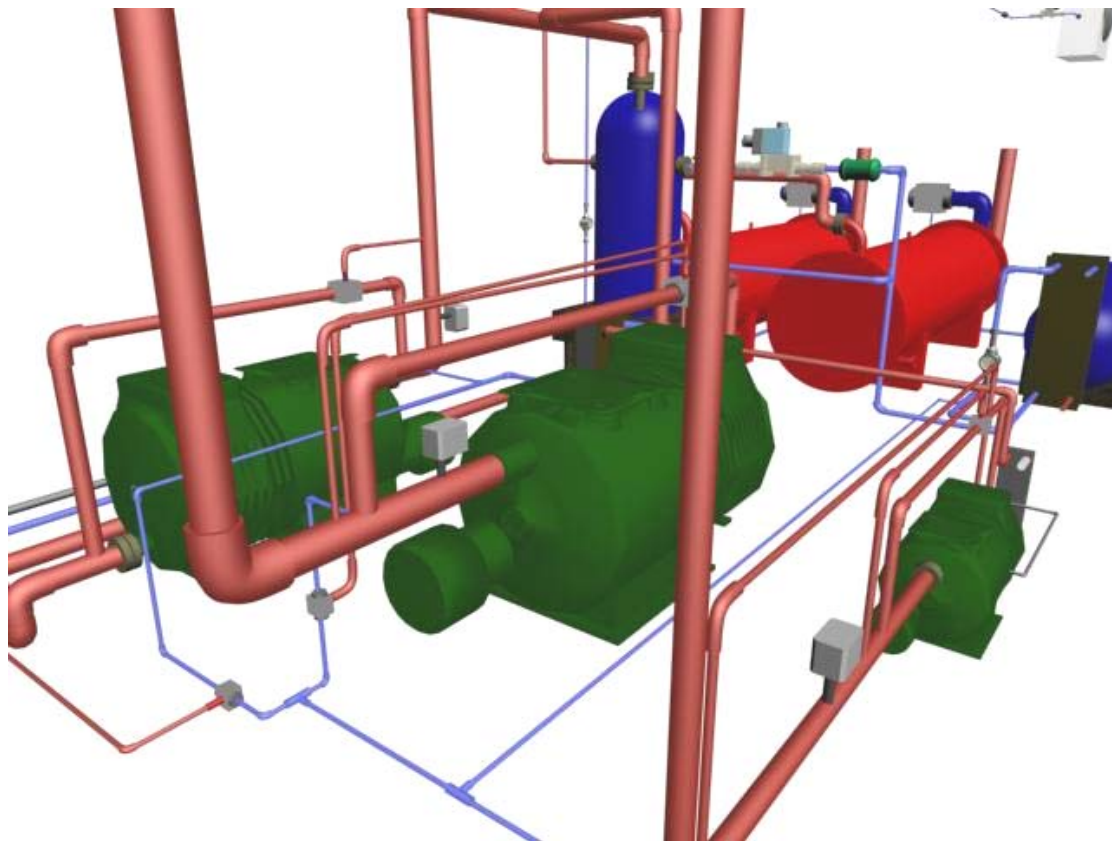


Fig. 12.9. Compresoarele

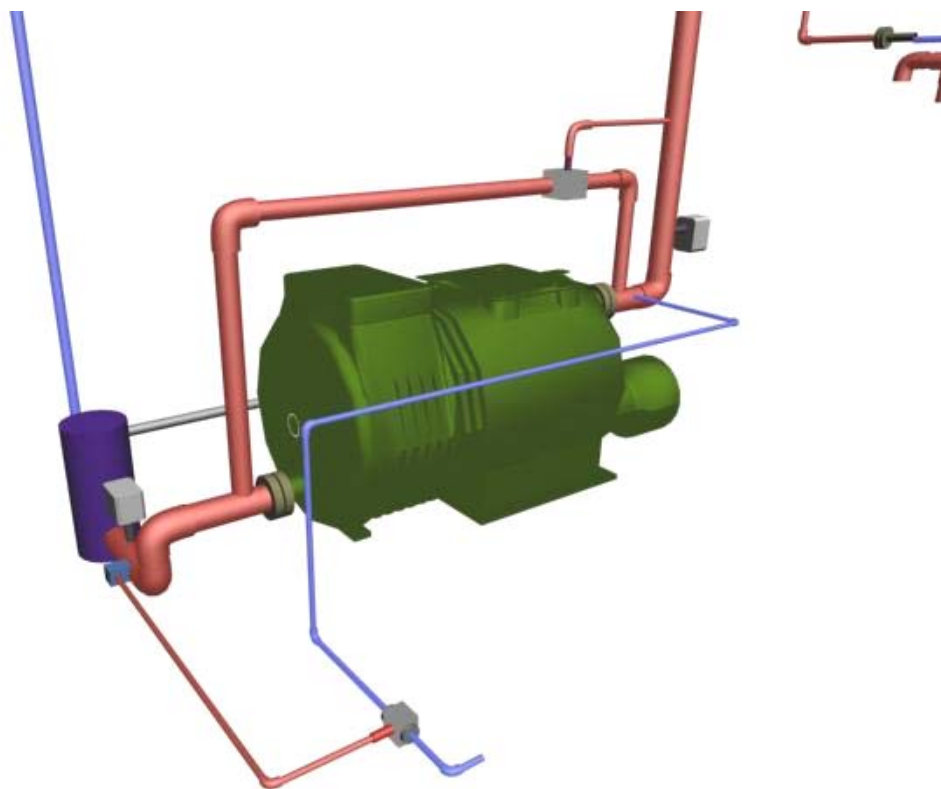
