

OBLICZENIA

**do projektu przebudowy instalacji co
w budynku Szkoły Podstawowej w Masłowicach
Masłowice 1, gm. Wieluń**

Spis treści:

- 1. Zapotrzebowania ciepła na cele ogrzewania**
- 2. Dobór grzejników**
- 3. Obliczenie hydrauliczne instalacji co**
- 4. Obliczenie regulacji wstępnej instalacji co**
- 5. Zapotrzebowanie ciepła na cele cwu**
- 6. Dobór wymiennika ciepła**
- 7. Dobór naczynia wzbiorczego otwartego**
- 8. Dobór naczynia przeponowego**
- 9. Dobór pompy obiegowej co nr 1**
- 10. Dobór pompy obiegowej co nr 2**
- 11. Dobór pompy obiegowej co nr 3**
- 12. Dobór mieszaczy trójdrogowych**
- 13. Dobór podgrzewacza cw**
- 14. Dobór pompy obiegowej cw**
- 15. Dobór pompy cyrkulacyjnej cw**
- 16. Dobór naczynia przeponowego cw**
- 17. Dobór pompy obiegowej kotłów (pierwotnej)**
- 18. Dobór zaworów bezpieczeństwa**
- 19. Dobór elementów wentylacyjnych**
- 20. Dobór ciepłomierza dla części mieszkalnej**
- 21. Roczne zapotrzebowanie ciepła**
- 22. Zapotrzebowanie paliwa**

Ogrzewanie budynku Szkoły Podstawowej w Masłowicach

Masłowice 1, gm. Wieluń

I. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE OGRZEWANIA

Obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:	$Q = 79,9 \text{ kW}$
Kubatura budynku:	$V = 5250,0 \text{ m}^3$
Oblicz. zapotrzebowanie ciepła na 1 m^3 budynku:	$q = 15,2 \text{ W/m}^3$

1. Założenia do obliczeń

Rodzaj budynku:	średni
Rodzaj ogrzewania:	wodne pompowe
Oblicz. temp. wody:	$70/55^\circ\text{C}$
Strefa klimatyczna:	III
Oblicz. temp. zewn.:	-18°C
Oblicz. temp. strychu:	-16°C
Oblicz. temp. piwnic:	$+5^\circ\text{C}$

2. Przyjęta technika obliczeń

Obliczenia wykonano przy pomocy programu komputerowego „Audyt O.Z.C.” P.W.

II. DOBÓR GRZEJNIKÓW

Na podstawie obliczonego zapotrzebowania ciepła, temperatur pomieszczeń i parametrów czynnika grzejnego dobrano przy pomocy programu komputerowego „Audyt C.O.”, grzejniki stalowe płytowe z podłączeniem dolnym typu PURMO CV o wysokości 300, 500, 600 i 900 mm jedno, dwu i trzy płytowe oraz łazienkowe typu SANTORINI (w części mieszkalnej) o wysokości 714 i 1134 mm firmy PURMO.

Wielkości grzejników podano na rysunkach.

III. OBLICZENIE HYDRAULICZNE INSTALACJI CO

1. Opory przepływu czynnika grzejnego określono na podstawie „Wytycznych projektowania ...”.
2. Opór instalacji co z zaworami termostatycznymi wynosi:

$$\begin{aligned} h_{co1} &= 1,31 \text{ msw} \\ h_{co2} &= 1,49 \text{ msw} \\ h_{co3} &= 1,33 \text{ msw} \end{aligned}$$

Obliczenia hydrauliczne wykonano w całości przy pomocy programu komputerowego „Audyt C.O.” P.W.

IV. OBLICZENIE REGULACJI WSTĘPNEJ INSTALACJI CO

1. Wyliczone nadwyżki ciśnienia w poszczególnych obiegach grzejnikowych odniesiono do nomogramu DANFOSSA dla zaworów termostatycznych określając wielkości nastaw wstępnych.
2. Nadwyżki ciśnienia do zdławienia i wielkości nastaw zaworów termostatycznych podano w obliczeniach hydraulicznych instalacji co i ct w tabeli „Wyniki – Nastawy”.

Obliczenia nastaw zaworów termostatycznych wykonano w całości przy pomocy programu komputerowego „Audyt C.O.” P.W.

V. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE CWU

1. Dane wyjściowe

- liczba uczniów: $n = 100$ os.
- jednostkowe godzinowe zapotrzebowanie ciepłej wody dla ucznia: $q_h = 1,2 \text{ l/h} \times \text{os.}$
- jednostkowe dobowe zapotrzebowanie ciepłej wody dla ucznia: $q_d = 8,0 \text{ l/d} \times \text{os.}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$

2. Godzinowe zapotrzebowanie cwu

$$\begin{aligned} G_h &= n \times q_h \\ G_h &= 100 \times 1,2 = 120 \text{ l/h} \end{aligned}$$

3. Dobowe zapotrzebowanie cwu

$$\begin{aligned} G_d &= n \times g_d \\ G_d &= 100 \times 8,0 = 800 \text{ l/d} \end{aligned}$$

4. Zapotrzebowanie ciepła

$$Q_h = G_h \times C \times \Delta t$$

$$Q_h = 120 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 6\,280 \text{ W}$$

$$Q_h = 6,3 \text{ kW}$$

$$Q_d = G_d \times C \times \Delta t$$

$$Q_d = 800 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 41\,868 \text{ W}$$

$$Q_d = 41,9 \text{ kW}$$

VI. DOBÓR WYMIENNIKA CIEPŁA

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła: $Q = Q_{co} + Q_{cwu} = 79,9 + 6,3 = 86,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury wody kotłowej: $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- obliczeniowe temperatury wody instalacyjnej: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

2. Ilość wody kotłowej

$$G_s = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_s}$$

$$G_s = \frac{86,2 \times 860}{1 \times (80 - 60)} = 3\,706,6 \text{ l/h}$$

$$G_s = 3,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Ilość wody instalacyjnej

$$G_i = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_i}$$

$$G_i = \frac{86,2 \times 860}{1 \times (70 - 55)} = 4\,924,1 \text{ l/h}$$

$$G_i = 4,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

4. Dobór wymiennika

- w oparciu o program doboru komputerowego przyjęto wymiennik płytowy lutowany firmy DANFOSS typu XB 51H-1 36 o wielkości:

$$Q = 120 \text{ kW}$$

$$G_s = 5,05 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_i = 7,01 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_s = 7,8 \text{ kPa}$$

$$H_i = 13,0 \text{ kPa}$$

W załączeniu karta doboru wymiennika.

VII. DOBÓR NACZYNIA WZBIORCZEGO OTWARTEGO

1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów: $Q_k = 70 + 70 = 140 \text{ kW}$
- pojemność wodna kotłów: $V_k = 2 \times 240 = 480 \text{ l}$
- pojemność rurociągów i wymiennika: przyjęto $V_{r+w} = 40 \text{ l}$

2. Pojemność zładu

$$V_{zl} = V_k + V_{r+w}$$

$$V_{zl} = 480 + 40 = 520 \text{ l}$$

3. Pojemność użytkowa naczynia

$$V_u = 0,04 \times V_{zl}$$

$$V_u = 0,04 \times 520 = 20,8 \text{ l}$$

4. Dobór naczynia

- przyjęto naczynie wzbiornicze otwarte o pojemności całkowitej $V_c = 45 \text{ l}$ i wymiarach $30 \times 30 \times 50 \text{ cm}$.
Usytuowanie naczynia w pomieszczeniu wc na parterze budynku pod stropem na stelażu stalowym.
Naczynie z blachy stalowej czarnej grub. 4 mm zabezpieczone farbą antykorozyjną.

VIII.DOBÓR NACZYNIA PRZEPONOWEGO**1. Dane wyjściowe**

- oblicz. zapotrzebowanie ciepła: $Q = 79,9 \text{ kW}$
- rodzaj grzejników: stalowe płytowe
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu: $p_w = \frac{p_{st}}{10} + 0,5 = \frac{8}{10} + 0,5 = 1,3 \text{ bar}$
- dopuszczalne ciśnienie robocze: $p_d = 3 \text{ bar}$
- ubytki eksploatacyjne: $E = 1\%$

