

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

PROIECT DE DIPLOMĂ

Sistemul de conditionare a aerului pentru un imobil cu birouri

Conducător de proiect: Prof. Dr. Ing. Balan Mugur
Absolvent: Feier Lidia

2005

1. Memoriu tehnic

1.1. Rolul climatizării

Instalațiile de climatizare numite și instalații de condiționare a aerului trebuie să asigure menținerea parametrilor aerului, din încăperile deservite, în tot timpul anului, indiferent de variația factorilor meteorologici, de gradul de ocupare al încăperilor, cu alte cuvinte, indiferent de modificarea sarcinilor termice (de încălzire, de răcire) și de umiditate. Ele au rolul de a asigura condițiile de confort termic în clădirile social-culturale, administrative, de locuit etc, sau de a asigura parametrii necesari ai aerului interior (temperatura, umiditate relativă) în cazul instalațiilor de climatizare tehnologică. În același timp trebuie să se asigure introducerea de aer proaspăt necesar diluării CO₂ degajat de ocupanți , precum și degajările de mirosuri (funcțiunea de ventilare). Deoarece sarcinile termice și de umiditate ale încăperilor se modifică permanent și în limite largi, iar parametrii microclimatului trebuie menținuți constanți, rezultă ca aerul tratat, introdus în încăperi, trebuie să aibă permanent (în tot timpul anului) parametri variabili. Ca urmare, aerul trebuie tratat într-un aparat (agregat) unde suferă o suită de 4 procese termodinamice simple (încălzire, răcire, uscare, umidificare), într-o anumită ordine. Pentru realizarea acestei tratări este necesară și o instalație de reglare automată aferentă, care să mențină temperatura și umiditatea relativă la valori prestabilite. Concomitent, instalației de climatizare i se atribuie și funcțiunea de economisire a energiei, motiv pentru care, adesea, se intercalează un recuperator de căldură.

.....

1.2. Clasificarea instalațiilor de climatizare. Principii de funcționare

1.2.1. Clasificarea instalațiilor de climatizare

.....

1.2.2. Principii de funcționare a instalațiilor de climatizare

Elementul principal al oricărei instalații de climatizare îl reprezintă aparatul (agregatul) de climatizare de care sunt legate modalitățile de funcționare a instalației. Aerul de climatizare este tratat (încălzit, răcit, uscat, umidificat) în aparat și cu ajutorul acestuia instalația poate funcționa într-unul din regimurile: cu amestec de aer exterior; în regim de recirculare totală.

.....

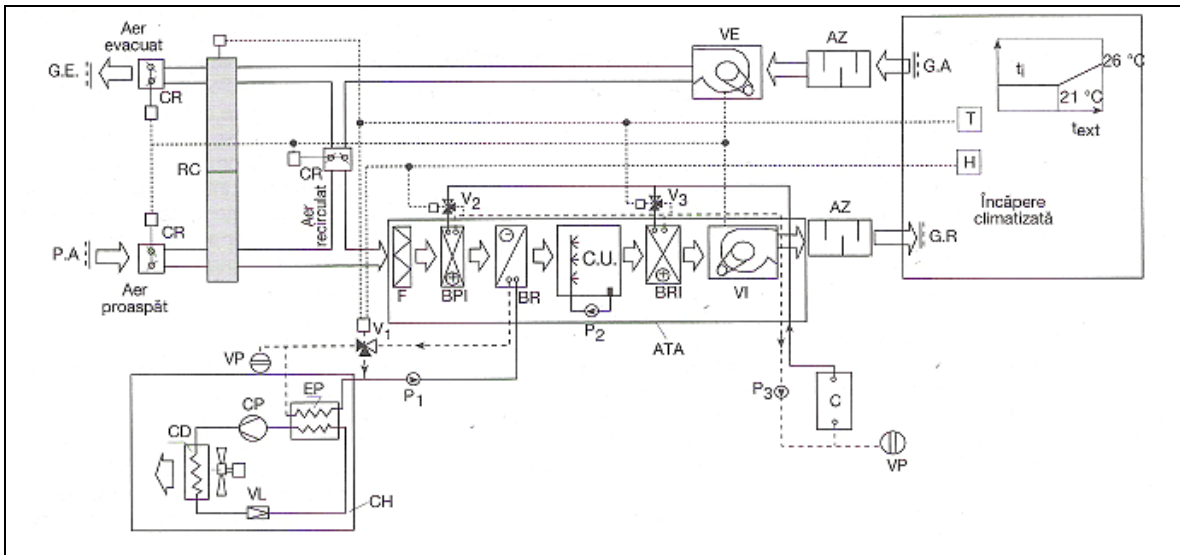


Fig. 1.1. Schema unei instalații deservind o singură încăpere

ATA – aparat de tratare aer; T – termostat; H – higrostat; VI – ventil de introducere; VE – ventilator de evacuare; F – filtru de praf; BPI – baterie preîncălzire; BRI – baterie reîncălzire; BR – baterie răcire; CU – cameră umidificare; C – cazan apa caldă; CP – compresor; CD – condensator; VL – ventil de laminare; EP – evaporator; RC – recuperator de căldură; CR – clapetă de reglare; VP – vas expansiune; V – ventil cu 3 căi; P – pompă de circulație; AZ – atenuator de zgomot; PA – priză de aer; GE – gură de evacuare în exterior a aerului viciat; GR – gură de absorbție; CH – aparat de răcire a apei (chiler).

.....

1.3. Instalații “numai aer”

La aceste sisteme aerul este tratat într-un agregat central după care este refulat, în încăperi, fără a mai suferi retratări ulterioare. Aerul trebuie să asigure în mod integral, atât încălzirea cât și răcirea încăperilor, în încăperi ne mai existând sisteme suplimentare de încălzire sau de răcire.

.....

1.3.1. Instalații “numai aer” cu un canal cu debit constant

Instalația poartă denumirea de instalație cu “un canal” luându-se în considerare canalul de introducere. Instalația are însă și un canal de evacuare. Instalația funcționează tot timpul cu același debit de aer, atât vara cât și iarna.

1.3.1.1. Instalații pentru o zonă

.....

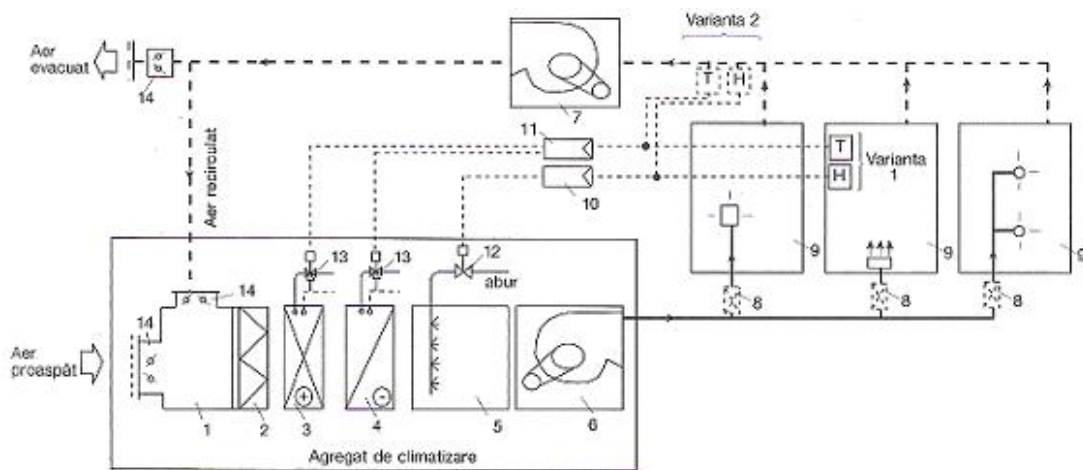


Fig. 1.2. Instalație de climatizare cu un canal de presiune joasă/înaltă pentru o singură zonă, deservind mai multe încăperi

1 – camera de amestec; 2 – filtru de praf; 3 – baterie de încălzire; 4 – baterie de răcire; 5 – cameră de umidificării; 6 – ventilator introducere; 7 – ventilator evacuare; 8 – aparat de detentă (în cazul instalațiilor de presiune înaltă); 9 – încăpăre climatizată; 10 – regulator de umiditate; 11 – regulator de temperatură; 12 – ventil cu două căi; 13 – ventil cu trei căi; 14 – clapetă de reglare; T – termostat de cameră al zonei; H – figrostat de cameră al zonei.

.....

1.3.1.2. Instalații pentru mai multe zone

Pentru încăperi cu orientări diferite, încăperi exterioare și interioare sau încăperi cu variații diferite ale sarcinilor termice și de umiditate, care ar conduce la modificări ale debitelor de aer, de la un sezon la altul, în cazul folosirii unui grup, este necesară tratarea ulterioară a aerului, corespunzător fiecărei zone în parte.

- Instalații cu reîncălzirea aerului pe fiecare zonă (fig. 1.3)

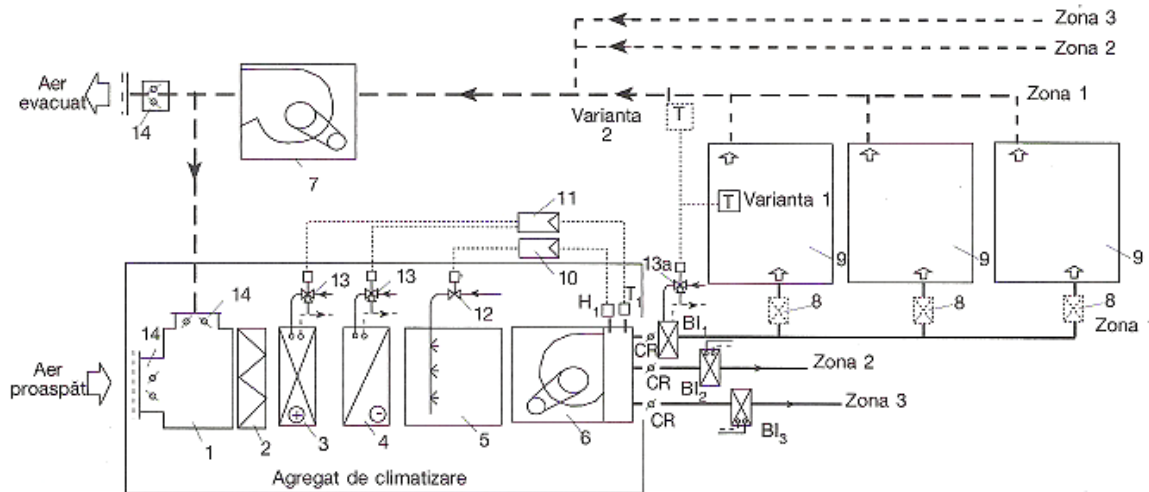


Fig. 1.3. Instalație de climatizare cu debit constant cu 1 canal de presiune joasă/înaltă, multizonală, cu baterii de preîncălzire:

1 – 14, T vezi fig. 2; 13a – ventil cu trei căi pentru zonele 1, 2, 3; T₁ – termostat de canal;
H₁ – higrostat de canal; BI – baterie de încălzire aferentă unei zone

- Instalații cu clapetă de reglare (figura 1.4)

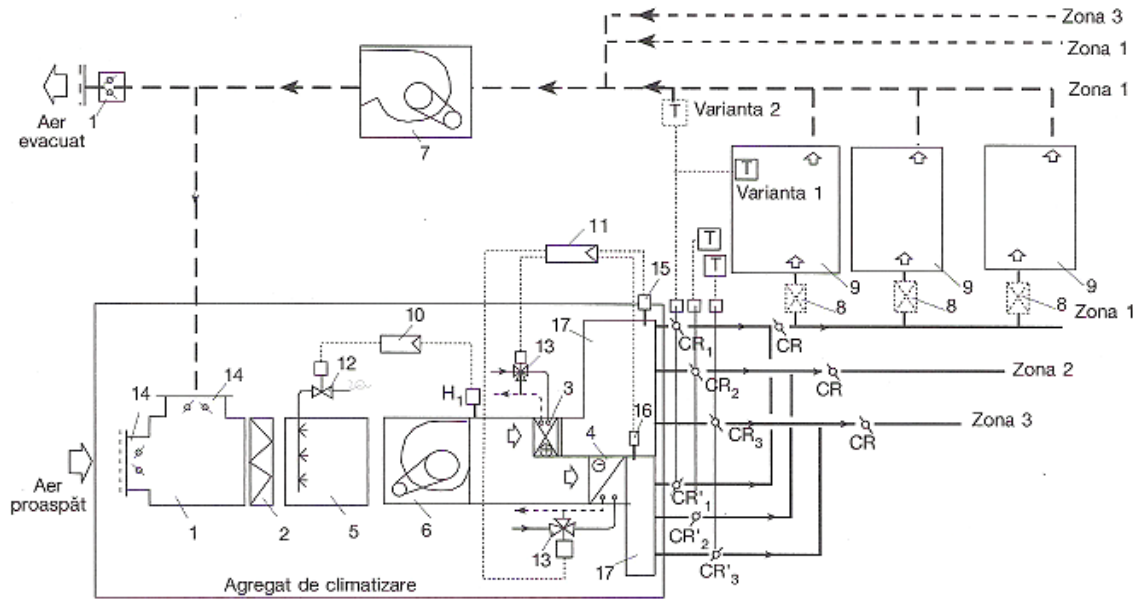


Fig. 1.4. Instalație de climatizare cu debit constant, cu 1 canal de presiune joasă/înaltă

1...14, T – vezi fig. 5.2; 15 – termostat pentru aerul cald; 16 – termostat pentru aerul rece; 17 – cameră de presiune;

- **Instalații cu grupuri de ventilare zonală (figura 1.5)**

În instalațiile prezentate anterior trebuie să se vehiculeze, uneori, un debit de aer mare sau să se lucreze cu diferențe mari de temperatură între aerul încăperii și aerul refulat (10...12 °C în perioada caldă a anului) ceea ce poate avea ca urmare apariția de curenți supărători. Se recurge, în acest caz, la un agregat central mai mic și la prevederea a câte unui agregat auxiliar pe fiecare zonă sau pe anumite zone (fig. 1.5).

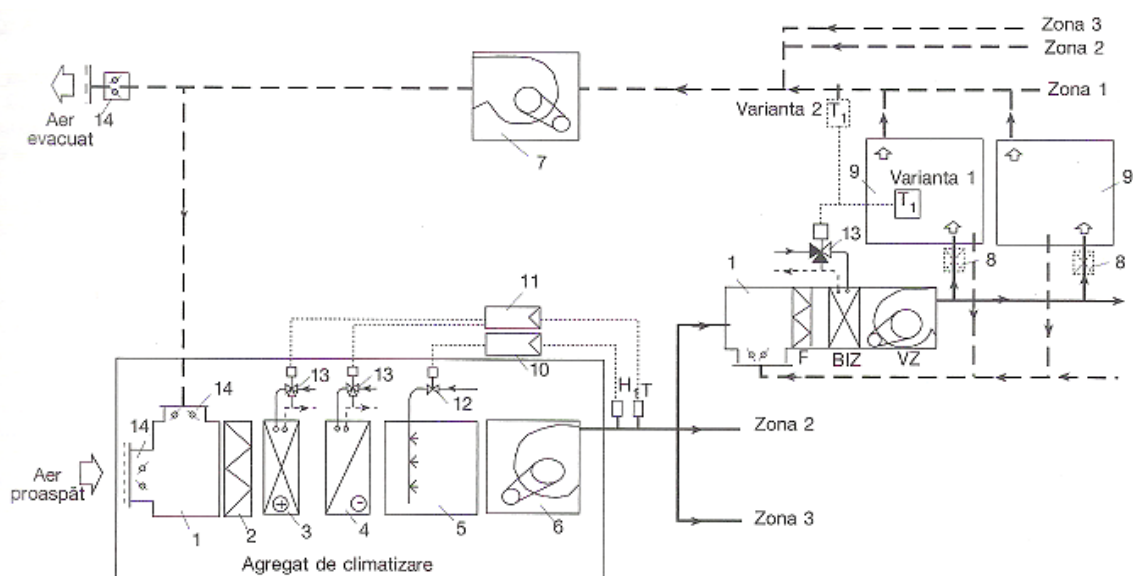


Fig. 1.5. Instalație de climatizare, cu debit constant, cu 1 canal de presiune joasă/înaltă, multizonală, cu grup suplimentar pentru fiecare zonă:

1...14 – vezi fig. 2; T – termostat de canal pentru toate zonele; H – higrostat de canal pentru toate zonele; T1 – termostat de cameră al unei zone; BIZ – baterie de încălzire pentru zonă; VZ – ventilator de zonă.

1.3.2. Instalații „numai aer” cu debit variabil

Instalațiile cu debit variabil reprezintă o soluție care se practică din ce în ce mai mult, din considerente economice. Este mult mai rațional să se vehiculeze în instalație un debit de aer mai mic, pe măsură ce temperatura exterioară crește (iarna) sau scade (vara) față de temperaturile de calcul, și să încălzească, respectiv, răcească mai puțin aer.

.....

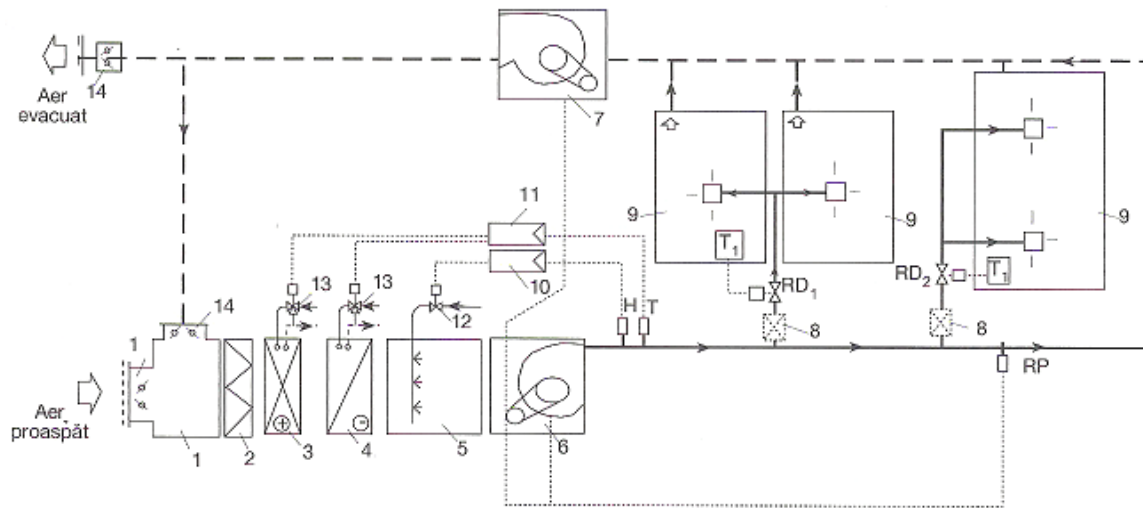


Fig. 1.6. Instalația de climatizare cu 1 canal de presiune joasă/înaltă cu debit variabil:

1...14, T, H – vezi fig. 2; RD₁/RD₂ – regulator de debit pentru un grup de încăperi/o încăpere; RP – regulator de presiune

.....

1.3.3. Instalații „numai aer” cu două canale

1.3.3.1. Probleme generale, clasificare

.....

1.3.3.2. Instalații fără umidificarea aerului

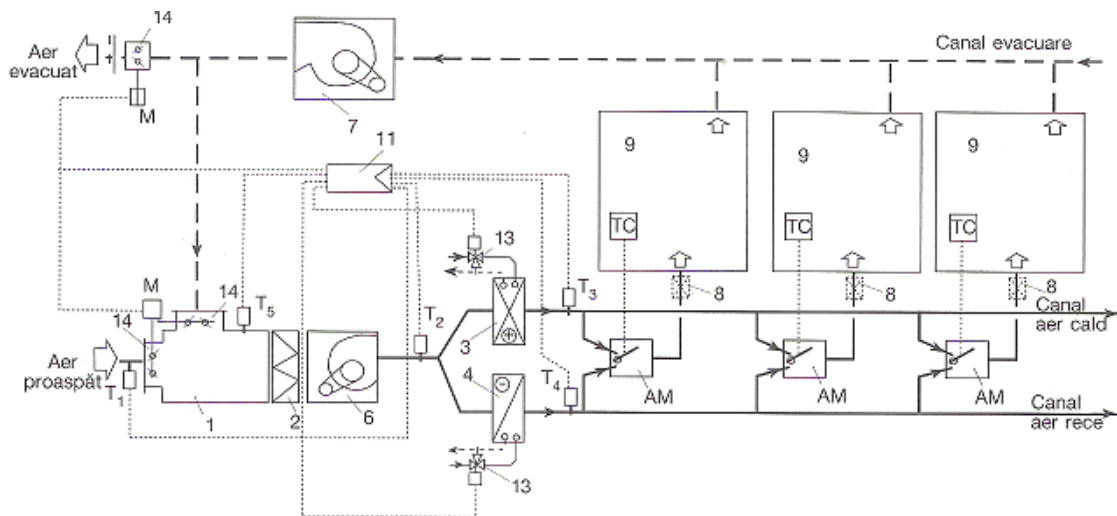


Fig. 1.7. Schema unei instalații de presiune joasă/înaltă, cu 2 canale de aer, fără umidificarea aerului

1...14, T – vezi fig. 2; H – higrostat de canal pentru toate zonele; T₁ – termostat pe canalul de aer exterior; T₂ – termostat pe canalul de amestec; T₃ – termostat pe canalul de aer cald; T₄ – termostat pe canalul de aer rece; T₅ – termostat de amestec; TC – termostat de cameră; M- servomotor; AM – aparat de amestec.

1.3.3.3. Instalații cu umidificarea aerului

Pentru a preveni umidități relative scăzute ale aerului interior, în sezonul rece, se poate prevedea umidificarea aerului înainte de a fi refulat în încăperi. Umidificarea se poate prevedea numai pentru aerul cald (fig. 1.8) sau pentru întregul debit (fig. 1.9).

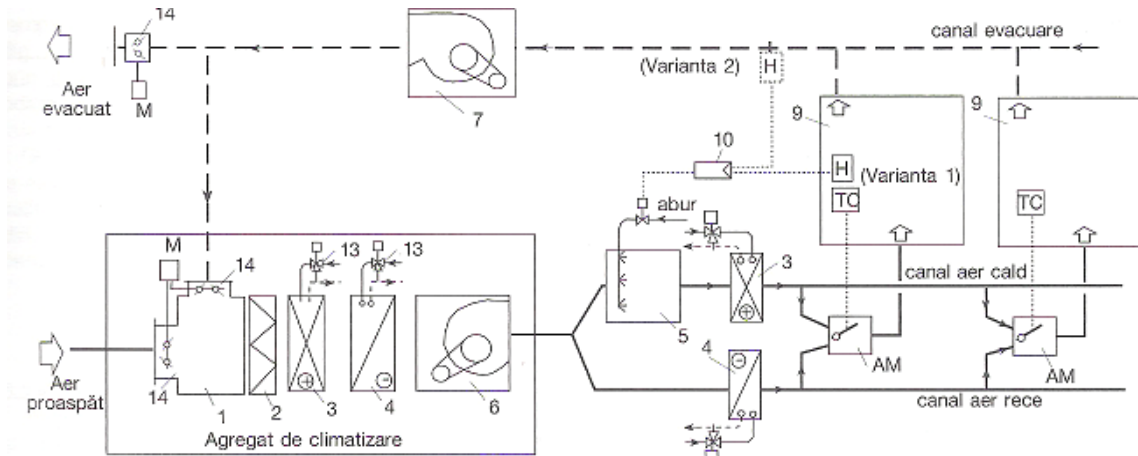


Fig. 1.8 Instalație de climatizare cu 2 canale de aer cu umidificare parțială a aerului:
Pentru legendă vezi fig. 2 și 7.

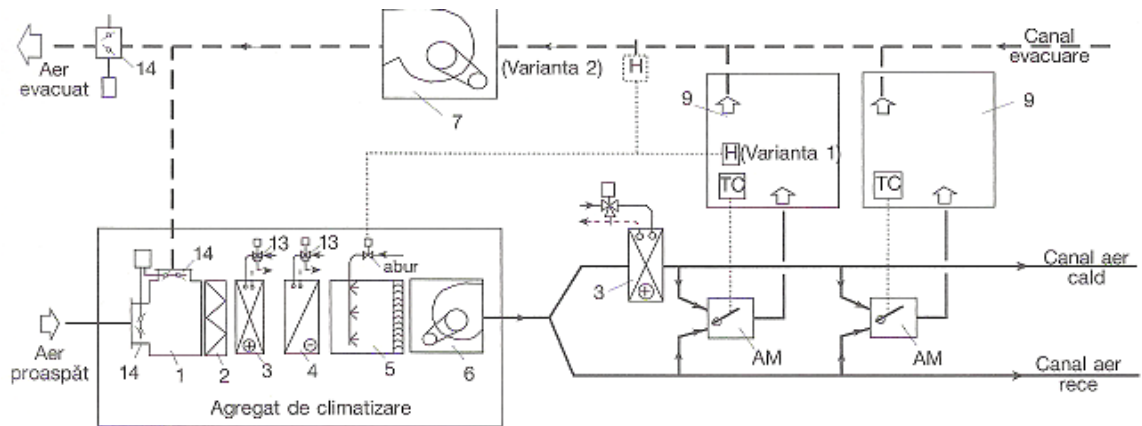


Fig. 1.9. Instalație de climatizare, cu 2 canale de aer, cu umidificarea întregului debit de aer: Pentru legendă vezi fig. 2 și 7.

1.4. Instalații “aer-apă”

Acest tip de instalații prezintă dezavantajul riscului de a produce mari pagube printr-o eventuală inundație, datorată spargerii conductelor de apă, ele fiind astfel neutilizabile în cazul climatizării unor categorii de încăperi. În această categorie se încadrează și imobilele cu birouri, motiv pentru tipul instalațiilor “aer-apă” nu va fi analizat în această lucrare.

2. Descrierea imobilului cu birouri

Imobilul cu birouri este situat în municipiul Cluj-Napoca. Clădirea are un singur nivel, parter și acoperiș tip terasă. Ferestrele tuturor încăperilor (climatizate) sunt duble exterioară din metalice, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanța de 2...4 cm, pentru care se cunoaște coeficientul global de transfer termic ca fiind $k_F=1,33$ W/m²·K, cu o lățime de 2m și o înălțime de 1,5m.