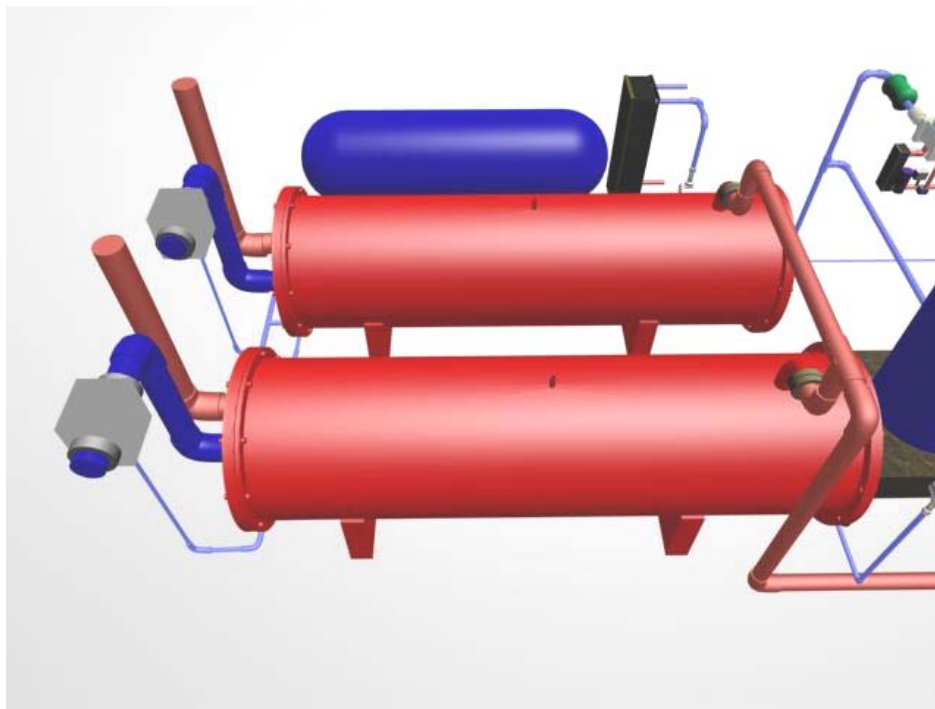
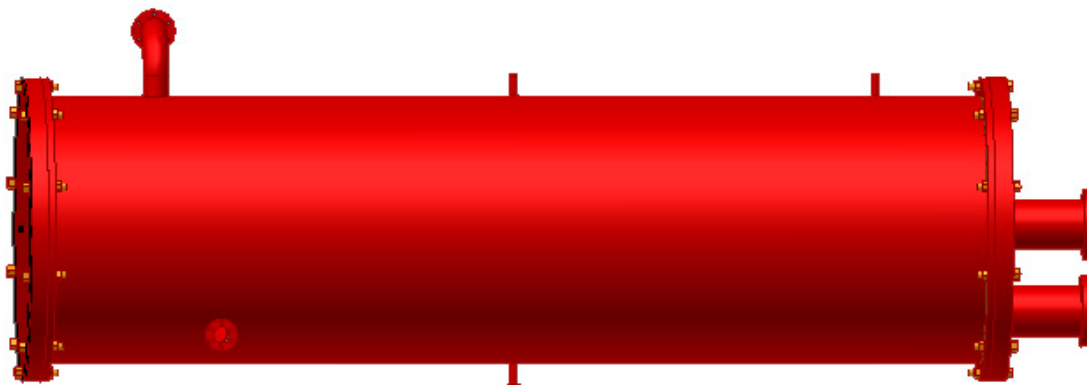


