

*klimatyzacja kopalń,
urządzenia klimatyzacyjne
chłodnice powietrza*

Franciszek ROSIEK*, Marek SIKORA*,
Jacek URBAŃSKI*, Łukasz WYSOCKI*

ANALIZA PRACY PRZEAPONOWYCH CHŁODNIC POWIETRZA W WARUNKACH KOPALŃ LGOM

Przeanalizowano pracę przeponowych chłodnic powietrza stosowanych w jednej z podziemnych kopalń rud miedzi. W wyniku przeprowadzonych obliczeń pokazano zależność mocy chłodniczej chłodnic lamelowych i gładkorurowych od wybranych parametrów powietrza i wody. Wykazano, że chłodnice gładkorurowe w warunkach ruchowych charakteryzują się większą efektywnością.

1. WPROWADZENIE

Do obniżania temperatury powietrza w kopalniach wykorzystuje się chłodnice powietrza. Chłodnica powietrza jest to przeponowy lub bezprzeponowy (komory zraszania) wymiennik ciepła. W górnictwie światowym stosuje się oba typy chłodnic, natomiast w Polsce prawie wyłącznie wykorzystywane są chłodnice przeponowe. W kopalnianych systemach klimatyzacyjnych o działaniu bezpośrednim przeponową chłodnicą powietrza jest parownik, natomiast w układach pośrednich do chłodzenia powietrza wykorzystuje się wodne chłodnice powietrza. W jednej z kopalń rud miedzi wdrożono system klimatyzacji centralnej, który ma zapewniać temperaturę atmosfery kopalnianej umożliwiającą działalność górnictwa. Działanie układu klimatyzacji centralnej opiera się na oziębieniu chłodziwa (wody lodowej) na powierzchni kopalni i rozprowadzeniu go po dole kopalni za pomocą sieci rurociągów (z wykorzystaniem trójkomorowego podajnika rurowego) do urządzeń chłodniczych, którymi są wodne chłodnice powietrza. Zadaniem wodnych chłodnic powietrza jest obniżenie temperatur

* Politechnika Wrocławska, Wydział Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii, Instytut Górnictwa, pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław.

powietrza, szczególnie na wlotach do rejonów eksploatacyjnych i przygotowawczych, w których zlokalizowana jest większość stanowisk pracy załogi.

Efektywność działania klimatyzacji centralnej w dużej mierze zależy od efektywnej pracy jej ostatniego ogniwa, którym są przeponowe chłodnice powietrza.

Chcąc właściwie wykorzystać moc chłodniczą wody lodowej należy precyzyjnie przewidzieć jej zużycie przez poszczególne chłodnice powietrza. W tym celu konieczna jest znajomość zależności zachodzących między poszczególnymi parametrami chłodnic powietrza.

2. OBLICZANIE MOCY CHŁODNICZEJ CHŁODNIC POWIETRZA

Tematyce obliczania przeponowych chłodnic powietrza w ostatnich latach w Polsce poświęcono wiele publikacji [1–10]. Większość z nich [2, 5, 6, 8, 9, 10] dotyczy badań teoretycznych, weryfikowanych przeważnie w oparciu o pomiary przeponowej wodnej chłodnicy GCCP-115.

Chcąc określić zależności między parametrami chłodnic stosowanych w kopalniach LGOM wykorzystano rozważania zamieszczone w pracach [1, 2, 6]. Obliczenia parametrów powietrza oraz wody dokonano stosując przybliżoną metodę przedstawioną w pracy [6]. W metodzie tej wychodzi się z matematycznego opisu zachodzących w chłodnicy zjawisk wymiany ciepła. W chłodnicy wydzielone zostały dwie strefy. Przyjęto, że w pierwszej z nich następuje ochłodzenie części powietrza do momentu osiągnięcia temperatury punktu rosy, natomiast w drugiej strefie następuje ochłodzenie części powietrza połączone z wykropleniem wody. Zależności dla modelu matematycznego w stanie ustalonym dla pierwszej strefy można zapisać następującym układem równań

$$\frac{dt_c'}{ds} = \frac{\alpha_z F_z}{\rho F_{ch} L w (1 - b_f) (c_p + c_w x_c')} \quad (1)$$

$$\alpha_z F_z (t_c' - t_t') = \alpha_w F_w (t_t' - t_w')$$

$$\frac{dt_w'}{ds} = \frac{\alpha_w F_w}{\rho_w V_{cw} c_w w_{w0}} (t_t' - t_w')$$

$$x_c' = x_1$$

natomiast dla drugiej strefy układ równań ma postać

$$\frac{dt_c''}{ds} = \frac{\alpha_z F_z}{\rho F_{ch} L w (1 - b_f) [c_p + c_w x_c'' + (r + c_w t_c'' - c_c t_c'') \Phi]}$$

$$\alpha_z F_z (t_c'' - t_t'') = \alpha_w F_w (t_t'' - t_w'')$$

$$\frac{dt_w''}{ds} = \frac{\alpha_w F_w}{\rho_w V_{cw} c_{cw} w_{w0}} (t_t'' - t_w'')$$

$$x_c'' = x_n(t_c'') = \frac{379,8 \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 237,29}}}{p - 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 23}}}$$
 (2)

$$\Phi = \frac{dx_c''}{dt_c''} = \frac{379,8 \cdot 237,29 \cdot 7,5 \cdot \ln 10 \cdot p \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 237,29}}}{\left[(t_c'' + 237,29) \left(p - 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 237,29}} \right) \right]^2}$$
 (2a)

gdzie:

