

# **OBLICZENIA**

**do projektu przebudowy kotłowni  
w budynku Szkoły Podstawowej w Sieńcu  
Sieniec 81b, gm. Wieluń.**

## **Spis treści:**

- 1. Zapotrzebowania ciepła na cele ogrzewania**
- 2. Zapotrzebowanie ciepła na cele cwu**
- 3. Dobór kotłów**
- 4. Dobór pompy obiegu kotłowego**
- 5. Dobór wymiennika ciepła**
- 6. Dobór naczynia wzbiorniczego otwartego**
- 7. Dobór naczynia przeponowego**
- 8. Dobór pompy obiegowej co nr 1**
- 9. Dobór pompy obiegowej co nr 2**
- 10. Dobór pompy obiegowej co nr 2**
- 11. Dobór mieszaczy trójdrogowych nr 1, 2 i 3**
- 12. Dobór podgrzewacza cw**
- 13. Dobór pompy obiegowej cw**
- 14. Dobór pompy cyrkulacyjnej cw**
- 15. Dobór naczynia przeponowego cw**
- 16. Dobór zaworów bezpieczeństwa**
- 17. Dobór komina i czopucha**
- 18. Dobór elementów wentylacyjnych**
- 19. Roczne zapotrzebowanie ciepła**
- 20. Zapotrzebowanie paliwa**

## **I. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE OGRZEWANIA**

Zgodnie z projektem przebudowy wewnętrznej instalacji co zapotrzebowanie ciepła dla budynku Szkoły Podstawowej po termomodernizacji wynosi  $Q_{co} = 56,7 \text{ kW}$

## **II. ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA NA CELE CWU**

### **1. Dane wyjściowe**

- liczba uczniów:  $n = 70 \text{ os.}$
- 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**

$$G_h = n \times q_h$$

$$G_h = 70 \times 1,2 = 84 \text{ l/h}$$

### **3. Dobowe zapotrzebowanie cwu**

$$G_d = n \times G_d$$

$$G_d = 70 \times 8,0 = 560 \text{ l/d}$$

### **4. Zapotrzebowanie ciepła**

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

$$Q_h = 84 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 4396 \text{ W}$$

$$Q_h = 4,4 \text{ kW}$$

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

$$Q_d = 560 \times 1 \times (55 - 10) \times 1,163 = 29308 \text{ W}$$

$$Q_d = 29,3 \text{ kW}$$

## **III. DOBÓR KOTŁÓW**

### **1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele ogrzewania:  $Q_{co} = 56,7 \text{ kW}$
- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cwu:  $Q_{cwu} = 4,4 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego:  $t_z/t_p = 75/60^\circ\text{C}$

### **2. Obliczeniowa moc cieplna kotłowni**

$$Q_k = Q_{co} + Q_{cwu}$$

$$Q_k = 56,7 + 4,4 = 61,1 \text{ kW}$$

### **3. Dobór kotłów**

- przyjęto dwa kotły wodne stalowe opalane biomasą firmy FALENCZYK typu KKF 50 o mocy cieplnej  $Q_k = 50,0 \text{ kW}$  każdy z zasobnikami paliwa typu APP/2.

## IV. DOBÓR POMPY OBIEGU KOTŁOWEGO

### 1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 61,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejącego:  $t_z/t_p = 75/60^\circ\text{C}$
- opór obiegu kotłowego: przyjęto  $h_{ok} = 3,0 \text{ msw}$

### 2. Obliczeniowa wydajność pompy

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{ok} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$
$$V_p = \frac{1,15 \times 61,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 4,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 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 32-60 F o parametrach:  
 $V_p = 3,63 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 4,4 \text{ msw}$   
 $N_s = 170 \text{ W} / \text{I bieg} / 1 \times 230\text{-}240 \text{ V}$   
przyłącze kołnierzowe:  $d_n = 32 \text{ mm}$

## V. DOBÓR WYMIENNIKA CIEPŁA

### 1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 61,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temperatury wody kotłowej:  $t_z/t_p = 75/60^\circ\text{C}$
- obliczeniowe temperatury wody instalacyjnej:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$

### 2. Ilość wody kotłowej

$$G_s = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_s}$$
$$G_s = \frac{61,1 \times 860}{1 \times (75 - 60)} = 3503,1 \text{ l/h}$$
$$G_s = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 3. Ilość wody instalacyjnej

$$G_i = \frac{Q \times 860}{C \times \Delta t_i}$$
$$G_i = \frac{61,1 \times 860}{1 \times (70 - 55)} = 3503,1 \text{ l/h}$$
$$G_i = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### **4. Dobór wymiennika**

- w oparciu o program doboru komputerowego przyjęto wymiennik płytowy lutowany firmy DANFOSS typu XB 51H-1 70 o wielkości:

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

$$G_s = 6,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

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

$$H_s = 4,0 \text{ kPa}$$

$$H_i = 4,1 \text{ kPa}$$

$$F = 5,58 \text{ m}^2$$

W załączeniu karta doboru wymiennika.