Fig. 12.10. Automatizare compresor





**Fig. 12.11. Condensatoare - amplasare**



**Fig. 12.12. Condensator**



**Fig. 12.13. Țevile pentru apă ale condensatorului**

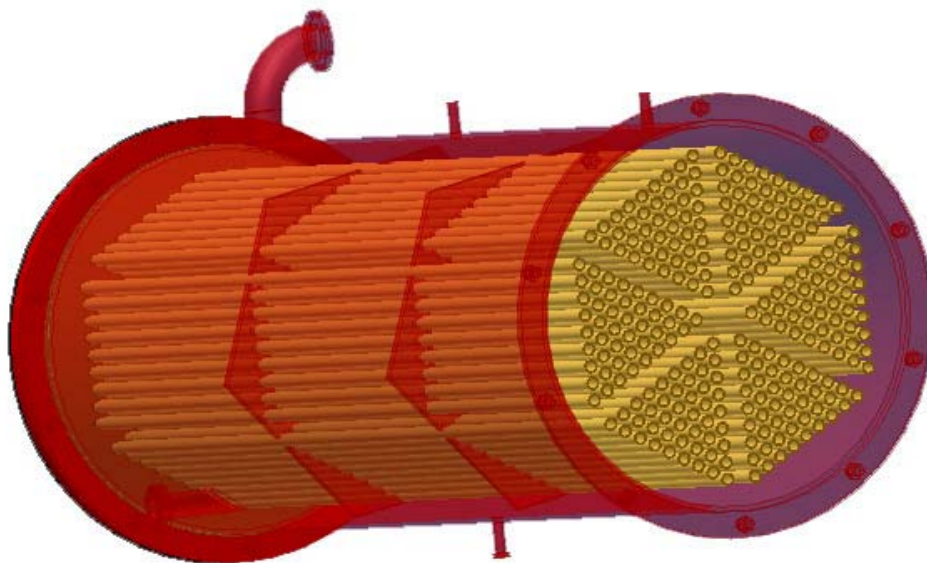


Fig 12.14-Asezarea țevilor în manta



Fig.12.15. Intrare agent primar (amoniac)



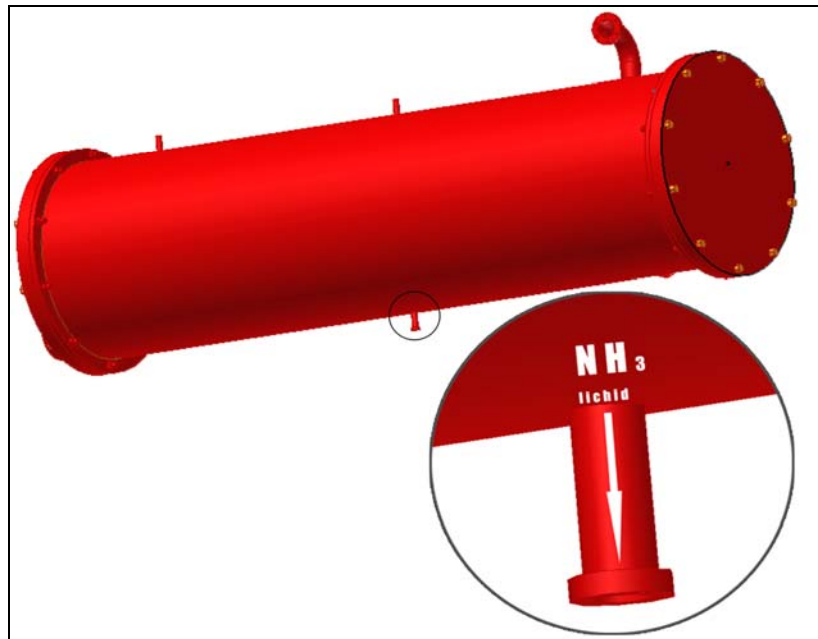


Fig.12.16. Ieșire agent primar (amoniac)