2. Pojemność instalacji

- pojemność instalacji co: dla $Q = 79,9 \text{ kW}$ i grzejników płytowych z nomogramu odczytano pojemność $V_{co} = 700 \text{ l}$

$$V = V_{co}$$

$$V = 700 \text{ l}$$

3. Pojemność użytkowa naczynia

$$V_u = 1,1 \times V \times \gamma \times \Delta V$$

$$V_u = 1,1 \times 700 \times 0,9996 \times 0,0195 = 15,0 \text{ l}$$

4. Pojemność całkowita naczynia

$$V_c = V_u \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_w}$$

$$V_c = 15,0 \times \frac{3 + 1}{3 - 1,3} = 35,3 \text{ l}$$

5. Pojemność użytkowa naczynia z rezerwą eksploatacyjną

$$V_{ur} = V_u + V \times E \times 10$$

$$V_{ur} = 15,0 + 0,7 \times 1 \times 10 = 22,0 \text{ l}$$

6. Ciśnienie wstępne naczynia wzbiorniczego przeponowego

$$p_r = \left(\frac{p_d + 1}{1 + \frac{V_u}{V_{ur} \left(\frac{p_d + 1}{p_d - p_w} - 1 \right)}} \right) - 1$$

$$p_r = \left(\frac{3 + 1}{1 + \frac{15,0}{22,0 \times \left(\frac{3 + 1}{3 - 1,0} - 1 \right)}} \right) - 1 = 1,7 \text{ bar}$$

7. Pojemność całkowita naczynia wzbiorniczego przeponowego z uwzględnieniem ubytków eksploatacyjnych

$$V_{cr} = V_{ur} \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_r}$$

$$V_{cr} = 22,0 \times \frac{3 + 1}{3 - 1,7} = 67,7 \text{ l}$$

8. Dobór naczynia wzbiorniczego przeponowego

- przyjęto naczynie wzbiornicze przeponowe firmy REFLEX typu NG 80/6 o wielkości:
 $V_c = 80 \text{ l}$
 $D = 480 \text{ mm}$
 $H = 538 \text{ mm}$
 $d_n = 25 \text{ mm}$
 $p_w = 1,5 \text{ bar}$
 $p_d = 6 \text{ bar}$

Uwaga: Ciśnienie wstępne poduszki gazowej w naczyniu 1,5 bar należy zwiększyć do 1,7 bar.

IX. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 1**1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla pierwszego obiegu (część dydaktyczna – parter):
 $Q_{co1} = 44,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji: $h_{co1} = 1,3 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto $h_w = 2,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 44,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co1} + h_w$$

$$H_p = 1,3 + 2,0 = 3,3 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową co nr 1 firmy GRUNDFOS typu MAGNA 40-80 F o parametrach:
 $V_p = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,3 \text{ msw}$
 $N_s = 57,5 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze kołnierzowe: $d_n = 40 \text{ mm}$

X. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 2**1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla drugiego obiegu (część dydaktyczna – piętro):
 $Q_{co2} = 29,6 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji: $h_{co2} = 1,5 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto $h_w = 2,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 29,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co2} + h_w$$

$$H_p = 1,5 + 2,0 = 3,5 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto do dalszej eksploatacji, jako pompę obiegową co nr 2, istniejącą pompę firmy GRUNDFOS typu UPE 32-80 180 o parametrach:
 $V_p = 2,0 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,5 \text{ msw}$
 $N_s = 127 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 32 \text{ mm}$

XI. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 3**1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla trzeciego obiegu (część mieszkalna – piętro):
 $Q_{co3} = 6,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji: $h_{co3} = 1,3 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto $h_w = 2,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 6,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{co3} + h_w$$

$$H_p = 1,3 + 2,0 = 3,3 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową co nr 3 firmy GRUNDFOS typu UPE 25-60 180 o parametrach:
 $V_p = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,3 \text{ msw}$
 $N_s = 67,7 \text{ W} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 25 \text{ mm}$

XII. DOBÓR MIESZACZY TRÓJDROGOWYCH

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowa moc cieplna instalacji co:
 $Q_{co1} = 44,1 \text{ kW}$
 $Q_{co2} = 29,6 \text{ kW}$
 $Q_{co3} = 6,2 \text{ kW}$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejnego: $\Delta t = 15^\circ\text{C}$

2. Obliczeniowe natężenie przepływu

$$G_{co1} = \frac{Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{44,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co2} = \frac{Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{29,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co3} = \frac{Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{6,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Dobór mieszaczy trójdrogowych

- przyjęto mieszacze trójdrogowe firmy DANFOSS typu:
 - nr 1 – HRB3 Ø40 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162
 - nr 2 – HRB3 Ø32 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162
 - nr 3 – HRB3 Ø20 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162

XIII. DOBÓR PODGRZEWACZA CW

1. Dane wyjściowe

- oblicz. zapotrzebowanie cw: $G_{cw} = 120 \text{ l/h}$
- oblicz. zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{cw} = 6,3 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$