Programul de funcționare este : 9⁰⁰ – 17⁰⁰. Încăperile ce alcătuiesc acest imobil sunt:

2.1. Încăperile climatizate:

1. birou director

- dimensiuni (L x l x H): 4x4x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
-1 calculator 90W
- număr de persoane: 1

2. birou secretară

- dimensiuni (L x l x H): 4x3x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
-1 calculator 90W
-1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 1

3. birou director adjunct

- dimensiuni (L x l x H): 4x4x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
-1 calculator 90W
- număr de persoane: 1

4. birou secretară

- dimensiuni (L x l x H): 4x3x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
 - 1 calculator 90W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 1

5. birou

- dimensiuni (L x l x H): 4x4x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
 - 1 calculator 90W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 4

6. birou

- dimensiuni (L x l x H): 4x4x3m³
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
 - 1 calculator 90W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 4

7. caserie

- dimensiuni (L x l x H): 4x3x3m³
- o fereastră orientată spre sud
- surse interioare de căldură:
 - 2 calculatoare 180W
 - 2 multifuncțional 144W
- număr de persoane: 10

8. birou

- dimensiuni (L x l x H): $4 \times 3 \times 3 \text{m}^3$
- o fereastră orientată spre sud
- surse interioare de căldură:
 - 2 calculatoare 180W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 2

9. birou

- dimensiuni (L x l x H): $4 \times 3 \times 3 \text{m}^3$
- o fereastră orientată spre sud
- surse interioare de căldură:
 - 2 calculatoare 180W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 2

10. informații

- dimensiuni (L x l x H): $4 \times 2 \times 3 \text{m}^3$
- o fereastră orientată spre nord
- surse interioare de căldură:
 - 1 calculator 90W
- număr de persoane: 1

11. sală conferință

- dimensiuni (L x l x H): $8 \times 5 \times 3 \text{m}^3$
- 3 ferestre orientate spre sud
- surse interioare de căldură:
 - 1 calculator 90W
 - 1 proiector 72W
- număr de persoane: 30

12. sală calculatoare

- dimensiuni (L x l x H): 6x5x3m³
- 2 ferestre orientate spre sud
- surse interioare de căldură:
 - 10 calculator 10 x 90W
 - 1 multifuncțional 72W
- număr de persoane: 4

2.2. Spațiile necondiționate:

- o sală climatizare, cu peretele exterior la nord (dimensiuni (L x l x H): 5x4x3m³)
- fumoar, cu peretele exterior la nord (dimensiuni (L x l x H):5 x 3 x 3 m³)
- 2 toalete cu pereții exteriori orientați unul spre vest și al doilea spre sud ,
respective spre nord (dimensiuni (L x l x H):4 x 2 x 3 m³), respectiv (L x l x H):5
x 2 x 3 m³)
- 1 arhivă, cu peretele exterior la sud (dimensiuni (L x l x H):4 x 4 x 3 m³)
- 1 coridor (dimensiuni (L x l x H):14 x 2 x 3 m³)
- 1 coridor (dimensiuni (L x l x H):17 x 2 x 3 m³)
- 1 coridor (dimensiuni (L x l x H):11 x 2 x 3 m³)

2.3. Vederi ale imobilului cu birouri:

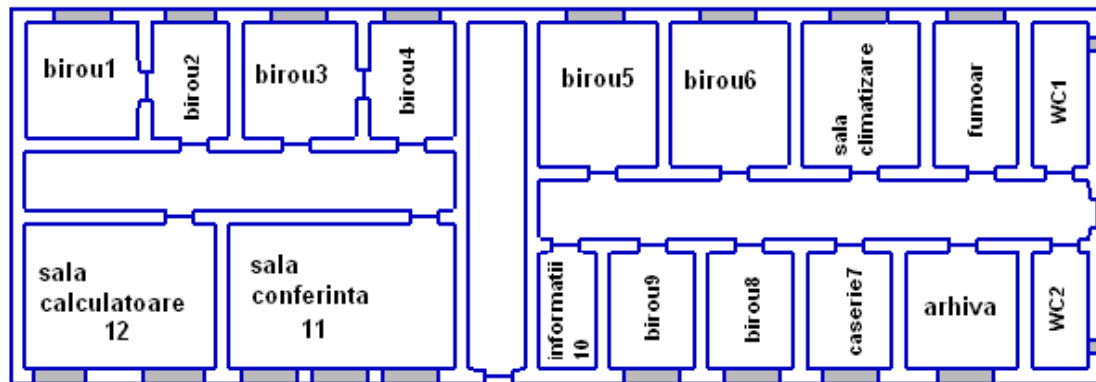


Fig. 2.1. Vedere bidimensională a imobilului cu birouri

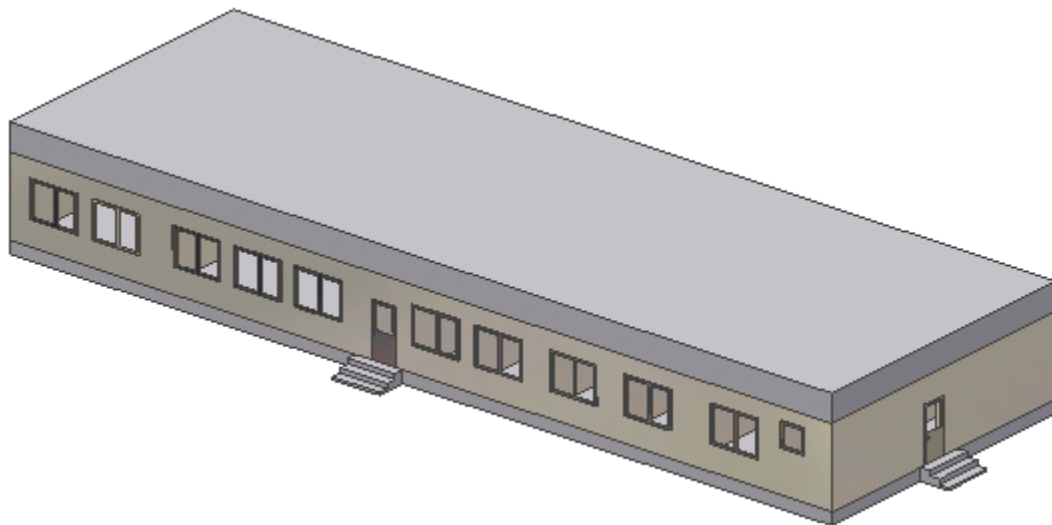


Fig. 2.2. Vedere tridimensională a imobilului cu birouri

3. Memoriu justificativ de calcul

3.1. Determinarea necesarului de frig pe timp de vară. Parametrii climatici de calcul

3.1.1. Parametri climatici exteriori de calcul, vară

Parametrii climatici exteriori de calcul pentru vară (perioada caldă) se adoptă pentru luna iulie, deoarece temperatura aerului și radiația solară conduc la solicitarea termică exterioară cea mai defavorabilă.

Pentru instalația de climatizare, în normele în vigoare (STAS 6648/2) se prescrie temperatura aerului exterior și conținutul de umiditate.

.....

3.1.2 Parametri climatici interiori de calcul, vară

.....

3.2. Determinarea necesarului de căldură pe timp de iarnă

3.2.1. Parametri climatici exteriori de calcul, iarnă

- **Temperatura aerului exterior** se alege, ca și pentru instalațiile de încălzire, în conformitate cu STAS 1907/1 (în funcție de localitate).

$$t_e = -18 \text{ }^\circ\text{C};$$

- **Umiditatea relativă a aerului exterior** se consideră pentru toate localitățile aceeași $\varphi_e = 80\%$, conform STAS 1907/1.

- **Viteza de calcul a vântului** se alege în funcție de zona eoliană, conform STAS 1907/1, $v_m = 5 \text{ m/s}$.

- **Coeficientul de transfer termic la exterior** este $\alpha_e = 23 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$, conform STAS 1907/1.

3.2.2. Parametri climatici interiori de calcul, iarnă

- **Temperatura interioară convențională de calcul t_i** pentru încăperile climatizate este $t_i=22$ °C, iar pentru spațiile necondiționate (coridoare) $t_i=18$ °C.

- **Umiditatea relativă a aerului interior φ_i** se alege corespunzător condițiilor de confort, adoptându-se valori similare situației de vară. Se recomandă valori inferioare recomandate în vederea reducerii consumului de nergie pentru încălzirea aerului de ventilare. Se adoptă și pentru situația de iarnă $\varphi_i = 50\%$.

- **Coeficientul de transfer termic la interior** este $\alpha_i = 8W / m^2 \cdot K$ pentru instalațiile de climatizare cu sistem de ventilare „sus-jos”.

3.3. Fluxuri termice auxiliare

3.3.1. Schimbul termic al omului cu mediul ambiant

Referitor la importanța schimburilor termice ale corpului uman cu mediul ambiant au fost realizate numeroase studii, dar rezultatele acestora sunt rar în concordanță. Conform unui studiu evacuarea căldurii de către organismul uman (individ așezat, activitate ușoară, normal îmbrăcat, în aer calm, umiditatea relativă 50%) se prezintă ca și în tabelul 3.6.

Tabel 3.6. Evacuarea căldurii de către organismul uman

t[°C]	Căldura sensibilă [W]	Căldura latentă [W]	Căldura totală [W]	Degajarea vaporilor de apă	
				[g/h]	[kg/s]
20	92	27	119	38	0.000009
22	85	33	118	47	0.000013

3.3.2. Iluminatul

Deși e destul de însemnat sub aspect cantitativ, acest flux termic, al corpurilor de iluminat nu se introduce întotdeauna sau cu valoare întreagă în bilanțul termic.

În cazul încăperilor vitrate, când sarcina termică de vară este hotărâtă, în general, de aporturile prin ferestre, fluxul de căldură provenit de la iluminat nu se va introduce în calcul, iar pentru situația de iarnă calculul necesarului de căldură realizându-se pentru situațiile cele mai nefavorabile, acesta se va neglija, de asemenea.

3.3.3. Degajările de căldură de la mașinile acționate electric

.....

3.4. Influențe diverse asupra confortului

3.4.1. Conținutul de praf. În încăperile de locuit și birouri, bine întreținute, conținutul de praf din aer e normal și scăzut, ceea ce nu influențează starea de confort.

3.4.2. Mirosul. Volumul de aer proaspăt exterior pentru absorbția și evacuarea mirosurilor, depinde de o parte, de volumul de aer proaspăt necesar pentru o persoană și, pe de altă parte, de gradul de poluare.

În România, Normativul privind proiectarea și executarea instalațiilor de ventilare și climatizare (I5-98) indică debitul de aer proaspăt necesar pentru încăperile de locuit, social-culturale și industriale ventilate sau climatizate, în absența fumatului $25\text{m}^3/(\text{h și persoană})$.

În USA, ASHRAE Standard 62 (norma lor de specialitate) cel mai mic debit de aer obligatoriu de a fi furnizat este de 8l/s , adică $28,8\text{ m}^3/(\text{h și persoană})$.

În calcul se va lua debitul de aer proaspăt $30\text{ m}^3/(\text{h și persoană})$.

3.4.3. Conținutul de CO₂. Creșterea conținutului de acid carbonic într-o încăpere datorită degajărilor de CO₂ de al persoanele prezente, nu constituie decât un indice secundar. Criteriul conținutului de CO₂ nu este folosit în instalațiile de ventilare sau climatizare.

3.5. Aporturile de căldură din exterior prin elemente vitrate

Se alege un element de construcție vitrat, cu tâmplărie exterioară dublă metalică, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanța de 2...4 cm, pentru care se cunoaște coeficientul global de transfer termic ca fiind $k_F=1,33 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

.....

3.6. Calculul pătrunderilor de căldură / frig prin deschiderea ușilor

.....

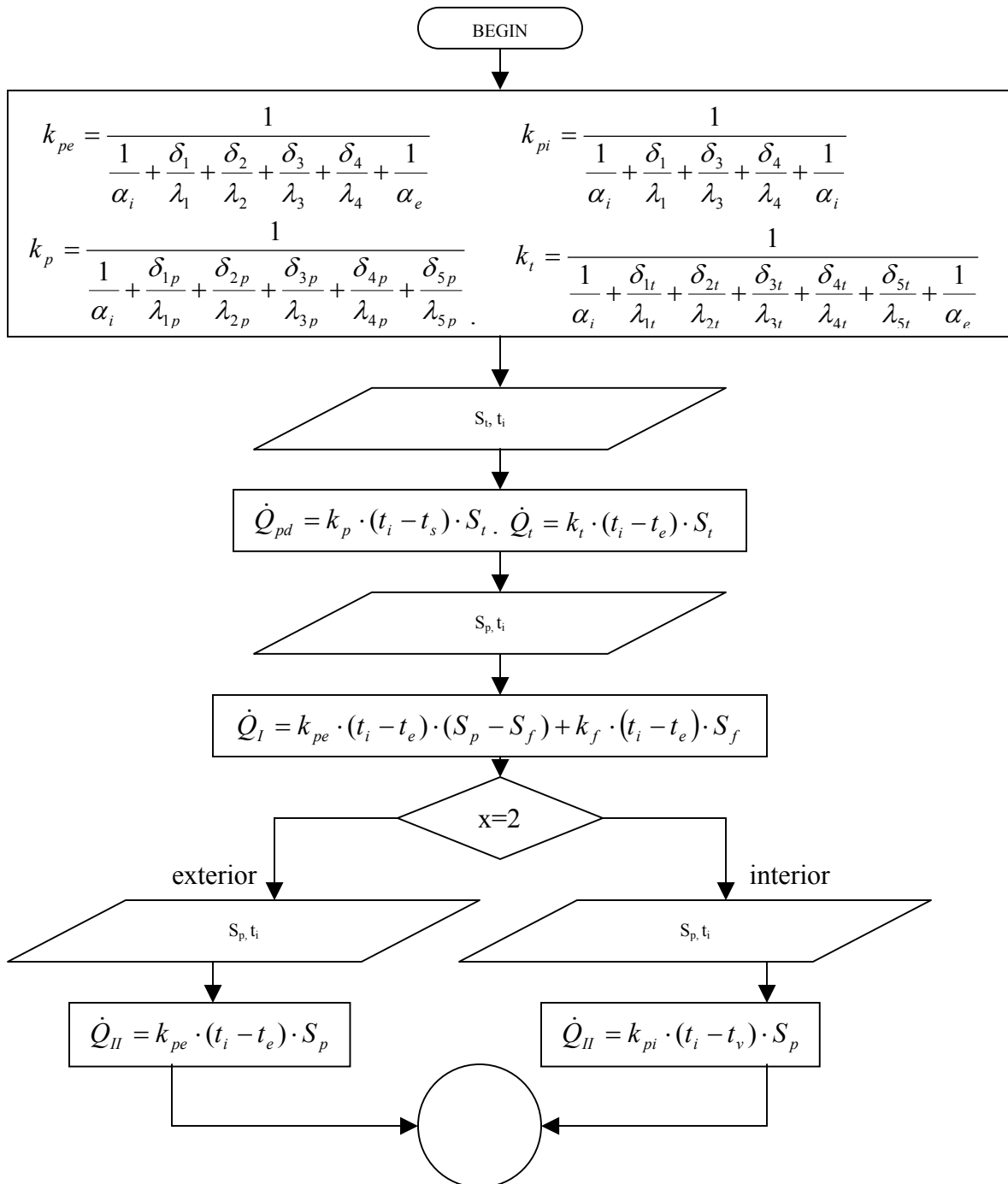
3.7. Necesarul de frig/căldură datorat ventilării

.....

3.8. Necesarul de frig/căldură. Raport de termoumidificare. Alegerea izolațiilor termice.

3.8.1. Program de calcul

Pentru calculul necesarului de frig și a raportului de umidificare s-au realizat două programe de calcul, pentru vară, respective iarnă, scrise în limbajul Turbo Pascal. Scheme logice ale acestora sunt prezentate în figurile 3.2 și 3.3.



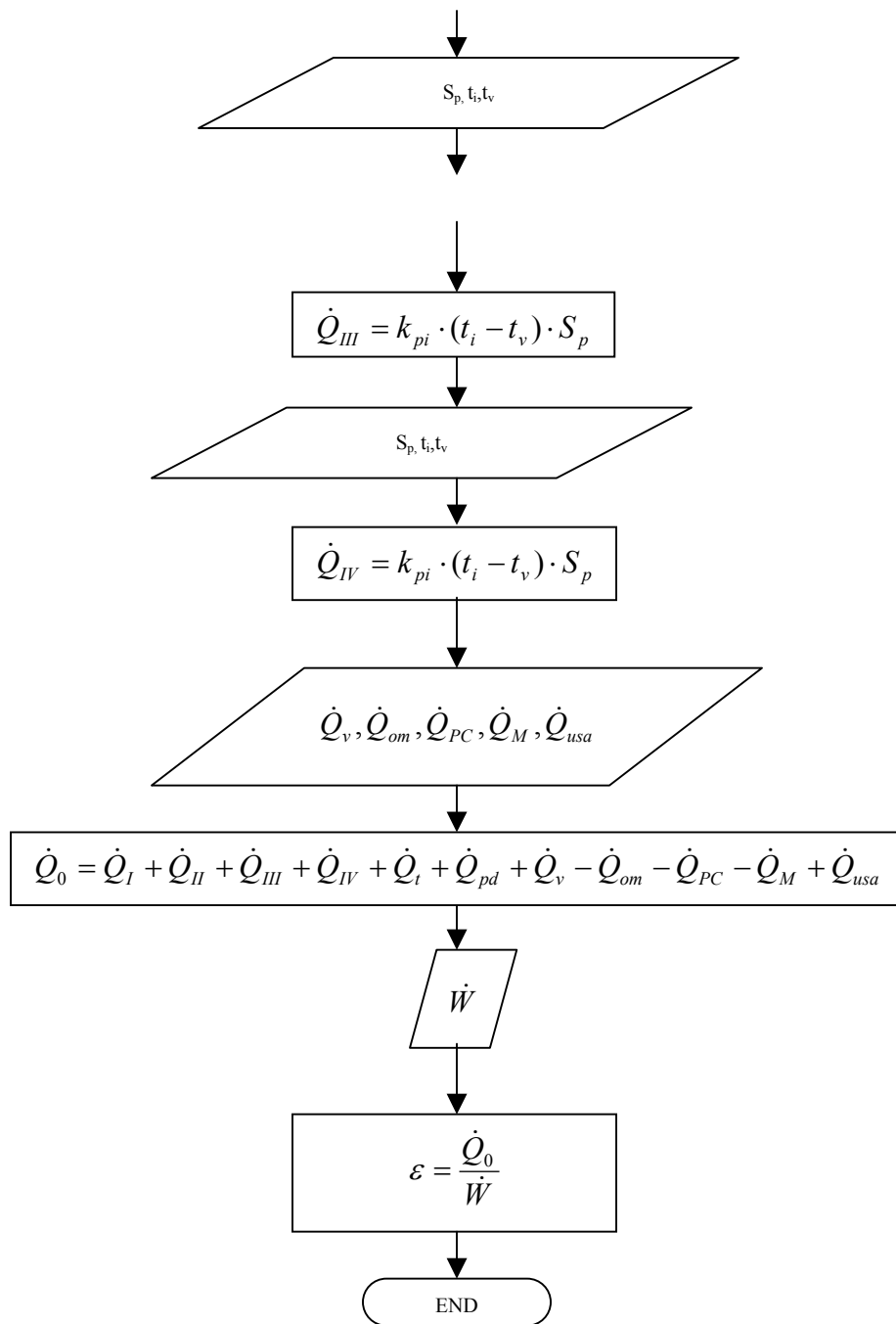
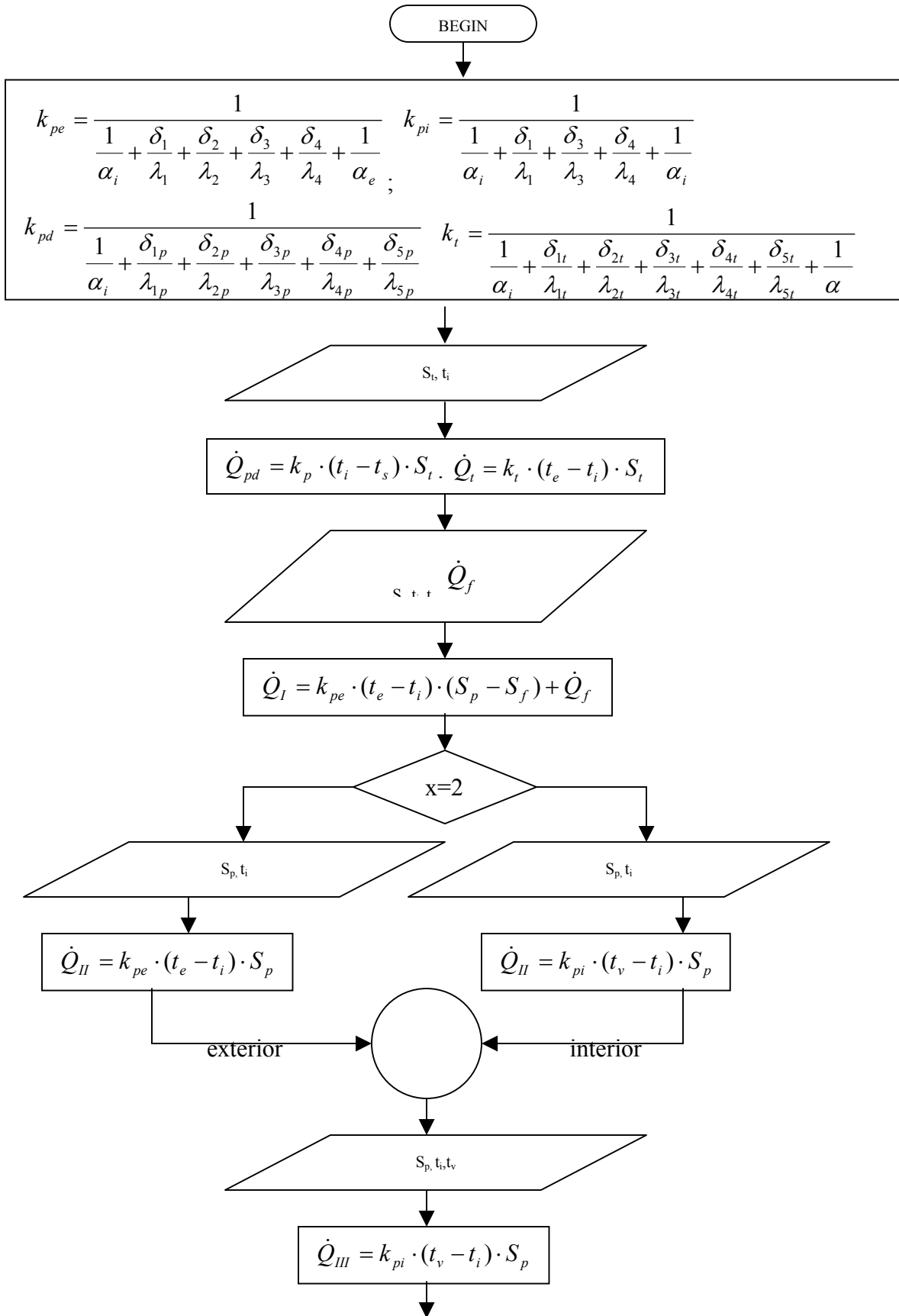


Fig.3.2 Schema logică a programului de calcul pentru necesarul de căldură, iarna



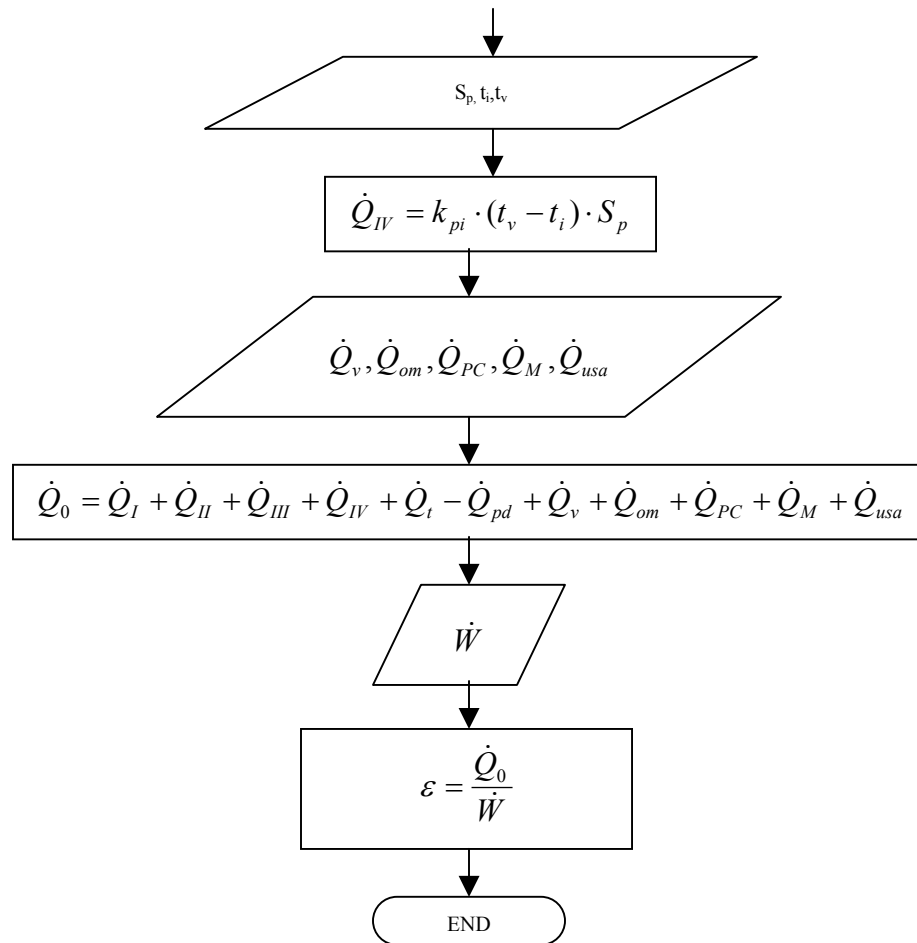


Fig. 3.3 Schema logică a programului de calcul pentru necesarul de frig, vara

Pentru o înțelegere mai corectă a programelor de calcul, realizate în limbajul Turbo Pascal, prezentate în schemele logice de mai sus, se recomandă consultarea anexelor 1 și 2 și a programelor puse la dispoziție pe CD.

3.8.2. Determinarea grosimii izolațiilor

În vederea reducerii necesarului de frig/ căldură pe timp de vară/iarnă, respectiv a consumului de energie electrică, pereții, tavanul și pardoseala se vor izola termic cu un strat de polistiren, a cărei grosime se alege prin metoda grafo-analitică, grosimea reprezentând astfel un raport optim între prețul materialului izolator și economiile făcute prin scăderea consumului de energie electrică.

3.8.2.1. Alegerea grosimii izolațiilor pereților exteriori

.....

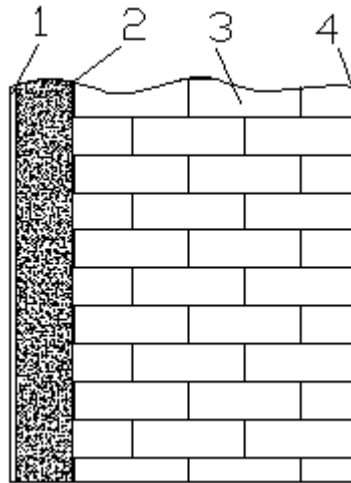


Fig. 3.4 Reprezentarea straturilor de material ale peretelui exterior
1-tencuială exterioară, 2-polistiren, 3- BCA, 4- tencuială interioară

Acest calcul s-a efectuat cu programul realizat în limbajul **Turbo Pascal**, iar rezultatele sunt date în tabelul 3.10 și reprezentate grafic în figura 3.4.

Tabel 3.10. Valorile fluxului de căldură/frig prin pereții exteriori

λ_{iz} [cm]	k[Wm]	\dot{Q}_{pe} [W] (vară)	\dot{Q}_{pe} [W] (iarnă)
1	1	241,0	190,2
2	0,8	192,6	152,4
3	0,67	160,4	127,2
4	0,57	137,4	109,1
5	0,5	120,2	95,5
6	0,45	106,8	84,9
7	0,4	96,1	76,5
8	0,36	87,4	69,5

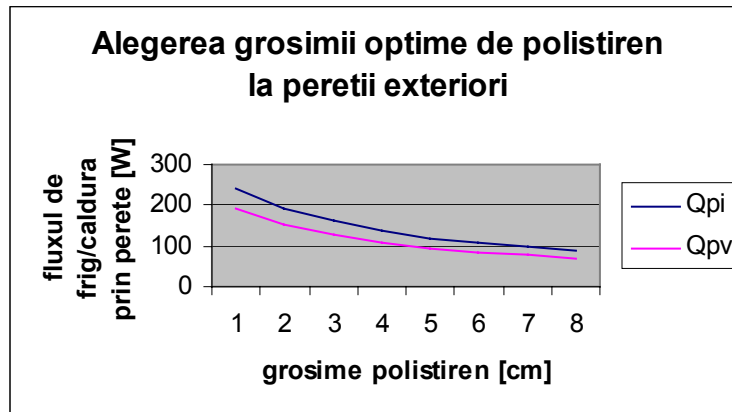


Fig. 3.4 Influența izolației de polistiren asupra necesarului de frig/căldură la pereții exteriori

Prin metoda grafo-analitică (figura 3.4) se alege grosimea optimă de polistiren, pentru perete exterior $\delta_{iz} = 4cm$. Se observă că pentru grosimea ale izolației, pentru perete, mai mari de 4cm necesarul de frig/căldură scade foarte puțin, nefiind astfel avantajoasă investiția în ce privesc grosimile mai mari, raportate la scăderea necesarului de energie electrică.

