

*Krzysztof Filek**

TRANSPORT WODY RUROCIĄGAMI SZYBOWYMI W INSTALACJACH CHŁODZENIA POWIETRZA W PODZIEMNYCH WYROBISKACH GÓRNICZYCH**

1. Wstęp

W polskich kopalniach węgla kamiennego coraz powszechniej do zwalczania zagrożenia cieplnego wykorzystuje się, oprócz metod czysto wentylacyjnych, aktywne schładzanie powietrza. Przyrost jego intensywności obserwuje się już od ponad 20 lat. Ma to związek zarówno z rosnącymi potrzebami w tym zakresie, jak i z coraz szerszą ofertą urządzeń technicznych, które mogą być w tym celu wykorzystane.

Sięganie po coraz głębiej zalegające pokłady oraz rosnąca koncentracja wydobywania i moc zainstalowanych w wyrobiskach maszyn sprawiają, że na skutek zwiększania się przejmowanego przez powietrze strumienia ciepła (wyższa temperatura pierwotna górotworu i większa wydajność innych źródeł ciepła – maszyny i urządzenia, transportowany urobek itp.) jego temperatura rośnie. Po przekroczeniu określonych przepisami wartości dopuszczalnych (28°C lub 33°C) praca górników powinna być ograniczona czasowo lub nawet całkowicie wstrzymana. Chcąc uniknąć takich sytuacji, kopalnie stosują do obniżenia temperatury powietrza urządzenia chłodnicze. Najczęściej są to urządzenia lokalne pośredniego lub bezpośredniego działania, charakteryzujące się stosunkowo niewielką wydajnością chłodniczą i niewielką strefą oddziaływania. W niektórych polskich kopalniach działają jednak też układy klimatyzacji grupowej i centralnej.

Lokalne urządzenia chłodnicze to zainstalowane w wyrobiskach kopalni chłodziarki sprężarkowe – w ich parownikach oziębiane jest powietrze (chłodzenie bezpośrednie) lub woda, służąca do oziębiania powietrza (chłodzenie pośrednie). Obniżenie temperatury medium chłodzonego (powietrza) w parownikach związane jest z podniesieniem temperatury medium chłodzącego (wody) w skraplaczach. Można powiedzieć, że ciepło odebrane powietrzu po stronie pierwotnej systemu chłodzenia oddawane jest (wraz z ciepłem związanym

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Górnictwa i Geoinżynierii

** Artykuł powstał w ramach prac statutowych nr 11.11.100.281

z dostarczoną do systemu chłodzenia energią napędu sprężarek) wodzie po stronie wtórnej. Ciepło to, które można nazwać odpadowym, przejmowane jest w wyparnych chłodnicach wody przez powietrze zużyte, które przez szyby wentylacyjne wypływa do atmosfery – energia związana z ciepłem odpadowym jest wtedy bezpowrotnie stracona. W niektórych przypadkach – chodzi tu głównie o opłacalność ekonomiczną i istnienie odbiorcy ciepła – ciepło to może być wykorzystane na powierzchni. W tym celu ogrzaną w skraplaczach wodę (o temperaturze zwykle około 40°C – wartość ta zależy głównie od rodzaju czynnika chłodniczego użytego w agregatach chłodniczych i ciśnienia jego kondensacji) należy przetransportować zainstalowanym w szybie rurociągiem na powierzchnię do instalacji odzysku ciepła, a schłodzoną tam (o temperaturze około 25°C – wartość ta zależy głównie od wymaganej mocy chłodniczej systemu chłodzenia i od natężenia przepływu wody) skierować powtórnie pod ziemię do skraplaczy.

2. Ciśnienie wody w rurociągach szybowych

Woda chłodząca skraplacze krąży w obwodzie zamkniętym na drodze: wylot skraplaczy, rurociąg szybowy zasilający, instalacja odzysku ciepła, rurociąg szybowy powrotny, wlot skraplaczy. Jak więc widać, w szybie powinny się znajdować dwa pionowe rurociągi. Do wywołania przepływu wody w obiegu powinna być zainstalowana pompa, a w celu uniknięcia konieczności stosowania skraplaczy o zwiększonej wytrzymałości mechanicznej, tzw. skraplaczy ciśnieniowych, zainstalowane powinno być urządzenie obniżające ciśnienie wody od strony skraplaczy – np. trójkomorowy wymiennik typu „SIEMAG”.