### **VI. DOBÓR NACZYNIA WZBIORCZEGO OTWARTEGO**

#### **1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- pojemność wodna kotłów:  $V_k = 2 \times 370 = 740 \text{ l}$
- pojemność rurociągów i wymiennika: przyjęto  $V_{r+w} = 40 \text{ l}$

#### **2. Pojemność zładu**

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

$$V_{zl} = 740 + 40 = 780 \text{ l}$$

#### **3. Pojemność użytkowa naczynia**

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

$$V_u = 0,04 \times 780 = 31,2 \text{ l}$$

#### **4. Dobór naczynia**

- przyjęto naczynie wzbiorcze otwarte o pojemności całkowitej  $V_c = 49,5 \text{ l}$  i wymiarach  $30 \times 30 \times 55 \text{ cm}$ .  
Usytuowanie naczynia w pomieszczeniu kotłowni pod dachem na konstrukcji wsporczej.  
Naczynie z blachy stalowej czarnej grub. 4 mm zabezpieczone farbą antykorozyjną.

### **VII. DOBÓR NACZYNIA PRZEPOŃOWEGO**

#### **1. Dane wyjściowe**

- oblicz. zapotrzebowanie ciepła:  $Q = 56,7 \text{ kW}$
- rodzaj grzejników: stalowe płytowe
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- ciśnienie wstępne w naczyniu:  $p_w = \frac{p_{st}}{10} + 0,3 = \frac{10}{10} + 0,3 = 1,3 \text{ bar}$
- dopuszczalne ciśnienie robocze:  $p_d = 3 \text{ bar}$
- ubytki eksploatacyjne:  $E = 1\%$

#### **2. Pojemność instalacji**

- pojemność instalacji co: dla  $Q = 56,7 \text{ kW}$  i grzejników płytowych z nomogramu odczytano pojemność  $V_{co} = 600 \text{ l}$

$$V = V_{co}$$

$$V = 600 \text{ l}$$

### **3. Pojemność użytkowa naczynia**

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

$$V_u = 1,1 \times 600 \times 0,9996 \times 0,0195 = 12,9 \text{ l}$$

### **4. Pojemność całkowita naczynia**

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

$$V_c = 12,9 \times \frac{3+1}{3-1,3} = 30,35 \text{ l}$$

### **5. Pojemność użytkowa naczynia z rezerwą eksploatacyjną**

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

$$V_{ur} = 12,9 + 0,56 \times 1 \times 10 = 18,5 \text{ l}$$

### **6. Ciśnienie wstępne naczynia wzbiórczego przeponowego**

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

$$p_r = \left( \frac{3+1}{1 + \frac{12,9}{18,5 \times \left( \frac{3+1}{3-1,3} - 1 \right)}} \right) - 1 = 1,64 \text{ bar}$$

### **7. Pojemność całkowita naczynia wzbiórczego przeponowego z uwzględnieniem ubytków eksploatacyjnych**

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

$$V_{cr} = 18,5 \times \frac{3+1}{3-1,64} = 54,4 \text{ l}$$

### **8. Dobór naczynia wzbiórczego przeponowego**

- przyjęto naczynie wzbiórcze 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 1,64 bara.

## **VIII. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 1**

### **1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla pierwszego obiegu (część dydaktyczna – parter):  
 $Q_{co1} = 22,7 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co1} = 0,95 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$
$$V_p = \frac{1,15 \times 22,7 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

$$H_p \geq h_{co1} + h_w$$
$$H_p = 0,95 + 2,0 = 2,95 \text{ msw}$$

### **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową co nr 1 firmy GRUNDFOS typu MAGNA3 25-60 o parametrach:  
 $V_p = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 2,95 \text{ msw}$   
 $N_s = 31 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$   
przyłącze kołnierzowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