3.8.2.2. Alegerea grosimii izolației de polistiren pentru pardoseală

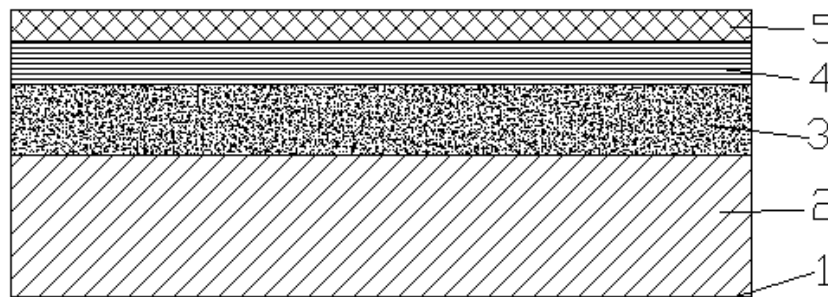


Fig. 3.5 Reprezentarea straturilor de material ale pardoselei
1-polietilenă, 2-beton armat, 3- polistiren,
4- șapă de egalizare, 5- parchet stejar

.....

Acest calcul s-a efectuat cu programul realizat în limbajul **Turbo Pascal**, iar rezultatele sunt date în tabelul 3.11 și reprezentate grafic în figura 3.6.

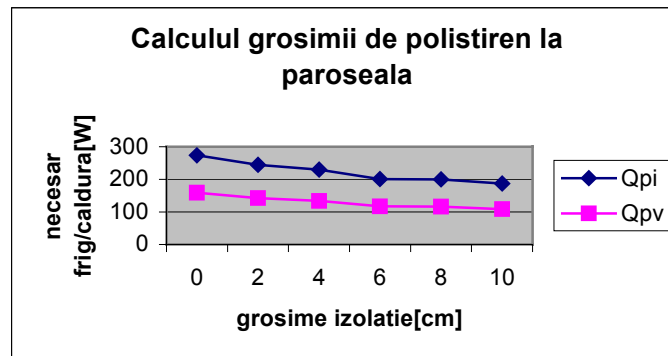


Fig. 3.6 Influența izolației termice asupra necesarului de frig/căldură la pardoseala

Tabel 3.11. Valorile fluxului de căldură/frig prin pardoseală

λ_{iz} [cm]	k[Wm]	\dot{Q}_{pd} [W] (vară)	\dot{Q}_{pd} [W] (iarnă)
0	1.9	273.6	159.6
2	1.7	244.8	142.8
4	1.6	230.4	134.4
6	1.4	201.6	117.6
8	1.39	200.16	116.6
10	1.3	187.2	109.2

Prin metoda grafo-analitică (figura 3.6) se alege grosimea optimă de polistiren, pentru pardoseală $\delta_{iz} = 5\text{cm}$. Se observă că pentru grosimea izolației, pentru pardoseală, mai mare de 5cm necesarul de frig/căldură scade foarte puțin, nefiind astfel avantajoasă investiția în ce privesc grosimile mai mari, raportate la scăderea necesarului de energie electrică.

3.8.2.3. Alegerea grosimii izolației de polistiren pentru tavan

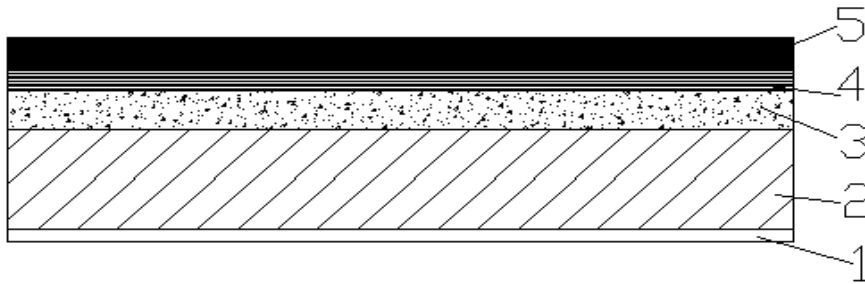


Fig. 3.7 Reprezentarea straturilor de material ale tavanului
1-tenciuă interioară, 2-beton armat, 3- polistiren,4- carton bitumat, 5-bitum

.....

Acest calcul s-a efectuat în programul realizat în limbajul **Turbo Pascal**, iar rezultatele sunt date în tabelul 3.13 și reprezentate grafic în figura 3.8.

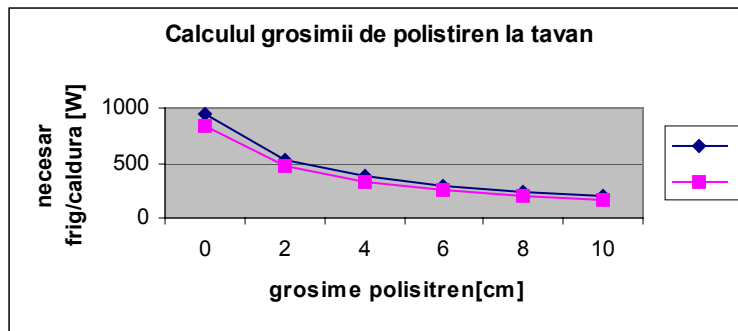


Fig. 3.8 Influența izolației termice asupra necesarului de frig/calduță la tavan

Tabel 3.13. Valorile fluxului de căldură/frig prin pardoseală

λ_{iz} [cm]	k[Wm]	\dot{Q}_{pd} [W] (vară)	\dot{Q}_{pd} [W] (iarnă)
0	1.75	840.16	943.92
2	0.98	472.55	535.5
4	0.68	328.72	375.36
6	0.53	252.1	287.04
8	0.43	204.34	231.84
10	0.36	171.82	198.72

Prin metoda grafo-analitică (figura 3.8) se alege grosimea optimă de polistiren, pentru tavan $\delta_{iz} = 6cm$. Se observă că pentru grosimea izolației, pentru pardoseală, mai mare de 6cm necesarul de frig/căldură scade foarte puțin, nefiind astfel avantajoasă investiția în ce privesc grosimile mai mari, raportate la scăderea consumului de energie electrică.

3.8.3. Calculul necesarului de căldură/frig și a raportului de termoumidificare

Necesarul de căldură/frig se calculează utilizând programele de calcul realizate în limbajul **Turbo Pascal**, prezentat în schemele logice din figurile 3.2 și 3.3 și anexele 1 și 2.

Calculul necesarului de căldură/frig s-a efectuat pentru situațiile cu și fără izolația de polistiren adoptată.

Rezultatele calculului sunt date în tabelul 3.14.

Tabelul 3.14. Valorile necesarului de căldură / frig

SPAȚIU /	IARNA (\dot{Q}_0 -necesar de căldură)			VARA (\dot{Q}_0 -necesar de frig)		
	Cu izolație		Fără izolație	Cu izolație		Fără izolație
	\dot{Q}_0 [kW]	ε [kJ/kg]	\dot{Q}_0 [kW]	\dot{Q}_0 [kW]	ε [kJ/kg]	\dot{Q}_0 [kW]
1.	1,332	103,49	2,508	0,857	65,93	2,021
2.	0,857	65,97	1,717	0,709	54,58	1,323
3.	1,070	82,34	2,185	0,706	54,31	1,391
4.	0,915	70,42	1,775	0,733	56,41	1,454
5.	1,437	27,36	2,851	1,569	27,87	2,867
6.	1,437	27,36	2,581	1,569	27,87	2,867
7.	1,138	21,89	1,83	1,189	22,86	3,135
8.	0,904	34,79	1,686	1,327	51,04	1,834
9.	0,904	34,79	1,686	1,327	51,04	1,834
10.	0,690	53,14	1,193	0,777	59,81	1,239
11.	3,013	7,72	5,604	5,446	14,96	8,4
12.	2,371	18,24	4,805	3,360	25,85	5,91
TOTAL	16,1	-	30,7	19,5	-	34,3

3.9. Influența stratului de polistiren asupra necesarului de căldură/frig

În tabelul 3.14 sunt date rezultatele calculului necesarului de căldură, respectiv de frig, efectuate cu ajutorul programului realizat în limbajul Turbo Pascal. Conform acestor date, pe timp de vară, la aplicarea straturilor de izolație termică-polistiren, alese prin metoda grafo-analitică (4cm pentru pereți exteriori, 5cm pentru pardoseală și 6cm pentru tavan), necesarul de frig scade cu 56% (de la 34,3kJ/s la 19,5kJ/s), iar pe timp de iarnă, necesarul de căldură scade cu 52% (de la 30,7kJ/s la 16,1kJ/s). Se observă, astfel, că datorită aplicării straturilor de izolație termică consumul de energie electrică se va reduce cu mai mult de jumătate.

3.10. Debitul de aer proaspăt în funcție de sarcina termică a încăperilor

Pentru încăperile climatizate, debitul de aer rezultă din condiția eliminării simultane a căldurii și a umidității în exces în perioada caldă a anului.

.....

4. Alegerea agentului frigorific și a ciclului frigorific

4.1. Alegerea agentului frigorific

Agentul frigorific este un fluid care parcurge, ciclic, circuitul termodinamic al unei instalații, preluând căldura în procesul de vaporizare, de la mediul ce trebuie răcit și cedând-o apoi mediului ambiant, în procesul de condensare. În acest sens, el trebuie să treacă cu ușurință de la starea de lichid la starea de vapori și invers.

4.1.1. Criterii de alegere a unui agent frigorific

Alegerea rațională a agentului frigorific trebuie făcută pe baza unor considerente termodinamice, de securitate, tehnice, ecologice și economice.

• Criterii termodinamice

Temperatura. Temperatura critică t_k trebuie să fie cât mai ridicată, iar cea a punctului triplu t_T cât mai coborâtă, pentru ca evoluția întregului ciclu frigorific să se desfășoare între aceste două valori, pe un domeniu cât mai larg de temperaturi.

Temperatura normală de vaporizare t_{ON} , este de dorit să fie cât mai coborâtă, putându-se lucra cu o presiune de vaporizare p_o superioară celei atmosferice evitând pătrunderea aerului în instalație, prin neetanșeități.

Temperatura de refulare din compresor t_R trebuie să fie cât mai redusă, pentru o bună stabilitate a agentului frigorific și a uleiului, în scopul unei utilizări îndelungate a compresorului.

Presiunea. Presiunea de condensare p_c corespunzătoare temperaturii de condensare t_c dictată de cea a mediului ambiant, trebuie să fie moderată.

Raportul de compresie $\pi = p_k/p_o$ trebuie să fie cât mai mic, contribuind la un consum redus de energie de comprimare.

Producția frigorifică volumetrică. Pentru a conduce la dimensiuni reduse ale compresorului, agentul frigorific trebuie să aibă o producție frigorifică volumetrică cât mai mare.

Transferul de căldură. Coeficienții de convecție ai fluidului la vaporizare, condensare, încălzire, răcire trebuie să fie cât mai ridicați, conducând la un transfer termic eficace, deci la suprafețe reduse ale schimbătoarelor de căldură.

- **Criterii de securitate**

Fluidul utilizat trebuie să fie perfect stabil, la temperaturile la care este supus pe parcursul unui ciclu normal sau chiar accidental, în cazul unei funcționări anormale. Agentul frigorific trebuie să fie neinflamabil și neexplosiv în amestec cu aerul, în orice proporții.

Freonii se obțin din hidrocarburile saturate prin înlocuirea parțială sau totală a hidrogenului cu halogeni Cl, F, Br. Se evidențiază dependența toxicității și a inflamabilității lor de numărul atomilor de Cl, respectiv, de H.

Norma ISO 5149 și norma franceză NFE 35-400, ambele în vigoare, clasifică agenții frigorifici din punct de vedere al securității, în trei grupe:

- I: fluide neinflamabile și cu toxicitate nulă sau foarte slabă (R744, R11, R12, R21, R22, R113, R114, R500);
- II: fluide cu acțiune toxică, care ard în concentrații cu aerul de peste 3,5 % volumic (R717, R40, R764);
- III: fluide care se aprind ușor în amestec cu aerul, la concentrații sub 3,5 % volumic (R290, R600);

- **Criterii tehnice**

Fluidul frigorific trebuie să fie inert față de uleiurile utilizate în compresor, față de metalele din care este realizată instalația și față de materialele plastice utilizate la etanșări sau la partea electrică.

- **Criterii ecologice**

Fluidul frigorific trebuie să fie inofensiv față de mediul ambiant. Scăpările de agent frigorific din instalație nu trebuie să contamineze aerul, apele sau solul. Nu trebuie să distrugă stratul de ozon stratosferic, protector al Pământului contra radiațiilor solare ultraviolete. Contribuția la încălzirea atmosferei terestre, prin efect de seră, trebuie să fie minimă. Freonii se grupează în trei clase: CFC –clorofluorocarboni, HCFC – hidroclorofluorocarboni; HFC – hidrofluorocarboni. Freonii de tip CFC și HCFC ajunși în stratosferă, suferă o disociere fotolitică, eliberând atomi de clor sau brom care atacă

stratul de ozon. Cum ozonul se comportă ca un filtru al radiațiilor solare ultraviolete, absorbind o parte din ele, diminuarea ozonului stratosferic are consecințe grave pentru viețuitoarele pământului, expuse la concentrații superioare de radiații. Este de remarcă durată lungă de viață atmosferică a moleculelor de CFC, fiind astfel cele mai agresive. Moleculele de HCFC, mai puțin stabile și cu mai puțin clor, sunt mai puțin agresive. Freonii de tip HFC sunt complet inofensivi pentru ozon.

• **Criterii economice**

Fluidele trebuie să fie disponibile în cantități dorite, ușor transportabile, cu o stocare simplă și ieftină. Nici unul din fluidele existente nu îndeplinește toate aceste cerințe, încât trebuie acceptat un compromis. Alegerea agentului frigorific se face în funcție de scopul și mărimea instalației, de particularitățile ei constructive, de condițiile de funcționare și în urma unei analize tehnico-economice.

.....

În tabelul 4.1 sunt date valorile COP, cu și fără schimbător de căldură (SC), pentru freonii considerați.

Tabel 4.1. Valorile COP

Freon		R404A	R407C	R134a
COP	cu SC	4,137	4,343	4,559
	fără SC	4,078	4,339	4,554

O altă analiză a celor 3 freoni în discuție, din punct de vedere economic, este prezentată în figura 4.1.




	SUVA R 134a 1,1,1,2,tetra fluor methane CH ₂ FCF ₃	13.6 kg	4.432.100,00Lei
	SUVA R 404A	9.8 kg	6.001.580,00Lei
	SUVA R 407C Azeotropic blend	11.6 kg	7.801.480,00Lei

Fig. 4.1. Analiza economică a freonilor R134a, R404A, R407C

Din analizele de mai sus se observă că freonul R134a are eficiența cea mai mare și este cel mai ieftin, ca atare va fi ales ca freon principal de lucru pentru instalația frigorifică a imobilului cu birouri.

Agentul termic secundar este aerul.

4.2. Alegerea ciclului frigorific

Componentele de bază ale instalațiilor frigorifice din figurile următoare sunt: vaporizatorul (V), compresorul (C), condensatorul (K) și ventilul de laminare (VL). Varianta a doua mai are în plus un schimbător de căldură regenerativ (SC).

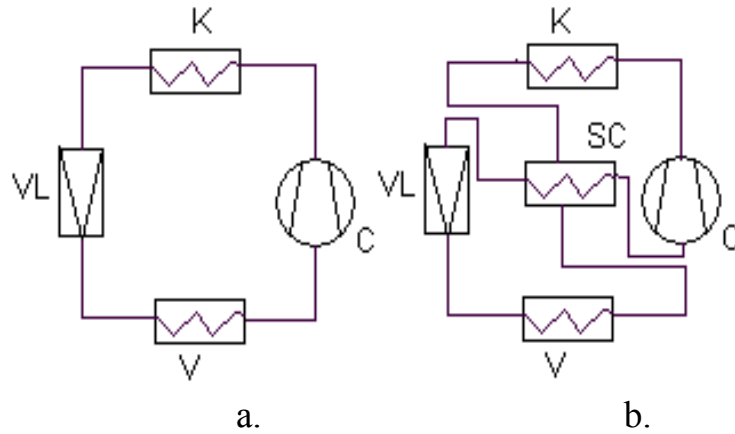


Fig. 4.2 Variante de cicluri frigorifice
a. varianta 1; b. varianta 2

4.3. Calculul clasic al instalației frigorifice

Se consideră temperatura de vaporizare $t_0=8\text{ }^\circ\text{C}$, iar temperatura de condensare cu $15\text{ }^\circ\text{C}$ mai mare decât temperatura mediului ambiant, deoarece condensatorul este răcit cu aer, $t_k=28+15=43\text{ }^\circ\text{C}$. Se vor lua o supraîncălzire a vaporilor cu $5\text{ }^\circ\text{C}$ și o subrăcire a lichidului cu $2\text{ }^\circ\text{C}$.

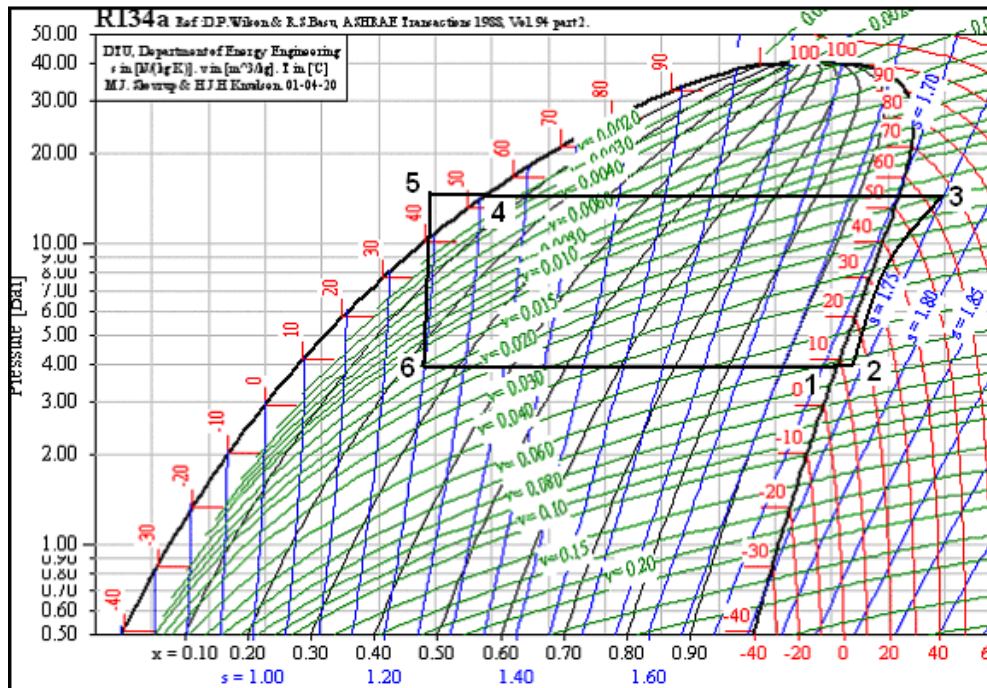


Fig 4.3 Diagrama $\log(p)$ - h pentru R134a

Utilizând programul CoolPack (\rightarrow meniul Refrigeration Utilites \rightarrow $\log(p)$ - h obținem o diagramă), obținem o diagrama în coordonatele $\log(p)$ - h a freonului R134a. De pe această diagramă, având în vedere datele preliminariei care se cunosc, se pot citi toate punctele caracteristice ciclului. Acestea sunt redată în tabelul 4.2.

Tabel 4.2. Valori ale parametrilor în punctele caracteristice ciclului

Starea	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m³/kg]	X [%]
1	8	3,80	402	1,72	0,05	-
2	13	3,18	407	1,75	0,06	-
3	55	11	439	1,75	0,01	-
4	43	11	260	1,20	0,03	-
5	41	11	255	1,20	-	-
6	8	3,90	257	1,2	0,01	0,24

.....

4.4. Calculul cu programul CoolPack al instalației frigorifice

.....

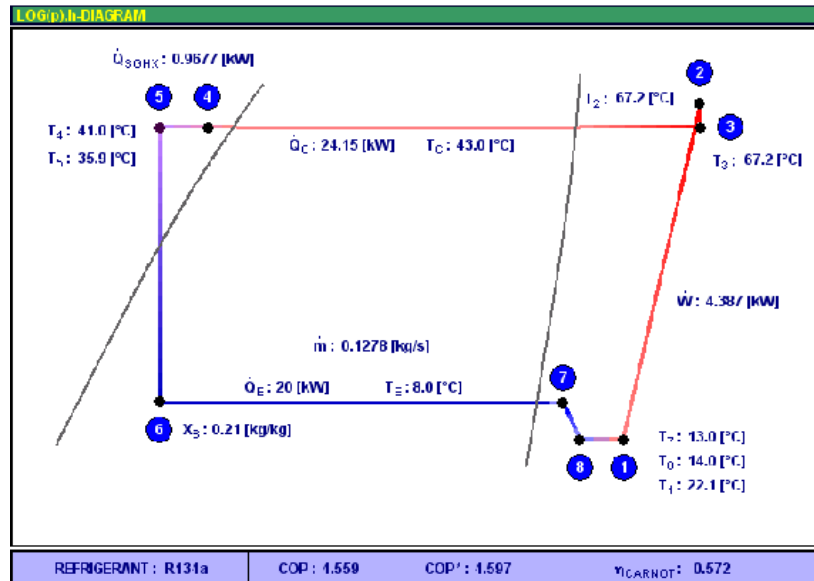


Fig.4.4 Diagrama reală log(p)-h pentru R134a

.....

STATE POINTS				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m³]
1	22.1	381.3	264.4	17.4
2	67.2	1115.6	295.3	47.7
3	67.2	1101.1	295.6	47.0
4	41.0	1101.1	106.6	1143.3
5	35.9	1101.1	99.2	1164.5
6	8.0	387.8	99.2	-----
7	13.0	387.8	255.7	18.6
8	14.0	381.3	256.9	18.1

Fig. 4.5 Parametri de stare corespunzători ciclului frigorific

.....

5. Instalația de climatizare aleasă

Din considerente de natură economică, pentru condiționarea spațiilor imobilului cu birouri se alege soluția climatizării cu o centrală frigorifică comună, cu distribuirea aerului tratat, prin tubulatură, în încăperi. Aceasta poate fi cu sau fără reglarea umidității.

În diagrama h-x a aerului umed, se trasează procesul de tratare a aerului pentru un spațiu (birou director principal).

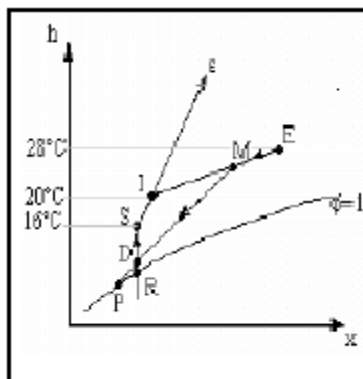
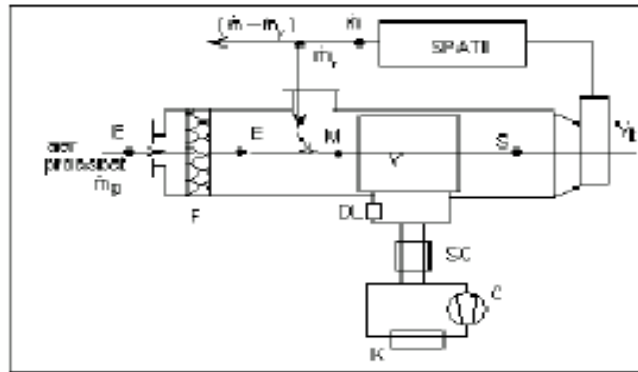


Fig. 5.1 Reprezentarea în diagrama h-x a procesului de condiționare a aerului pe timp de vară

Tabel 5.1. Valorile pentru diferiți parametri ai starilor aerului

STAREA	t [°C]	h [kJ/kg]	p [bar]
I	20	44	1
S	16	38	
D	13	32	
R	11	35	
P	6	22	
M	26	56	
E	28	62	

Schema instalației de climatizare alese este dată în figura 5.2.



**Fig. 5.2 Schema aparatului de condiționare a aerului,
pe timp de vară și de iarnă**
**F-filtru, V- vaporizator, K- condensator, C- compresor, DL- detentor de
laminare,**
Vt- ventilator, SC- schimbător intern de căldură,
 \dot{m}_p -debit de aer proaspăt, \dot{m}_r -debit de aer recirculat, m - debit total de aer.

6. Dimensionarea vaporizatorului

6.1. Date constructive

Vaporizatoarele sunt schimbătoare de căldură în care se realizează transferul termic de la mediul supus răcirii către agentul frigorific care vaporizează. Fiind utilajul în care se realizează de fapt frigul, cu un rol esențial în instalație, este important să aibă un coeficient global de transfer termic, astfel încât trecerea căldurii la o suprafață dată, să se facă cu un transfer minim de temperatură, între cei doi agenți termici. În cazul freonilor, lichidul introdus în vaporizator este un amestec eterogen de lichid și vapori obținut în urma ventilului de laminare. Titlul vaporilor crește continuu până la valoarea 1, când tot lichidul a vaporizat, temperatura menținându-se constantă. Cantitatea de frig absorbită în vaporizator, deci puterea frigorifică a instalației depinde de debitul de agent frigorific și de evoluția lui în vaporizator.

6.2. Stabilirea regimului de temperaturi

.....

6.3. Proprietatile termofizice ale fluidelor

.....

6.4. Stabilirea debitelor

.....

6.5. Calculul conductelor

6.5.1. Calculul clasic al conductelor

.....

6.5.2. Calculul conductelor cu ajutorul programului CoolPack

Selectând opțiunea “Auxiliary” din fereastra “CYCLE SPECIFICATION” apare o fereastră, unde în partea de jos se găsește un tabel cu diametrele interioare ale conductelor:

Tabel 6.2. Diametre ale conductelor

PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
Suction line	10.0	30.7	State Point #1
Discharge line	12.0	16.6	State Point #2
Liquid line	0.6	15.8	State Point #5

În tabelul 6.2 sunt calculate diametrele interioare ale conductelor înainte de compresor (**suction line**), după compresor (**discharge line**) și după condensator (**lichid line**).

Astfel se observă că diametrul interior al conductei calculat de programul CoolPack $d_i=30,7\text{mm}$ este foarte apropiat de cel calculat clasic $d_i=0,030\text{m}$.

Conform STAS 532-74 alegem țevă de cupru cu diametrul $d_i=32\text{mm}$ și grosimea peretelui de 3 mm.

6.6. Stabilirea regimului de curgere

.....

6.7. Calculul coeficienților de convecție

6.7.1. Calculul coeficienților de convecție pe partea aerului

.....

6.8. Densitatea de flux termic

6.8.1 Densitatea de flux termic pe partea agentului frigorific

.....

6.8.2. Densitatea de flux termic pe partea aerului

.....

6.9. Calculul constructiv

.....

6.10. Calculul colectorului

.....

6.11. Calculul fluido-dinamic

.....

6.12. Gabaritul și masa aparatului

.....

7. Dimensionarea condensatorului

7.1 Funcționare. Particularități constructive

Condensatoarele răcite cu aer sunt utilizate preponderent în instalațiile de puteri frigorifice mici, dar și în instalații industriale de puteri mari, amplasate în zone cu surse de apă insuficiente sau atunci când se dorește economisirea acesteia.