Rozkład ciśnienia wody w rurociągach wyznaczyć można z równania Bernoulliego w postaci (pominięto składnik związany z energią kinetyczną)

$$p_w(z) + \rho_w g z + \Delta p_s(z) = C \quad (1)$$

gdzie:

ρ_w — gęstość wody [kg/m³],

p_w — ciśnienie wody [Pa],

g — przyspieszenie ziemskie [m/s²],

z — wysokość położenia rozważanego przekroju rurociągu [m],

Δp_s — strata ciśnienia liczona od wybranego przekroju odniesienia [Pa],

C — stała [Pa].

Przyjęto poziom odniesienia $z = 0$ na zrębie szybu, a oś z skierowano pionowo do góry – wynika stąd, że cały szyb znajduje się w zakresie ujemnych wartości współrzędnej z .

Ciśnienie wody w szybie zmienia się w szerokim zakresie, co jest wynikiem dużych zmian ciśnienia hydrostatycznego; znacznie mniejsze znaczenie mają straty ciśnienia na drodze przepływu. Jeżeli się przyjmie, że powierzchniowa instalacja odzysku ciepła, jak i łączące ją z szybem rurociągi, znajduje się na poziomie zrębu szybu, to można napisać w przypadku rurociągu powrotnego

$$p_w(z) - p_{w \min} = -\rho_w g z - \Delta p_{s1}(z) \quad (2)$$

i w przypadku rurociągu zasilającego

$$p_w(z) - p_{w \min} = -\rho_w g z + \Delta p_{s2}(z) \quad (3)$$

gdzie:

$p_{w \min}$ — najniższe ciśnienie wody w obiegu (na wlocie powrotnego rurociągu szypowego) [Pa],

Δp_{s1} — strata ciśnienia w rurociągu powrotnym [Pa],

Δp_{s2} — strata ciśnienia w rurociągu zasilającym [Pa].

Funkcja liniowych strat ciśnienia $\Delta p_s(z)$ jest malejąca w przypadku rurociągu powrotnego (ruch wody w dół)

$$\frac{d\Delta p_{s1}(z)}{dz} < 0 \quad (4)$$

a rosnąca w przypadku zasilającego (ruch wody w górę)

$$\frac{d\Delta p_{s2}(z)}{dz} > 0 \quad (5)$$

Liniowe straty ciśnienia wody można wyznaczyć ze wzoru

$$\Delta p_s(z) = \frac{8\lambda Q_w^2}{\pi^2 D_w^5 \rho_w} L(z) \quad (6)$$

gdzie:

λ — współczynnik oporu liniowego [-],

Q_w — strumień masy wody w rurociągu [kg/s],

D_w — wewnętrzna średnica rurociągu [m],

$L(z)$ — długość odcinka rurociągu odpowiadająca stracie Δp_s [m]:

$L(z) = z + h_0$ dla rurociągu zasilającego,

$L(z) = -z$ dla rurociągu powrotnego,

h_0 — całkowita rozpatrywana głębokość szybu [m].

Podsumowując, po uwzględnieniu spiętrzenia pompy wody oraz dodatkowych strat ciśnienia na dole, można napisać:

— dla rurociągu powrotnego

$$p_w(z) - p_{w \min} = \frac{8\lambda Q_w^2}{\pi^2 D_w^5 \rho_w} z - \rho_w g z \quad (7)$$

— dla rurociągu zasilającego

$$p_w(z) - p_{w \min} = \Delta p_p - \Delta p_d - \frac{8\lambda Q_w^2}{\pi^2 D_w^5 \rho_w} (z + 2h_0) - \rho_w g z \quad (8)$$

gdzie:

Δp_p — spiętrzenie pompy; przyjęto tu, że jest ona usytuowana na dole, przed wlotem do rurociągu zasilającego [Pa],

Δp_d — dodatkowe sumaryczne straty ciśnienia na drodze od wylotu rurociągu powrotnego do wlotu rurociągu zasilającego [kg/s].