- p – ciśnienie powietrza, Pa,
- b_f – współczynnik bocznikowania,
- c_c – ciepło właściwe wody, J/(kg·K),
- c_p – ciepło właściwe powietrza, J/(kg·K),
- c_w – ciepło właściwe pary wodnej, J/(kg·K),
- F_{ch} – pole powierzchni czynnego poprzecznego przekroju chłodnicy, m²,
- F_w – pole wewnętrznej powierzchni wymiennika ciepła, m²,
- F_z – pole zewnętrznej powierzchni wymiennika ciepła, m²,
- L – długość chłodnicy, m,
- r – utajone ciepło kondensacji pary wodnej, J/kg,
- s – współrzędna bieżąca, m,
- s_w – współrzędna graniczna stref I i II w chłodnicy, m,
- t_1 – temperatura powietrza wpływającego do chłodnicy, °C,
- t_c' – temperatura chłodzonej części powietrza w strefie I, °C,
- t_c'' – temperatura chłodzonej części powietrza w strefie II, °C,
- t_{pr} – temperatura punktu rosy powietrza wpływającego do chłodnicy, °C,
- t_t' – temperatura przepony wymiennika ciepła w strefie I, °C,
- t_t'' – temperatura przepony wymiennika ciepła w strefie II, °C,
- t_w' – temperatura wody chłodzącej w strefie I, °C,

- $t_{w''}$ – temperatura wody chłodzącej w strefie II, °C,
 t_{w0} – temperatura wody chłodzącej na wlocie do chłodnicy, °C,
 V_{cw} – pojemność rurek wymiennika ciepła, m³,
 w – średnia prędkość przepływu powietrza przez chłodnicę, m/s,
 w_{w0} – średnia obliczeniowa prędkość przepływu wody przez chłodnicę,
 x_1 – wilgotność właściwa powietrza wpływającego do chłodnicy, kg/kg,
 x_c' – wilgotność właściwa chłodzonej części powietrza w strefie I, kg/kg,
 x_c'' – wilgotność właściwa chłodzonej części powietrza w strefie II, kg/kg,
 $x_n(t)$ – wilgotność właściwa powietrza w stanie nasycenia w temperaturze t , kg/kg,
 α_w – współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni wymiennika ciepła, W/(m²K),
 α_z – współczynnik przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni wymiennika ciepła, W/(m²K),
 ρ – gęstość powietrza w chłodnicy, kg/m³,
 ρ_w – gęstość wody, kg/m³.

Po przyjęciu uproszczeń zgodnych z pracą [6] temperaturę wody na wypływie t_{wp} oraz położenie przekroju granicznego s_w w chłodnicy oblicza się w sposób iteracyjny rozwiązując układ równań

$$t_{wp} = \frac{K_4 t_{pr} - K_2 t_1 + K_1 t_1 e^{K_4 s_w}}{K_1 (e^{K_4 s_w} - 1)}, \text{ °C} \quad (3)$$

$$t_{wp} = \frac{K_4 t_1 (e^{K_4 s_w} - 1)}{K_2 e^{K_4 s_w} - K_1} + K_4 \frac{K_2 t_{pr} (e^{K_5 s_L} - e^{K_5 s_w}) + K_5 t_{w0} e^{K_5 s_w}}{(K_2 e^{K_5 L} - K_3 e^{K_5 s_w})(K_2 e^{K_4 s_w} - K_1)}, \text{ °C} \quad (4)$$

w którym współczynniki K_i i C_i opisują zależności

$$K_1 = \frac{C_1 \alpha_w F_w}{\alpha_w F_w + \alpha_z F_z}, \quad K_2 = \frac{C_2 \alpha_z F_z}{\alpha_w F_w + \alpha_z F_z}, \quad K_3 = \frac{C_3 \alpha_w F_w}{\alpha_w F_w + \alpha_z F_z}, \quad (5)$$

$$K_4 = K_2 - K_1, \quad K_5 = K_2 - K_3,$$

$$C_1 = \frac{\alpha_z F_z}{\rho F_{ch} L w (1 + b_f) (c_p + c_w x_1)}, \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{\alpha_w F_w}{\rho_w V_{cw} c_c w_{w0}}, \quad C_3 = \frac{\alpha_z F_z}{\rho F_{ch} L w (1 + b_f) (c_p + \Phi r)}$$

Temperaturę chłodzonej części powietrza na wylocie z chłodnicy można obliczyć z zależności

$$t_c'' = \frac{K_2 t_{pr} e^{K_5 L} - K_3 t_{w0} e^{K_5 s_w} - K_3 (t_{pr} - t_{w0}) e^{K_5 L}}{K_2 e^{K_5 L} - K_3 e^{K_5 s_w}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

a stopień zwilżenia na wylocie chłodnicy określa równanie

$$x_c'' = \frac{379,8 \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 237,29}}}{p - 610,6 \cdot 10^{\frac{7,5 t_c''}{t_c'' + 237,29}}}, \text{ kg/kg} \quad (8)$$

Dla wyznaczenia współczynnika bocznikowania wykorzystano zależność [2]

$$b_f = \exp\left(-\frac{\alpha_z F_z}{c_p m_p}\right) \quad (9)$$

gdzie m_p – strumień masy powietrza przepływającego przez chłodnicę, m^3/s .