Condensatorul este unul dintre cele mai importante schimbătoare de căldură dintr-o instalație frigorifică. În acesta are loc transferul termic de la vaporii de agent frigorific supraîncălziți, la agentul termic de răcire, care în cazul de față este aerul, care curge forțat peste serpentinele condensatorului. Vaporii de agent frigorific sunt refulați de către compresor în distribuitorul de vapori de unde sunt distribuiți în serpentinele plane nervurate ale condensatorului. În urma transferului termic se produce condensarea agentului frigorific în interiorul țevilor, iar condensul se scurge gravitațional acumulându-se într-un colector inferior de lichid care unește toate secțiunile la bază inferioară.

Acest aparat se assemblează din țevi drepte legate prin coturi și poate fi realizat din 2 până la 8 secții, legate în paralel pe circuitul de agent frigorific și spălate în serie de către aer. Țevile sunt cel mai adesea confecționate din cupru cu lamele din aluminiu. Contactul lamelei cu țeva se poate realiza prin mărirea diametrului interior al țevii. Pentru aceasta se poate utiliza un procedeu hidraulic, folosind ulei sub presiune, care determină creșterea diametrului interior al țevii, ceea ce asigură un bun contact între lamele și țeva; sau un procedeu mecanic realizat prin împingerea forțată prin țevi a unei bile sau a unui trunchi de con având diametrul cu 0,5 mm mai mare decât al țevii.

Viteza aerului în secțiunea îngustată este de (2...5) m/s. Densitatea de flux termic are valoarea $q_{se} = 180...350 \text{ W/m}^2$. Serpentinele sunt încadrate într-o ramă care constituie canalul de curgere a aerului circulat de ventilator. Față de sensul de curgere a aerului, țevile din fascicul se pot dispune în coridor sau decalat.

7.2. Stabilirea regimului de temperaturi

.....

7.3. Proprietatile termofizice ale fluidelor

.....

7.4. Stabilirea debitelor

.....

7.5. Calculul conductelor

.....

7.6. Stabilirea regimului de curgere

.....

7.7. Calculul coeficienților de convecție

.....

7.8. Densitatea de flux termic

.....

7.9. Calculul constructiv

.....

7.10. Calculul conductelor si distribuitoarelor

.....

7.11. Calculul fluido-dinamic

.....

7.12. Gabaritul si masa aparatului

.....

8. Alegerea aparatelor componente

8.1. Alegerea compresoarelor

Compresorul aspiră vaporii de agent frigorific rezlutați din vaporizator la o presiune p_0 , corespunzătoare condițiilor de funcționare solicitate de consumatorul de frig, îi combină și îi refulează la o presiune mai ridicată în condensator p_c încât să permită condensarea lor, în concordanță cu temperatura mediului amabiant.

8.1.1. Generalități

Compresoarele mecanice sunt de tipuri foarte diferite, evoluția lor continuând încă. După principiul de funcționare acestea pot fi: *volumice (cu piston)* și *rotodinamice*. La compresoarele volumice mișcarea gazului are loc într-un cilindru, sub acțiunea unui piston. Compresia vaporilor se face, fie prin deplasarea rectilinie-alternativă a pistonului într-un cilindru orizontal sau vertical, la compresoarele alternative, fie prin rotația pistonului (rotorul) într-un cilindru (statorul), la compresoarele rotative. Compresoarele rotodinamice deplasează gazul sub acțiunea forțelor centrifuge dezvoltate de un rotor cu palete, iar comprimarea se realizează prin transformarea energiei cinetice în energie potențială. Aceste compresoare sunt denumite și compresoare centrifugale sau turbocompresoare.

Din punct de vedere constructiv compresoarele sunt de trei tipuri:

- *Compressoare 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;

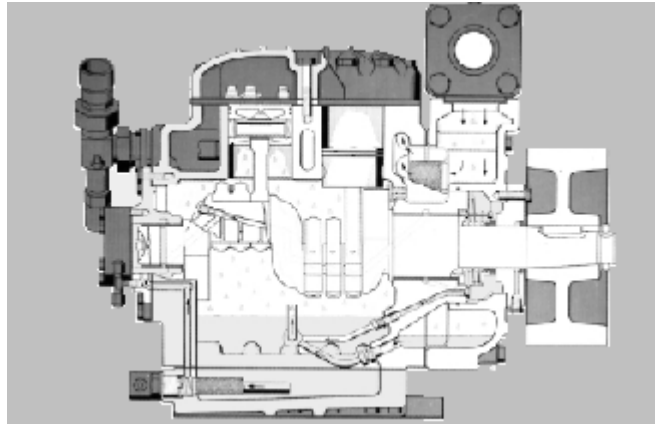


Fig. 8.1 Compresor deschis Bitzer cu piston

- *Compressoarele semiermetice*: sunt cuplate direct la un motor electric,

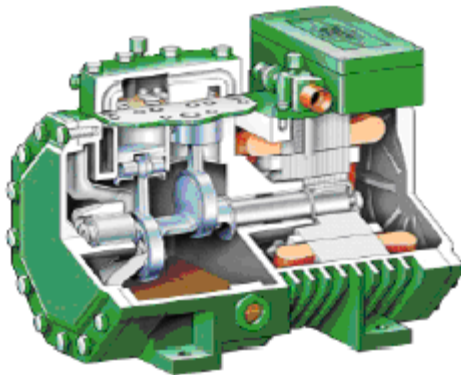


Fig.8.2 Compresor semiermetic Bitzer cu piston

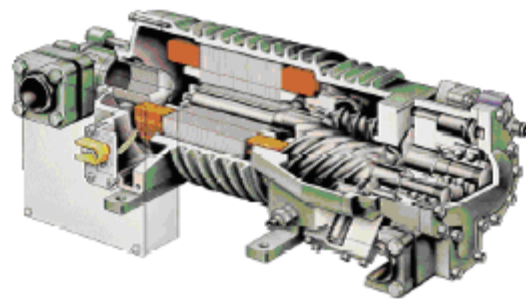
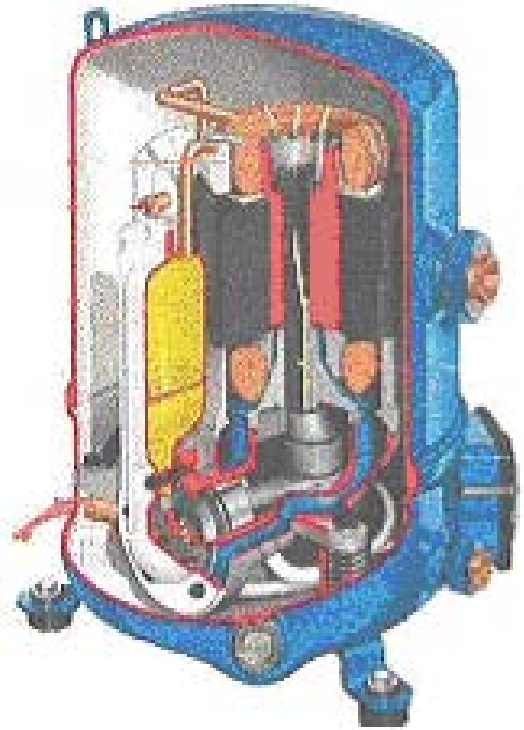


Fig. 8.3 Compresor semiermetic Bitzer cu șurub

ambele fiind închise într-un carter demontabil comun. Nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri medii.

- *Compressoarele ermetice:* se aseamăna 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.



**Fig. 8.4 Compresor Scroll Fig. 8.5 Compresor ermetic Danfoss
cu piston**

8.1.2. Calcul compresorului

.....

8.1.3. Alegerea unui compresor

Pentru realizarea unei corelații cât mai bune între necesarul de frig/căldură și puterea frigorifică realizată de instalație, se aleg trei compresoare legate în paralel. Un alt avantaj, de care se ține seama la alegerea compresoarelor, este alimentarea acestora de la prize normale de 50Hz/220V.

Compresoarele alese trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- Freonul utilizat să fie R134a;
- Să aibă puterea nominală totală minim 4,1kW;
- Cilindreea orară totală să fie cel puțin 32m³/h.

Pentru alegerea compresoarelor se folosește programul Bitzer. Cu ajutorul acestui program se alege compresorul 2EC-2.2Y.

Input data	
Refrigerant	R134a
Reference temperature	Dew point temp.
Compressor type	Single Compressor
<input type="radio"/> Cooling capacity	kW
<input checked="" type="radio"/> Compressor model	2EC-2.2Y
	<input checked="" type="checkbox"/> Incl. former types
Evaporating SST	7 °C
Condensing SDT	43 °C
Liquid subcooling	2 K
Suct. gas superheat	5 K
Operating mode	Auto
Power supply	50 Hz 230V-D (40S)
Useful superheat	100%
Capacity regulation	100%

Output data	
Compressor model	2EC-2.2Y-40S
Cooling capacity	6.81 kW
Cooling capacity *	6.74 kW
Evaporator capacity	6.81 kW
Power input	1.80 kW
Current (230V)	6.29 A
Voltage range	220-240V
Condensing capacity	8.48 kW
COP/EER	3.78
COP/EER *	3.74
Mass flow	165.0 kg/h
Operating mode	Standard

Fig. 8.6 Alegerea compresorului cu programul Bitzer

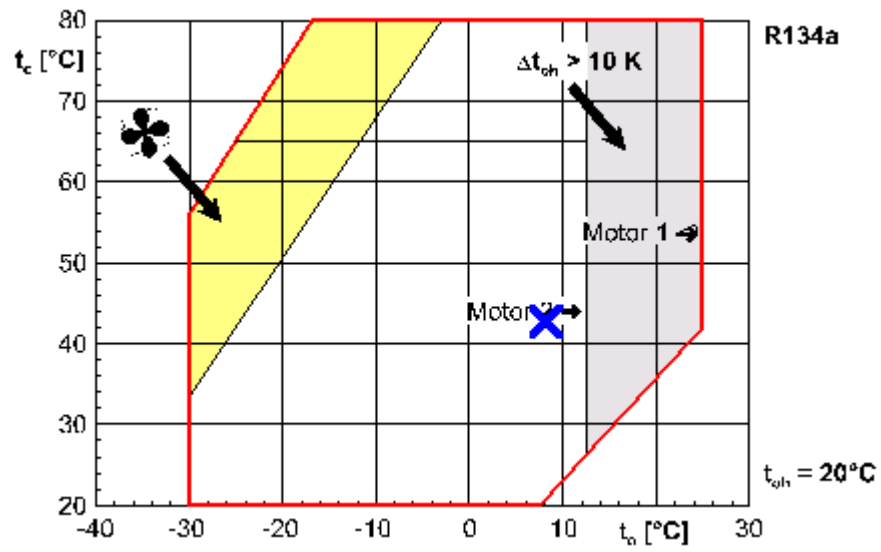


Fig. 8.7 Limite de aplicabilitate ale compresorului 2EC-2.2Y

Din programul Bitzer (fig. 8.6) și fișa tehnică (table 8.1) a compresorului, se observă că prin utilizarea a trei compresoare de tip 2EC-2.2Y sunt îndeplinite condițiile impuse mai sus (puterea nominală totală minim 4,1kW, cilindrarea orară totală să fie cel puțin 32m³/h).

Tabel 8.1 Date tehnice ale compresorului 2EC-2.2Y

Donnée Technique	Unités de mesure: SI <input type="button" value="v"/>
Volume déplacé (1450t/mn 50Hz)	11,36 m3/h
Volume déplacé (1750t/mn 60Hz)	13,71 m3/h
Nbre de cyl. x percement x course	2 x 46 mm x 39,3 mm
Tension moteur (autre sur demande)	380..420V Y/3/50Hz
Intensité de fonctionnement max.	5.7A
Ratio de bobinage	--
Int. démarrage (rotor bloqué)	26.0A Y
Poids	67,5 kg
Pression max. (BP/HP)	19 / 28 bar
Raccord cond.d'aspiration	22 mm - 7/8"
Raccord cond. de refoulement	16 mm - 5/8"
Raccord eau de refroidissement	--
Huile pour R134a/R407C/R404A/R507A	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Huile utilisée R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Charge en huile	1,50 dm ³
Chauffage carter	0..120 W PTC (Option)
Contrôle de la pression d'huile	--
Vanne de service pour l'huile	--
Protection surchauffe gaz au ref.	--
Protection moteur	SE-B1
Classe de protection	IP65
Ventilateur additionnel	Option
Eléments antivibratoires	Standard
Sound power level (+5°C / 50°C)	--
Sound power level (-10°C / 45°C)	66,0 dB(A)
Sound power level (-35°C / 40°C)	68,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (+5°C / 50°C)	--
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	58,0 dB(A)
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	60,0 dB(A)



Fig. 8.8 Compressor tip 2EC-2.2Y

8.2. Alegerea schimbătorului intern de căldură

.....

În figura de 8.9 este prezentat schematic schimbătorul intern de căldură.

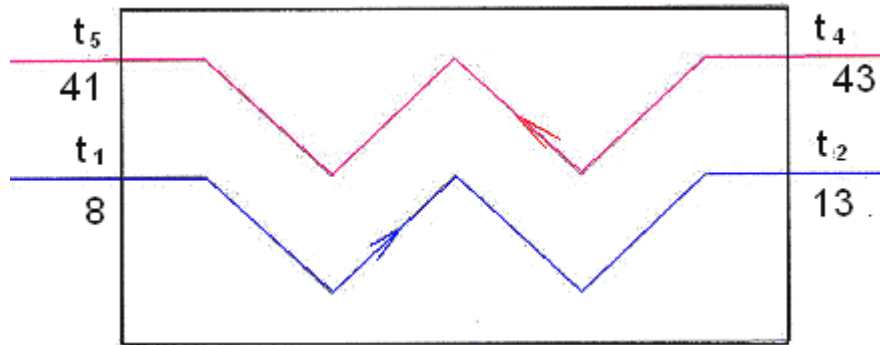


Fig. 8.9. Schema schimbătorului intern de căldură

.....

Din catalogul firmei Danfoss se va alege schimbătorul intern de căldură **HE8** (fig. 8.11).

Caracteristici tehnice ale schimbătorului intern de căldură **HE8**: temperatura de funcționare între $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, presiunea de serviciu maximă: 21,5 bar, presiunea de încercare: 28 bar, conducta de lichid: 16 mm, conducta de aspirație: 42 mm, număr cod: **015D0009**.



Fig. 8.11 Schimbător intern de căldură Danfoss

8.3. Alegerea ventilatoarelor

8.3.1. Alegerea ventilatorului pentru vaporizator

Având în vedere ca debitul de aer ce trebuie să fie asigurat de ventilatorul vaporizatorului este $1,65\text{m}^3/\text{s}$ și căderea de presiune este $\Delta p=73,5\text{N}/\text{m}^2$, din catalogul firmei Danfoss se alege ventilatorul centrifugal CAL-800.

Ventilatorul centrifugal CAL-800 este reprezentat în figura 8.12, iar dimensiunile acestuia sunt date în tabelul 8.2.

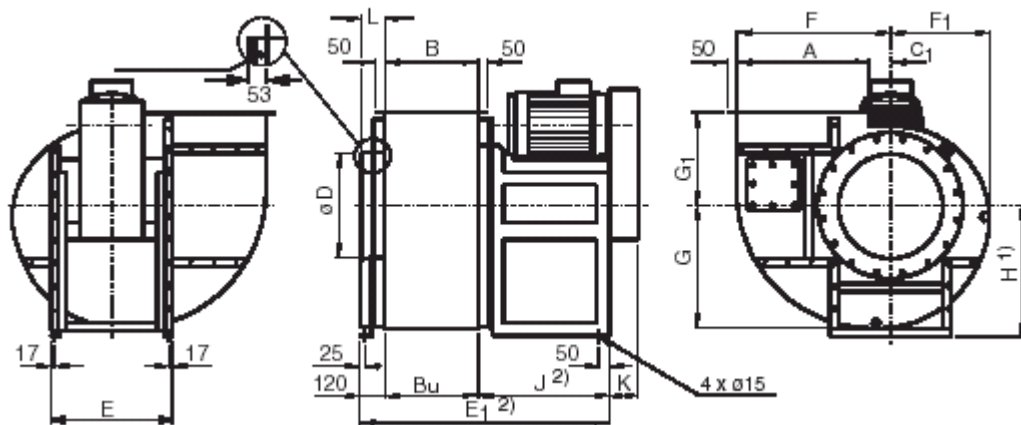
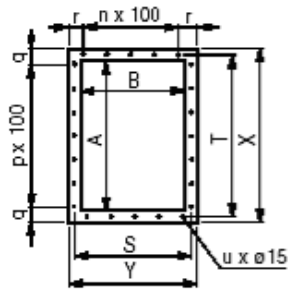


Fig. 8.12 Ventilatorul centrifugal CAL-800

Tabel 8.2. Dimensiuni ale ventilatorului centrifugal

85%	A	B	B _u	C ₁	D	E	E ₁		F	F ₁
							160-180	200-225		
CAL-800	800	476	486	136	630	720	1236	1406	936	600
CAL-900	900	536	546	153	710	800	1296	1466	1053	670
CAL-1000	1000	595	605	170	800	880	1355	1525	1170	754

85%	G	G ₁	H				J		K	L	Weight ³⁾ kg
			Pos.0	Pos.90	Pos.180	Pos.270	160-180	200-225			
CAL-800	752	544	800	630	560	1000	630	800	180	114	573
CAL-900	845	612	900	710	630	1120	630	800	180	120	688
CAL-1000	940	680	1000	800	710	1250	630	800	180	126	798



Tabel 8.3. Dimensiunile guri de refulare a ventilatorului centrifugal

85%	q	p	r	n	T	X	S	Y	u
CAL-800	50	8	88	4	850	900	526	576	28
CAL-900	50	9	118	4	950	1000	586	636	30
CAL-1000	50	10	97.5	5	1050	1100	645	695	34

Fig. 8.13. Gura de refulare ventilator centrifugal

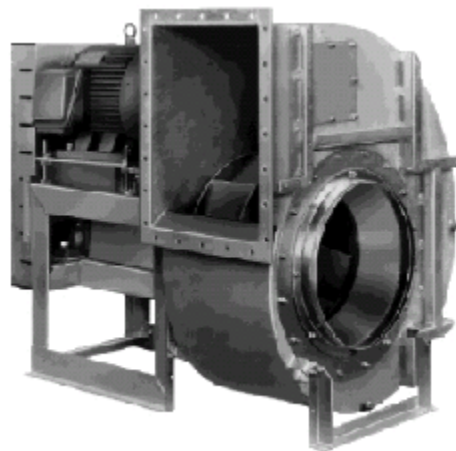


Fig. 8.14 Ventilator centrifugal CAL

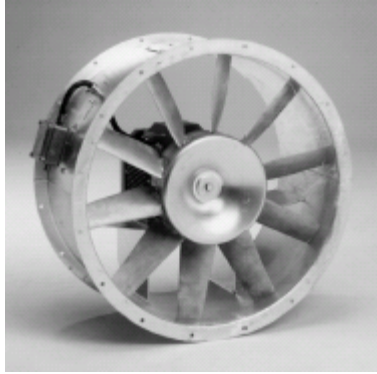


Fig 8.16 Ventilator axial ACA

8.4. Alegerea ventilului electromagnetic

Din catalogul firmei Castel se alege un ventil electromagnetic modelul 1079/M42. Diametrul scaunului nominal este 27mm. Presiunea maximă de lucru este 30bar. Poate să lucreze în intervalul de temperaturi $-35^{\circ}\text{C} \dots +110^{\circ}\text{C}$.

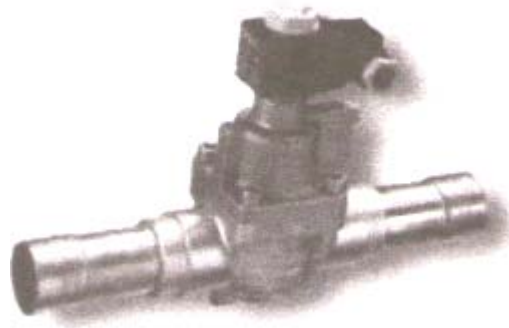


Fig. 8.17 Ventilul electromagnetice Castel

8.5 Calculul buteliei de lichid

În figura 8.18 se prezintă o butelie de lichid.



Fig.8.18 Butelia de lichid

9. Alegerea aparatelor de automatizare

9.1 Alegerea ventilului de laminare termostatic

.....

Din catalogul Danfoss se alege ventilul de laminare termostatic TE5-8.3 (tabelul 9.1).

Tabelul 9.1. Alegerea ventilului de laminare termostatic

Capacité en kW pour la plage <i>N</i> : -40°C → +10°C											R 134a	
Type de vanne	N° de orifice	Chute de pression dans la vanne Δp bar					Chute de pression dans la vanne Δp bar					
		2	4	6	8	10	2	4	6	8	10	
Température d'évaporation +10°C						Température d'évaporation 0°C						
TEN 5 - 3.7	01	10.4	13.3	14.8	15.6	16.0	8.8	11.1	12.4	13.0	13.3	
TEN 5 - 5.4	02	15.7	19.6	21.9	22.9	23.4	13.2	16.6	18.4	19.4	19.8	
TEN 5 - 8.3	03	22.8	28.3	31.2	32.6	33.3	19.5	24.3	27.0	28.5	29.2	
TEN 5 - 11.2	04	32.3	40.4	44.6	46.7	47.7	27.8	34.7	38.7	40.8	41.8	
TEN 12 - 4.7	01	13.1	17.0	19.0	20.1	20.7	11.4	14.6	16.3	17.3	17.7	
TEN 12 - 7.7	02	21.3	27.5	30.9	32.7	33.5	18.6	23.8	26.8	28.1	28.8	
TEN 12 - 11.4	03	31.4	40.4	45.3	47.9	49.2	27.2	34.7	38.9	41.1	42.2	
TEN 12 - 15	04	42.0	53.8	60.2	63.7	65.5	36.3	46.1	51.7	54.9	56.5	
TEN 20 - 18	01	52.8	67.1	74.7	78.8	80.7	45.6	57.5	64.2	67.8	69.5	
TEN 55 - 41	01	117	128	167	176	180	101	128	142	150	153	
TEN 55 - 62	02	178	226	251	264	270	155	195	216	227	232	

Ventilul de laminare termostatic ales, cu egalizare externă, este prezentat în figura 9.1, iar dimensiunile acestuia sunt în tabelul 9.2. Dimensiunile pentru bulb sunt date în tabelul 9.3.

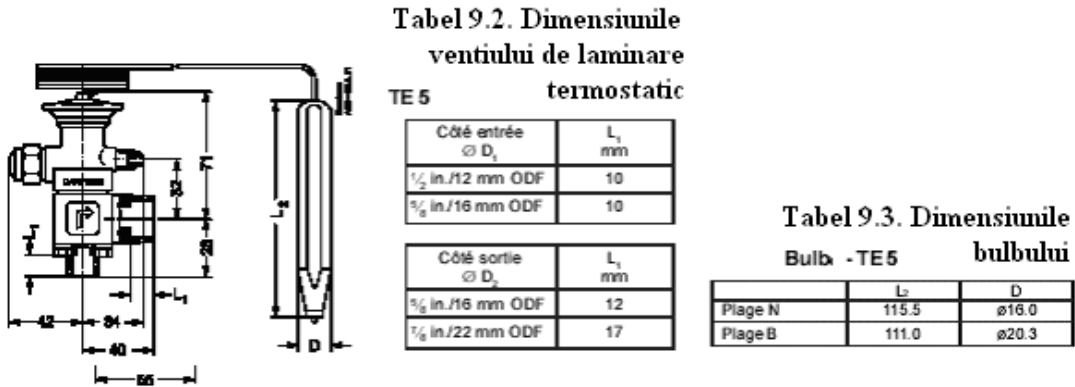


Fig. 9.1 Ventil de laminare termostatic TE5



Fig. 9.2 Ventil de laminare termostatic TE5

9.2. Alegerea distribuitorilor de lichid

Din catalogul Danfoss se aleg două distribuitoare de lichid, pentru alimentarea vaporizatorului cu 14 serpentine. Alegerea se face în funcție de ventilul de laminare termostatic și numărul de ieșiri (tabel 9.4). Ventilul de laminare termostatic trebuie să fie cu egalizare externă, condiția fiind îndeplinită.

În figurile 9.3 este reprezentat un distribuitor de lichid tip **69G 30**, iar în tabelul 9.5 dimensiunile acestuia. În figura 9.4 sunt prezentate de asemenea tipuri de distribuitoare de lichid **69G**.

Tabel 9.4. Alegerea distribuitorilor de lichid

Type de détenteur	Cartouche d'orifice dans le détenteur	Entrée distributeur	N° de code						Emballage industriel
			Sortie distributeur, dimension de trous (ODF)						
			3/16 in.	5 mm	1/4 in.	6 mm	5/16 in.	8 mm	
TE 5	N° 1, 2 ou 3	5/8 in. flare			069G2003 (2-6)	069G2004 (2-6)	069G2005 (2-4)		24
	N° 1 ou 2	5/8 in. à braser ODM			069G2010 (2-6)		069G2011 (2-4)		24
		16 mm à braser ODM				069G2014 (2-6)			24
	N° 3 ou 4	7/8 in. à braser ODM	069G3001 (8-15)		069G3002 (4-12)		069G3003 (2-8)		15
22 mm à braser ODM					069G3006 (4-12)		069G3007 (2-8)	15	

Tabel 9.5. Dimensiunile distribuitorului de lichid

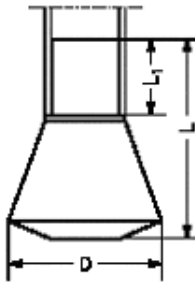


Fig 9.3 Distribuitor de lichid

Distributeur	Entrée distributeur	L mm	L1 mm	∅D mm	Poids env. kg
69G 01	1/2 in. flare	65	10	27	0.1
	1/2 in. à braser	41	10	27	0.1
69G 10	1/2 in. flare	71		33	0.1
69G 10 et 101	1/2 in. à braser	50	12	33	0.1
69G 102	1/2 in. à braser	52	12	42	0.1
69G 101	12 mm à braser	50	12	33	0.1
69G 20	5/8 in. flare	76		33	0.2
	5/8 in. à braser	50	17	33	0.2
	16 mm à braser	50	17	33	0.2
69G 30	7/8 in. à braser	62	24	49	0.3
	22 mm à braser	62	24	49	0.3
69G 60	1 1/8 in. à braser	81	30	85	0.9
	28 mm à braser	81	30	85	0.9
	1 1/2 in. à braser	81	30	85	0.9
	35 mm à braser	81	30	85	0.9

În figurile 9.3 este prezentat un distribuitor de lichid tip **69G 30**, iar în tabelul 9.5 dimensiunile acestuia. În figura 9.4 sunt prezentate de asemenea tipuri de distribuitoare de lichid **69G**.



Fig. 9.4 Distribuitoare de lichid

9.3. Alegerea presostatelor de joasă și înaltă presiune

Din catalogul firmei Danfoss se aleg presostatele de joasă și înaltă presiune KP1, respective KP6. Aparatele de tip KP pot funcționa și ca dispozitive de protecție automată. Aceste presostate sunt prevăzute cu contacte bipoziționale de tip SPDT- Single Pole Double Throw system (system cu un singur pol și două poziții).

Tabel 9.6. .Alegere presostate de joasă și înaltă presiune

Pression	Type	Basse pression (BP)		Haute pression (HP)		Réarmement		Type de contact	N° de code		
		Plage de régulation bar	Différentiel Δp bar	Plage de régulation bar	Différentiel Δp bar	Basse pression BP	Haute pression HP		¼ in. 6 mm flare	¼ in. ODF à braser	6 mm ODF à braser
<i>Pour réfrigérants fluorés</i>											
Basse	KP 1	-0.2 à 7.5	0.7 à 4.0			Aut.		SPDT	060-1101	060-1112	060-1110
Basse	KP 1	-0.2 à 7.5	0.7 à 4.0			Aut.			060-1141 ¹⁾		
Basse	KP 1	-0.9 à 7.0	Fixed 0.7			Man.			060-1103	060-1111	060-1109
Basse	KP 2	-0.2 à 5.0	0.4 à 1.5			Aut.			060-1120		060-1123
Haute	KP 5			8 à 32	1.8 à 6.0		Aut.		060-1171	060-1179	060-1177
Haute	KP 5			8 à 32	Fixed 3		Man.		060-1173	060-1180	060-1178
Haute	KP 6			8 à 42	4 à 10	Aut.			060-5190		
Haute	KP 6			8 à 42	Fixe 4	Man.			060-5191		



Fig. 9.5 Presostate KP

9.4. Alegerea termostatului

Pentru termostatul montat pe tubulatura de recirculare, cu bulbul în interiorul acesteia, se alege din catalogul firmei Danfoss (figura 9.10) un termostat de tip KP (figura 9.6). Termostatul ales, KP68 sau KP69, are încărcătură de vapori, variația presiunii cu temperatura nefiind liniară.