Współrzędna z obejmuje zakres wartości ujemnych: od $-h_0$ do 0.

W celu zobrazowania rozkładu ciśnienia wody w rurociągach szybowych przedstawiono poniżej wyniki przykładowych obliczeń.

Przykład 1:

Wyznaczyć rozkład ciśnienia wzdłuż rurociągu wody (bez urządzenia redukującego ciśnienie w skraplaczach) dla danych:

— strumień masy wody	$Q_w = 100 \text{ kg/s};$
— spiętrzenie pompy wody	$\Delta p_p = 2 \text{ MPa};$
— współczynnik oporu liniowego rurociągu	$\lambda = 0,02;$
— dodatkowe straty ciśnienia w wyrobiskach	$\Delta p_d = 0,5 \text{ MPa};$
— wewnętrzna średnica rurociągu	$D_w = 25 \text{ cm};$
— głębokość szybu	$h_0 = 1000 \text{ m}.$

Rozwiązanie:

Przypadająca na 1 metr długości rurociągu strata ciśnienia ma wartość

$$\Delta p_{sj} = \frac{8\lambda Q_w^2}{\pi^2 D_w^5 \rho_w} = 166 \text{ Pa/m} \quad (9)$$

Zatem ze wzoru (7) wynika, że w rurociągu powrotnym ciśnienie wody (płynącej tu w dół) jest następującą funkcją współrzędnej pionowej z

$$p_w(z) - p_{w \min} = (166 - 9810)z = -9644 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot z \quad (10)$$

a ze wzoru (8), że w rurociągu zasilającym jest to funkcja

$$\begin{aligned} p_w(z) - p_{w \min} &= 1,5 \text{ MPa} - 166 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} (z + 2000 \text{ m}) - 9810 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot z = \\ &= 1168 \text{ kPa} - 9976 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot z \end{aligned} \quad (11)$$

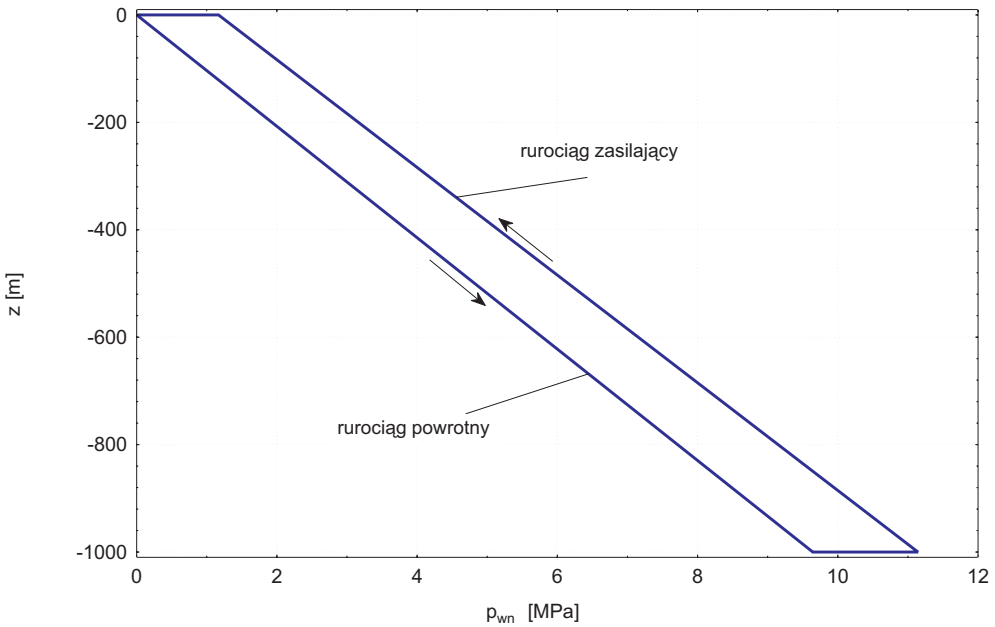
Jeżeli się przyjmie, że najmniejsze ciśnienie wody $p_{w \min}$ (na wlocie do rurociągu powrotnego) równe jest ciśnieniu atmosferycznemu, to lewe strony wyrażeń (10) i (11) przedstawiają nadciśnienie wody ponad tę wartość ($p_{wn}(z)$), czyli praktycznie ponad ciśnienie powietrza wokół rurociągów (po pominięciu stosunkowo niewielkiej zmiany ciśnienia