## **IX. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 2**

### **1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla drugiego obiegu (część dydaktyczna – piętro):  
 $Q_{co2} = 23,1 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co2} = 1,09 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$
$$V_p = \frac{1,15 \times 23,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,52 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

$$H_p \geq h_{co2} + h_w$$
$$H_p = 1,09 + 2,0 = 3,09 \text{ msw}$$

#### **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową co nr 2 firmy GRUNDFOS typu MAGNA3 25-40 o parametrach:  
 $V_p = 1,52 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3,09 \text{ msw}$   
 $N_s = 31 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$   
przyłącze rurowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

### **X. DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CO NR 3**

#### **1. Dane wyjściowe**

- zapotrzebowanie ciepła na cele co dla trzeciego obiegu (Przedszkole + część mieszkalna):  
 $Q_{co3} = 10,9 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór instalacji:  $h_{co3} = 0,88 \text{ msw}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$

#### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

$$V_p = \frac{1,15 \times Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t}$$
$$V_p = \frac{1,15 \times 10,9 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

$$H_p \geq h_{co3} + h_w$$
$$H_p = 0,88 + 2,0 = 2,88 \text{ msw}$$

#### **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową co nr 3 firmy GRUNDFOS typu ALPHA2 25-50 180 o parametrach:  
 $V_p = 0,72 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 2,88 \text{ msw}$   
 $N_s = 15 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$   
przyłącze rurowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

### **XI. DOBÓR MIESZACZY TRÓJDROGOWYCH NR 1, 2 i 3**

#### **1. Dane wyjściowe**

- obliczeniowa moc cieplna instalacji co:  
 $Q_{co1} = 10,9 \text{ kW}$   
 $Q_{co2} = 23,1 \text{ kW}$   
 $Q_{co3} = 22,7 \text{ kW}$
- obliczeniowa różnica temperatury czynnika grzejnego:  $\Delta t = 15^\circ\text{C}$

#### **2. Obliczeniowe natężenie przepływu**

$$G_{co1} = \frac{Q_{co1} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{10,9 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 0,62 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co2} = \frac{Q_{co2} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{23,1 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,32 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_{co3} = \frac{Q_{co3} \times 860}{1000 \times C \times \Delta t} = \frac{22,7 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **3. Dobór mieszaczy trójdrogowych**

- przyjęto mieszacze trójdrogowe firmy DANFOSS typu:  
nr.1 HRB3 Ø32 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162  
nr 2 HRB3 Ø32 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162  
nr 3 HRB3 Ø25 mm z siłownikiem elektrycznym typu AMB162

## **XII. DOBÓR PODGRZEWACZA CW**

### **1. Dane wyjściowe**

- oblicz. zapotrzebowanie cw:  $G_{cw} = 84 \text{ l/h}$
- oblicz. zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 4,4 \text{ kW}$
- 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)B SLIM 200 z grzałką elektryczną o parametrach:  
 $V_n = 200 \text{ l}$   
 $Q_{pcw} = 21,4 \text{ kW}$   
 $G_{pcw} = 526 \text{ l/h}$   
 $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$   
 $D = 600 \text{ mm}$  (z izolacją)  
 $H = 1300 \text{ mm}$  (z izolacją)  
 $N_{grz} = 6 \text{ kW}$

## **XIII.DOBÓR POMPY OBIEGOWEJ CW**

### **1. Dane wyjściowe**

- wydajność cieplna podgrzewacza:  $Q_{pcw} = 21,4 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 70/55^\circ\text{C}$
- opór wymiennika: przyjęto  $h_w = 2,0 \text{ msw}$
- opór podgrzewacza cw: przyjęto  $h_{pcw} = 2,0 \text{ msw}$

### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

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

$$V_p = \frac{1,15 \times 21,4 \times 860}{1000 \times 1 \times 15} = 1,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

### **3. Obliczeniowa wysokość podnoszenia pompy**

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

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



#### **4. Dobór pompy**

- przyjęto pompę obiegową cw firmy GRUNDFOS typu ALPHA2 25-60 o parametrach:  
 $V_p = 1,4 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 4 \text{ msw}$   
 $N_s = 31 \text{ W} / \text{I bieg} / 1 \times 230 \text{ V}$   
przyłącze rurowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

### **XIV. DOBÓR POMPY CYRKULACYJNEJ CW**

#### **1. Dane wyjściowe**

- wydajność cw podgrzewacza:  $G_{pcw} = 526 \text{ l/h}$
- opór obiegu cyrkulacyjnego: przyjęto  $h_c = 3,0 \text{ msw}$