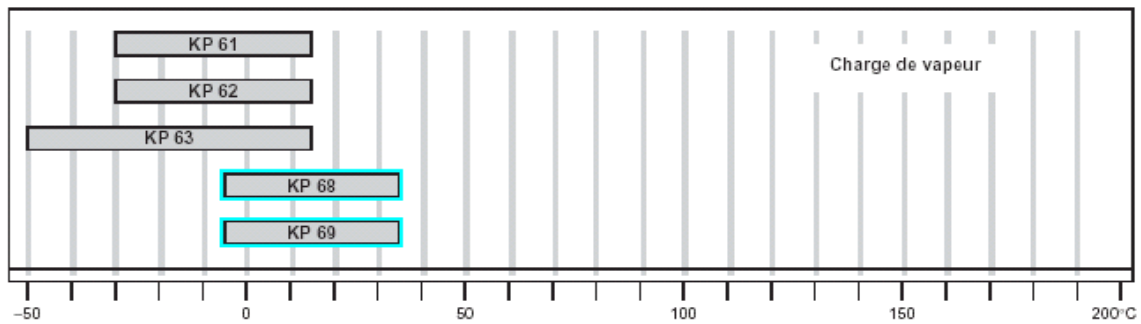


Fig. 9.10 Alegerea termostatului



Fig. 9.8 Termostate KP

10. Analiza automatizării instalației

Reglarea temperaturii spațiilor răcite este realizată cu ajutorul unor termostate de incintă care:

- la scăderea temperaturii comandă cu ajutorul unor clapete, reducerea secțiunii libere a orificiilor de suflare a aerului în incinte ;
- la creșterea temperaturii, comandă cu ajutorul unor clapete, creșterea secțiunii libere a orificiilor de suflare a aerului în incinte

Reglarea puterii frigorifice în instalația proiectată, se poate realiza prin pornirea, respectiv oprirea secvențială a compresoarelor cu ajutorul unui termostat tripozițional, denumit și termostat cu zonă neutră. Acest sistem de reglare automată a puterii frigorifice poate să asigure funcționarea simultană a unui număr mai mic sau mai mare de compresoare, în funcție de valoarea necesarului de frig existent la un moment dat. Având în vedere că instalația este prevăzută cu 3 compresoare, prin pornirea și oprirea secvențială a acestora, puterea frigorifică instantanee realizată de instalație poate să fie de 33%, 66% sau 100% față de puterea frigorifică nominală.

Se consideră că parametrul termofizic ce oferă informații relevante pentru valoarea necesarului de frig, este temperatura aerului de pe conducta de recirculare a aerului din incintele climatizate. Valoarea acestei temperaturi poate fi considerată media temperaturilor din spațiile

climatizate. În consecință, termostatul tripozițional va avea bulbul montat în conducta de recirculare a aerului condiționat, înainte de reintroducerea acestuia în aparatul de condiționare.

Când temperatura aerului recirculat se găsește în zona neutră a termostatului, acesta nu transmite nici un fel de semnal de comandă spre panoul de automatizare, considerându-se că puterea frigorifică asigurată de instalație este în concordanță cu valoarea necesarului de frig instantaneu.

Dacă temperatura aerului recirculat crește, atunci termostatul tripozițional transmite un semnal de comandă pentru mărirea puterii frigorifice a instalației prin mărirea numărului de compresoare aflate în funcțiune.

Dacă temperatura aerului recirculat scade, atunci termostatul tripozițional transmite un semnal de comandă pentru micșorarea puterii frigorifice a instalației prin reducerea numărului de compresoare aflate în funcțiune.

Imediat după pornirea unui compresor sistemul de automatizare așteaptă scurgerea unui interval de timp prestabilit și după aceea în funcție de valoarea temperaturii aerului recirculat se poate lua una din următoarele două decizii:

- dacă temperatura a continuat să crească se mai pornește un compresor:
- dacă temperatura a început să scadă se întrerupe secvența de pornire succesivă a compresoarelor.

Imediat după oprirea unui compresor sistemul de automatizare așteaptă scurgerea unui interval de timp prestabilit și după aceea în funcție de valoarea temperaturii aerului recirculat se poate lua una din următoarele două decizii :

- dacă temperatura a continuat să scadă se mai oprește un compresor:
- dacă temperatura a început să crească se întrerupe secvența de oprire succesivă a compresoarelor.

Dacă în urma opririi secvențiale a compresoarelor este necesară oprirea ultimului compresor aflat în funcțiune, atunci panoul de automatizare va comanda închiderea ventilului electromagnetic montat pe conducta de alimentare cu lichid a vaporizatorului. În acest caz, compresorul va realiza o vacuumare parțială a vaporizatorului, a cărui alimentare cu lichid este întreruptă. Presostatul de joasă presiune, montat pe conducta de aspirație, sesizează reducerea presiunii de vaporizare și comandă oprirea ultimului compresor. În acest mod este asigurată golirea vaporizatorului, iar la repornirea compresoarelor este eliminată orice posibilitate de producere a unor eventuale lovituri hidraulice.

Dacă în urma opririi tuturor compresoarelor, termostatul de pe conducta de recirculare a aerului, sesizează creșterea temperaturii aerului, atunci panoul de automatizare va comanda deschiderea ventilului electromagnetic de pe conducta de alimentare cu lichid a vaporizatorului. În consecință, datorită vaporizării acestui lichid, începe să crească presiunea de vaporizare, iar când presostatul sesizează creșterea acestei presiuni peste valoarea reglată comandă pornirea primului compresor.

Reglarea presiunii de condensare. Dacă temperatura exterioară scade va scădea și temperatura de condensare, deci și presiunea de condensare, astfel presostatul de înaltă presiune transmite panoului de automatizare semnal de comandă pentru oprirea progresivă a ventilatoarelor de pe condensatoare. Prin oprire progresivă se înțelege că dacă toate ventilatoarele sunt în funcționare este oprit un ventilator, iar dacă sunt în funcționare un anumit număr de ventilatoare, atunci se mai oprește un ventilator și deci un condensator. Secvența de oprire este întreruptă când după scurgerea unui interval de timp stabilit de la oprirea ventilatorului anterior, presostatul de înaltă presiune sesizează creșterea presiunii de condensare.

Prin oprirea progresivă a ventilatoarelor de pe condensatoare se înțelege că dacă sunt oprite toate ventilatoarele, pornesc jumătate dintre acestea, iar dacă un anumit număr de ventilatoare este în funcționare se mai pornesc unul. Secvența de pornire progresivă este întreruptă când după scurgerea unui interval de timp stabilit de la pornirea ventilatorului anterior, presostatul de înaltă presiune constată scăderea presiunii de condensare.

Dacă temperatura exterioară crește va crește și temperatura de condensare, deci crește și presiunea de condensare, așadar presostatul de înaltă presiune transmite semnal de comandă pentru pornirea progresivă a ventilatoarelor de pe condensatoare.

Dacă după punerea în funcționare a tuturor ventilatoarelor de pe condensatoare, presostatul de înaltă presiune continuă să sesizeze creșterea presiunii de condensare, iar aceasta ajunge la valoarea maximă admisă reglată, atunci presostatul de înaltă presiune transmite panoului de automatizare semnalul de oprire. Pornirea se face automat.

12. Calculul economic

Pentru realizarea calculului economic s-a folosit modulul Cool Tools Evaluation al programului CoolPack cu ajutorul căruia se poate studia influența unor parametri ai instalației- putere frigorifică, temperatura aerului de intrare peste condensator, vaporizator- asupra consumului de energie. Pentru realizarea acestui calcul s-a luat în considerare faptul că instalația nu funcționează la capacitate maximă tot timpul.

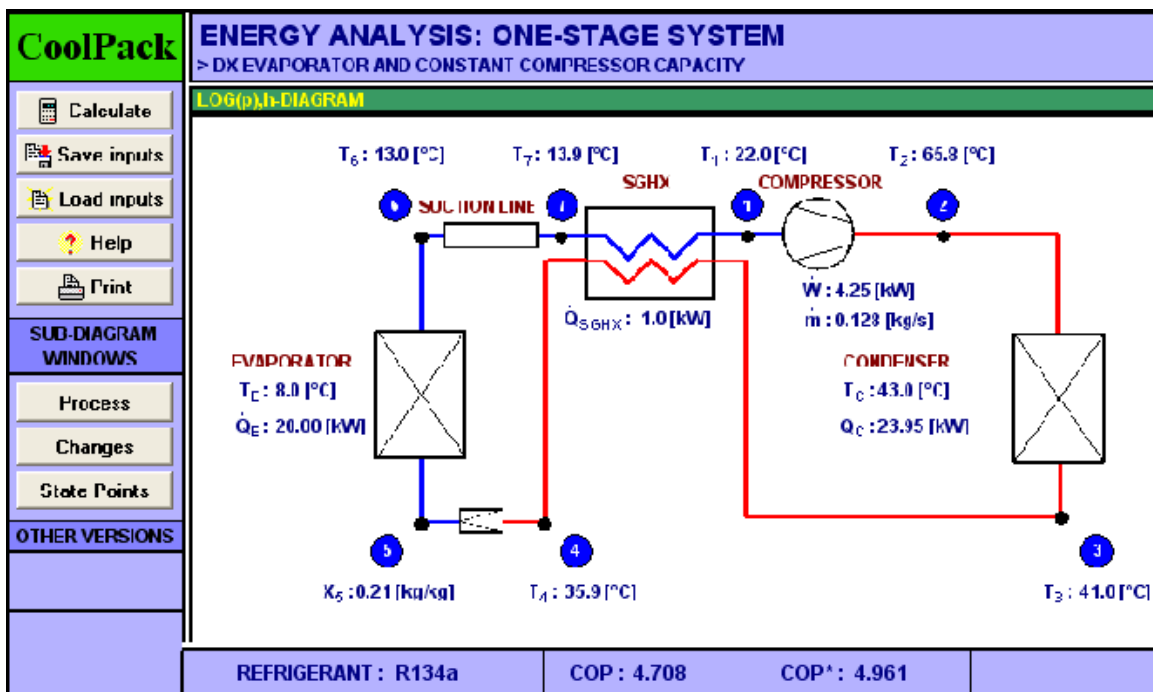


Fig. 12.1. Cool Tools Evaluation- CoolPack

Interfața acestui modul este alcătuit din trei submodule :

- „Process specification for present situation ” ne prezintă caracteristicile de funcționare ale aparatelor componente ale instalației;
1. „Changes” care ne prezintă modificările unor parametri, precum și economiile anuale de energie electrică și de bani în diferite monede europene, precum și în dolari.

PROCESS SPECIFICATION FOR PRESENT SITUATION					
EVAPORATOR			CONDENSER		
Evaporation temperature (T_E) [°C]	8.0	ΔT_{SH} [K]	5	Condensing temperature (T_C) [°C]	43
Temperature of air or water entering evaporator [°C]:		24		Temperature of air or water entering condenser [°C]:	
T_E : 8 [°C]	p_E : 387.8 [kPa]	UA-value: 1.250 [kW/K]		T_C : 43 [°C]	p_C : 1101 [kPa]
NOTE: Evaporating pressure = suction pressure			NOTE: Condensing pressure = discharge pressure		
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)				REFRIGERANT	
SGHX: Thermal efficiency (η_T) [-]	0.3	T_4 : 35.9 [°C]	η_T : 0.30 [-]	R134a	
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity (Q_E) [kW]	20	\dot{Q}_E : 20.00 [kW]	\dot{V}_S : 25.93 [m ³ /h]	\dot{m} : 0.128 [kg/s]	η_{VOL} : 1.297 [-]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency (η_{is}) [-]	0.7	η_{is} : 0.700 [-]	\dot{W} : 4.25 [kW]	Displacement rate (\dot{V}_n) [m ³ /h]: 20	
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor (f_Q) [%]	10	f_Q : 10.0 [%]	T_2 : 65.8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0.42 [kW]	
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE					
T_1 [°C]:	22.0	$\Delta T_{OIL,OL}$: 0.9 [K]			
Calculate	Print	Help	Home	State Points	Changes
				COP: 4.708	COP': 4.961

Fig. 12.2. Submodulul “Process specification for present situation”

- „State points” care prezintă parametri de stare:

STATE POINTS				
CURRENT SITUATION				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]
1	22.0	307.0	264.2	17.7
2	65.8	1101.1	294.1	47.3
3	41.0	1101.1	106.6	1143.3
4	35.9	1101.1	99.2	1164.7
5	8.0	387.8	99.2	-
6	13.0	307.0	255.7	18.6
7	13.9	387.8	256.6	18.5
NEW SITUATION				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]
1	22.0	387.8	264.2	17.7
2	65.0	1101.1	294.1	47.3
3	41.0	1101.1	106.6	1143.3
4	35.9	1101.1	99.2	1164.7
5	8.0	387.8	99.2	-
6	13.0	387.8	255.7	18.6
7	13.9	307.0	256.6	18.5

Fig.12.3. Submodulul “State points”

- „Changes” care ne prezintă modificările unor parametrii, precum și economiile anuale de energie electrică și de bani în diferite monede europene, precum și în dolari:

CHANGE OF PARAMETERS: CONSEQUENCES FOR ENERGY AND ECONOMY						
CHANGE OF PARAMETERS						
CHANGES OF COMPONENTS (+/-)				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF EVAPORATOR		
Reduction of \dot{Q}_E [%]: <input type="text" value="0"/>				Temperature of fluid on secondary side is increased by [K]: <input type="text" value="0.0"/>		
Isentropic efficiency [%]: <input type="text" value="0"/>				CHANGES ON SECONDARY SIDE OF CONDENSER		
Evaporator UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>				Ambient temperature for condenser is decreased by [K]: <input type="text" value="5.0"/>		
Condenser UA-value [%]: <input type="text" value="0"/>						
ENERGY						
OVERALL VIEW OF OPERATION (PRESENT & NEW SITUATION)					COMPRESSOR	
	\dot{Q}_E	\dot{W}	COP	T_E	T_C	Change of compressor capacity: -4.78 [%]
	[kW]	[kW]	[]	[°C]	[°C]	
Present	20.00	4.25	4.708	8.0	43.0	
New	20.00	3.47	5.756	0.0	37.6	
% Changes	0.0	-18.2	22.26	-	-	
ECONOMY						
COST OF ENERGY AND HOURS OF OPERATION				ANNUAL SAVINGS WITH NEW PARAMETERS		
Cost of one kWh: <input type="text" value="0.1"/> €				Savings: 2320 [kWh]		
Hours of operation [h]: <input type="text" value="3000"/>				Savings: 232 [€]		

Fig.12.4. Submodulul “Changes”

Influențe unor parametrii asupra costului de funcționare

S-au luat în calcul scăderi ale puterii frigorifice între 5 și 20%, datorită faptului că salile de conferințe și calculatoare nu sunt folosite în fiecare zi, după cum nici caseria nu are program zilnic de funcționare și calculatoarele din birouri nu lucrează tot timpul zilei.

Se poate vedea mai jos, sub formă grafică dependența dintre scăderea puterii frigorifice și scăderea costurilor de funcționare.

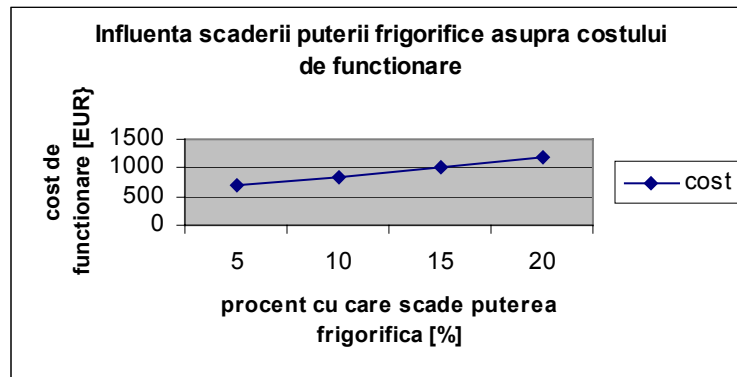


Fig.12.5. Influența scăderii puterii frigorifice asupra costului de funcționare

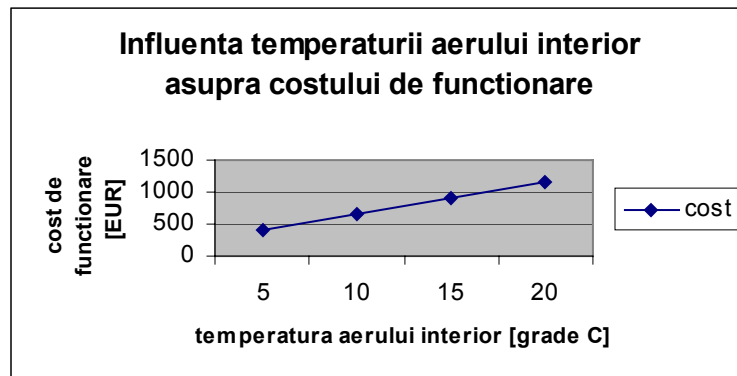


Fig.12.6. Influența temperaturii aerului interior asupra costului de funcționare

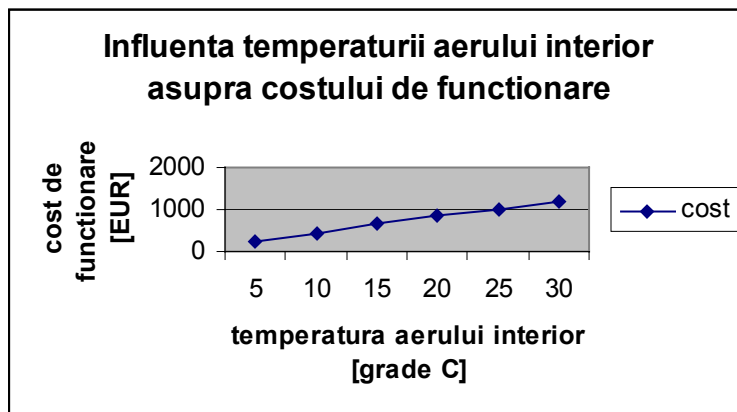


Fig.12.7. Influența temperaturii aerului exterior asupra costului de funcționare

Concluzii:

- scăderea puterii frigorifice determină creșterea costului de funcționare
- scăderea temperaturii aerului interior conduce la scăderea costului de funcționare
- creșterea temperaturii aerului exterior înseamnă creșterea costului de funcționare

13. ANEXE

Anexa 1

{Calculul necesarului de caldura pe timp de iarna pt un spatiu}

const

delta1=0.003;lambda1=0.87;{grosimea/coef de transfer termic
tencuiala int perete ext}

delta2=0.04;lambda2=0.04;{grosimea/coef de transfer termic pt iz
polistiren perete ext}

delta3=0.20;lambda3=0.35;{grosimea/coef de transfer termic BCA
perete ext}

delta4=0.002;lambda4=0.87;{grosimea/coef de transfer termic
tencuiala ext pt perete ext}

delta1p=0.001;lambda1p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic
polietilena pardoseala}

delta2p=0.10;lambda2p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic beton
pardoseala}

delta3p=0.05;lambda3p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic iz
polistiren pardoseala}

delta4p=0.03;lambda4p=0.64;{grosimea/coef de transfer termic sapa
egalizare pardoseala}

delta5p=0.022;lambda5p=0.23;{grosimea/coef de transfer termic
parchet stejar}

delta1t=0.002;lambda1t=0.87;{grosimea/coef de transfer termic pt
tencuiala int tavan}

delta2t=0.15;lambda2t=0.4;{grosimea/coef de transfer termic pt beton
armat tavan}

delta3t=0.06;lambda3t=0.045;{grosimea/coef de transfer termic pt iz
polistiren tavan}

delta4t=0.003;lambda4t=0.23;{grosimea/coef de transfer termic prin
carton bitumat}

delta5t=0.005;lambda5t=0.4;{grosimea/coef de transfer termic pt
bitum tavan}

te=-18; ts=10;{temp ext si temp solului}

alfa_e=23; alfa_i=8;{coef de convectie ext/int}

k_f=1.33;

var

k_p_e, k_p_i: real;{coef de transfer termic pt perete ext, int}

```

    k_p, k_t: real;{coef de transfer termic pt pardosea cu parchet,
tavan}

    ti,tv:real;{temp int, temp din spatiul invecinat}

    Sp, Sf:real;{suprafata perete,suprafata ferestrei}

    St,k: real;{suprafata tavanului tavanului}

    Q_om,Q_aux:real;{caldura degajata de oameni, aparate electrice}

    Q_v:real; {necesar de caldura datorat ventilarii}

    Q_usa: real;{pierderi de caldura dat deschiderii usilor}

    Q_t,Q_p:real;{pierderi de caldura prin tavan, pardoseala}

    QI,QII,QIII,QIV: real;{pierderi de caldura prin pereti}

    x: integer; {valoare in functie de care se stabileste tipul
peretelui, int/ext}

    Qo:real;{necesarul total de caldura}

    E:real;{raza procesului}

    W:real;{cantitatea de umiditate degajata de persoane}

BEGIN writeln('');

writeln('CALCULUL NECESARULUI DE CALDURA PT UN IMOBIL CU BIROURI');

writeln('

');

k_p_i:=1/(1/alfa_i+delta1/lambda1+delta3/lambda3+delta1/lambda1+1/alfa_
i);

    writeln('coeficientul global de transfer termic pentru perete
interior este k_p_i=',k_p_i:4:2);

    writeln('');

k_p_e:=1/(1/alfa_e+delta1/lambda1+delta2/lambda2+delta3/lambda3+delta4/
lambda4+1/alfa_i);

    writeln('coeficientul global de transfer termic pentru perete
exterior este k_p_e=',k_p_e:6:2);

    writeln('');

```

```
k_p:=1/(1/alfa_i+delta1p/lambdalp+delta2p/lambda2p+delta3p/lambda3p+delta4p/lambda4p+delta5p/lambda5p);
```

```
writeln('coeficientul global de transfer termic pentru pardosea cu parchet este k_p=',k_p:4:2);
```

```
writeln('');
```

```
k_t:=1/(1/alfa_i+deltalt/lambdalt+delta2t/lambda2t+delta3t/lambda3t+delta4t/lambda4t+delta5t/lambda5t+1/alfa_e);
```

```
writeln('coeficientul global de transfer termic pentru tavan');
```

```
writeln('');
```

```
writeln('este k_t=',k_t:4:2);
```

```
writeln('');
```

```
writeln('calculul pierderilor de caldura prin tavan');
```

```
writeln('');
```

```
writeln('introduceti datele pt suprafata tavan & temp int');writeln('');
```

```
write('St=');read(St); writeln('');
```

```
write('ti=');read(ti); writeln('');
```

```
Q_t:=k_t*(ti-te)*St;
```

```
writeln(' pierderea de caldura prin tavan este Q_t=',Q_t:6:3);writeln('');
```

```
Q_p:=k_p*(ti-ts)*St;
```

```
writeln(' pierderea de caldura prin pardosea este Q_p=',Q_p:6:3);writeln('');
```

```
writeln('calculul pierderilor de caldura prin primul perete exterior,cu fereastră'); writeln('');
```

```
writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');
```

```
write ('Sp=');readln(Sp); writeln('');
```

```
writeln('introduceti temp interioara a spatiului'); writeln('');
```

```
write('ti=');readln(ti); writeln('');
```

```
writeln('introduceti suprafata ferestrei');
```

```
write('Sf=');readln(Sf); writeln('');
```

```

    QI:=k_p_e*(ti-te)*(Sp-Sf)+k_f*(ti-te)*Sf;

    writeln('pierderea de caldura prin PRIMUL PERETE este QI=',QI:6:2);
writeln('');

    writeln('introduceti x=1 daca mai exista un perete
exterior,');writeln('');

    writeln('in caz contrar introduceti o valoare diferitza de 1');
writeln('');

    write('x=');readln(x); writeln('');

if x=1 then

    begin

        writeln('introduceti datele pentru peretele exterior fara
fereastr'); writeln('');

        writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

        write ('Sp=');readln(Sp); writeln('');

        writeln('introduceti temp din spatiul in discutie');
writeln('');

        write('ti=');readln(ti); writeln('');

        QII:=k_p_e*(ti-te)*Sp; writeln('');

        writeln('pierderea de caldura prin AL DOILEA PERETE este
QII=',QII:6:2);

        writeln('');

    end

else

    begin

        writeln('introduceti datele pentru al doilea perete-perete
interior');

        writeln('');

        writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

        write ('Sp=');readln(Sp);writeln('');

        writeln('introduceti temp din spatiul in discutie');
writeln('');

        write('ti=');readln(ti); writeln('');

```



```

writeln('introduceti temp din spatiul invecinat'); writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

QII:=k_p_i*(ti-tv)*Sp; writeln('');

writeln('pierderea de caldura prin AL DOILEA PERETE este
QII=',QII:6:2);

writeln('');

end;

writeln('pierderile de caldura prin al treilea perete-perete
interior');

writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write('Sp=');readln(Sp); writeln('');

writeln('introduceti temp interioara'); writeln('');

write('ti=');readln(ti); writeln('');

writeln('introduceti temperatura din spatiul vecin');
writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

QIII:=k_p_i*(ti-tv)*Sp; writeln('');

writeln('peirderea de caldura prin AL TREILEA PERETE este
QIII=',QIII:6:2);writeln('');

writeln('pierderile de caldura prin al patrilea perete-perete
interior');

writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write('Sp=');readln(Sp); writeln('');

writeln('introduceti temp interioara'); writeln('');

write('ti=');readln(ti); writeln('');

writeln('introduceti teperatura din spatiul vecin');
writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

```

```

QIV:=k_p_i*(ti-tv)*Sp; writeln('');

writeln('pierderea de caldura prin AL PATRULEA PERETE
QIV=',QIV:6:2); writeln('');

writeln(' introduceti nr pers, PC etc din spatiul calculat');
writeln('');

write('Q_om=');readln(Q_om); writeln('');

write('Q_pc=');readln(Q_pc); writeln('');

write('Q_v=');readln(Q_v); writeln('');

writeln('introduceti valoarea pt Q_usa calculata in
proiect');writeln('');

writeln(' adica Q_usa=28,8 pt birouri+info si Q_usa=14.4 pt
sali');writeln('');

writeln('caldura pierduta prin peretele in care se afla
usa');writeln('');

write('Q_usa=');readln(Q_usa); writeln('');

Qo:=QI+QII+QIII+QIV+Q_t+Q_p+Q_usa-Q_aux-Q_om+Q_v; writeln('');

writeln('necesarul de caldura pentru primul spatiu este
Qo=',Qo:6:2); writeln('');

write('W=');readln(W);

E:=Qo/W;

writeln('directia procesului este E=',E:4:2);

readln;

```

end.