powietrza w szybie). Nadciśnienie wody w charakterystycznych punktach rurociągu wynosi zatem:

- wlot rurociągu powrotnego $z = 0$, $p_{wn} = 0$;
 - wylot rurociągu powrotnego $z = -1000$ m, $p_{wn} = 9,644$ MPa;
 - wlot rurociągu zasilającego $z = -1000$ m, $p_{wn} = 11,144$ MPa;
- (uwzględnienie wzrostu ciśnienia o 2 MPa spowodowanego pracą pompy i straty na oporach równej 0,5 MPa);
- wylot rurociągu zasilającego $z = 0$, $p_{wn} = 1,168$ MPa.

Wynika stąd, że spadek ciśnienia wody w rurociągach na powierzchni i w instalacji odzysku ciepła wynosi 1,168 MPa.

Rozkład ciśnienia wody przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Rozkład ciśnienia wody w rurociągach szybowych

3. Temperatura wody w rurociągach szybowych

W omawianym zagadnieniu temperatura wody dopływającej do instalacji odzysku ciepła ma zasadnicze znaczenie dla wydajności tego procesu.

W przypadku rurociągu zasilającego słuszne jest

$$t_{w1} = t_{w2} + \Delta t_{wsz} + \Delta t_{wz} \quad (12)$$

gdzie:

- t_{w1} — temperatura wody na wlocie powierzchniowej instalacji odzysku ciepła [°C],
- t_{ws2} — temperatura wody na wylocie skraplaczy [°C],
- Δt_{wz} — zmiana temperatury wody na drodze jej przepływu między tymi punktami z pominięciem zmiany w szybie [°C],
- Δt_{wsz} — zmiana temperatury wody w rurociągu zasilającym zainstalowanym w szybie [°C].

Podobnie w przypadku rurociągu powrotnego

$$t_{ws1} = t_{w2} + \Delta t_{wp} + \Delta t_{wsp} \quad (13)$$

gdzie:

- t_{ws1} — temperatura wody na wlocie skraplaczy [°C],
- t_{w2} — temperatura wody na wylocie powierzchniowej instalacji odzysku ciepła [°C],
- Δt_{wp} — zmiana temperatury wody na drodze jej przepływu między tymi punktami z pominięciem zmiany w szybie [°C],
- Δt_{wsp} — zmiana temperatury wody w rurociągu powrotnym zainstalowanym w szybie [°C].

Woda wypływająca ze skraplaczy chłodziarek sprężarkowych ma zwykle temperaturę zbliżoną do 40°C. Zmiana temperatury następuje na skutek wymiany ciepła z otaczającym powietrzem, przez ściankę rurociągu. Powietrze ma zwykle temperaturę niższą od podanej wyżej, z czego wynika, że wielkości Δt_{wsz} i Δt_{wz} są ujemne – następuje spadek temperatury wody w rurociągu zasilającym. Z obniżeniem temperatury tłoczonej na powierzchnię wody związana jest strata możliwej do odzyskania energii.

Charakter zmian temperatury wody w rurociągu powrotnym nie jest już taki oczywisty – może ona zarówno rosnać, jak i maleć, zależnie od kierunku przepływu ciepła przez ściankę rurociągu. Ponieważ temperatury powietrza i wody są tu znacznie bardziej do siebie zbliżone, możliwe jest zaistnienie obydwóch tych przypadków – zmiana temperatury wody i związany z nią efekt energetyczny będą tu wyraźnie mniejsze.