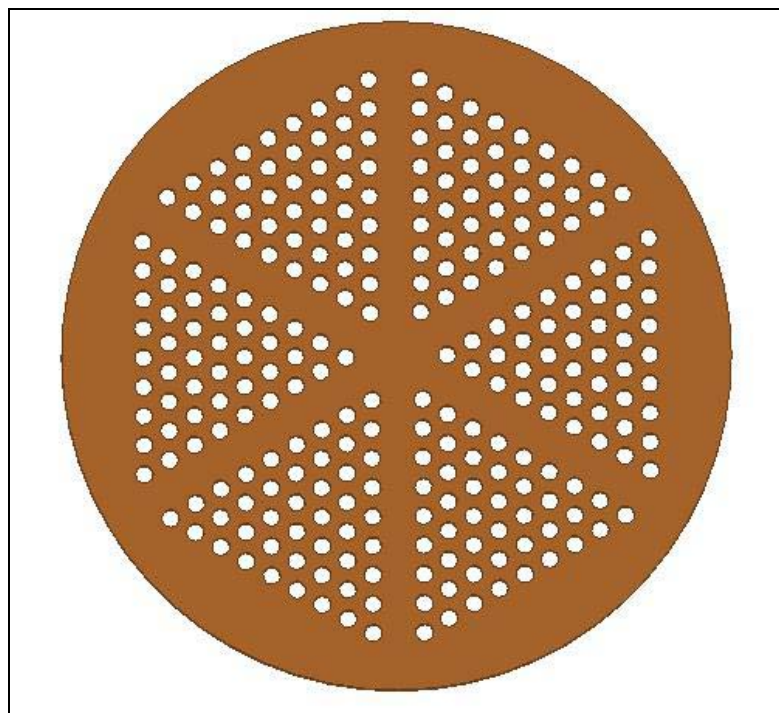


Fig. 12.17. Placă tubulară

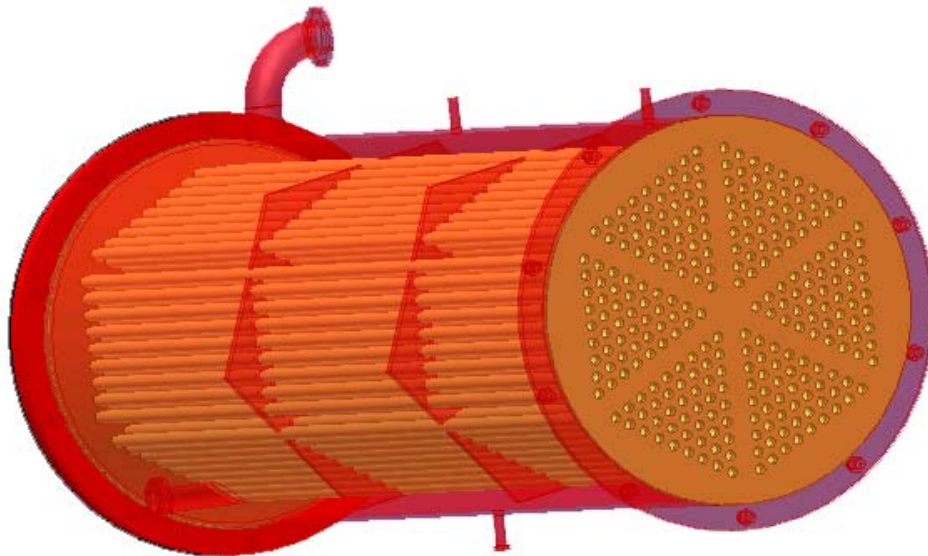


Fig 12.18- Poziționare placa tubulară

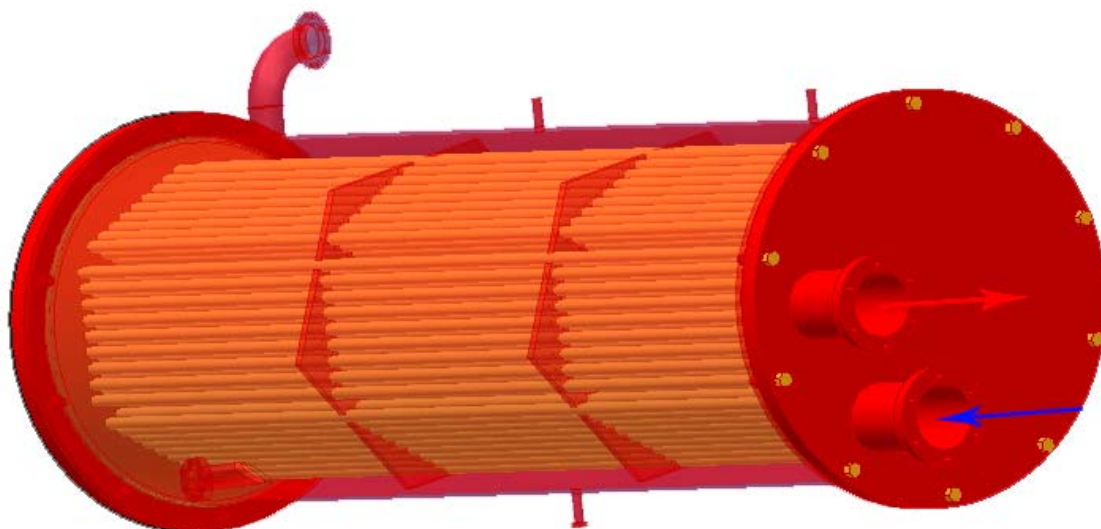


Fig.12.19. Racorduri agent secundar (apa)