#### **2. Obliczeniowa wydajność pompy**

$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times G_{cw}$$
$$V_p = 1,15 \times 0,3 \times 526 = 181,5 \text{ l/h}$$
$$V_p = 0,18 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### **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 MAGNA3 25-40N o parametrach:  
 $V_p = 0,18 \text{ m}^3/\text{h}$   
 $H_p = 3 \text{ msw}$   
 $N_s = 19 \text{ W} / 1 \times 230 \text{ V}$   
przyłącze rurowe:  $d_n = 25 \text{ mm}$

### **XV. 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**

$$V_u = 1,1 \times V \times \gamma \times \Delta V$$
$$V_u = 1,1 \times 200 \times 0,9996 \times 0,0142 = 3,1$$

#### **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:  
 $V_c = 12 \text{ l}$   
 $D = 280 \text{ mm}$   
 $H = 310 \text{ mm}$   
 $d_n = 20 \text{ mm}$   
 $p_d = 1,0 \text{ MPa}$   
 $t_d = 70^\circ\text{C}$

### **XVI. DOBÓR ZAWORÓW BEZPIECZEŃSTWA**

#### **1. Zawór bezpieczeństwa na wymienniku**

##### **1.1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna wymiennika:  $Q = 120 \text{ kW}$
- obliczeniowe temp. czynnika grzejnego:  $t_z/t_p = 75/60^\circ\text{C}$
- 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**

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

$$G = \frac{120 \times 860}{1 \times 15} = 6880 \text{ kg/h}$$

##### **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**

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

$$F_g = \frac{6880}{24499 \times 0,20 \times 3600} = 0,00039 \text{ m}^2$$

##### **1.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu**

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

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,00039}{3,14}} = 0,022 \text{ m}$$

$$d_g = 22,3 \text{ mm}$$

## 1.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 1915 o wielkości:  
 $d_1 \times d_2 = 32 \times 40 \text{ mm}$   
 $d_g = 27 \text{ mm}$   
 $p_o = 0,3 \text{ MPa}$   
 $\alpha_c = 0,20$

Zawór zainstalowany zostanie za wymiennikiem po stronie instalacji co.

## 2. Zawór bezpieczeństwa na podgrzewaczu cw

### 2.1. Dane wyjściowe

- wydajność podgrzewacza cw:  $G_{pcw} = 526 \text{ l/h}$
- 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

$$G = 1,1 \times G_{cw}$$
$$G = 1,1 \times 526 = 579,0 \text{ kg/h}$$

### 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

$$F_g = \frac{G}{q_m \times \alpha_c}$$
$$F_g = \frac{579}{34648 \times 0,20 \times 3600} = 0,0000232 \text{ m}^2$$

### 2.5. Obliczeniowa średnica gniazda zaworu

$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times F_g}{\pi}}$$
$$d_g = \sqrt{\frac{4 \times 0,0000232}{3,14}} = 0,0054 \text{ m}$$
$$d_g = 5,4 \text{ mm}$$

## 2.6. Dobór zaworu

- przyjęto zawór bezpieczeństwa membranowy typu SYR 2115 o wielkości:  
 $d_1 \times d_2 = 20 \times 25 \text{ mm}$   
 $d_g = 14 \text{ mm}$   
 $p_o = 0,6 \text{ MPa}$   
 $\alpha_c = 0,20$

## **XVII. DOBÓR KOMINA I CZOPUCHA**

### **1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- wymagany ciąg kominowy: 30-35 Pa
- wysokość komina: przyjęto  $H_k = 9,0 \text{ m}$

### **2. Określenie średnicy komina**

- dla mocy cieplnej 100 kW, wymaganego ciągu kominowego 30 Pa oraz wysokości komina 9,0 m odczytano z nomogramu Schiedela średnicę wewnętrzną  $d_k = 250 \text{ mm}$

### **3. Dobór komina**

- przyjęto komin dwuścienny ze stali żaroodpornej typu MKDZ o średnicy wewnętrznej  $d_k = 250 \text{ mm}$  i wysokości  $H_k = 9,0 \text{ m}$  z czopuchem dwuściennym ze stali żaroodpornej typu MKDZ o średnicy wewnętrznej  $d_{cz} = 200/250 \text{ mm}$  i długości  $l_{cz} = 3,5 \text{ m}$ .