Poniżej przedstawiono sposób wyznaczenia zmian temperatury wody w rurociągach szybowych: zasilającym (Δt_{wsz}) i powrotnym (Δt_{wsp}). Przyjęto przy tym, że transport wody odbywa się szybem wentylacyjnym, a zatem kierunki przepływu powietrza i wody w rurociągu zasilającym są zgodne (przepływ współprądowy), a powietrza i wody w rurociągu powrotnym przeciwne (przepływ przeciwpądowy).

Bilans entalpii powietrza ma postać (oś współrzędnej z skierowana pionowo do góry)

$$\begin{aligned} Q_m (c_p t_p + c_w t_p x_p + r_p x_p) = \\ = Q_m \left[(c_p + c_w x_p) \left(t_p + \frac{dt_p}{dz} dz \right) + r_p x_p \right] - \pi \alpha_z D_z (t_{zz} - t_p) dz - \pi \alpha_z D_z (t_{zp} - t_p) dz \end{aligned} \quad (14)$$

gdzie:

- Q_m — strumień masy powietrza suchego w szybie [kg/s],
- c_p — ciepło właściwe powietrza suchego przy stałym ciśnieniu [J/(kg·K)],
- c_w — ciepło właściwe pary wodnej przy stałym ciśnieniu [J/(kg·K)],
- r_p — ciepło parowania wody [J/kg],
- t_p — temperatura powietrza w szybie [°C],
- x_p — wilgotność właściwa powietrza w szybie [kg/kg],
- D_z — zewnętrzna średnica rurociągów wodnych [m]; przyjęto tu równe średnice obu nitek rurociągu,
- t_{zz}, t_{zp} — temperatura zewnętrznej powierzchni rurociągu zasilającego i powrotnego [°C],
- α_z — współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni rurociągu [W/(m²·K)]; przyjęto tu równe wartości współczynnika dla obu nitek rurociągu.

Lewa strona równania (14) jest entalpią powietrza dopływającego w jednostkowym czasie do objętości bilansowej, pierwszy składnik po prawej stronie – entalpią powietrza wypływającego w tym czasie z tej objętości, a drugi i trzeci to entalpia przejmowana na zewnętrznej ściance rurociągu zasilającego i powrotnego, na elementarnej długości dz . Równanie to można zapisać krócej, otrzymując

$$\frac{dt_p}{dz} = \frac{\pi \alpha_z D_z (t_{zz} + t_{zp} - 2t_p)}{Q_m (c_p + c_w x_p)} \quad (15)$$

Bilans entalpii wody w rurociągu zasilającym można zapisać w postaci

$$Q_w c_c t_{wz} - \pi \alpha_w D_w (t_{wz} - t_{dz}) dz = Q_w c_c \left(t_{wz} + \frac{dt_{wz}}{dz} dz \right) \quad (16)$$

a w rurociągu powrotnym w postaci

$$Q_w c_c t_{wp} - \pi \alpha_w D_w (t_{wp} - t_{dp}) dz = Q_w c_c \left(t_{wp} + \frac{dt_{wp}}{dz} dz \right) \quad (17)$$

gdzie:

- Q_w — strumień masy wody w rurociągu [kg/s],
- c_c — ciepło właściwe wody [J/(kg·K)],
- D_w — wewnętrzna średnica rurociągu wodnego [m]; przyjęto tu równe średnice obu nitek rurociągu,
- t_{dz}, t_{dp} — temperatura wewnętrznej powierzchni ścianki rurociągu wodnego zasilającego i powrotnego [°C],
- t_{wz}, t_{wp} — temperatura wody w rurociągu zasilającym i powrotnym [°C],
- α_w — współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni ścianki rurociągu wodnego [W/(m²·K)]; przyjęto tu równe wartości współczynnika dla obu nitek rurociągu.