W odróżnieniu od pracy [6] do wyznaczania współczynnika wnikania ciepła od strony zewnętrznej wykorzystano zależność

$$\alpha_z = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d_z}, \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (10)$$

gdzie:

λ_p – współczynnik przewodzenia ciepła przez powietrze, $\text{W}/(\text{mK})$,

Nu – liczba Nusselta.

Do określenia występującej we wzorze (10) liczby Nusselta zastosowano wzór Michiejewa [14], który dla przestawnego układu rur ma postać

$$Nu = 0,41 Re^{0,60} Pr^{0,33} \quad (11)$$

gdzie Re – liczba Reynoldsa obliczona z zależności

$$Re = \frac{w d_z \rho}{\mu} \quad (12)$$

Pr – liczba Prandtla obliczona z zależności

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_p} \quad (13)$$

gdzie μ – lepkość dynamiczna powietrza, Pa s .

Moc chłodniczą przeponowej chłodnicy powietrza określa zależność

$$Q_{ch} = m_w c_c (t_{wp} - t_{w0}), \text{ kW} \quad (14)$$

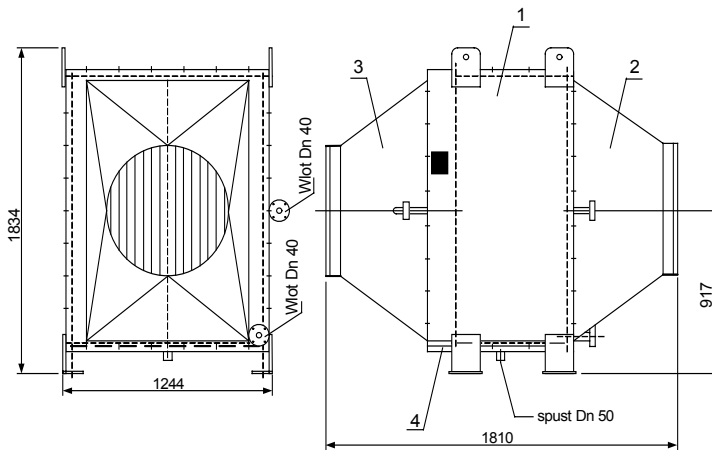
gdzie:

- t_{w0} – temperatura wody chłodzącej na wlocie do chłodnicy, °C,
- t_{wp} – temperatura wody chłodzącej na wylocie z chłodnicy, °C,
- m_w – strumień masy wody przepływający przez chłodnicę, kg/s,
- c_c – ciepło właściwe wody, kJ/(kg·K).

Wykorzystując powyższe zależności można wyznaczyć relacje między poszczególnymi parametrami powietrza i wody w przeponowych chłodnicach powietrza.

3. DANE TECHNICZNE CHŁODNIC POWIETRZA STOSOWANYCH W KOPALNIACH

Aktualnie w kopalniach LGOM stosuje się dwa typy przeponowych chłodnic powietrza – chłodnice lamelowe i gładkorurowe. Producentem chłodnic lamelowych CP-260 jest Mostostal Wrocław S. A. Wymiennik tej chłodnicy wykonano z rur stalowych $\varnothing 16 \times 1,8$ w układzie szachownicowym 40×40 . Wymiary tego typu chłodnicy przedstawia rys. 1. Chłodnica wyposażona jest w dyfuzor wlotowy i dyfuzor wylotowy połączony z odkraplaczem. Masa chłodnicy CP-260 wynosi około 1080 kg. Przepływ powietrza przez chłodnice wywołują wentylatory WOW1-80/2, tworząc razem zespół chłodniczy 3737/Z (rys. 2). W skład zespołu chłodniczego wchodzi także filtr i tłumik hałasu. Dla zwiększenia powierzchni wymiany ciepła zastosowano pionowo usytuowane płyciny (lamelle) odległe od siebie o 6 mm.

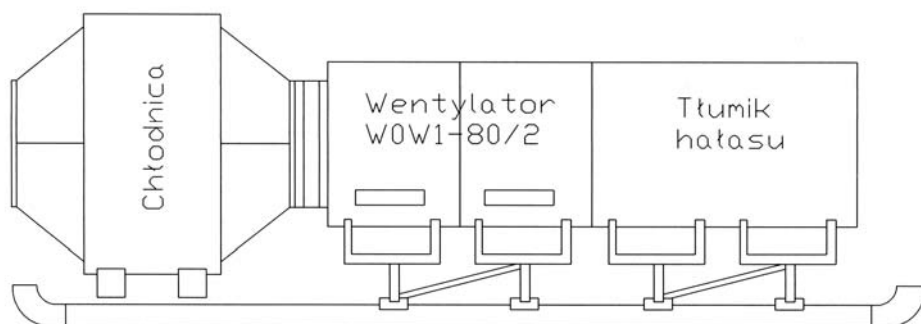


Rys. 1. Wodna przeponowa chłodnica powietrza CP-260 [11]:

1 – wymiennik, 2 – dyfuzor wlotu, 3 – odkraplacz z dyfuzorem wylotu, 4 – taca ze spustem wody