Anexa2

{Calculul necesarului de frig pe timp de vara pt un spatiu}

const

delta1=0.003;lambda1=0.87;{grosimea/coef de transfer termic
tencuiala int perete ext}

delta2=0.04;lambda2=0.04;{grosimea/coef de transfer termic pt iz
polistiren perete ext}

delta3=0.20;lambda3=0.35;{grosimea/coef de transfer termic BCA
perete ext}

delta4=0.002;lambda4=0.87;{grosimea/coef de transfer termic
tencuiala ext pt perete ext}

delta1p=0.001;lambda1p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic
polietilena pardoseala}

delta2p=0.10;lambda2p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic beton
pardosea}

delta3p=0.05;lambda3p=0.4;{grosimea/coef de transfer termic iz
polistiren pardoseala}

delta4p=0.03;lambda4p=0.64;{grosimea/coef de transfer termic sapa
egalizare pardoseala}

delta5p=0.022;lambda5p=0.23;{grosimea/coef de transfer termic
parchet stejar}

delta1t=0.002;lambda1t=0.87;{grosimea/coef de transfer termic pt
tencuiala int tavan}

delta2t=0.15;lambda2t=0.4;{grosimea/coef de transfer termic pt beton
armat tavan}

delta3t=0.06;lambda3t=0.045;{grosimea/coef de transfer termic pt iz
polistiren tavan}

delta4t=0.003;lambda4t=0.23;{grosimea/coef de transfer termic prin
carton bitumat}

delta5t=0.005;lambda5t=0.4;{grosimea/coef de transfer termic pt
bitum tavan}

ts=14;{temp solului}

alfa_e=17.5;alfa_i=8;{coef de convectie ext/int}

var

Q_usa:real;{patrunderea de caldura prin deschiderea usilor}

k_p_e, k_p_i: real;{coef de transfer termic pt perete ext, int}

```

k_p, k_t: real; {coef de transfer termic pt pardosea cu parchet,
tavan}

ti, te, tv: real; {temp int/ext, temp din spatiul invecinat}

Sp, Sf: real; {suprafata perete, suprafata ferestrei}

St: real; {suprafata tavanului}

Q_om, Q_aux: real; {caldura degajata de oameni, de aparatele electrice}

Q_v: real; {necesarul de frig datorat ventilarii}

Q_t, Q_p: real; {patrunderi de caldura/frig prin tavan/pardoseala}

QI, QII, QIII, QIV: real; {patrunderi de caldura prin pereti}

x: integer; {valoare in functie de care se stabileste tipul
peretelui, int/ext}

Qf: real; {fluxul termic prin fereastra}

Qo: real; {necesarul total de frig}

E: real; {directia procesului}

W: real; {cantitatea de umiditate degajata de persoane}

BEGIN writeln('');

writeln('CALCULUL NECESARULUI DE FRIG PT UN SPATIU');

writeln('          ');

writeln(' OBSERVATIE: toate valorile vor fi trecute in m si W, iar
cantitatea de umiditate degajata');

writeln('');

writeln(' de oameni va fi data in kg/s'); writeln('');

k_p_i:=1/(1/alfa_i+delta3/lambda3+1/alfa_i);

writeln('coeficientul global de transfer termic pentru perete
interior este k_p_i=', k_p_i:4:2);

writeln('');

k_p_e:=1/(1/alfa_e+delta1/lambda1+delta2/lambda2+delta3/lambda3+delta4/
lambda4+1/alfa_i);

writeln('coeficientul global de transfer termic pentru perete
exterior este k_p_e=', k_p_e:6:2);

```

```

writeln('');

k_p:=1/(1/alfa_i+delta1p/lambda1p+delta2p/lambda2p+delta3p/lambda3p+del
ta4p/lambda4p+delta5p/lambda5p);

writeln('coeficientul global de transfer termic pentru pardosea cu
parchet este k_p=',k_p:4:2);

writeln('');

k_t:=1/(1/alfa_i+delta1t/lambda1t+delta2t/lambda2t+delta3t/lambda3t+del
ta4t/lambda4t+delta5t/lambda5t+1/alfa_e);

writeln('coeficientul global de transfer termic pentru tavan');

writeln('');

writeln('este k_t=',k_t:4:2);

writeln('');

writeln('calculul ptrunderilor de caldura prin tavan');

writeln('');

writeln('introduceti datele pt suprafata tavan & temp
int/ext');writeln('');

write('St=');read(St); writeln('');

write('ti=');read(ti); writeln('');

write('te=');read(te); writeln('');

Q_t:=k_t*(te-ti)*St;

writeln(' ptrunderea de caldura prin tavan este Q_t=',Q_t:6:3);
writeln('');

Q_p:=k_p*(ti-ts)*St;

writeln(' pierderea de caldura prin pardosea este Q_p=',Q_p:6:3);
writeln('');

writeln('calculul ptrunderilor de caldura prin primul perete
exterior,cu fereastr'); writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write ('Sp=');readln(Sp); writeln('');

writeln('introduceti temp interioara/ext a/- spatiului');
writeln('');

```

```

write('ti=');readln(ti); writeln('');

write('te=');read(te); writeln('');

writeln('introduceti suprafata ferestri');

write('Sf=');readln(Sf); writeln('');

writeln('introduceti pt Qf valoarea, tinand cont de orientarea
peretelui);

write('Qf=');readln(Qf); writeln('');

QI:=k_p_e*(te-ti)*(Sp-Sf)+Qf;

writeln('patrunderea de caldura prin PRIMUL PERETE este
QI=',QI:6:2); writeln('');

writeln('introduceti x=1 daca mai exista un perete
exterior,');writeln('');

writeln('in caz contrar introduceti o valoare diferitza de 1');
writeln('');

write('x=');readln(x); writeln('');

if x=1 then

  begin

    writeln('introduceti datele pentru peretele exterior fara
fereastr'); writeln('');

    writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

    write ('Sp=');readln(Sp); writeln('');

    writeln('introduceti temp din spatiul in discutie & temp ext');
writeln('');

    write('ti=');readln(ti); writeln('');

    write('te=');read(te); writeln('');

    QII:=k_p_e*(te-ti)*Sp; writeln('');

    writeln('patrunderea de caldura prin AL DOILEA PERETE este
QII=',QII:6:2);

    writeln('');

  end

```

else

begin

```
writeln('introduceti datele pentru al doilea perete-perete
interior');

writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write ('Sp=');readln(Sp);writeln('');

writeln('introduceti temp din spatiul in discutie');
writeln('');

write('ti=');readln(ti); writeln('');

writeln('introduceti temp din spatiul invecinat'); writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

QII:=k_p_i*(tv-ti)*Sp; writeln('');

writeln('pierderea de caldura prin AL DOILEA PERETE este
QII=',QII:6:2);

writeln('');
```

end;

```
writeln('pierderile de caldura prin al treilea perete-perete
interior');

writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write('Sp=');readln(Sp); writeln('');

writeln('introduceti temp interioara'); writeln('');

write('ti=');readln(ti); writeln('');

writeln('introduceti temperatura din spatiul vecin');
writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

QIII:=k_p_i*(tv-ti)*Sp; writeln('');

writeln('patrunderea de caldura prin AL TREILEA PERETE este
QIII=',QIII:6:2);writeln('');

writeln('patrunderile de caldura prin al patrulea perete-perete
interior');
```

```

writeln('');

writeln('introduceti suprafata peretelui'); writeln('');

write('Sp=');readln(Sp); writeln('');

writeln('introduceti temp interioara'); writeln('');

write('ti=');readln(ti); writeln('');

writeln('introduceti temperatura din spatiul vecin');
writeln('');

write('tv=');readln(tv); writeln('');

QIV:=k_p_i*(tv-ti)*Sp; writeln('');

writeln('patrunderea de caldura prin AL PATRULEA PERETE
QIV=',QIV:6:2); writeln('');

writeln(' introduceti nr pers, PC etc din spatiul calculat');
writeln('');

write('Q_om=');readln(Q_om); writeln('');

write('Q_aux=');readln(Q_aux);

write('Q_v=');readln(Q_v); writeln('');

writeln('introduceti pt Q_usa valoarea21.6 pt usi cu deschidere
spre coridor');

write('Q_usa=');readln(Q_usa); writeln('');

Qo:=QI+QII+QIII+QIV+Q_t-Q_p+Q_om+Q_aux+Q_m+Q_v; writeln('');

writeln('necesarul de frig pentru acest spatiu este
Qo=',Qo:6:2); writeln('');

write('W=');readln(W);

E:=Qo/W;

writeln('directia procesului este E=',E:4:2);

readln;

```

end.

14. Bibliografie

- 1.Mădărășan, T.,Bălan, M.-Termodinamică tehnică, Editura Sincron, Cluj-Napoca, 1999
- 2.Bălan, M.- Instalații frigorifice, Teorie și programe pentru instruire, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
- 3.Bălan, M., Pleșa, A.,- Instalații frigorifice , construcție , funcționare și calcul , Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
- 4.Andreica, H., - Alcătuirea și calculul elementelor de construcții , Editura Dacia , Cluj-Napoca , 2000.
- 5.Christea, Al.-Ventilarea și condiționarea aerului, vol.III, Editura Tehnică , București , 1976.
- 6.Campianu, N.-Bazele cercetării experimentale, note de curs.
- 7.Chiriac, Fl.-Instalații frigorifice, Editura didactică și pedagogică , București , 1981.
- 8.Duță, Gh.-Instalații de ventilare și climatizare, Indrumător de proiectare, vol.I și II, Litografia Institutul de construcții ,București, 1984.
- 9.Hardău, M.-Metoda elementelor finite, Atelier de multiplicare al UTC-N.
- 10.Hodor, V.-Transfer de căldură și masă, note de curs.
- 11.Mera, M.-Tehnologia fabricării mașinilor termice, note de curs.
- 12.Pleșa, A.-Utilaj termic, note de curs.
- 13.Săvulescu, T.-Instalații de încălzire și ventilare, Editura tehnică , București, 1985.
- 14.Voicu, V.-Instalații de ventilare și de condiționare a aerului, Editura tehnică, București , 1999.
- 15.***Manualul inginerului termotehnician, vol.I, II, III, Editura Tehnică, București,1986.
- 16.***Calculul necesarului de căldură. STAS 1907/1,2-82.
- 17.***Parametrii climatici exteriori. Calculul aporturilor de căldură din exterior. STAS 6648/1,2-82.
- 18.***Cataloage de produse ale firmelor Bitzer ,Danfoss, Castel