Pierwszy składnik lewej strony równań (16) i (17) to entalpia wody dopływającej w jednostkowym czasie do elementarnej objętości bilansowej, drugi składnik tej strony – entalpia przejmowana na wewnętrznej ściance rurociągu na odcinku dz w tym czasie, a prawa strona to entalpia wody wypływającej z objętości bilansowej. Równania (16) i (17) można zapisać w prostszej postaci

$$\frac{dt_{wz}}{dz} = - \frac{\pi \alpha_w D_w (t_{wz} - t_{dz})}{Q_w c_c} \quad (18)$$

$$\frac{dt_{wp}}{dz} = \frac{\pi \alpha_w D_w (t_{wp} - t_{dp})}{Q_w c_c} \quad (19)$$

Układ równań różniczkowych (15), (18) i (19), uzupełniony o warunki brzegowe i równania algebraiczne, pozwalające wyznaczyć temperatury zewnętrznych i wewnętrznych powierzchni rurociągu (t_{zz} , t_{zp} , t_{dz} i t_{dp}), stanowi model matematyczny wymiany ciepła między powietrzem w szybie a wodą w rurociągach.

Niezbędne rozkłady temperatury wewnętrznej (t_d) i zewnętrznej (t_z) powierzchni ścianki rurociągu w funkcji współrzędnej z określa się na podstawie równości (w stanie ustalonym) strumieni ciepłych wymienianych między wodą i ścianką wewnętrzną oraz między powietrzem i ścianką zewnętrzną

$$q_1 = q_2 = q \quad (20)$$

Używając współczynników przejmowania i przenikania, można te strumienie ciepła wyrazić następująco [1, 2, 3]

$$q_1 = \pi \alpha_w D_w (t_w - t_d) \quad (21)$$

$$q_2 = \pi \alpha_z D_z (t_z - t_p) \quad (22)$$

$$q = k \pi (t_w - t_p) \quad (23)$$

gdzie:

q_1 — strumień ciepła wymieniany między wodą i powierzchnią wewnętrzną [W/m],

q_2 — strumień ciepła wymieniany między powietrzem i powierzchnią zewnętrzną [W/m],

q — ogólne oznaczenie strumienia ciepła przenikającego przez ściankę rurociągu [W/m],

k — współczynnik przenikania ciepła przez ściankę rurociągu [W/(m·K)].

W przypadku przepływu ciepła przez przegrodę będącą ścianką rury współczynnik k wyraża się wzorem

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w D_w} + \frac{1}{2\lambda_r} \ln \frac{D_z}{D_w} + \frac{1}{\alpha_z D_z}} \quad (24)$$

gdzie: λ_r – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki rurociągu [W/(m·K)].

W przypadku rurociągów kilkuwarstwowych (np. izolowanych) przewodzenie ciepła przez wszystkie warstwy uwzględnia się, sumując ich opory cieplne

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w D_w} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{D_i}{D_{i-1}} + \frac{1}{\alpha_z D_z}} \quad (25)$$

gdzie:

λ_i — współczynnik przewodzenia ciepła i-tej warstwy ścianki rurociągu [W/(m·K)],

D_i — średnica zewnętrzna i-tej warstwy ścianki rurociągu [m],

i — kolejny wskaźnik warstwy ścianki rurociągu; $i = [1, 2, \dots, n]$,

n — liczba warstw ścianki rurociągu [–].

Dla $i = 1$ (warstwa najbliższa osi rurociągu) $D_{i-1} = D_w$, natomiast dla $i = n$ (warstwa najbardziej zewnętrzna) $D_i = D_z$.

Z powyższych zależności otrzymuje się

$$t_{dz} = t_{wz} - \frac{k(t_{wz} - t_p)}{\alpha_w D_w} \quad (26)$$

$$t_{zz} = t_p + \frac{k(t_{wz} - t_p)}{\alpha_z D_z} \quad (27)$$

$$t_{dp} = t_{wp} - \frac{k(t_{wp} - t_p)}{\alpha_w D_w} \quad (28)$$

$$t_{zp} = t_p + \frac{k(t_{wp} - t_p)}{\alpha_z D_z} \quad (29)$$

Podstawienie (26) i (27) w równaniach (15), (18) i (19) daje

$$\begin{cases} \frac{dt_p(z)}{dz} = \frac{\pi k [t_{wz}(z) + t_{wp}(z) - 2t_p(z)]}{Q_m (c_p + c_w x_p)} \\ \frac{dt_{wz}(z)}{dz} = - \frac{\pi k [t_{wz}(z) - t_p(z)]}{Q_w c_c} \\ \frac{dt_{wp}(z)}{dz} = \frac{\pi k [t_{wp}(z) - t_p(z)]}{Q_w c_c} \end{cases} \quad (30)$$

Rozwiązaniem powyższego układu są funkcje rozkładów temperatur wody i powietrza wzdłuż współrzędnej $z - t_p(z)$, $t_{wz}(z)$ i $t_{wp}(z)$.