2. Dobór podgrzewacza cw

- przyjęto podgrzewacz cwu pionowy firmy GALMET typu SGW(S) 200 z grzałką elektryczną o parametrach:
 $V_n = 200 \text{ l}$
 $Q_{pcw} = 33,6 \text{ kW}$
 $G_{pcw} = 800 \text{ l/h}$

$$t_z/t_p = 70/50^{\circ}\text{C}$$

$$D = 670 \text{ mm (z izolacją)}$$

$$H = 1100 \text{ mm (z izolacją)}$$

$$Q_{\text{grz}} = 6,0 \text{ kW}$$

XIV. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CW

1. Dane wyjściowe

- wydajność cieplna podgrzewacza: $Q_{\text{pcw}} = 33,6 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 70/55^{\circ}\text{C}$
- opór wymiennika: przyjęto $h_w = 2,0 \text{ msw}$
- opór podgrzewacza cw: przyjęto $h_{\text{pcw}} = 2,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{\text{pcw}} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 33,6 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 2,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_w + h_{\text{pcw}}$$

$$H_p = 2,0 + 2,0 = 4,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową cw firmy GRUNDFOS typu UPS 32-60 F o parametrach:
 $V_p = 2,3 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 4,4 \text{ msw}$
 $N_s = 107 \text{ W / I bieg / } 1 \times 230 \text{ V}$
 przyłącze kołnierzone: $d_n = 32 \text{ mm}$

XV. DOBÓR POMPY CYRKULACYJNEJ CW

1. Dane wyjściowe

- wydajność cw podgrzewacza: $G_{\text{pcw}} = 800 \text{ l/h}$
- opór obiegu cyrkulacyjnego: przyjęto $h_c = 3,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times G_{\text{cw}}$$

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times 800 = 276,0 \text{ l/h}$$

$$V_p = 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_c$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę cyrkulacyjną cw firmy GRUNDFOS typu UPS 25-55 N 180 o parametrach:
 $V_p = 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,3 \text{ msw}$
 $N_s = 49,7 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$
 przyłącze rurowe: $d_n = 25 \text{ mm}$

XVI. DOBÓR NACZYNIA PRZEPOŃOWEGO CW

1. Dane wyjściowe

- pojemność podgrzewacza cw: $V_n = 200 \text{ l}$
- obliczeniowe temp. wody użytkowej: $t_{cw}/t_{zw} = 55/10^\circ\text{C}$
- jedn. przyrost objętości: $\Delta V = 0,0142$
- maksymalne ciśnienie robocze: $p_d = 6 \text{ bar}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu: $p_w = 4 \text{ bar}$

2. Pojemność użytkowa naczynia

$$V_u = 1,1 \times V \times \gamma \times \Delta V$$

$$V_u = 1,1 \times 200 \times 0,9996 \times 0,0142 = 3,1 \text{ l}$$

3. Pojemność całkowita naczynia

$$V_c = V_u \times \frac{p_d + 1}{p_d - p_w}$$

$$V_c = 3,1 \times \frac{6 + 1}{6 - 4} = 10,9 \text{ l}$$

4. Dobór naczynia wzbiorniczego przeponowego

- przyjęto naczynie wzbiornicze przeponowe firmy REFIX typu DE 12/10 o parametrach:
 $V_c = 12 \text{ l}$
 $D = 280 \text{ mm}$
 $H = 310 \text{ mm}$
 $d_n = 20 \text{ mm}$
 $p_d = 1,0 \text{ MPa}$
 $t_d = 70^\circ\text{C}$

XVII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ KOTŁÓW (PIERWOTNEJ)

1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła: $Q = 86,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego: $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- opór obiegu kotłowego: przyjęto $h_{ok} = 3,0 \text{ msw}$

2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{ok} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$

$$V_p = \frac{1,15 \times 86,2 \times 860}{1000 \times 1 \times 20} = 4,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy

$$H_p \geq h_{ok}$$

$$H_p = 3,0 \text{ msw}$$

4. Dobór pompy

- przyjęto pompę obiegową kotła firmy GRUNDFOS typu UPS 40-60 F/4 o parametrach:
 $V_p = 4,67 \text{ m}^3/\text{h}$
 $H_p = 3,55 \text{ msw}$
 $N_s = 194 \text{ W} / \text{II bieg} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$
 przyłącze kołnierzone: $d_n = 40 \text{ mm}$