15. Prezentarea instalației de climatizare
AUTODESK INVENTOR , V.7

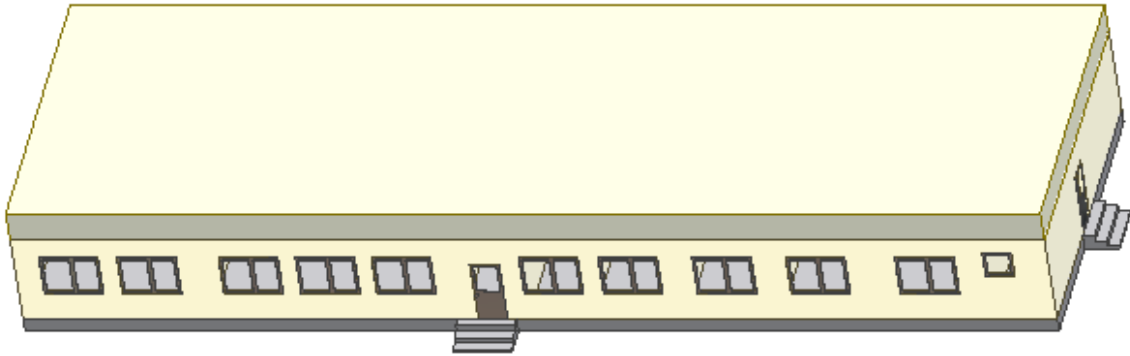


Fig.15. 1. Imobil - vedere din față



Fig. 15.2. Imobil – vedere din spate

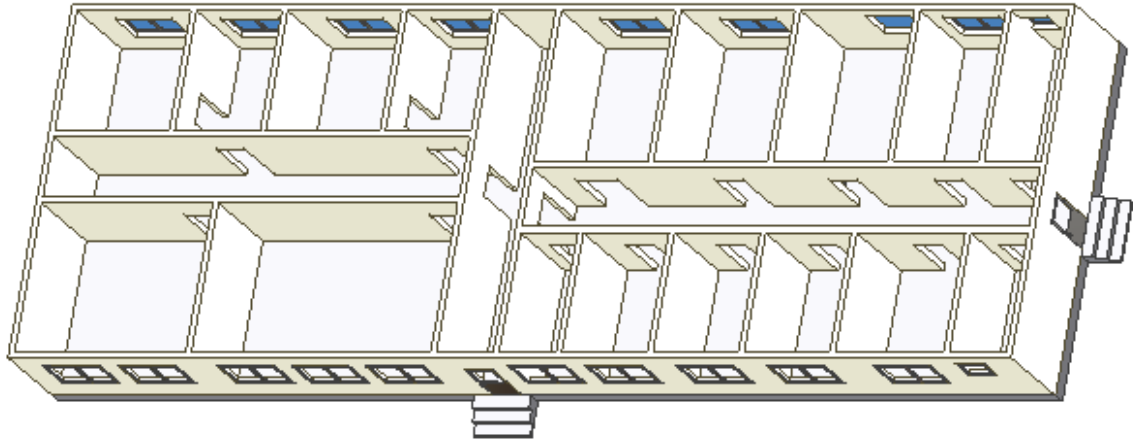


Fig. 15.3. Imobil – vedere încăperi

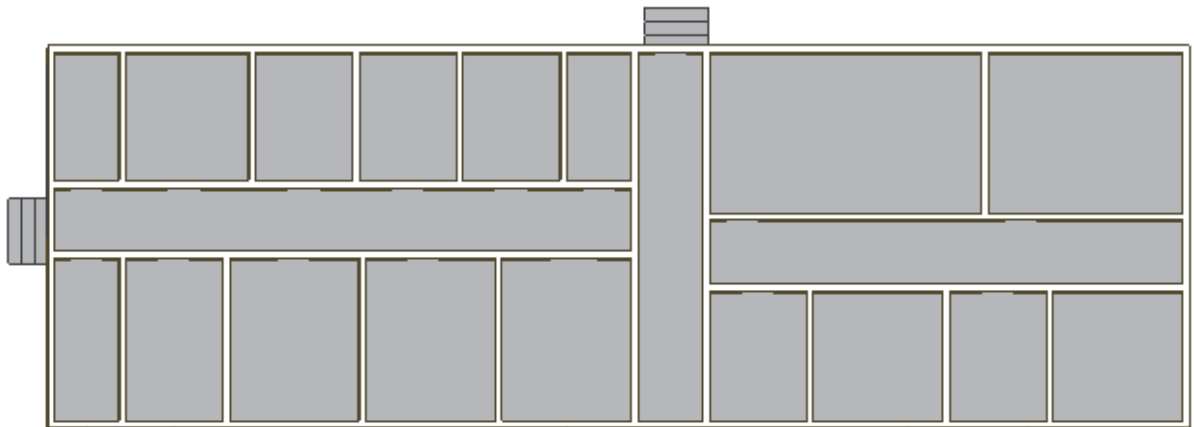


Fig. 15.4. Imobil – vedere 2D

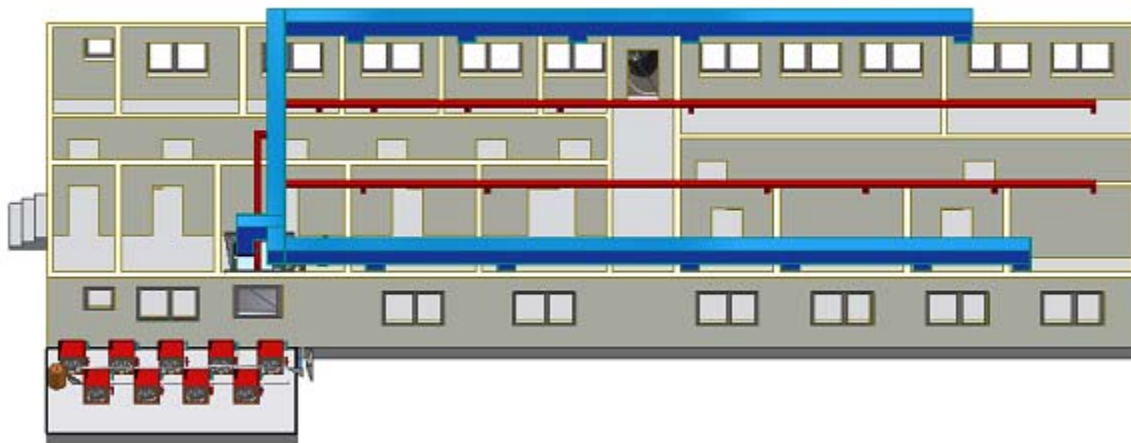


Fig. 15.5. Instalație

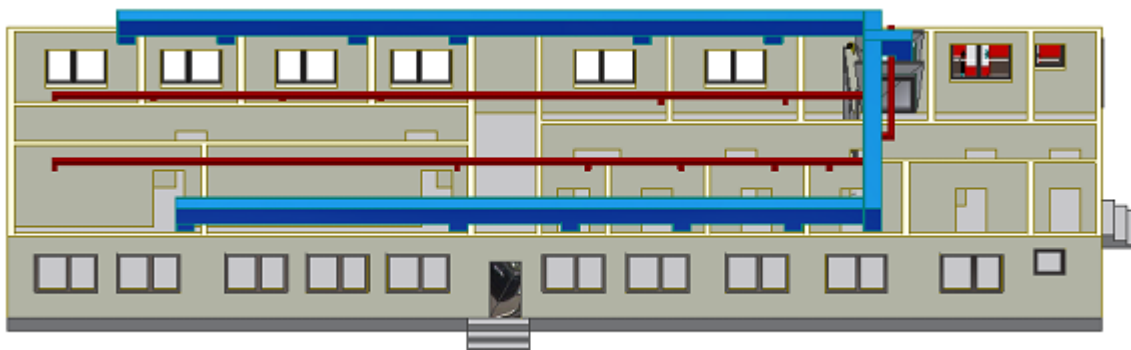


Fig. 15.6. Tubulatură

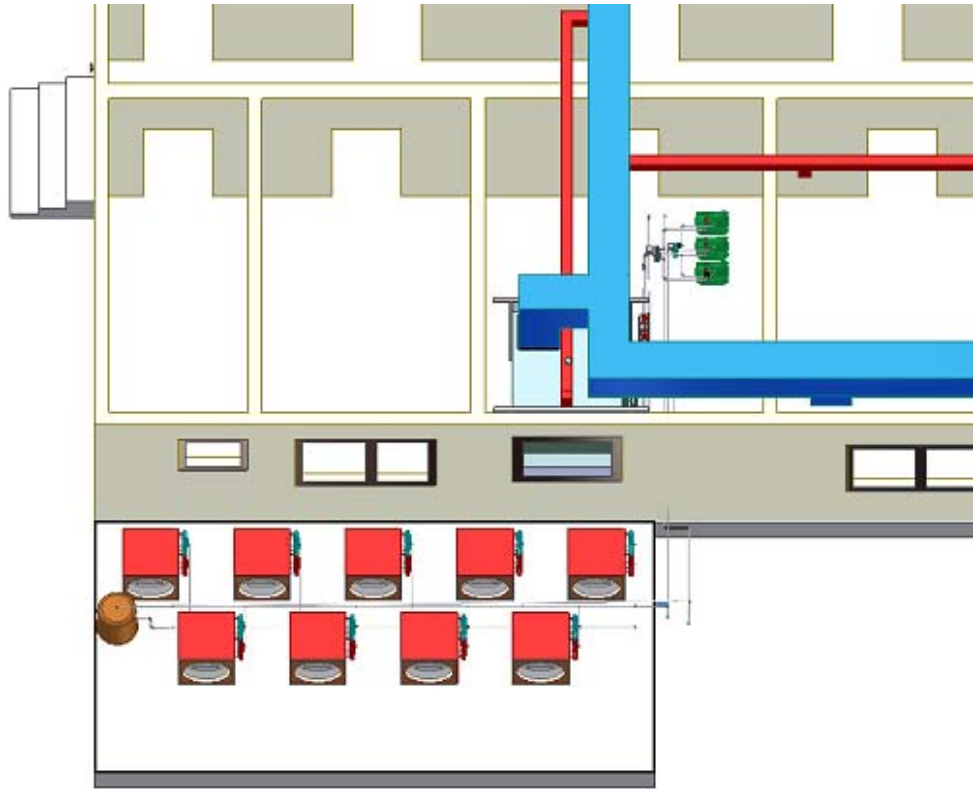


Fig. 15.7. Instalație

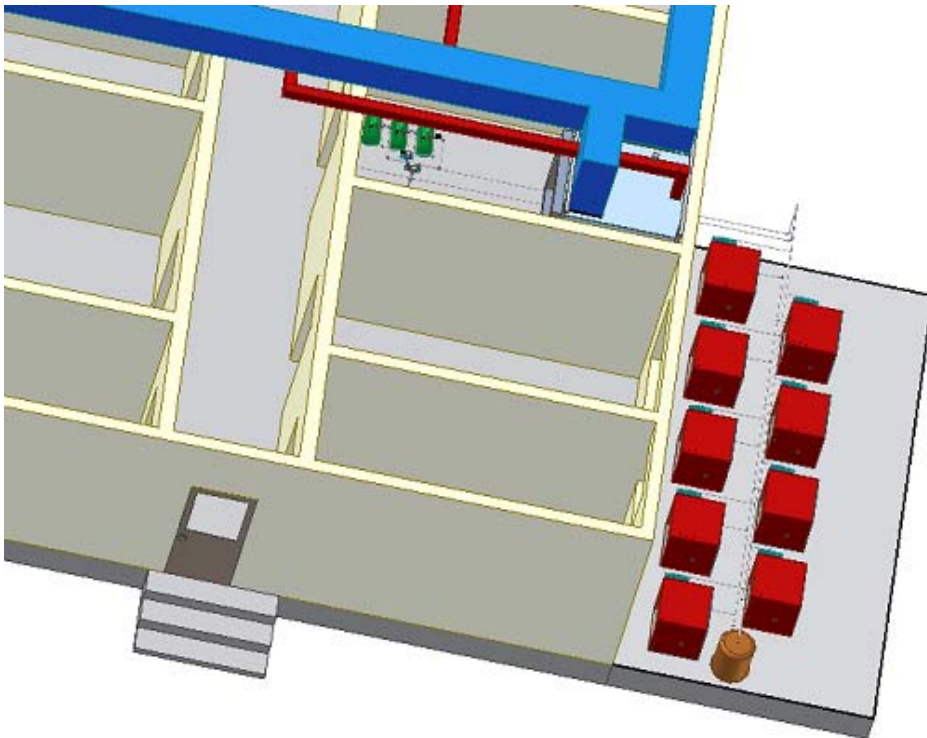


Fig. 15.8. Tubulatură

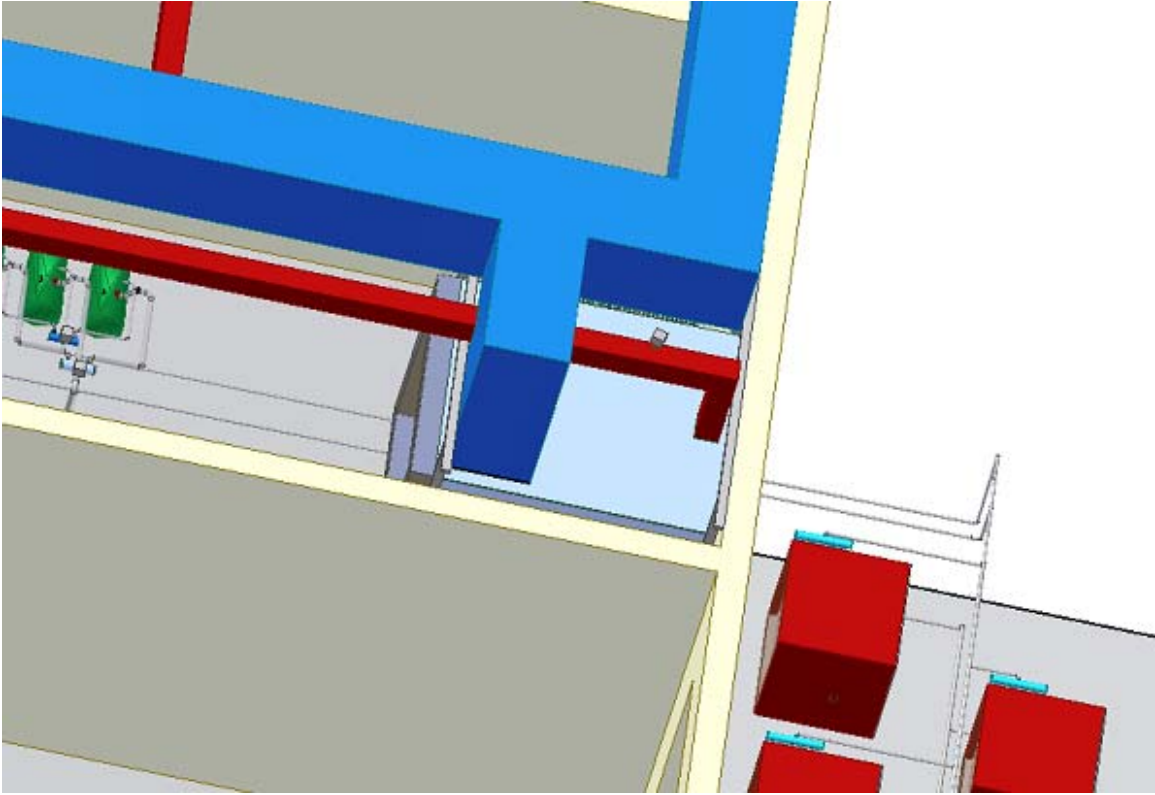


Fig. 15.9. Tubulatură

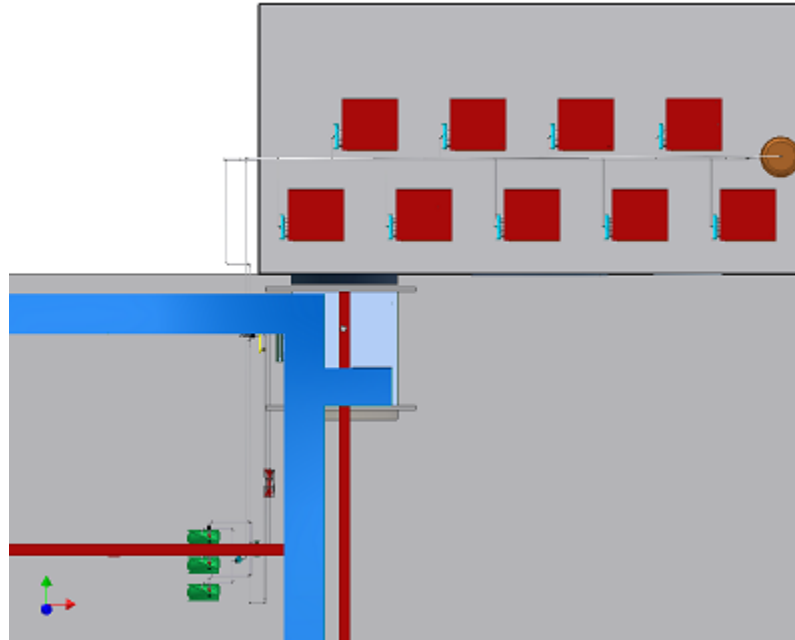


Fig. 15.10. Instalație

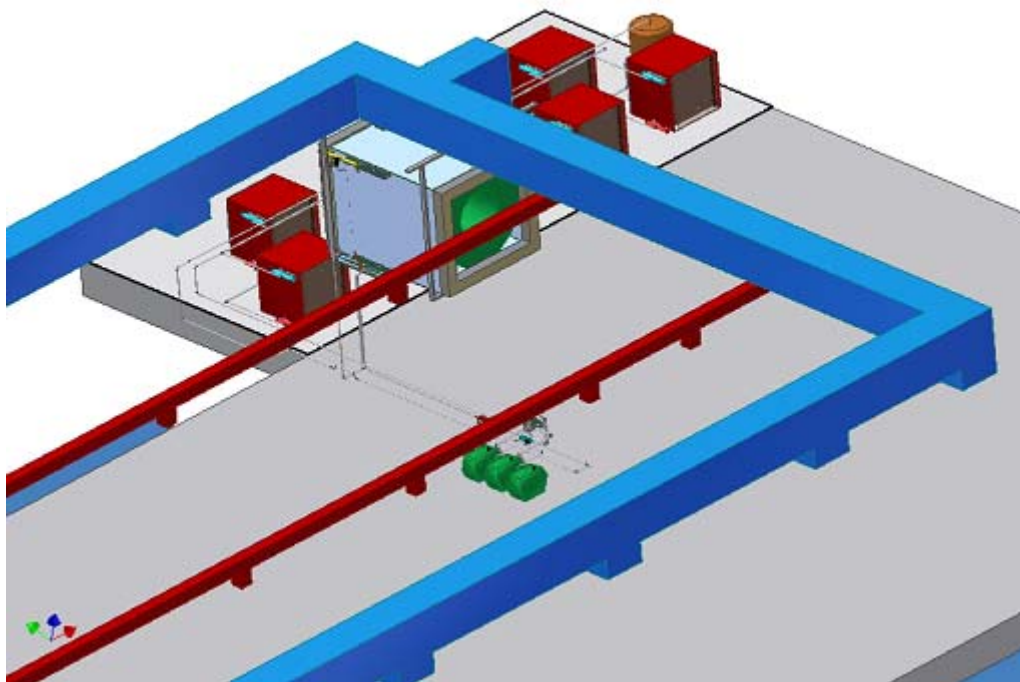


Fig. 15.11. Instalație

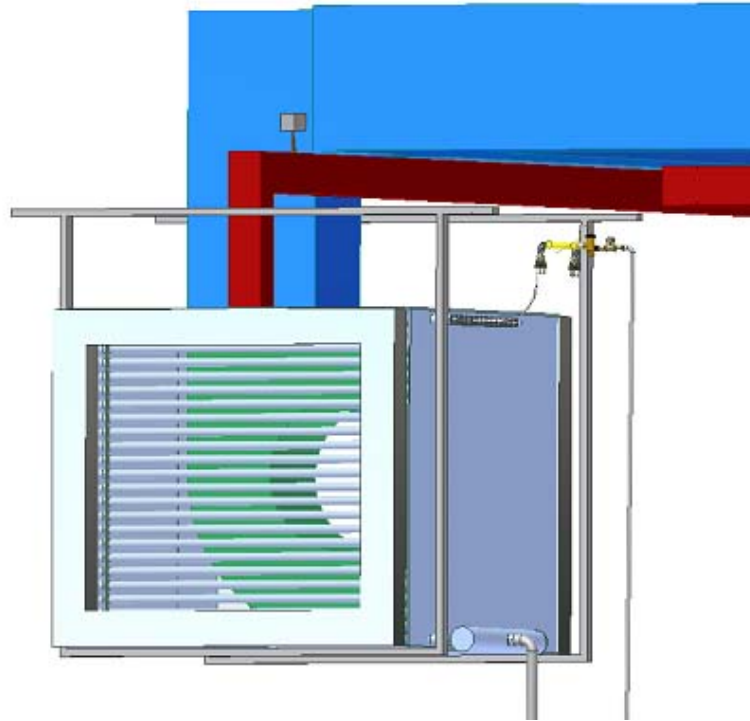


Fig. 15.12. Vaporizator

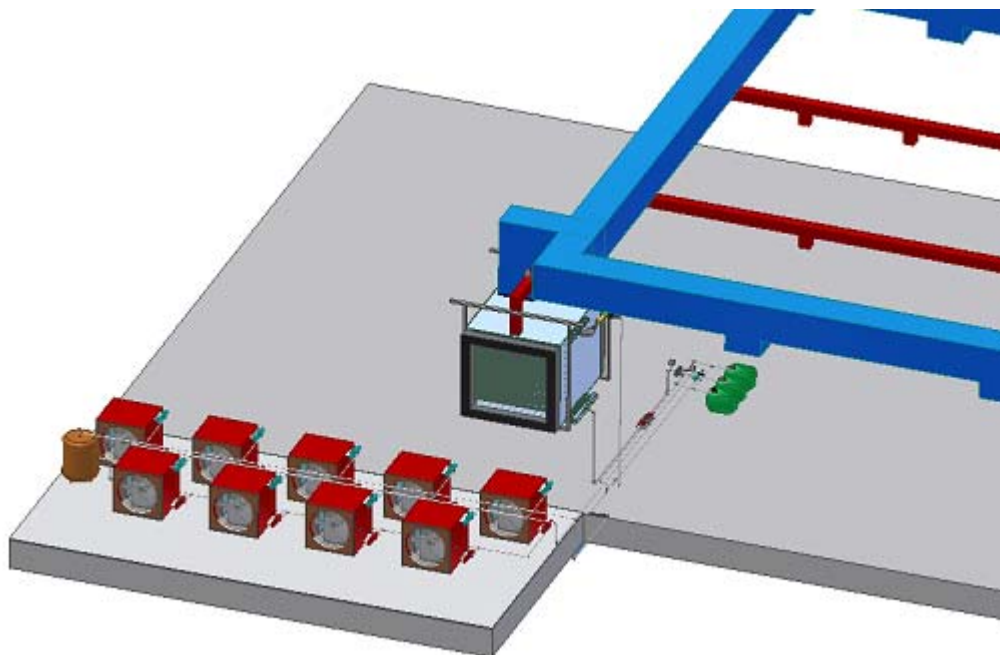


Fig. 15.13. Instalație

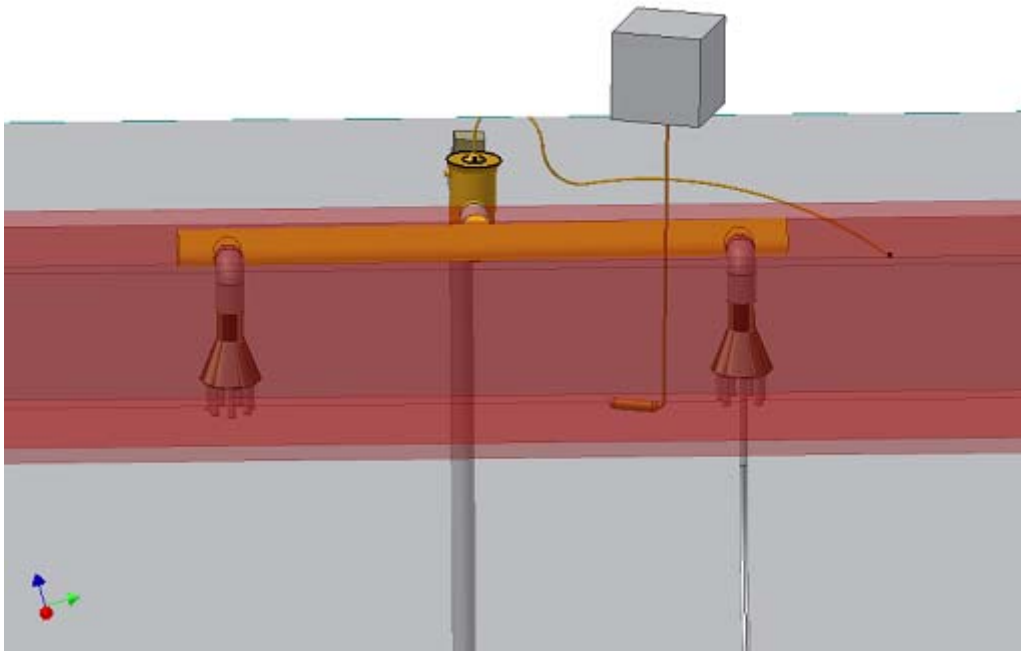


Fig. 15.14. Termostat

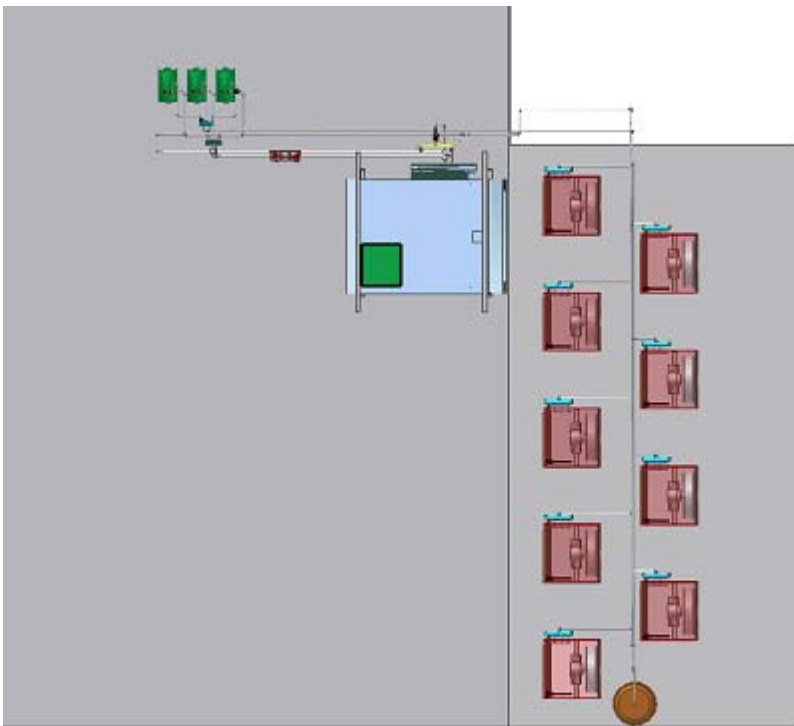


Fig. 15.15. Instalație

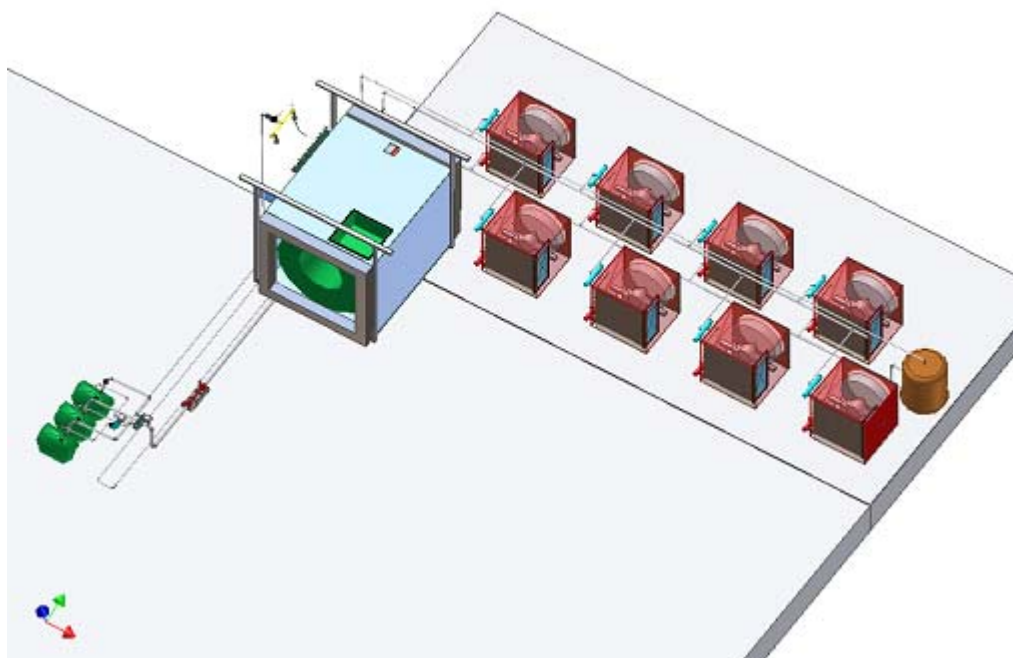


Fig. 15.16. Instalație

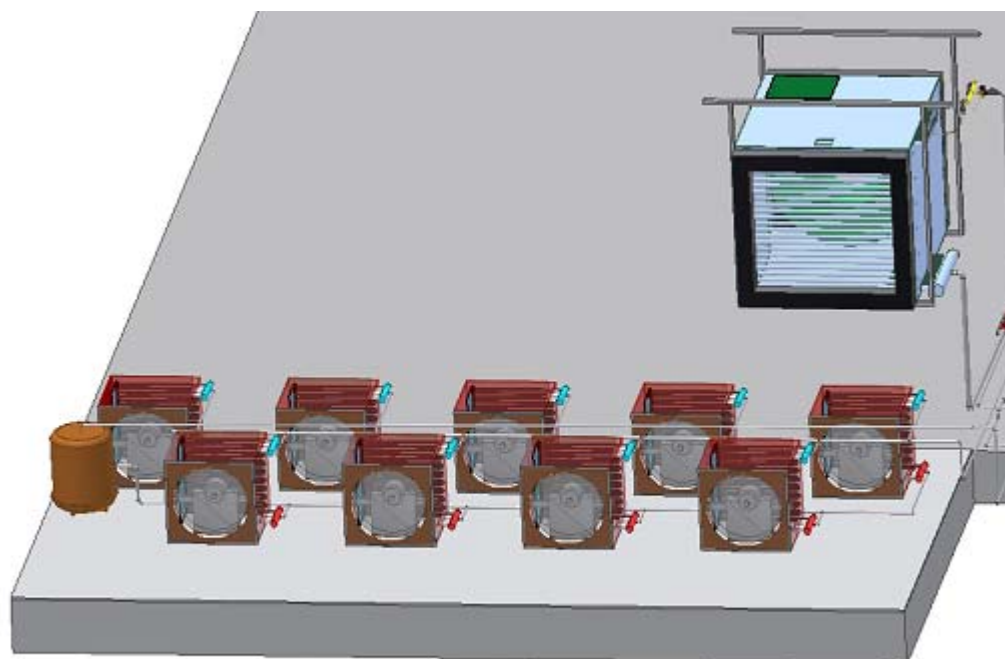


Fig. 15.17. Condensatoare

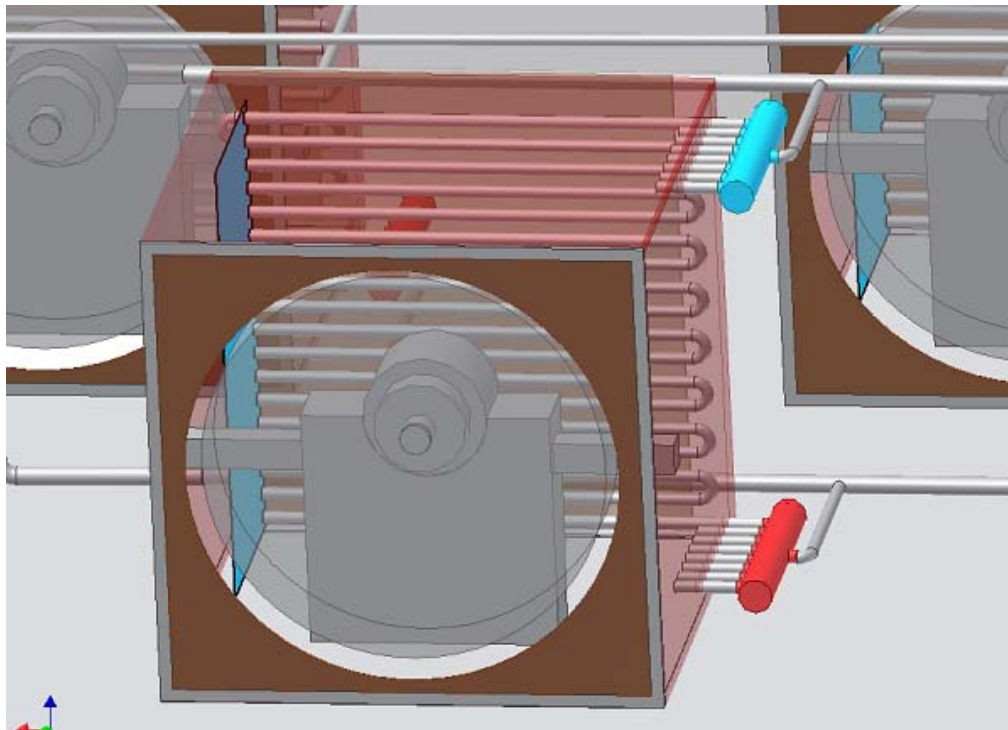


Fig. 15.18. Condensator

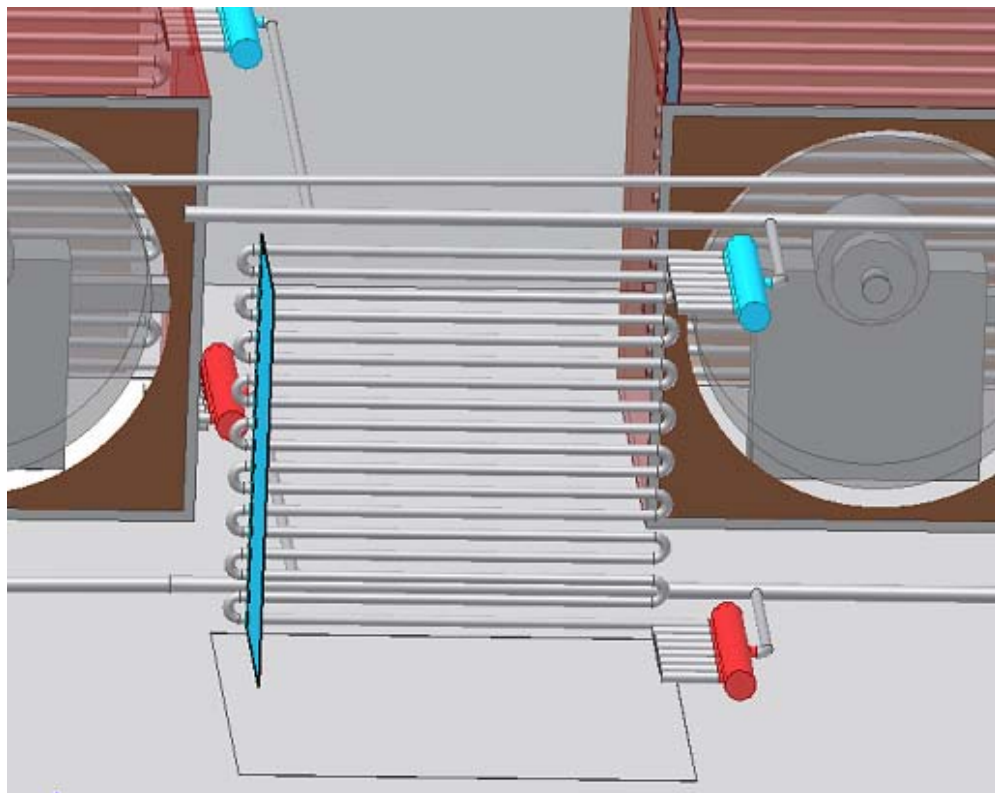