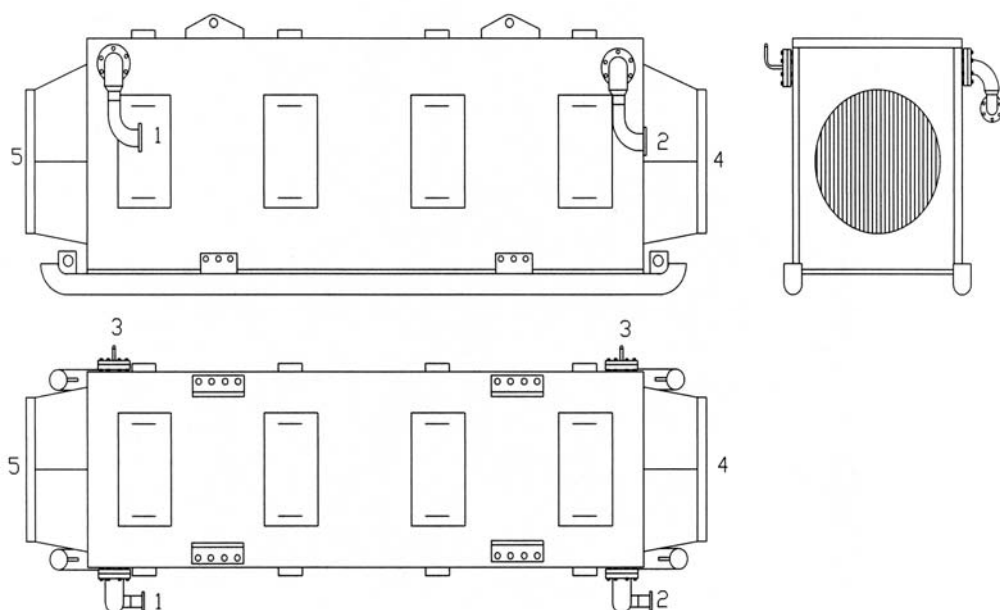
Fig. 1. Water diaphragmatic air cooler CP-260 [11]:

1 – heat exchanger, 2 – the inlet diffuser of the air, 3 – droplet separator with the outlet diffuser of the air, 4 – drip tray



Rys. 2. Zespół chłodniczy powietrza 3737/Z [12]

Fig. 2. Cooling aggregate of the air 3737/Z [12]



Rys. 3. Wodna przeponowa chłodnica powietrza CP-290-A [13]:

1 – wylot wody, 2 – wlot wody, 3 – odpowietrznik, 4 – wlot powietrza, 5 – wylot powietrza

Fig. 3. Water diaphragmatic air cooler CP-290-A [13]:

1 – water outlet, 2 – water inlet, 3 – purger, 4 – air inlet, 5 – air outlet

Jako chłodziw gładkorurowe stosuje się chłodziw powietrza produkowane przez Mostostal Wrocław S.A. (CP-290A) oraz od niedawna chłodziw GCP-250 produkowane

wane przez Eurotech Sp. z o.o. Chłodnica CP-290-A (rys. 3) wykonana jest z rur stalowych o średnicy 15 mm w układzie stromorurkowym. Wymiary chłodnicy (dł./szer./wys.) wynoszą $4700 \times 1555 \times 1750$ mm, a jej masa około 4500 kg.

Chłodnice GCP-250-350 wykonane są z rurek miedzianych w układzie stromorurkowym. Zależnie od żądanej mocy chłodniczej powierzchnia wymiany ciepła wynosi: dla 258 kW – $93,86 \text{ m}^2$, dla 306 kW – $112,63 \text{ m}^2$, dla 361 kW – $131,40 \text{ m}^2$. Nominalne parametry wody na wlocie powinny wynosić: strumień masy wody – $3,61 \text{ kg/s}$, temperatura wody – 4°C . Maksymalne wymiary zabudowanej chłodnicy (dł./szer./wys.) wynoszą $4200 \times 900 \times 1050$ mm, a jej masa, zależnie od żądanej mocy od 2400 do 2700 kg.

Porównując wymiary tych chłodnic, można stwierdzić różnią się one szczególnie długością. Dotyczy to głównie chłodnic lamelowych, które mają ponad dwukrotnie mniejszą długość od chłodnic gładkorurowych. Także masa chłodnicy z wymiennikiem ożebrowanym jest w zależności od typu chłodnicy z wymiennikiem gładkorurowym od dwóch do czterech razy mniejsza.

4. ANALIZA PARAMETRÓW CHŁODNIC POWIETRZA STOSOWANYCH W KOPALNIACH

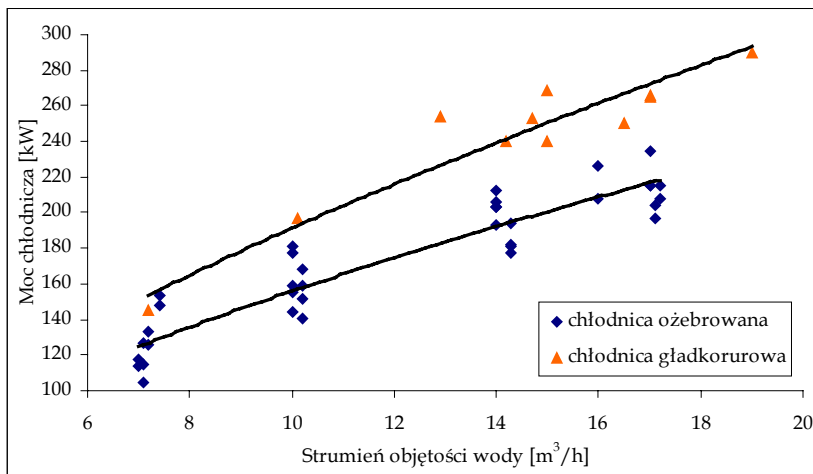
W warunkach kopalń LGOM, po wdrożeniu klimatyzacji centralnej, stosowano wyłącznie chłodnice CP-260 z lamelami. Zebrane doświadczenia zaowocowały wdrożeniem do praktyki górniczej chłodnic gładkorurowych. Dlatego też analizie poddano oba typy chłodnic.