XVIII. DOBÓR ZAWORÓW BEZPIECZEŃSTWA

1. Zawór bezpieczeństwa na wymienniku

1.1. Dane wyjściowe

- moc cieplna wymiennika: $Q = 120 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego: $t_z/t_p = 80/60^\circ\text{C}$
- skorygowany współczynnik wypływu dla zaworu typu SYR: $\alpha_c = 0,20$
- dopuszczalne ciśnienie robocze czynnika grzejnego: $p_1 = 0,3 \text{ MPa}$
- ciśnienie wypływu (otoczenia): $p_2 = 0 \text{ MPa}$

1.2. Obliczeniowa przepustowość

$$G = \frac{Q}{C \times \Delta t}$$

$$G = \frac{120 \times 860}{1 \times 20} = 5160 \text{ kg/h}$$

1.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times \gamma}$$

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(0,3 - 0) \times 1000} = 24499 \text{ kg/m}^2 \times \text{s}$$

1.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu

$$F_g = \frac{G}{q_m \times \alpha_c}$$

$$F_g = \frac{5160}{24499 \times 0,20 \times 3600} = 0,000293 \text{ m}^2$$

1.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times F_g}{\pi}}$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,000293}{3,14}} = 0,0193 \text{ m}$$

$$d_g = 19,3 \text{ mm}$$

1.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 1915 o wielkości:
 $d_1 \times d_2 = 25 \times 32 \text{ mm}$
 $d_g = 20 \text{ mm}$
 $p_o = 0,3 \text{ MPa}$
 $\alpha_c = 0,20$

Zawór zainstalowany zostanie za wymiennikiem po stronie instalacji co.

2. Zawór bezpieczeństwa na podgrzewaczu cw

2.1. Dane wyjściowe

- wydajność podgrzewacza cw: $G_{pcw} = 800 \text{ l/h}$
- pojemność podgrzewacza cw: $V_n = 200 \text{ l}$
- dopuszczalna temp. wody użytkowej: $t_d = 60^\circ\text{C}$
- skorygowany współczynnik wypływu dla zaworu typu SYR: $\alpha_c = 0,20$
- dopuszczalne ciśnienie robocze cw: $p_1 = 0,6 \text{ MPa}$
- ciśnienie wypływu (otoczenia): $p_2 = 0 \text{ MPa}$

2.2. Obliczeniowa przepustowość

$$G = 1,1 \times G_{cw}$$

$$G = 1,1 \times 800 = 880,0 \text{ kg/h}$$

2.3. Teoretyczna jednostkowa przepustowość zaworu

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(p_1 - p_2) \times \gamma}$$

$$q_m = 1414,5 \times \sqrt{(0,6 - 0) \times 1000} = 34648 \text{ kg/m}^2 \times \text{s}$$

2.4. Obliczeniowy przekrój gniazda zaworu

$$F_g = \frac{G}{q_m \times \alpha_c}$$

$$F_g = \frac{880}{34648 \times 0,20 \times 3600} = 0,0000353 \text{ m}^2$$

2.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times F_g}{\pi}}$$

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,0000353}{3,14}} = 0,0067 \text{ m}$$

$$d_g = 6,7 \text{ mm}$$

2.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 2115 o wielkości:
 $d_1 \times d_2 = 15 \times 20 \text{ mm}$
 $d_g = 12 \text{ mm}$
 $p_o = 0,6 \text{ MPa}$
 $\alpha_c = 0,20$

XIX. DOBÓR ELEMENTÓW WENTYLACYJNYCH

1. Dane wyjściowe

- moc cieplna kotłów: $Q_k = 70 + 70 = 140 \text{ kW}$
- wskaźnik wentylacji nawiewnej: $W_n = 5 \text{ cm}^2/\text{kW}$
- wskaźnik wentylacji wywiewnej: $W_w = 2,5 \text{ cm}^2/\text{kW}$

2. Obliczeniowy przekrój kanału nawiewnego

$$F_n = Q_k \times W_n$$

$$F_n = 140 \times 5 = 700 \text{ cm}^2$$

3. Obliczeniowy przekrój kanału wywiewnego

$$F_w = Q_k \times W_w$$

$$F_w = 140 \times 2,5 = 350 \text{ cm}^2$$

4. Dobór elementów wentylacyjnych

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym. 300×250 mm osadzoną w ścianie zewnętrznej i doprowadzoną kanałem stalowym o wym. 300×250 mm 50 cm nad posadzkę kotłowni,
- do wywiewu przyjęto kratkę wentylacyjną o wym. 250×200 mm osadzoną pod sufitem na kanale grawitacyjnym murowanym o wym. 270×270 mm.

