

BREVIAR DE CALCUL

Baze de proiectare

- a) SR 1907/1997 - privind temperaturile de calcul exterioare, interioare, zona eoliana si calculul pierderilor de caldura, conform art.4.1 – I13-2015
- b) SR 1797/2014 - privind dimensionarea radiatoarelor
- c) Necesarul de căldură a fost calculat conform SR 1907/1997
- d) Temperaturile interioare s-au stabilit conform SR 1907-2-1997: birouri=20°C, cabinete medicale=22°C, grupuri sanitare=15°C, magazine=16°C, hol=18°C.
- e) STAS 6648/1,2 – Instalatii de ventilare si climatizare
- f) Normativ I13-2015 – Normativ pentru proiectarea, executarea si exploatarea instalatiilor de incalzire centrala
- g) Normativ I5-2022 – Normativ pentru proiectarea, executarea si exploatarea instalatiilor de ventilare si climatizare

Rezistențele termice ale elementelor de construcție:

- 1. pereți exteriori $R = 3.24 \text{ m}^2\text{K/W}$
- 2. ferestre $R = 0,75 \text{ m}^2\text{K/W}$
- 3. acoperis $R = 5.00 \text{ m}^2\text{K/W}$
- 4. sol $R = 1.10 \text{ m}^2\text{K/W}$

Investitia se gaseste in zona a IV-a de temperatura: $t_e = -21^\circ\text{C}$ si in zona IV eoliana (Brasov).

A. Instalația de încălzire

Bilantul termic (necesarul de căldură):

- pentru incalzire radiatoare 194 kW
- pentru preparare ACM cu boiler 90 kW
- total necesar Q_{ct} 284 kW

Puterea termica a cazanului pentru incalzire:

$$P_{cz} = Q_{ct} / \eta_i \times n$$

n - număr cazane $n = 4$

η_i - randamentul instalației

$$\eta_i = \eta_{cz} \times \eta_{rt} \times \eta_e$$

η_{cz} - randamentul cazanului $\eta_{cz} = 98 \%$

η_{rt} - randamentul rețelei de transport a agentului termic $\eta_{rt} = 95 \%$

η_e - randamentul de exploatare $\eta_e = 95 \%$

$$P_{cz} = 284 / 4 \times 0,98 \times 0,95 \times 0,95 = 81 \text{ kW.}$$

S-au ales patru cazane murale in condensatie avand puterea termica nominala 110 kW, fiecare.

Protejarea cazanelor se realizeaza cu vase de expansiune inchise (avand capacitatea 12 litri pentru fiecare cazan, respectiv 500 litri pentru instalatie) si supape de siguranta tarate la 3 bar.

Distributia agentului termic se va realiza prin conducte din otel.

Viteza agentului termic în conducte este de $0.2 \div 0.85 \text{ m/s}$ crescătoare de la corpurile de încălzire spre cazane.

A.1. Calculul supapei de siguranta – cazan

Capacitate nominala 110 kW.

Se determina parametrul A, unde P_2 – presiunea maxima de functionare a cazanului

$$A = \frac{Q}{1.61 \times 0.4 \times 0.35 \sqrt{\frac{1.1 \times P_2 + 1}{1}}} = 110 / \{1.61 \times 0.4 \times 0.35 \times \sqrt{[(1.1 \times 3) + 1] / 1}\} = 110 / 0.52 = 212 \text{ mm}^2$$

$$\text{Diametrul scaunului supapei } D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{[(4 \times 212) / 3.14]} = 16.4 \text{ mm}$$

Conform STAS 7134/86 pentru diametrele scaunelor supapelor de siguranta, racordurile acestora sunt: $d_o = 3/4''$

Se alege o supapa de siguranta cu diametrul de racord la cazan 3/4" (Di=21.25mm).
 Conform STAS 7132/86 cazanul se va echipa cu 2 supape (1 activa + 1 rezerva).
 Numarul de supape este dublat deoarece CT nu are supraveghere permanenta (conform ISCIR PT C11-2010). Centrala este in totalitate automatizata.
 Astfel, pentru fiecare cazan se prevede montarea a 2 supape de siguranta avand diametrul 3/4".

A.2. Calculul vasului de expansiune inchis

a) Pentru cazanul aferent instalatiei de incalzire

Volumul vasului de expansiune inchis se calculeaza cu relatia:

$$V_0 = 1,1 \times V_u \times p_{\min} / (p_{\max} - p_{\min}), \text{ unde:}$$

V_u – volumul util al vasului de expansiune inchis [l],

p_{\max} – presiunea maxima din vasul de expansiune inchis in timpul functionarii instalatiei [bar], stabilita astfel incat sa nu se depaseasca presiunea admisa in instalatia interioara, respectiv presiunea admisa in corpurile de incalzire

p_{\min} – presiunea minima din vasul de expansiune inchis in timpul functionarii instalatiei [bar], stabilita astfel incat presiunea in orice punct al instalatiei sa fie mai mare decat presiunea aburului saturat, corespunzatoare temperaturii apei din conducta de ducere (presiunea coloanei de apa din instalatie).