W celu zobrazowania rozkładu temperatury wody w rurociągu zasilającym przedstawiono poniżej wyniki przykładowych obliczeń. Przyjęto przy tym, że w związku z niewielką różnicą temperatur powietrza i wody w rurociągu powrotnym można pominąć wymianę ciepła z płynącą nim wodą.

Przykład 2:

Wyznaczyć spadek temperatury ciepłej wody w szybowym rurociągu zasilającym (rurociąg stalowy, niez izolowany) dla danych:

— strumień masy wody	$Q_w = 100 \text{ kg/s};$
— strumień masy powietrza (suchego) w szybie	$Q_m = 150 \text{ kg/s};$
— wewnętrzna średnica rurociągu	$D_w = 25 \text{ cm};$
— grubość ścianki rurociągu	$\delta_z = 2,5 \text{ cm};$
stąd	$D_z = 30 \text{ cm};$
— głębokość szybu	$h_0 = 1000 \text{ m};$
— wilgotność właściwa powietrza w szybie	$x_p = 16 \text{ g/kg};$
— współczynnik przewodzenia ciepła ścianki rurociągu	$\lambda_r = 20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)};$
— współczynnik przyjmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurociągu	$\alpha_w = 5000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)};$
— współczynnik przyjmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni rurociągu	$\alpha_z = 20 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)};$
— temperatura wody na wlocie rurociągu zasilającego ($z = -1000 \text{ m}$)	$t_{w0} = 38^\circ\text{C};$
— temperatura powietrza na podszybiu ($z = -1000 \text{ m}$)	$t_{p0} = 25^\circ\text{C}.$

Rozwiązanie:

Przy podanym wyżej założeniu układ równań (30) upraszcza się do postaci

$$\begin{cases} \frac{dt_p(z)}{dz} = \frac{\pi k [t_{wz}(z) - t_p(z)]}{Q_m (c_p + c_w x_p)} \\ \frac{dt_{wz}(z)}{dz} = -\frac{\pi k [t_{wz}(z) - t_p(z)]}{Q_w c_c} \end{cases} \quad (31)$$

Jego rozwiązaniem są funkcje

$$t_p(z) = t_{p0} + \frac{Q_w c_c (t_{w0} - t_{p0})}{Q_m (c_p + c_w x_p) + Q_w c_c} \cdot [1 - e^{-\pi k A (h_0 + z)}] \quad (32)$$

$$t_{wz}(z) = t_{w0} - \frac{Q_m (c_p + c_w x_p) (t_{w0} - t_{p0})}{Q_m (c_p + c_w x_p) + Q_w c_c} \cdot [1 - e^{-\pi k A (h_0 + z)}] \quad (33)$$

gdzie

$$A = \frac{Q_m (c_p + c_w x_p) + Q_w c_c}{Q_m (c_p + c_w x_p) Q_w c_c} \quad (34)$$