Dla obu typów chłodnic przeprowadzono pomiary, których wyniki przedstawiono na rys. 4.

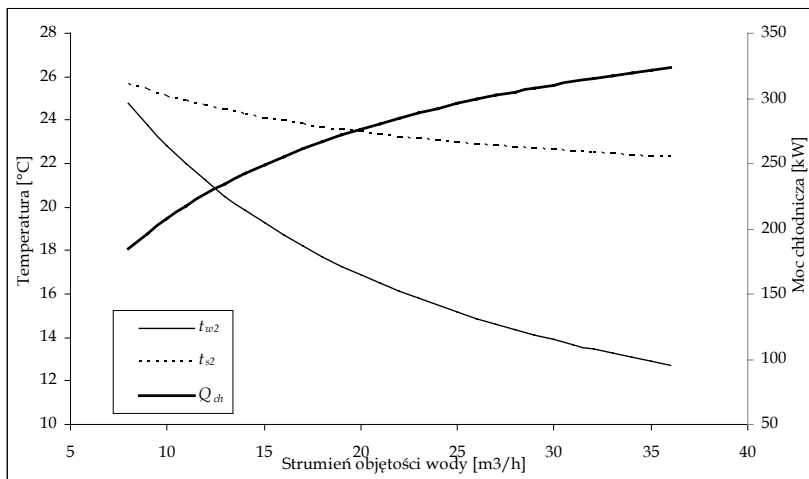
Parametry powietrza i wody dla pomiarów pokazanych na rys. 1 zmieniały się w zakresie:

- strumień objętości powietrza przepływający przez chłodnice – $525\text{--}620 \text{ m}^3/\text{min}$,
- temperatura wlotowa wody lodowej – $4,3\text{--}6,8 \text{ }^\circ\text{C}$,
- temperatura powietrza mierzona termometrem suchym na wlocie do chłodnicy – $30\text{--}33^\circ\text{C}$.

Wyznaczone w oparciu o pomiary moce chłodnicze zmieniały się dla chłodnic lamelowych w zakresie $105\text{--}235 \text{ kW}$, natomiast dla chłodnic gładkorurowych w zakresie $140\text{--}290 \text{ kW}$. W całym zakresie pomiarowym moc chłodnicza chłodnic gładkorurowych jest średnio 26% większa od mocy chłodnic lamelowych. Z nachylenia linii trendu dla obu chłodnic widać, że ich moc chłodnicza rośnie wraz ze zwiększaniem się strumienia objętości wody przepływającego przez chłodnicę.



Rys. 4. Moc chłodnicza wyznaczona z pomiarów dla chłodnic lamelowych i gładkorurowych
 Fig. 4. The cooling power of extended-surface and smooth pipe coolers determined from measurements

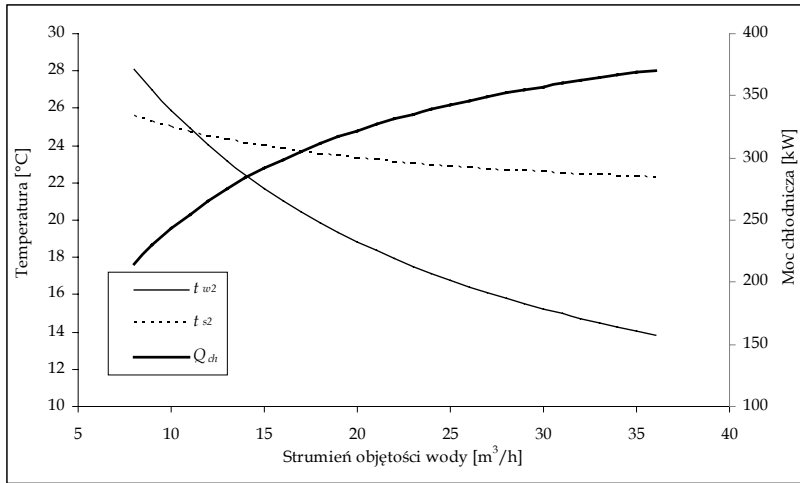


Rys. 5. Charakterystyka lamelowej chłodnicy powietrza:

Q_{ch} – moc chłodnicy, kW, t_{w2} – temperatura wody na wylocie z chłodnicy,
 t_{s2} – temperatura powietrza na wylocie z chłodnicy

Fig. 5. Profile of the extended-surface cooler:

Q_{ch} – power of the cooler, kW, t_{w2} – the temperature of water on the outflow from the cooler,
 t_{s2} – the temperature of the air on the outflow from the cooler.