Volumul apei din instalatie:

$V_{\text{inst. cazan}}$: 20 litri

V_{inst} = 60 litri

Volumul de apa rezultat din dilatare:

$$V_u = 0,04 V_{\text{inst}}; V_u = 3.2 \text{ litri}$$

Volumul vasului de expansiune inchis:

$$V_{VEI} = 1,1 \times V_u \times \{1 / [1 - (p_{\min} / p_{\max})]\} = 1,1 \times 3.2 \times \{1 / [1 - (1,3/3,0)]\}; V_{VEI} = 6.2 \text{ litri}$$

Se va monta cate un vas de expansiune inchis, avand capacitatea de 12 litri pentru fiecare cazan.

b) Pentru instalatia de incalzire

Volumul vasului de expansiune inchis se calculeaza cu relatia:

$$V_0 = 1,1 \times V_u \times p_{\min} / (p_{\max} - p_{\min}), \text{ unde:}$$

V_u – volumul util al vasului de expansiune inchis [l],

p_{\max} – presiunea maxima din vasul de expansiune inchis in timpul functionarii instalatiei [bar], stabilita astfel incat sa nu se depaseasca presiunea admisa in instalatia interioara, respectiv presiunea admisa in corpurile de incalzire

p_{\min} – presiunea minima din vasul de expansiune inchis in timpul functionarii instalatiei [bar], stabilita astfel incat presiunea in orice punct al instalatiei sa fie mai mare decat presiunea aburului saturat, corespunzatoare temperaturii apei din conducta de ducere (presiunea coloanei de apa din instalatie).

Volumul apei din instalatie:

$V_{\text{inst radiatoare}}$: radiatoare otel, convectoare 8litri/1,162kW (pt. instalatie < 581kW)

radiatoare fonta 12litri/1,162kW (pt. instalatie < 581kW)

radiatoare aluminiu 10litri/1,162kW (pt. instalatie < 581kW)

alte radiatoare 8litri/1,162kW (pt. instalatie > 581kW)

$V_{\text{inst. radiatoare}}$: 1335 litri

$V_{\text{inst tevi}}$: $L \times \pi D^2 / 4 = 3500$ litri

V_{inst} = 4835 litri

Volumul de apa rezultat din dilatare:

$$V_u = 0,04 V_{\text{inst}}; V_u = 194 \text{ litri}$$

Volumul vasului de expansiune inchis:

$$V_{VEI} = 1,1 \times V_u \times \{1 / [1 - (p_{\min} / p_{\max})]\} = 1,1 \times 194 \times \{1 / [1 - (1,3/3,0)]\}; V_{VEI} = 374 \text{ litri}$$

Se va monta un vas de expansiune inchis, avand capacitatea de 500 litri pentru instalatie.

A.3. Calculul pompelor de circulație încălzire

a) pompa circulație agent termic încălzire „P1” – cazan/BEP

$$Q_i = 110 \text{ kW} = 94600 \text{ kcal/h}$$

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t = D \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t, \text{ unde:}$$

- Q - sarcina termică de încălzire
- G - debitul masic
- D - debitul volumic
- c - căldura specifică a apei
- Δt - diferența de temperatură dintre temperatura apei pe tur și retur
- γ - greutatea specifică a apei

$$D = Q / (\gamma \times c \times \Delta t) = 94600 / (972 \times 1 \times 20) = 4.9 \text{ mc/h}$$

Se alege o pompă simplă de circulație încălzire având $D = 6 \text{ mc/h}$; $H = 6 \text{ mCA}$.

b) pompa circulație agent termic încălzire „P2” – radiatoare

$$Q_i = 194 \text{ kW} = 166840 \text{ kcal/h}$$

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t = D \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t, \text{ unde:}$$

- Q - sarcina termică de încălzire
- G - debitul masic
- D - debitul volumic
- c - căldura specifică a apei
- Δt - diferența de temperatură dintre temperatura apei pe tur și retur
- γ - greutatea specifică a apei

$$D = Q / (\gamma \times c \times \Delta t) = 166840 / (972 \times 1 \times 20) = 8.6 \text{ mc/h}$$

Se alege o pompă dubla de circulație încălzire având $D = 10 \text{ mc/h}$; $H = 8 \text{ mCA}$.

c) pompa circulație agent termic încălzire „P3” – preparare ACM cu boiler

$$Q_i = 90 \text{ kW} = 77400 \text{ kcal/h}$$

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t = D \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t, \text{ unde:}$$

- Q - sarcina termică de încălzire
- G - debitul masic
- D - debitul volumic
- c - căldura specifică a apei
- Δt - diferența de temperatură dintre temperatura apei pe tur și retur
- γ - greutatea specifică a apei

$$D = Q / (\gamma \times c \times \Delta t) = 77400 / (972 \times 1 \times 20) = 4 \text{ mc/h}$$

Se alege o pompă dubla de circulație încălzire având $D = 5 \text{ mc/h}$; $H = 4 \text{ mCA}$.