Fig. 15.19. Condensator

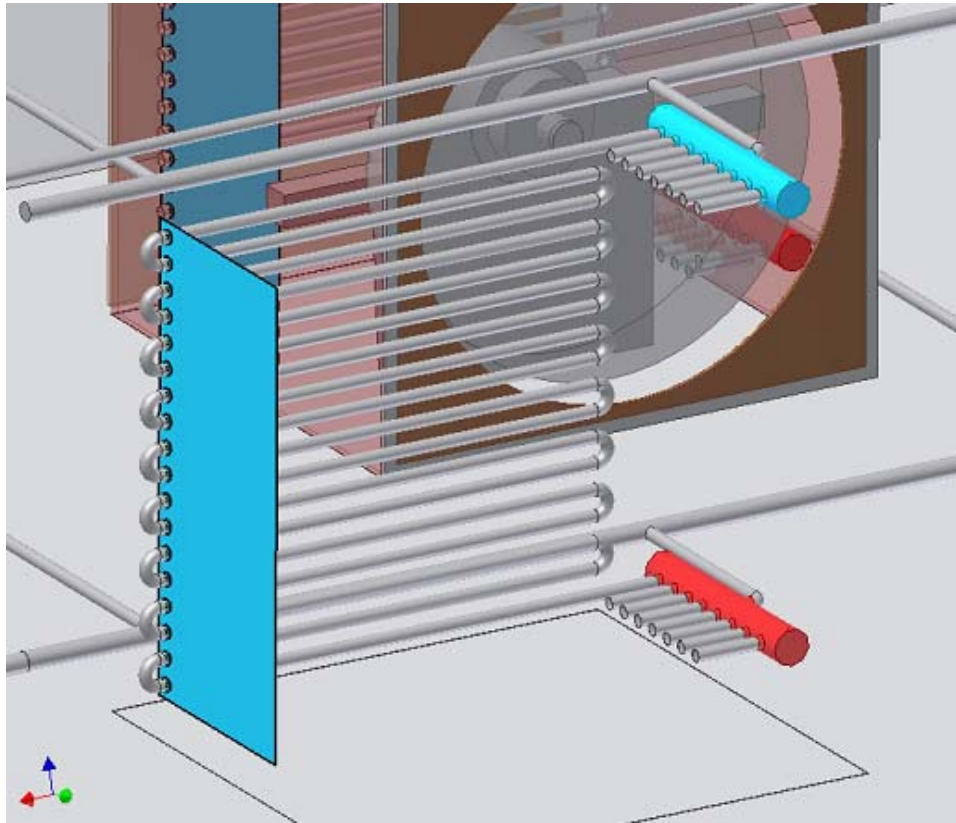


Fig. 15.20. Condensator

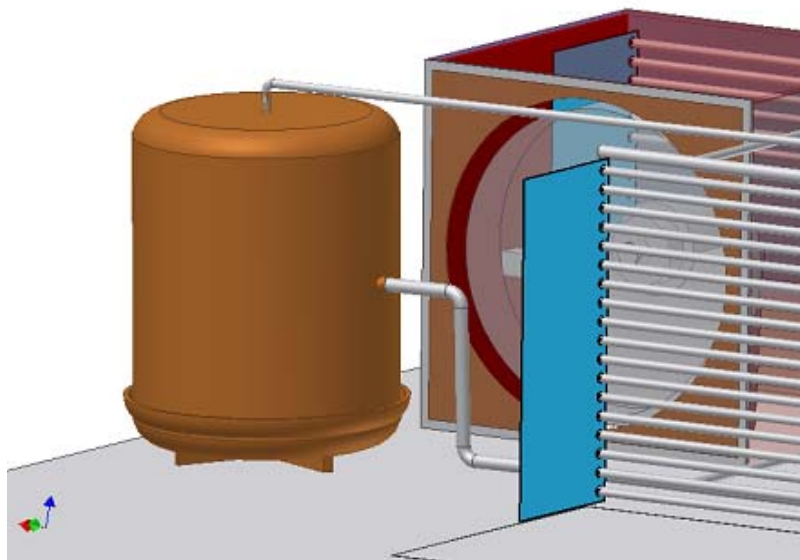


Fig. 15.21. Butelia de lichid



Fig. 15.22. Schimbător intern de căldură

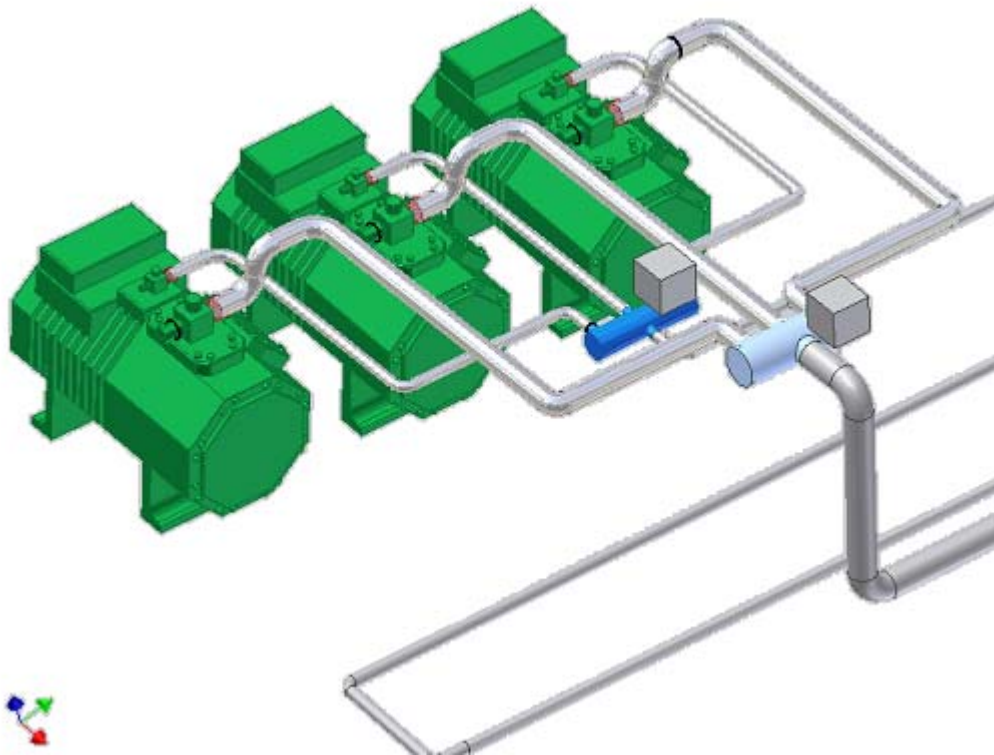


Fig. 15.23. Compresoare

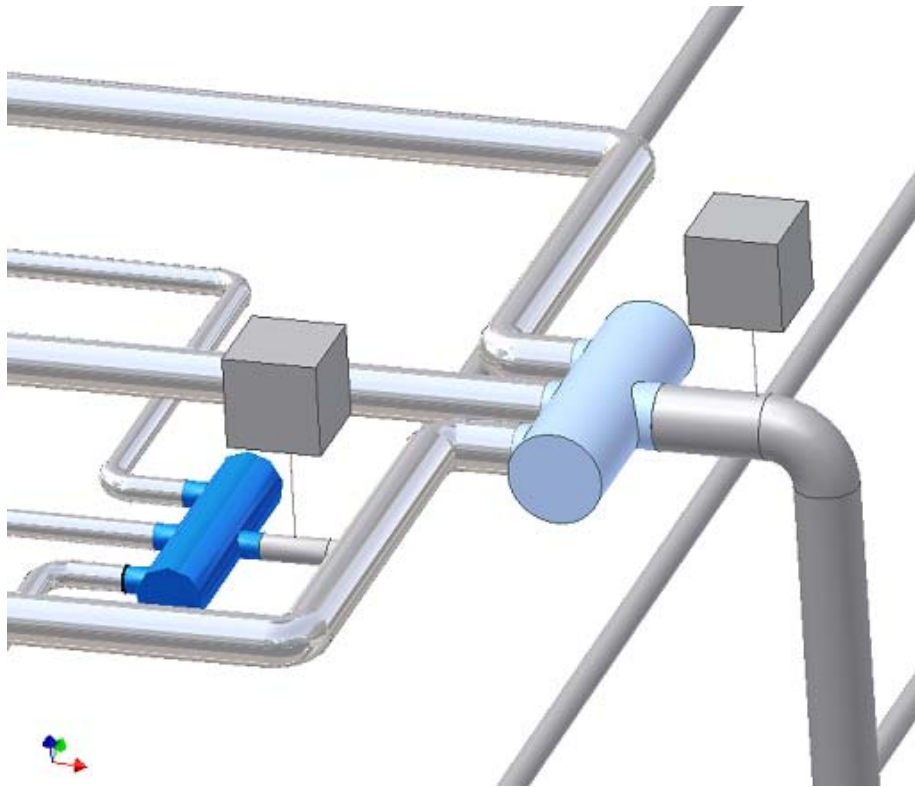


Fig. 15.24. Presostate

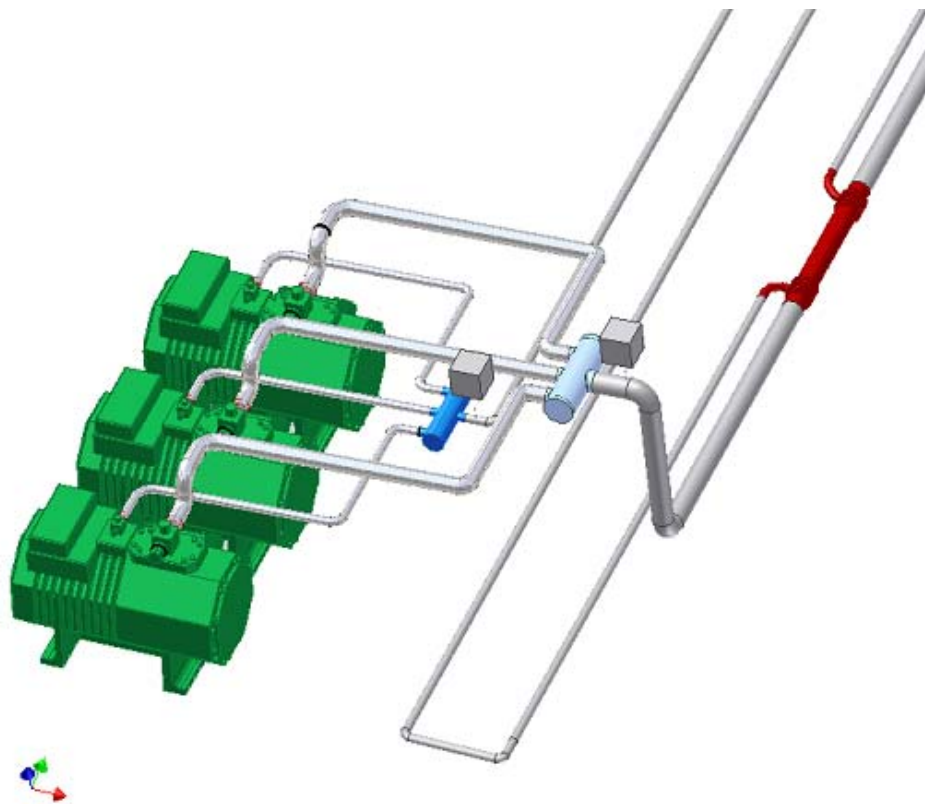


Fig. 15.25. Compressoare și schimbător intern de căldură

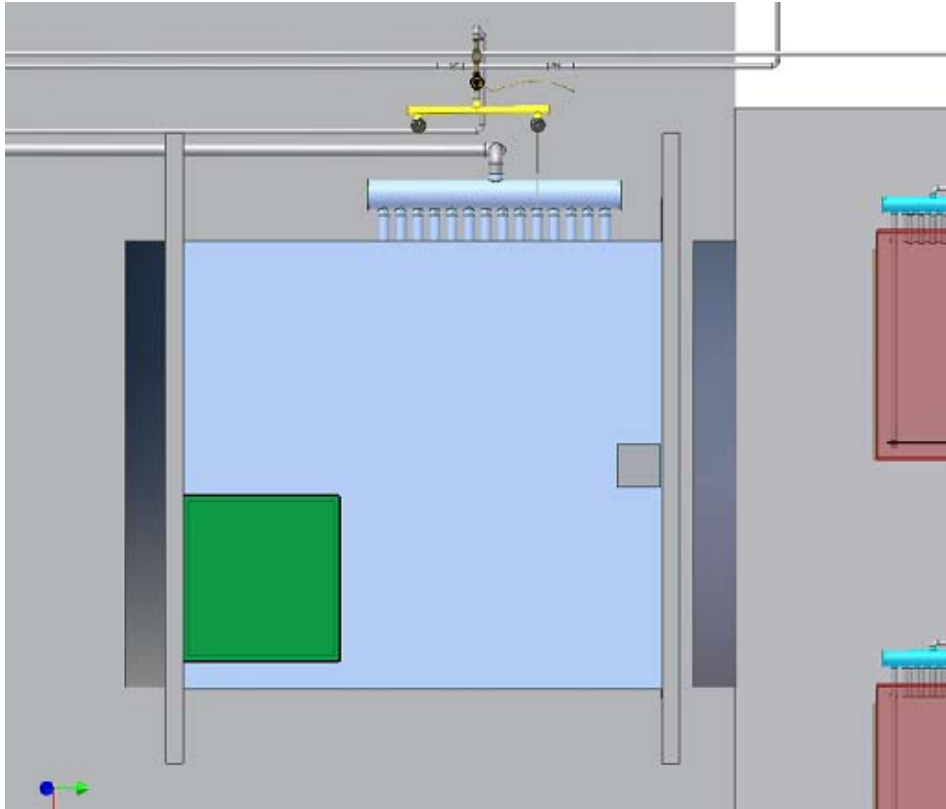


Fig. 15.26. Vaporizer

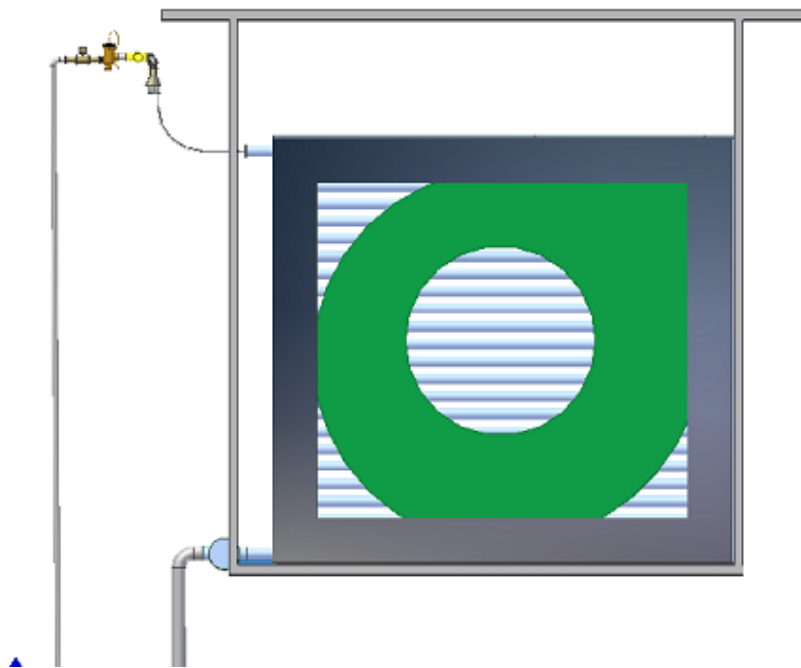


Fig. 15.27. Vaporizer

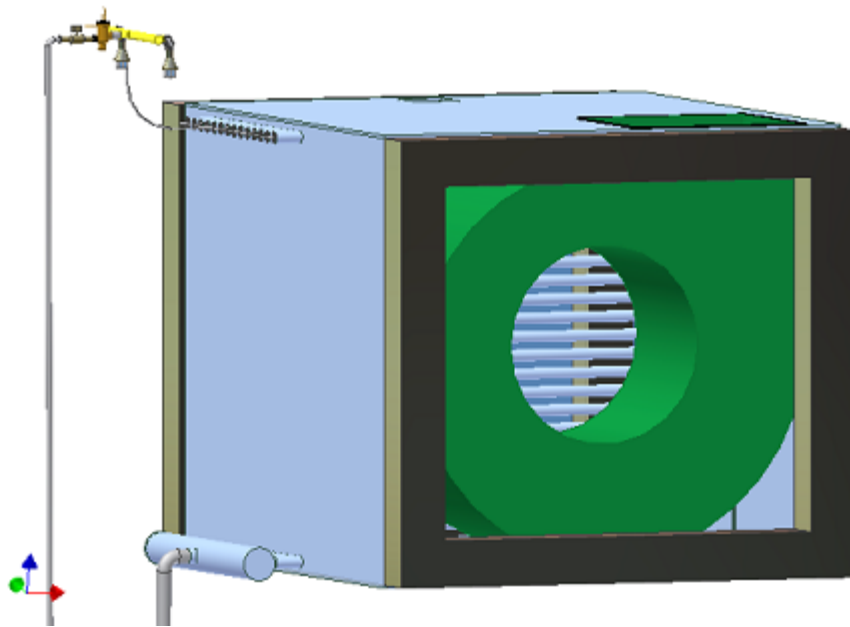


Fig. 15.28. Vaporizer

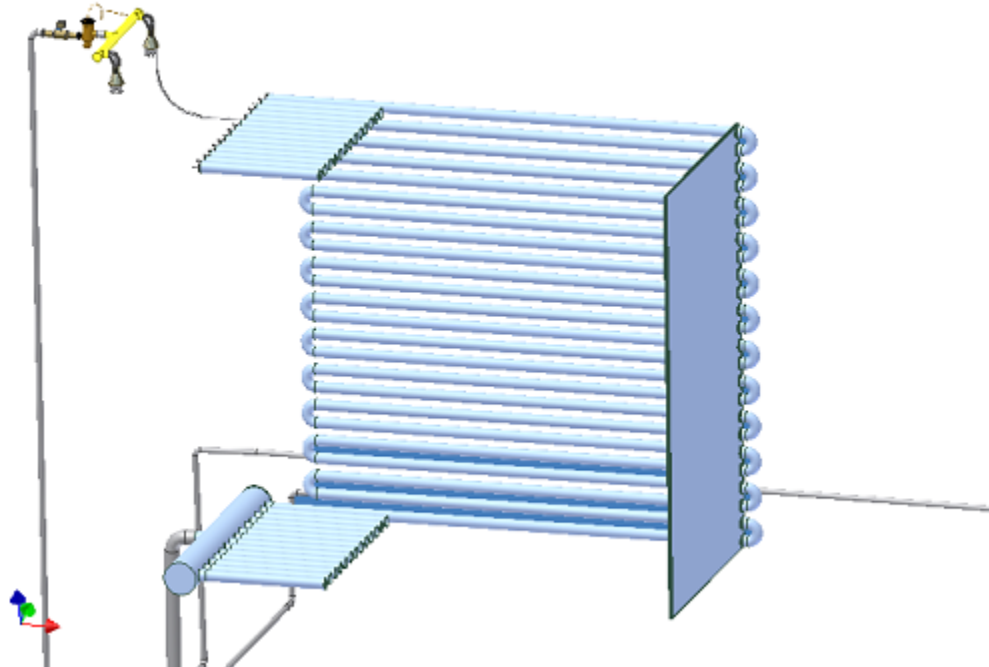


Fig. 15.29. Vaporizer

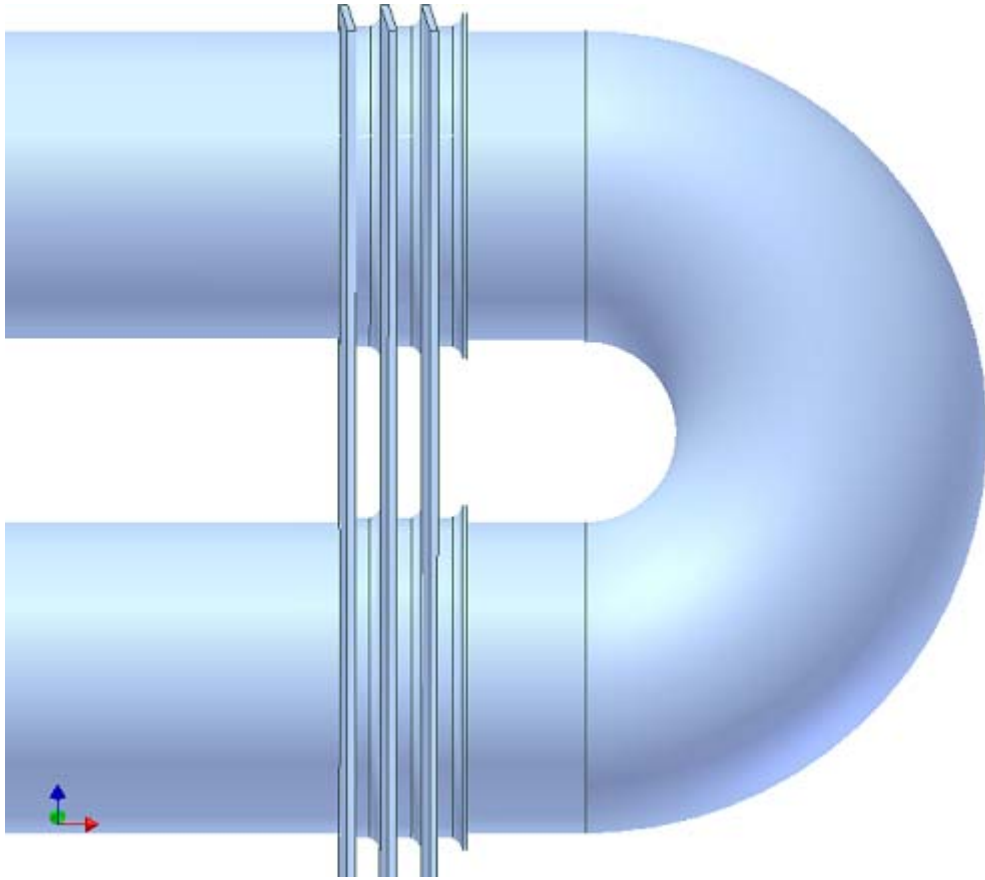


Fig. 15.30. Lamele vaporizator

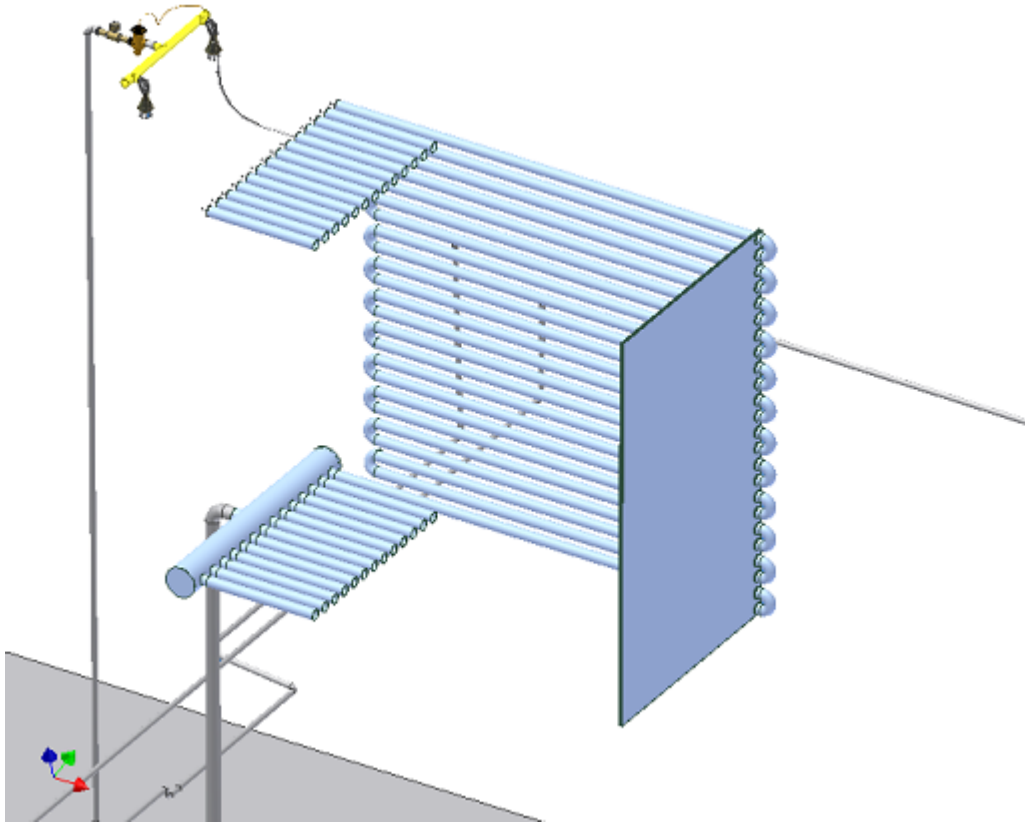


Fig. 15.31. Vaporizator

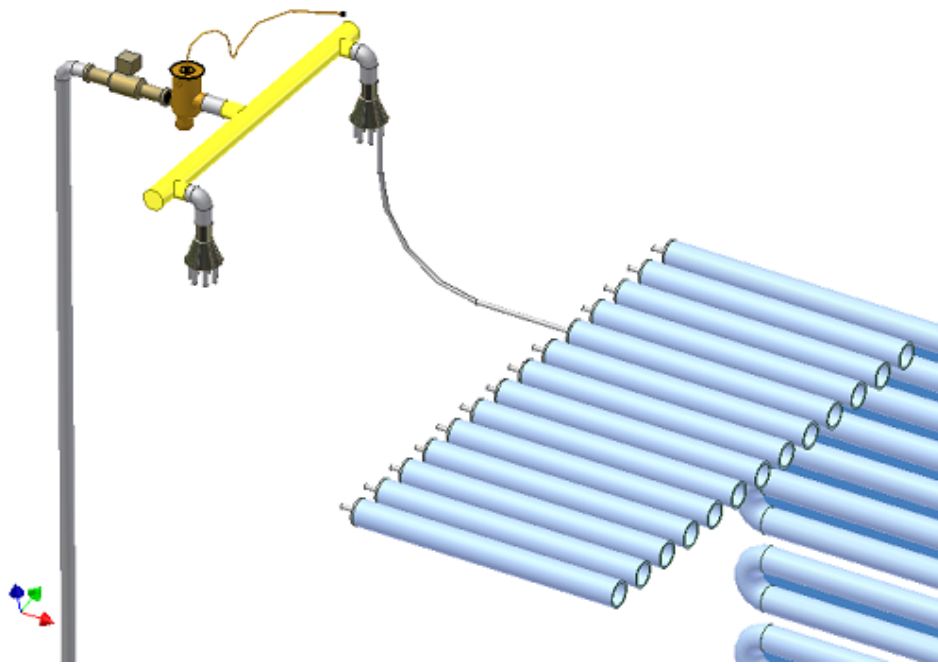


Fig. 15.32. Alimentare vaporizator

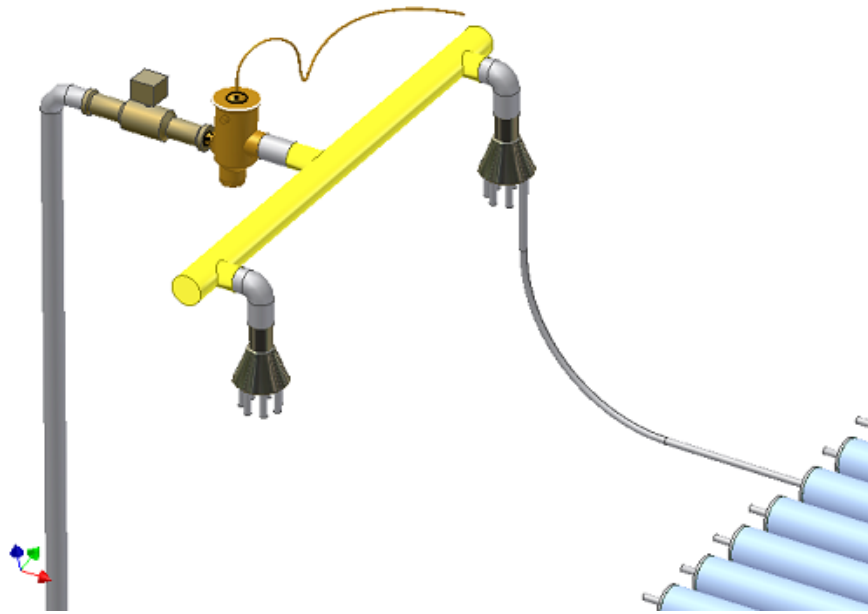


Fig. 15.33. Alimentare vaporizator

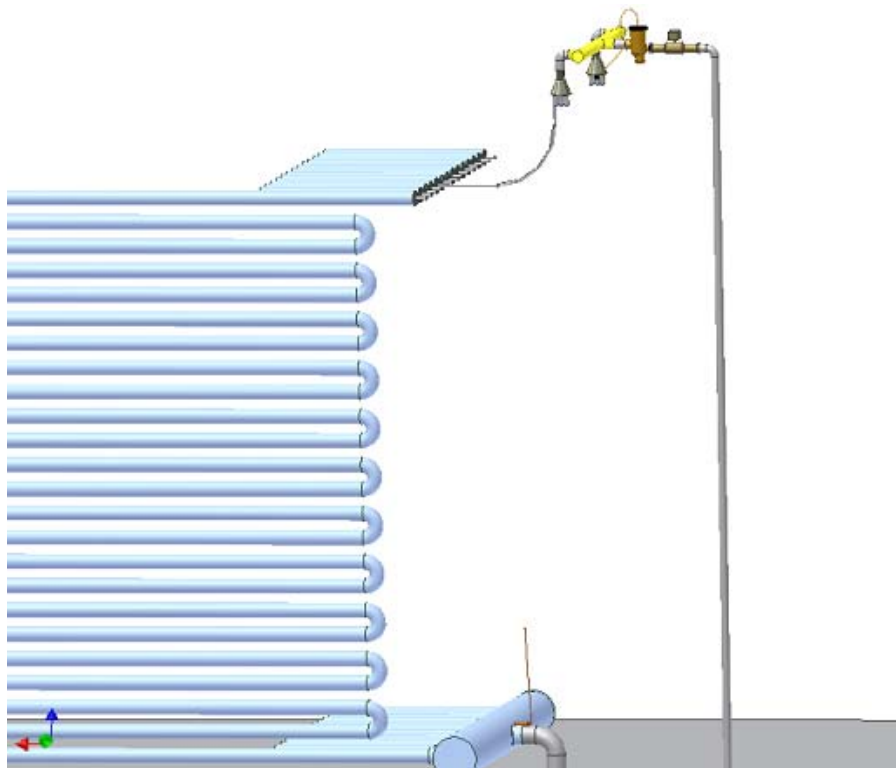


Fig. 15.34. Alimentare vaporizator

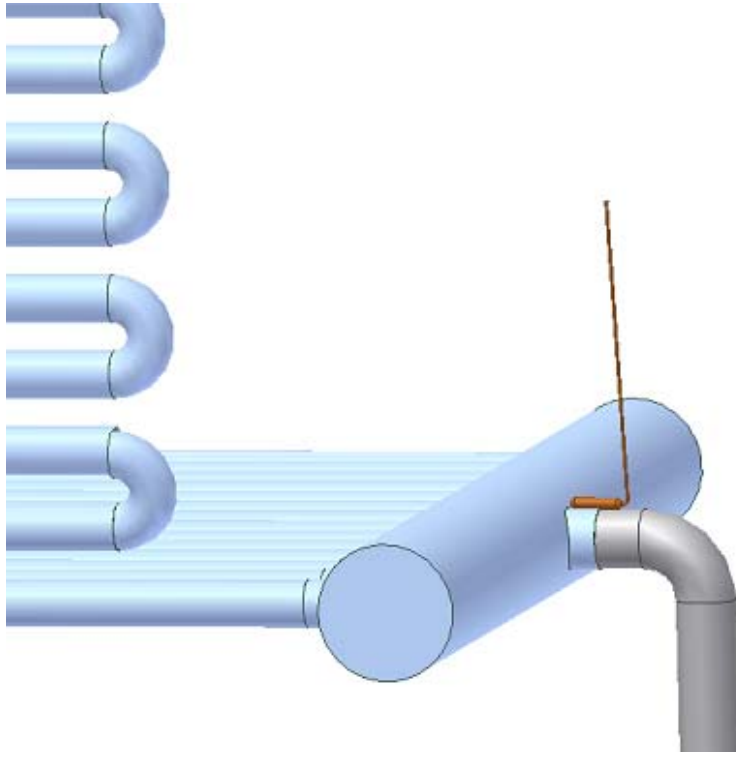


Fig. 15.35. Bulb ventil laminare termostatic

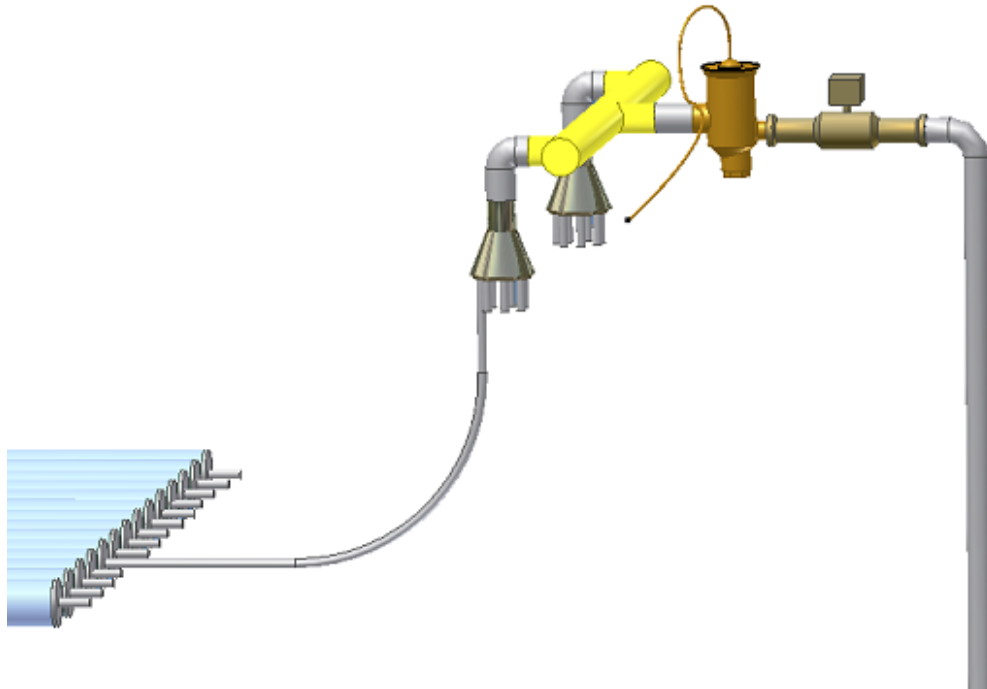


Fig. 15.36. Ventil de laminare termostatic

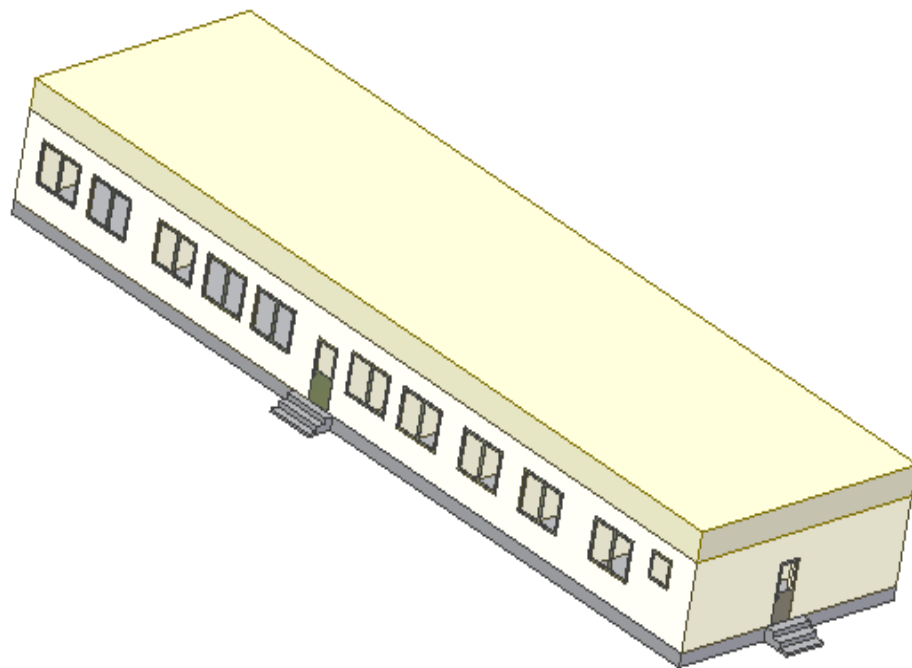


Fig. 15.37. Imobil cu birouri