XX. DOBÓR CIEPŁOMIERZA DLA CZĘŚCI MIESZKALNEJ

1. Dane wyjściowe

- zapotrzebowanie na moc cieplną dla części mieszkalnej: $Q = 6,2 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury wody: $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

2. Obliczeniowa ilość wody

$$G = \frac{Q}{C \times \Delta t}$$

$$G = \frac{6,2 \times 860}{1000 \times (70 - 55)} = 0,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Dobór ciepłomierza

Dla części mieszkalnej przyjęto ciepłomierz elektroniczny firmy POWOGAZ typu JS90-0,6 z przelicznikiem LQM-III/LEC-5 o średnicy $d_n = 15 \text{ mm}$ i parametrach:

$$Q_p = 0,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\max} = 1,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\min} = 12 \text{ l/h}$$

$$t_{\max} = 90^\circ\text{C}$$

XXI. ROCZNE ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA

1. Zapotrzebowanie ciepła na cele co

1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co: $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$
- normatywna ilość dni grzewczych: $n = 223$
- średnia temp. zewnętrzna okresu grzewczego: $t_{zsr} = +2,4^\circ\text{C}$
- oblicz. temp. zewnętrzna okresu zimowego: $t_{zo} = -18^\circ\text{C}$
- średnia temp. pomieszczeń: $t_{wsr} = +19^\circ\text{C}$
- czas ogrzewania budynku w ciągu doby: $z = 24 \text{ godz}$
- współczynnik zmniejszający: $y = 0,81$

1.2. Zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{rco} = \frac{(t_{wsr} - t_{zsr}) \times n \times z \times y}{(t_{wsr} - t_{zo})} \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = \frac{(19 - 2,4) \times 223 \times 24 \times 0,81}{(19 + 18)} \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = 1945 \times Q_{co}$$

$$Q_{rco} = 1945 \times 79,9 = 155\,405 \text{ kW}$$

$$Q_{rco} = 155,4 \text{ MW}$$

2. Zapotrzebowanie ciepła na cele cw

2.1. Dane wyjściowe

- dobowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{cw} = 41,9 \text{ kW}$
- okres dostawy ciepła: $t = 260 \text{ dni}$

2.2. Zapotrzebowanie ciepła

$$Q_{rcw} = Q_{cw} \times t$$

$$Q_{rcw} = 41,9 \times 260 = 10\,894 \text{ kW}$$

$$Q_{rcw} = 10,9 \text{ MW}$$

XXII. ZAPOTRZEBOWANIE PALIWA

1. Zapotrzebowanie paliwa na cele co

1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co: $Q_{co} = 79,9 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele co: $Q_{rco} = 155\,405 \text{ kW}$
- wartość opałowa ekogroszku: $W_d = 26000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego: $\eta = 0,8$

1.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

$$B_{hco} = \frac{Q_{co}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{hco} = \frac{79,9 \times 860 \times 4,19}{26000 \times 0,8} = 13,8 \text{ kg/h}$$

1.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{rco}} = \frac{Q_{\text{rco}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{rco}} = \frac{155405 \times 860 \times 4,19}{26000 \times 0,8} = 26\,922 \text{ kg/rok}$$

2. Zapotrzebowanie paliwa na cele cwu

2.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{\text{cw}} = 6,3 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele cw: $Q_{\text{rcw}} = 10\,894 \text{ kW}$
- wartość opałowa ekogroszku: $W_d = 26000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego: $\eta = 0,8$

2.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{hcw}} = \frac{Q_{\text{cw}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{hcw}} = \frac{6,3 \times 860 \times 4,19}{26000 \times 0,8} = 1,1 \text{ kg/h}$$

2.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

$$B_{\text{rcw}} = \frac{Q_{\text{rcw}}}{W_d \times \eta}$$

$$B_{\text{rcw}} = \frac{10894 \times 860 \times 4,19}{26000 \times 0,8} = 1\,887 \text{ kg/rok}$$

3. Całkowite zapotrzebowanie paliwa

$$B_h = B_{\text{hco}} + B_{\text{hcw}}$$

$$B_h = 13,8 + 1,1 = 14,95 \text{ kg/h}$$

$$B_h = 14,95 \text{ kg/h}$$

$$B_r = B_{\text{rco}} + B_{\text{rcw}}$$

$$B_r = 26922 + 1887 = 28\,809 \text{ kg/rok}$$

$$B_r = 28\,809 \text{ kg/rok}$$

$$B_r = 28,8 \text{ ton/rok}$$