A.4. Calculul BEP

$$Q_{\text{inst}} = 440 \text{ kW} (378400 \text{ Kcal/h}).$$

$$D = \sqrt{Q / (\pi \times \mu \times c \times \Delta t)};$$

$$D = \sqrt{378400 / (3,14 \times 0,2 \times 1 \times 20)}$$

$$D = \sqrt{30127}$$

$$D = 174 \text{ mm}$$

Se alege o butelie egalizare presiune având:

$$D = 323.9 \times 7.1 \text{ mm}$$

$$H = 1730 \text{ mm}$$

$$4 \text{ racorduri de } 108 \times 4 \text{ mm}$$

A.5. Calculul distribuitorului/colectorului apă caldă

$$Q_{\text{inst}} = 440 \text{ kW} (378400 \text{ Kcal/h}).$$

$$D = \sqrt{Q / (\pi \times \mu \times c \times \Delta t)};$$

$$D = \sqrt{378400 / (3,14 \times 0,2 \times 1 \times 20)}$$

$$D = \sqrt{30127}$$

$$D = 174 \text{ mm}$$

Se alege un distribuitor/colector având: $D = 194 \times 7 \text{ mm}$
 $L = 1320 \text{ mm}$

A.6. Calculul prizei de aer in centrala termica

25 cmp pentru 1 Nmc/h

8500 Kcal/Nmc – putere calorifica gaz metan

Putere centrala termica $Q = 440 \text{ kW} = 378400 \text{ Kcal/h}$

$Q/8500 = 378400/8500 = 45 \text{ Nmc/h}$

25 cmp/Nmc $\times 45 \text{ Nmc} = 1125 \text{ cmp} = 0.11 \text{ mp}$ (suprafata necesara)

Rezulta priza aer: $L \times h = 400 \times 400 \text{ mm} = 0.16 \text{ mp}$

A.7. Calculul coşului de fum

Calculul secţiunii:

$S = (0,01 \times Q) / (100 \times \sqrt{H}) = \pi \times D^2 / 4$; unde:

Q – sarcina termică a cazanului/cazanelor (kcal/h)

H – înălţimea coşului

D – diametrul coşului

$S = (0,01 \times 378400) / (100 \times \sqrt{8}) = 13 \text{ dm}^2 = 0,13 \text{ m}^2$

$D = \sqrt{(4 \times S) / \pi} = \sqrt{(4 \times 0,13) / 3,14} = 0,40 \text{ m} = 400 \text{ mm}$

Se va confectiona un cos de fum avand $D_i = 400 \text{ mm}$ şi $H = 8 \text{ m}$.

B. Instalaţia de climatizare tip VRV

Instalaţia de climatizare creaza conditiile de microclimat asigurand încălzirea in timpul sezonului rece si racirea in timpul sezonului cald.

Sistemul de climatizare este compus din module (unitati exterioare) pentru climatizare tip VRV, functionand cu agent frigorific R410A, sistem doua tevi.

Bilantul termic (necesarul de căldură) total = 350/308 kW.

Modulul exterior de climatizare va avea puterea termica totala incalzire/racire = 391.5/343 kW.

Circulatia aerului interior se realizeaza prin intermediul unitatilor interioare tip caseta de plafon cu refulare pe patru directii si aspiratie centrala, cat si prin intermediul unitatilor interioare de tip duct.

C. Instalaţia de ventilare grupuri sanitare

Grupurile sanitare vor fi mentinute in depresiune cu ajutorul instalatiei mecanice de ventilare - evacuare.

Aspiratia aerului viciat se realizeaza prin intermediul ventilatoarelor axiale prevazute in plafoanele false. Ventilatorul are debitul de aer 88 mc/h.

Transferul aerului dinspre hol spre grupul sanitar se realizeaza prin intermediul grilei de transfer prevazuta in usa.

Tubulatura de aspiratie este circulara, realizata din tabla zincata. Aceasta nu se va izola termic.

Refularea aerului catre exterior se realizeaza prin intermediul grilei de refulare prevazuta in peretele exterior. Grila de refulare este prevazuta cu plasa din sarma antiinsecte.

Proiectant,
ing. Adrian Stoica