Rys. 6. Charakterystyka gładkorurowej chłodnicy powietrza:

Q_{ch} – moc chłodnicy, kW, t_{w2} – temperatura wody na wylocie z chłodnicy,
 t_{s2} – temperatura powietrza na wylocie z chłodnicy

Fig. 6. Profile of the smooth-pipe air cooler:

Q_{ch} – power of the cooler, kW, t_{w2} – the temperature of water on the outflow from the cooler,
 t_{s2} – the temperature of air on the outflow from the cooler

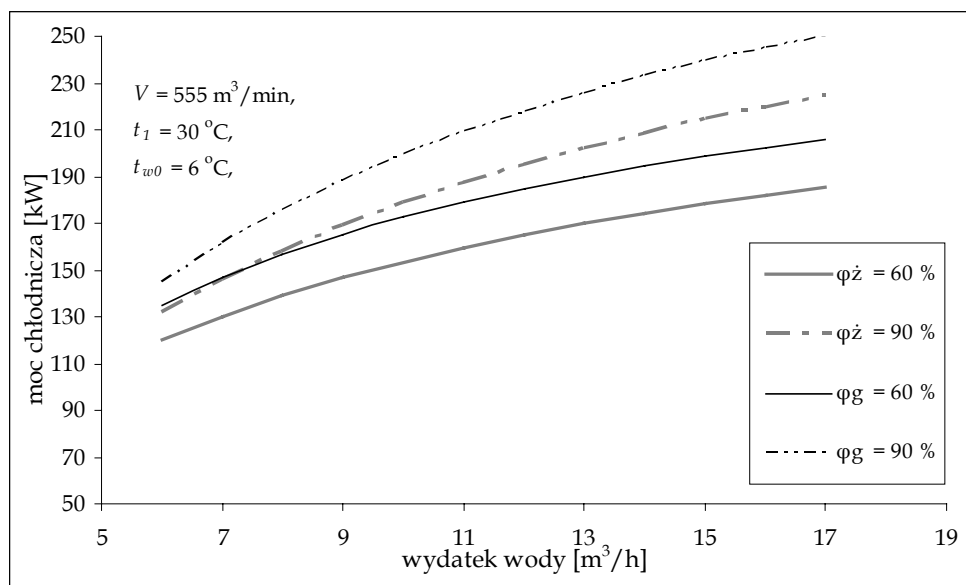
Przedstawione powyżej wartości mocy chłodniczych wyznaczone były dla zainstalowanych w różnych punktach kopalni chłodnic. W związku z tym niemożliwe było uzyskanie pełnego zakresu zmian parametrów wejściowych wpływających na pracę chłodnic. Chcąc określać relacje między parametrami chłodnic konieczne jest korzystanie z modelu obliczeniowego przedstawionego w punkcie 2.

Dla przedstawienia zależności mocy chłodniczej oraz temperatury wody i powietrza na wylocie z chłodnicy od strumienia objętości wody przepływającego przez chłodnicę, przeprowadzono w oparciu o powyższy model obliczenia. Wyniki obliczeń chłodnicy lamelowej zobrazowano na rys. 5, a dla chłodnicy gładkorurowej na rys. 6.

Powyższe charakterystyki sporządzono dla strumienia objętości powietrza $V_p = 11 \text{ m}^3/\text{s}$, temperatury powietrza na wlocie do chłodnicy $t_{s1} = 35 \text{ °C}$, wilgotności względnej powietrza $\varphi = 70\%$ oraz temperatury wody na wlocie $t_{w0} = 5 \text{ °C}$.

Moce chłodnicze wyznaczone w oparciu o model teoretyczny są dla chłodnic gładkorurowych większe od 15 do 17% od mocy chłodnic lamelowych. Otrzymana różnica wartości mocy chłodniczych jest mniejsza niż wyznaczona na bazie pomiarów. Wynika to z faktu, że obliczenia modelowe dla chłodnic lamelowych nie uwzględniają zabrudzenia powierzchni wymiennika, które w przypadku tych chłodnic mają istotny wpływ na parametry robocze chłodnicy. Różnica w wielkości mocy chłodniczej wynika oczywiście z temperatury wody na wypływie. Porównując rys. 5 i 6 widać, że tem-

peratura wody na wypływie z chłodnicy gładkorurowej jest proporcjonalnie większa niż w przypadku chłodnicy lamelowej.



Rys. 7. Zależność mocy chłodniczej chłodnicy lamelowej (kolor szary) i chłodnicy gładkorurowej (kolor czarny) od wydatku wody chłodzącej dla wilgotności względnej zmienianej w zakresie 60–90%

Fig. 7. Dependence of the cooling power of the extended-surface cooler (grey colour) and a smooth-pipe cooler (black colour) from the usage of the cooling water for relative moisture changed in the range of 60–90%

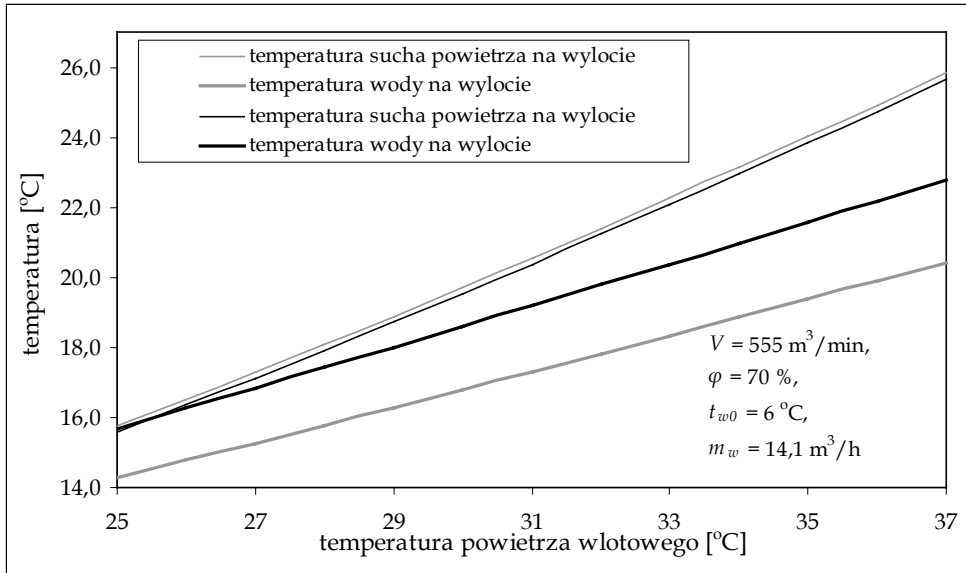
Dla zbadania wpływu zmian wilgotności powietrza wlotowego na moc chłodniczą obu typów chłodnic przeprowadzono stosowne obliczenia, których wyniki przedstawiono na rys. 7.