## **XVIII. DOBÓR ELEMENTÓW WENTYLACYJNYCH**

### **1. Pomieszczenie hali kotłowni**

#### **1.1. Dane wyjściowe**

- moc cieplna kotłów:  $Q_k = 100 \text{ kW}$
- 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**

$$F_n = Q_k \times W_n$$
$$F_n = 100 \times 5 = 500 \text{ cm}^2$$

#### **3. Obliczeniowy przekrój kanału wywiewnego**

$$F_w = Q_k \times W_w$$
$$F_w = 100 \times 2,5 = 250 \text{ cm}^2$$

#### **4. Dobór elementów wentylacyjnych**

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym. 300×200 mm osadzoną w ścianie zewnętrznej 50 cm nad posadzką (dwie czerpnie osadzone po obu stronach ściany),
- do wywiewu przyjęto wywietrzak dachowy cylindrycznym typu A o średn. Ø200 mm osadzony na podstawie dachowej typu B/II Ø200 mm.

### **2. Pomieszczenie składu paliwa**

#### **2.1. Dane wyjściowe**

- kubatura pomieszczenia:  $V = 41,2 \text{ m}^3$
- normatywna krotność wymian:  $n = 2$
- prędkość przepływu powietrza w kanale wentylacyjnym: przyjęto  $w = 1,0 \text{ m/s}$

#### **2.2. Ilość powietrza wentylacyjnego**

$$L_w = V \times n$$

$$L_w = 41,2 \times 2 = 82,4 \text{ m}^3$$

### 2.3. Obliczeniowy przekrój kanału wentylacyjnego

$$F = \frac{L_w}{w \times 3600}$$

$$F = \frac{82,4}{1,0 \times 3600} = 0,023 \text{ m}^2$$

$$F = 230 \text{ cm}^2$$

### 2.4. Dobór elementów wentylacyjnych

- do nawiewu przyjęto czerpnię ścienną typu A o wym. 200×150 mm osadzoną w ścianie zewnętrznej 50 cm nad posadzką (dwie czerpnie osadzone po obu stronach ściany),
  - do wywiewu przyjęto wywietrzak dachowy cylindrycznym typu A o średn. Ø200 mm osadzony na podstawie dachowej typu B/II Ø200 mm.
- Szczegóły podano na rysunkach.

## XIX. ROCZNE ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA

### 1. Zapotrzebowanie ciepła na cele co

#### 1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{co} = 56,7 \text{ kW}$
- 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

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

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

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

$$Q_{rco} = 1945 \times 56,7 = 110281,5 \text{ kW}$$

$$Q_{rco} = 110,3 \text{ MW}$$

### 2. Zapotrzebowanie ciepła na cele cw

#### 2.1. Dane wyjściowe

- dobowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 29,3 \text{ kW/d}$
- okres dostawy ciepła:  $t = 260 \text{ dni}$

#### 2.2. Zapotrzebowanie ciepła

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

$$Q_{rcw} = 29,3 \times 260 = 7618 \text{ kW}$$

$$Q_{rcw} = 7,6 \text{ MW}$$

## XX. ZAPOTRZEBOWANIE PALIWA

### 1. Zapotrzebowanie paliwa na cele co

#### 1.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{co} = 56,7 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele co:  $Q_{rco} = 110281,5 \text{ kW}$
- wartość opałowa brykietu drzewnego:  $W_d = 15000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego:  $\eta = 0,8$

#### 1.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

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

$$B_{hco} = \frac{56,7 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 17,0 \text{ kg/h}$$

#### 1.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

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

$$B_{rco} = \frac{110281,5 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 33116 \text{ kg/rok}$$

### 2. Zapotrzebowanie paliwa na cele cw

#### 2.1. Dane wyjściowe

- obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{cw} = 4,4 \text{ kW}$
- roczne zapotrzebowanie ciepła na cele cw:  $Q_{rcw} = 7618 \text{ kW}$
- wartość opałowa drewna:  $W_d = 15000 \text{ kJ/kg}$
- średnia sprawność kotła grzewczego:  $\eta = 0,8$

#### 2.2. Obliczeniowe zapotrzebowanie paliwa

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

$$B_{hcw} = \frac{4,4 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 1,3 \text{ kg/h}$$

#### 2.3. Roczne zapotrzebowanie paliwa

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

$$B_{rcw} = \frac{7618 \times 860 \times 4,19}{15000 \times 0,8} = 2288 \text{ kg/rok}$$

### **3. Całkowite zapotrzebowanie paliwa**

$$B_h = B_{hco} + B_{hew}$$

$$B_h = 17,0 + 1,3 = 18,3 \text{ kg/h}$$

$$\mathbf{B_h = 18,3kg/h}$$

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

$$B_r = 33116 + 2288 = 35404 \text{ kg/rok}$$

$$\mathbf{B_r = 35404 kg/rok}$$

$$\mathbf{B_r = 35 ton/rok}$$