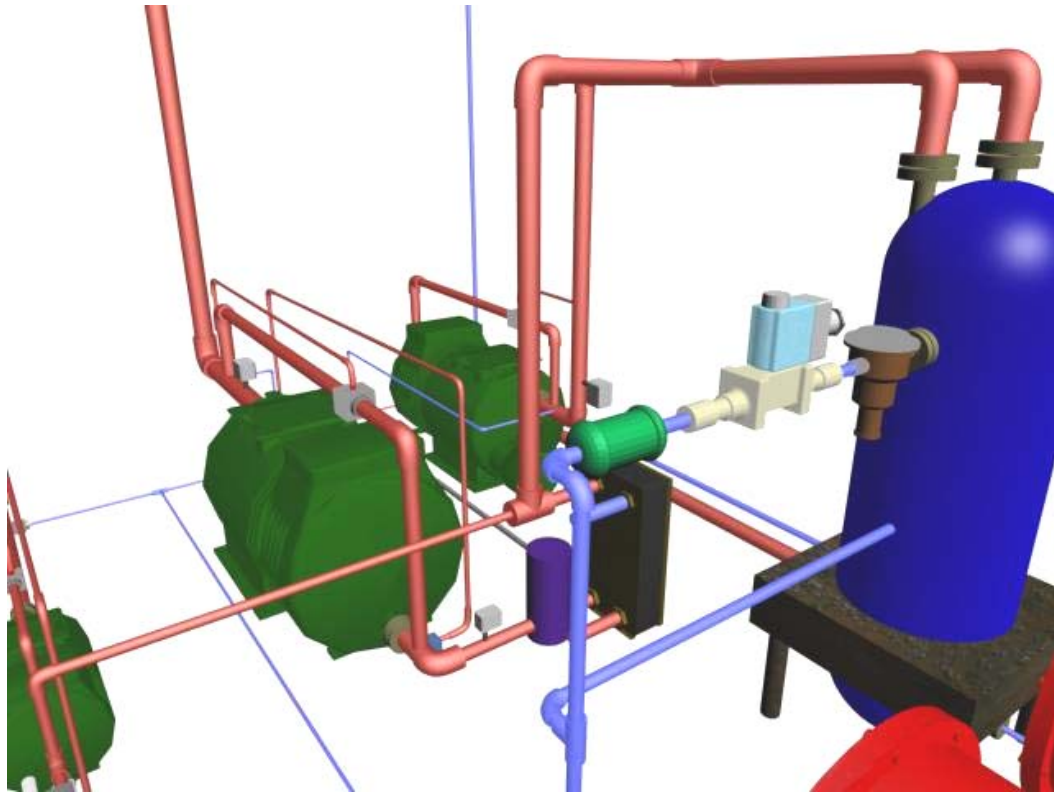


Fig.12.20. Comprimarea în două trepte

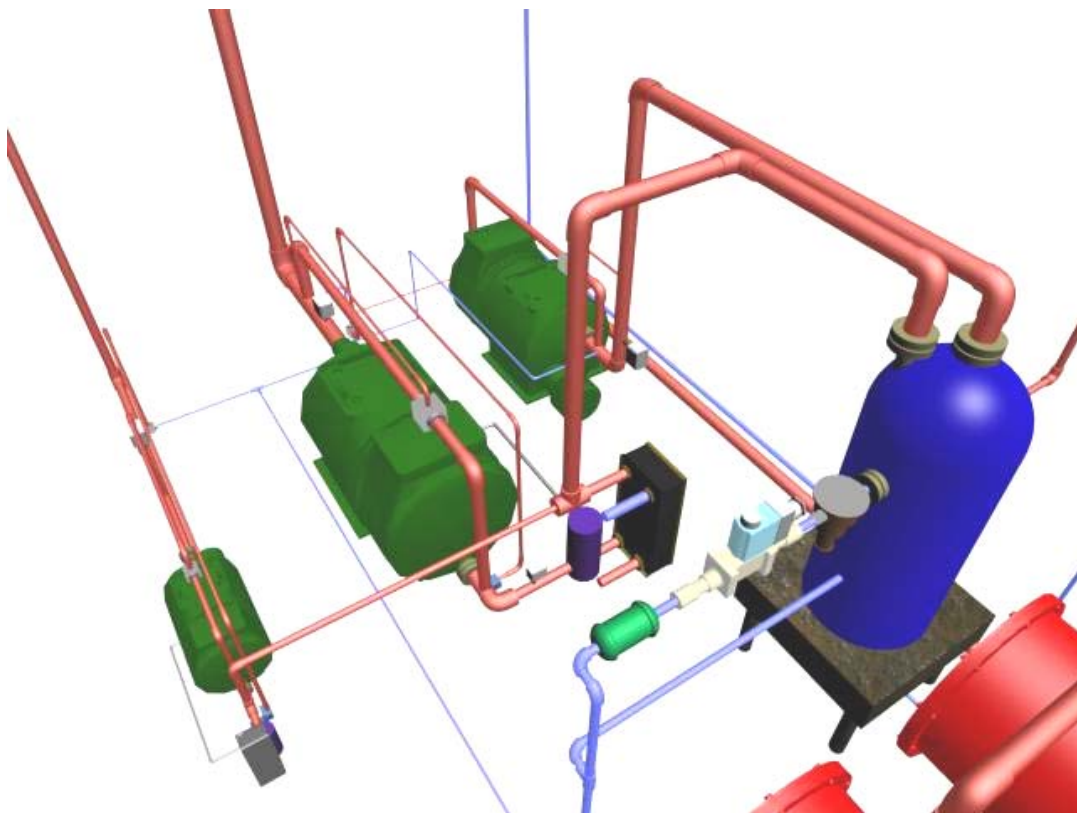


Fig.12.21. Comprimarea în două trepte

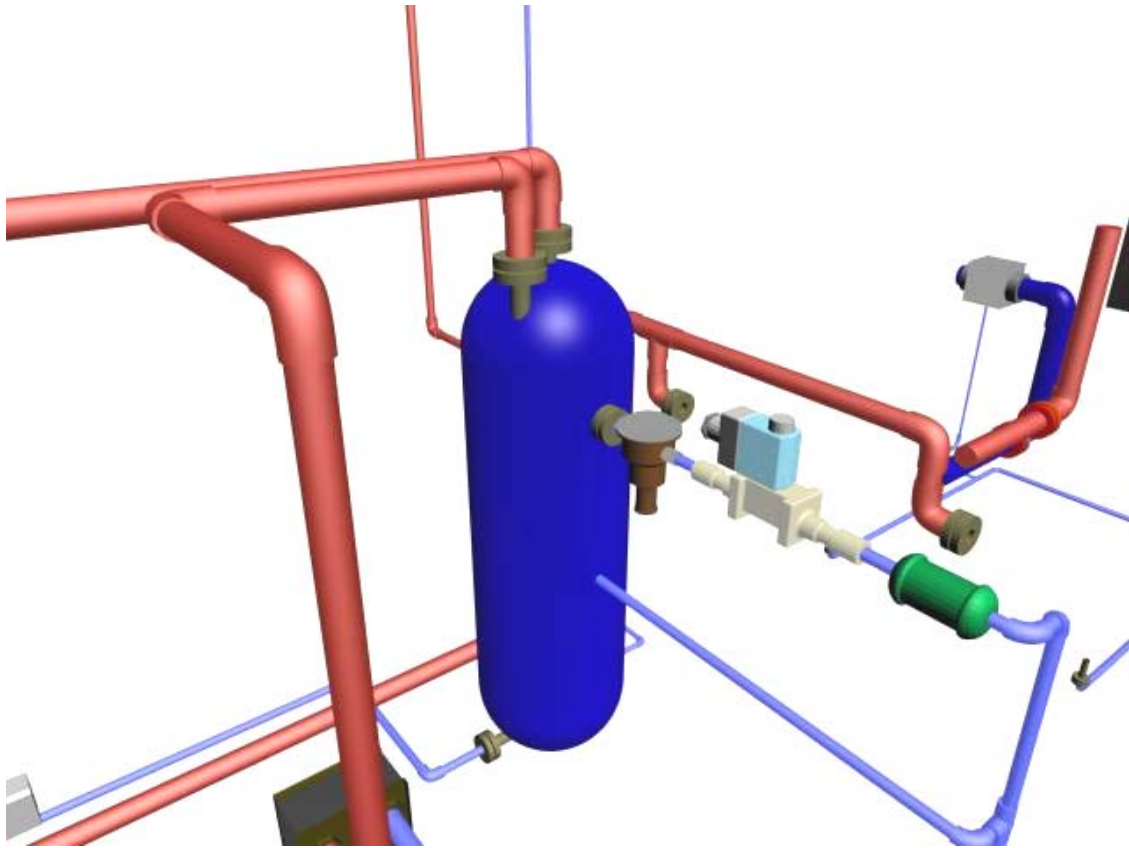


Fig.12.22. Butelia de răcire intermediară

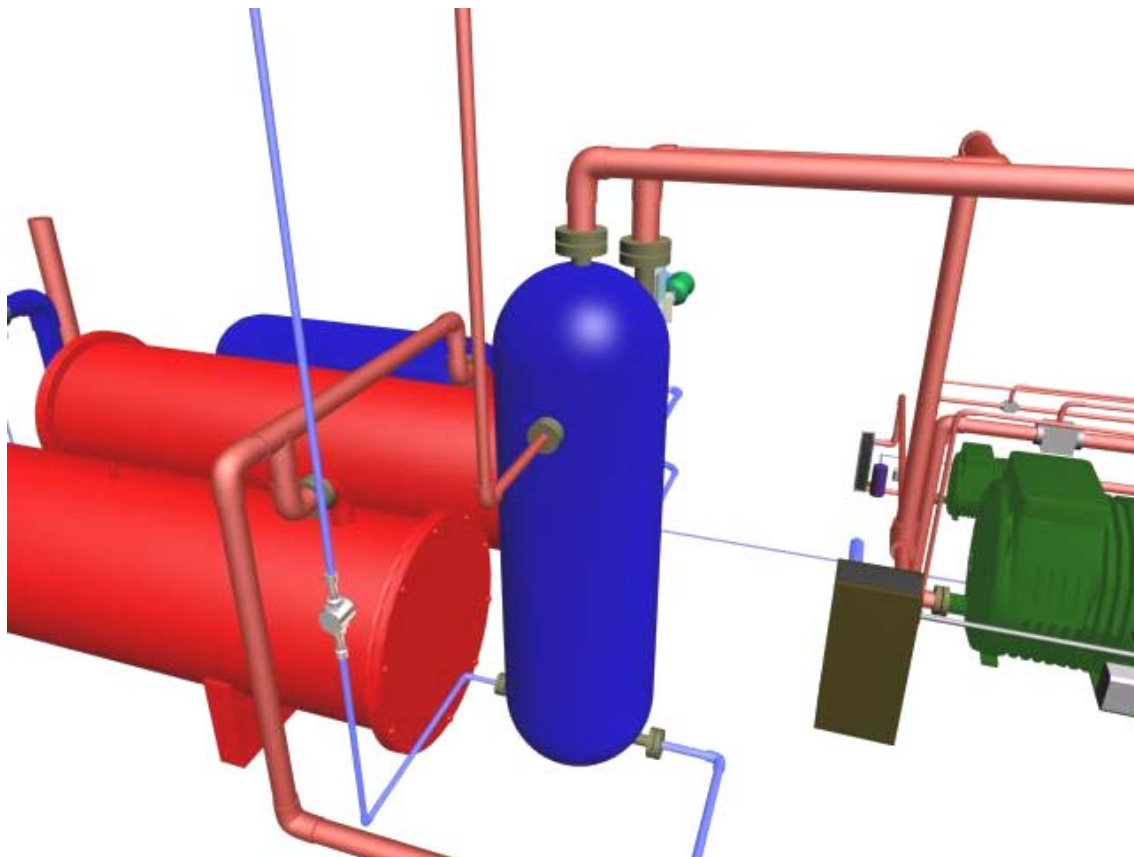


Fig.12.23. Butelia de răcire intermediară



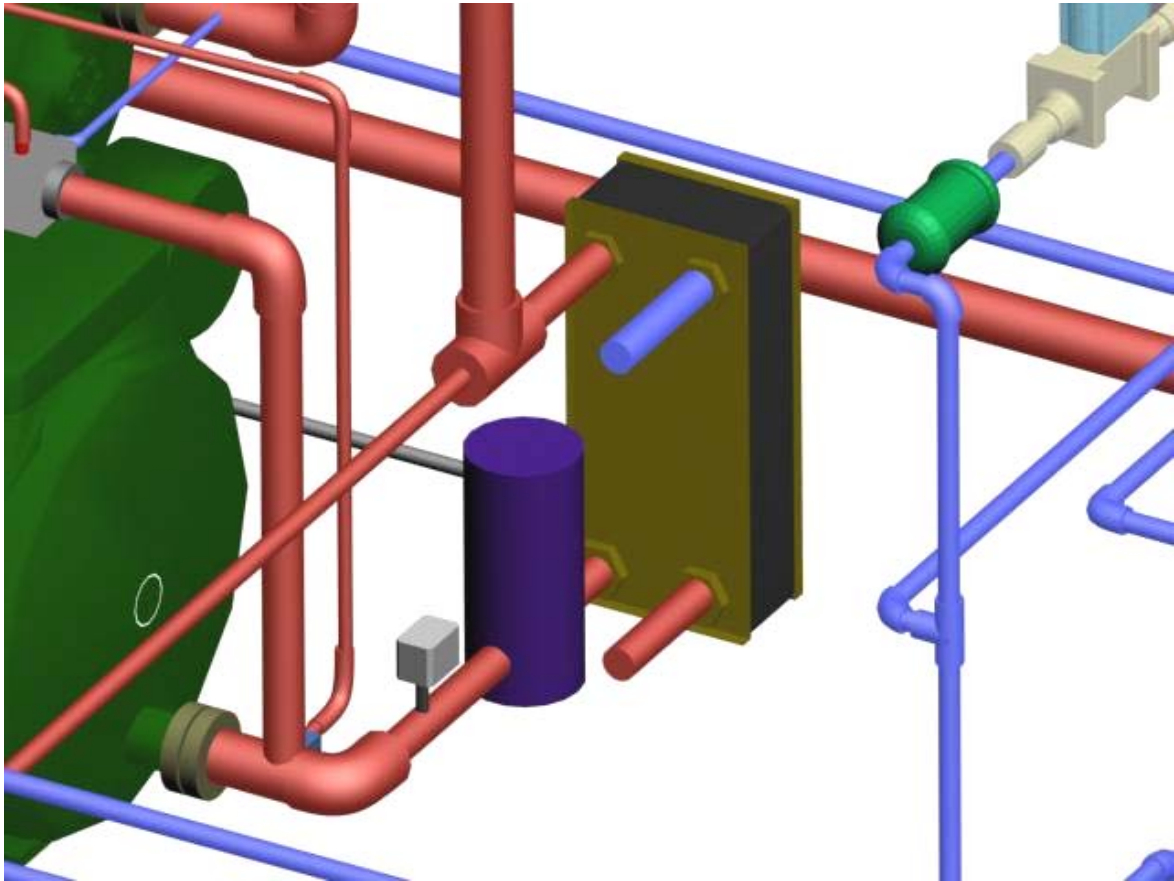


Fig.12.24. Răcitor intermediar

**BIBLIOGRAFIE**

1. Bălan, M.: *Utilizarea frigului artificial*, curs.
2. Bălan, M.: *Instalații frigorifice, Teorie și programe de instruire*, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