Wzrost wilgotności w obu przypadkach powoduje proporcjonalny wzrost mocy chłodniczej.

Dla zobrazowania wpływu temperatury wlotowej powietrza na parametry pracy chłodnicy sporządzono wykresy obejmujące jej wpływ na temperaturę wody i powietrza na wylocie z chłodnicy. Wykresy te zamieszczono na rys. 8.

Dla obu typów chłodnic obserwuje się, że wzrostem temperatury wlotowej powietrza rośnie temperatura wody na wylocie z chłodnicy. Wynika to z rosnącej różnicy temperatur między powietrzem a medium chłodzącym (wodą), co wpływa na intensyfikację wymiany ciepła w chłodnicy. Większa temperatura wody na wylocie z chłodnicy gładkorurowej wynika z konstrukcji wymiennika. W wymienniku gładkorurowym całkowita powierzchnia wymiany ciepła jest równa powierzchni zewnętrznej

rurek. Natomiast w wymienniku lamelowym powierzchnia całkowita jest sumą powierzchni zewnętrznej rurek i znacznie większej od niej powierzchni lamel.



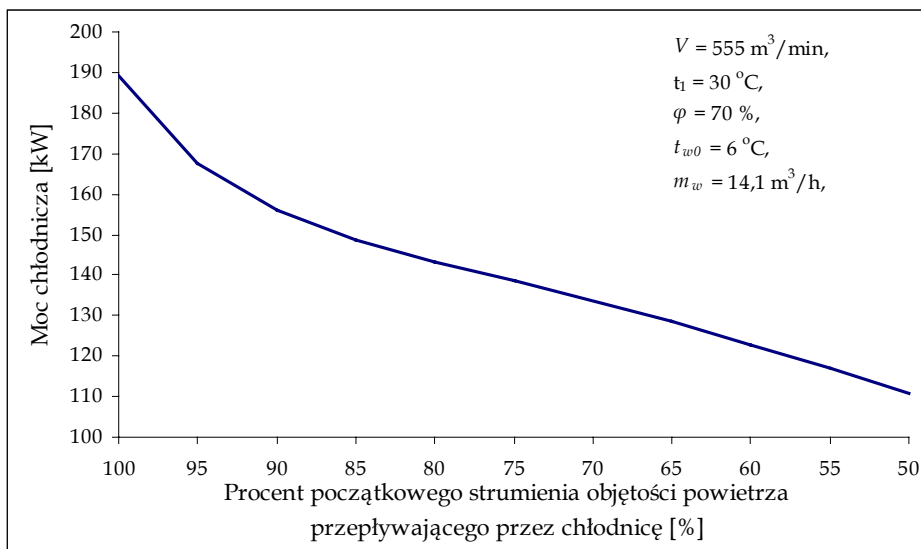
Rys. 8. Zależność temperatury wylotowej od temperatury wlotowej powietrza z chłodnicy lamelowej (kolor szary) i chłodnicy gładkorurowej (kolor czarny) dla wilgotności względnej z zakresu 60–90%

Fig. 8. Dependence of outflow temperature from the inflow temperature of the air for extended-surface cooler (grey colour) and a smooth-pipe cooler (black colour) for relative moisture in the range of 60–90%

Jak wspomniano wcześniej rozbieżność między wynikami uzyskanymi z pomiarów a wyznaczonymi z modelu szczególnie widoczna jest dla chłodnic ożebrowanych.

Chłodnica została skonstruowana tak, że odległość między lamelami w postaci płytyn wynosi 6 mm, co utrudnia ich okresowe czyszczenie. Powoduje to, że w krótkim czasie zmniejszają się szczeliny między lamelami powodując znaczące ograniczenie przepływającego przez chłodnicę powietrza, a także nastąpi zmniejszenie współczynnika przenikania ciepła, co ograniczy wymianę ciepła między powietrzem a wodą przepływającą przez chłodnicę.

Przedstawiony w części 2 model obliczeniowy nie uwzględnia wprost stopnia zanieczyszczenia powierzchni chłodnic. Dlatego też chcąc określić wpływ zwiększania grubości osadu na lamelach na ograniczenie mocy chłodniczej wykorzystano metodę obliczania chłodnic zaproponowaną w pracy [2]. Wyniki przeprowadzonych tą metodą obliczeń dla przykładowych danych wejściowych obrazuje rys. 9.



Rys. 9. Obniżenie mocy chłodnicy wywołane spadkiem strumienia objętości powietrza wynikającym ze zwiększania grubości osadu na lamelach

Fig. 9. Decrease in power of the air cooler due to fall of the volume of air stream resulting from enlarging the thickness of sediments on plate fins

W pierwszym etapie wzrost grubości osadu na wymienniku nie wpływa znacząco na spadek strumienia objętości powietrza. Spadek mocy chłodniczej w tym etapie wynika przede wszystkim ze zwiększenia oporu cieplnego wymiennika.