a warunki brzegowe mają postać

$$t_{p0} = t_p (z = -h_0); \quad t_{w0} = t_{wz} (z = -h_0) \quad (35)$$

Ze wzoru (34) oblicza się stałą A

$$A = 8,823 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

ze wzoru (24) współczynnik przenikania ciepła

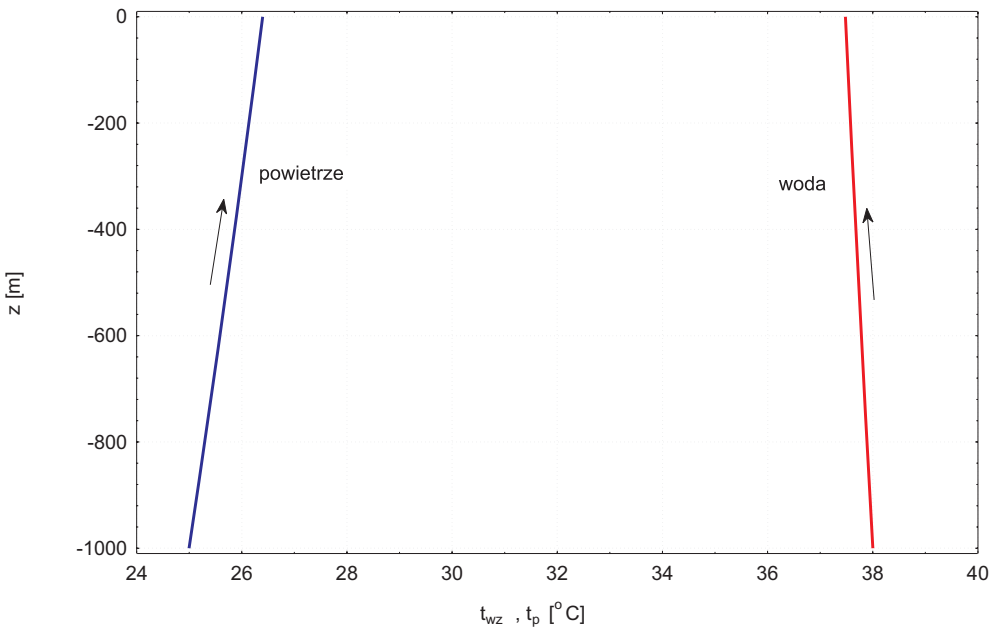
$$k = 5,813 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$$

Zgodnie z (32) i (33) podać teraz można rozkłady temperatur powietrza i wody w rurociągu zasilającym (rozkład tych temperatur przedstawiono na rysunku 2)

$$t_p (z) = 34,483 - 8,072 \cdot e^{-0,000161 z}$$

$$t_{wz} (z) = 34,483 + 2,993 \cdot e^{-0,000161 z}$$

Należy pamiętać, że współrzędna z przyjmuje tu wartości od -1000 m do 0 .



Rys. 2. Rozkład temperatury powietrza w szybie i wody w rurociągu szybowym zasilającym

4. Podsumowanie

W związku z dużymi możliwymi głębokościami zalegania pokładów z zagrożeniem cieplnym, z których odbywa się transport wody na powierzchnię, należy się liczyć ze znaczną wartością ciśnienia wody w rurociągach. Zmiany ciśnienia spowodowane ruchem wody (liniowe straty ciśnienia) mają tu marginalne znaczenie.

Temperatura ciepłej wody płynącej na powierzchnię może się wyraźnie obniżyć podczas przepływu przez szybowy odcinek rurociągu. Wiąże się to ze stratą wynoszonej na powierzchnię energii cieplnej. W rozwiązaniu przykładzie 2 temperatura wody spada z 38°C na wlocie rurociągu szybowego na poziomie -1000 m do 37,48°C na jego wylocie na poziomie 0 (zrąb szybu). Spadek temperatury o 0,52°C przy natężeniu przepływu wody 100 kg/s odpowiada stracie mocy równej około 220 kW. Gdyby na przykład w instalacji odzysku ciepła temperatura wody obniżała się o 10°C (odzysk ciepła równy 4,19 MW), to strata stanowiłaby 5,2% tej wartości.

Spadkowi temperatury wody towarzyszy wzrost temperatury powietrza. W rozwiązaniu przykładzie 2 temperatura ta rośnie od 25°C na wlocie rurociągu szybowego na poziomie -1000 m do 26,41°C na jego wylocie na poziomie 0 (zrąb szybu).

LITERATURA

- [1] *Staniszewski B.*: Termodynamika. Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa, 1982.
- [2] *Ochęduszek S.*: Termodynamika stosowana. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1970.
- [3] *Kołodziejczyk L., Rubik M.*: Technika chłodnicza w klimatyzacji. Arkady, Warszawa, 1976.