3. Bălan, M.: *Complemente de proces, calcul și construcție a instalațiilor frigorifice. Modelarea ciclurilor frigorifice*, atelierul. de multiplicare al UT Cluj-Napoca, 1997.
4. Bălan, M.: *Reglarea și automatizarea instalațiilor frigorifice*, curs.
5. Mădărășan, T.; Bălan, M.: *Termodinamică tehnică*, Editura Sincron, Cluj-Napoca, 1999.
6. Niculita, P.: *Indrumatorul specialistilor frigotehnisti din industria alimentara*, Editura Ceres, 1991
7. S.Porneală : *Procese în instalații frigorifice*, Litografia Universitatii Tehnice Galați , 1989.
8. Plesa, A – *Utilaj termic*, curs.
9. \*\*\* - *Manualul inginerului termotehnician*, vol. II, Editura Tehnică București, 1986.
10. Bălan, M.; Pleșa, A.: *Instalații frigorifice, construcție, funcționare și calcul*, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2002.
11. Ioan Sârbu: *Instalații frigorifice*, Editura Mirton, Timisoara 1998.
12. Mera, M – *Tehnologia fabricării mașinilor termice*, curs.
13. Domșa, Al.: *Materiale metalice în construcția de mașini*, vol.1, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1981.
14. Hodor, V.: *Transfer de căldură și masă*, curs.
20. Stoenescu, P.; Zgavarogea, M.; Enache, D.: *Instalații de ventilare industrială*, Editura UTCB, București, 2000.
15. Voinescu, V. : *Îndrumătorul instalatorilor*, Editura Tehnică, București, 1964.
16. \*\*\* - *Manualul inginerului mecanic*, Editura Tehnică, București, 1984.
17. \*\*\* - *STAS 1907/1,2 - 97, Calculul necesarului de căldură*.
18. \*\*\* - *STAS 6648/1,2 - 82, Parametrii climatici exteriori. Calculul aporturilor de căldură din exterior*.
19. \*\*\* - *Cataloge de produse ale firmelor: Bitzer, Castel, Copeland, Danfoss, KMP, Hartford*
20. \*\*\* - [www.ubbcluj.ro](http://www.ubbcluj.ro)
21. \*\*\* - [www.bitzer.com](http://www.bitzer.com)
22. \*\*\* - [www.hartfordcompressors.com](http://www.hartfordcompressors.com)
23. \*\*\* - [www.termo.utcluj.ro](http://www.termo.utcluj.ro).