W dalszym etapie, po kilku miesiącach ciągłego użytkowania chłodnicy, zwiększenie grubości osadu na lamelach prowadzi do znaczącego ograniczenia strumienia przepływającego przez chłodnicę powietrza. Z wykresu wynika, że ograniczenie ilości powietrza do wartości 50% przepływu nominalnego skutkuje spadkiem mocy chłodniczej o około 40%.

Przedstawione obliczenia wyjaśniają kierunek zmian dotyczących przechodzenia w kopalniach LGOM z chłodnic lamelowych na chłodnice gładkorurowe.

4. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonej analizy parametrów przeponowych chłodnic powietrza, stosowanych w jednej z kopalń rud miedzi, wynika, że charakteryzują się podobnymi parametrami chłodniczymi. Z uwagi jednak na zarastanie płycin i ograniczenie przez to przepływającego przez chłodnicę strumienia objętości powietrza moc chłodnicza chłodnic lamelowych znacząco spada. Ponieważ chłodnice te po kilkukrotnym czysz-

czeniu ulegają uszkodzeniu, dlatego też sukcesywnie będzie się wymieniać chłodnice lamelowe na gładkorurowe. Istotnym mankamentem chłodnic gładkorurowych są jednak ich wymiary, znacząco większe od chłodnic lamelowych.

LITERATURA

- [1] KALINOWSKI K., PALIWODA A., BONCA Z., BUTRYMOWICZ D., TARGAŃSKI W., *Amoniakalne urządzenia chłodnicze*. Tom I, IPPU „Masta”, Gdańsk 2000.
- [2] WACŁAWIK J., CYGANKIEWICZ J., KNECHTEL J., *Warunki klimatyczne w kopalniach głębo- kich*, Poradnik, PAN, Kraków 1995.
- [3] WACŁAWIK J., CYGANKIEWICZ J., KNECHTEL J., *Bilans cieplny przeponowych chłodnic po- wietrza*, Mat. Konf. Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Szczyrk 2002.
- [4] WACŁAWIK J., CYGANKIEWICZ J., KNECHTEL J., *Chłodnice przeponowe powietrza i wody w układach klimatyzacji kopalń o małej mocy*, Międzynarodowa konf. na temat: *Najnowsze osią- gnięcia w zakresie przewietrzania kopalń oraz zwalczania zagrożeń pożarowych, gazowych i klima- tycznych*, GIG, Szczyrk 1999.
- [5] FILEK K., HOLESZ K., NOWAK B., ROSZKOWSKI J., *Chłodzenie powietrza górniczą chłodnicą przeponową z kondensacją pary wodnej*, Archives of Mining Sciences, Vol. 44, Iss. 1, 1999.
- [6] FILEK K., NOWAK B., ROSZKOWSKI J., *Przybliżona metoda obliczania parametrów termodyna- micznych czynnika chłodzonego i chłodzącego w przeciwprądowej chłodnicy powietrza*. Międzynaro- dowa Konf. na temat, „Najnowsze osiągnięcia w zakresie przewietrzania kopalń oraz zwalczania za- grożeń pożarowych, gazowych i klimatycznych”, Materiały konferencyjne, GIG, Katowice 1999.
- [7] WACŁAWIK J., CYGANKIEWICZ J., KNECHTEL J., *Wymiana ciepła i masy (wilgoci) w górni- czych urządzeniach klimatyzacyjnych*, Szkoła Aerologii Górniczej, Zakopane 2002.
- [8] FILEK K., NOWAK B., ROSZKOWSKI J., *Optymalny dobór wentylatora łutniowego współpracu- jącego z przeponową chłodnicą powietrza*, Archives of Mining Sciences, Vol. 45, Issue 1, 2000.
- [9] FRYCZ A., DOMAGAŁA L., *Efekty energetyczne chłodnic powietrza GCCP-115N i ich rzeczywi- sta charakterystyka badana w warunkach dołowych*, Wiadomości Górnicze, nr 2–3, 1990.
- [10] WACŁAWIK J., MIKOŁAJCZYK W., BRANNY M., *O wydajności cieplnej górniczych chłodnic powietrza*, Zeszyty Naukowe Polit. Śląskiej, Seria Górnictwo, z. 205, Gliwice 1992.
- [11] *Dokumentacja techniczno-ruchowa (DTR) chłodnicy CP-260-18-12*, Mostostal Wrocław S.A.
- [12] *Dokumentacja techniczno-ruchowa (DTR) zespołu chłodniczego 3737.00*.
- [13] *Dokumentacja techniczno-ruchowa (DTR) chłodnicy CP-290-A*, Mostostal Wrocław S.A.
- [14] ZALEWSKI W., NIEZGODA-ŻELASKO B., GOŁOGÓRSKI J., *Współczynniki wnikania ciepła przy przepływie płynu prostopadłym do pęku rur gładkich*, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, nr 3, 1997.

MEMBRANE AIR COOLERS ANALYSIS IN CONDITIONS OF LGOM MINES

Membrane air coolers working, applied to one of the underground copper ore mine was analyzed. As a result of calculations, dependence of cooling power of smooth-pipe and extended-surface coolers of selected parameters of air and water was revealed. Greater efficiency of smooth-pipe coolers in move- ment conditions was revealed.