

Kazimierz BIERNACKI

Józef SUŁKOWSKI

Katedra Eksploatacji Złóż

Politechniki Śląskiej

Gliwice

WPŁYW WYMIANY CIEPŁA MIĘDZY RUROCIĄGAMI ZIMNEJ WODY A POWIETRZEM NA EFEKTYWNOŚĆ STOSOWANIA CHŁODNIC POWIETRZA

Streszczenie. Przyrost temperatury wody w rurociągach jest istotnym czynnikiem obniżającym skuteczność stosowania chłodziń powietrza. W referacie przeprowadzono rozważania teoretyczne dotyczące wymiany ciepła między rurociągiem a strumieniem powietrza, w szczególności wpływ jakości izolacji na przepływ ciepła. Przedstawiono również wyniki pomiarów wykonanych w pracujących urządzeniach klimatycznych w kilku kopalniach. Pomiarzy pozwoliły określić rzeczywiste straty "zimna" w rurociągach oraz ich wpływ na wydajność chłodziń przodkowych.

INFLUENCE OF HEAT EXCHANGE BETWEEN PIPE-LINES WITH COOL WATER AND AIR ON EFFICIENCY OF AIR-COOLERS

Summary. A increase of the temperature of water in the pipe-lines is an important factor lowering the efficiency of applying the air collers. Some theoretical considerations were made about heat exchange between a pipe-line and a stream of air, especially the influence of the quality of isolation on the heat flow. Results of measurements in working air coolers, done in a few mines, were also shown. The measurements enabled us to define the real losses of "cold" in pipe-lines and their influence on the productivity of air-coolers.

ВЛИЯНИЕ ОБМЕНА ТЕПЛА МЕЖДУ ТРУБОПРОВОДОМ ХОЛОДНОЙ ВОДУ И ВОЗДУШНОЙ СТРУЕЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Резюме. Увеличение температуры воды в трубопроводах — это существенный фактор снижающий эффективность применения воздухоохладителит. В докладе представлены теоретические рассуждения, касающиеся обмена тепла между трубопроводом и воздушной струей, в особенности влияние качества изоляции на распределение, тепла. Приведены также результаты измерений, выполненных в работающих воздухоохладителях в нескольких шахтах. Измерения дали возможность оценить действительные потери "холода" в трубопроводах, а также их влияние на производительность забойных воздухоохладителит.

1. WSTĘP

Aktualnie w polskich kopalniach węgla kamiennego zainstalowanych jest około 40 urządzeń klimatycznych typu GUC-250. Większość z nich uruchomiono w ostatnich latach, a pierwszy prototypowy egzemplarz rozpoczął pracę w kopalni "Halemba" w grudniu 1983 r. Okres stosowania urządzeń klimatycznych typu GUC-250 w kopalniach jest już wystarczająco długi, aby można było ocenić ich skuteczność. W ramach Problemu Resortowego nr 103 "Wybrane problemy eksploatacji złóż na dużych głębokościach" pracownicy Zakładu Aerologii Górniczej przeprowadzili wiele badań dotyczących działania tych urządzeń w warunkach kopalnianych. Celem tych badań było ustalenie efektywności stosowania urządzeń w zależności od warunków pracy poszczególnych jego elementów. Jednym z istotnych elementów w całym urządzeniu klimatycznym są rurociągi, którymi przepływa woda chłodząca. Wpływ rurociągów transportujących wodę zimną do chłodnicy powietrza i z powrotem na parametry pracy samej chłodnicy jest tematem niniejszego artykułu.

2. CZYNNIKI DECYDUJĄCE O WYDAJNOŚCI CHŁODNIC POWIETRZA

Podstawowym kryterium efektywności stosowania urządzeń klimatycznych jest osiągany zakres poprawy parametrów powietrza w przodku, czyli wydajność chłodnicza chłodnicy przodkowej. Dla chłodzenia powietrza w przodkach ślepych zazwyczaj stosuje się chłodnice GCCP-115 N. W celu osiągnięcia znamionowej

zdolności chłodniczej powinny zostać zapewnione następujące warunki pracy chłodnicy:

- wydatek powietrza $V = 3,5 \text{ m}^3/\text{s}$,
- temperatura wilgotna powietrza $t_w = 25^\circ\text{C}$,
- temperatura sucha powietrza na wlocie $t_{pp} = 25^\circ\text{C}$,
- wydatek wody chłodzącej $m_w = 3,1 \text{ kg/s}$,
- temperatura wody dopływającej $t_{wp} = 6^\circ\text{C}$.

Warunkom powyższym powinna odpowiadać temperatura powietrza po ochłodzeniu $t_{pk} = 17^\circ\text{C}$ oraz temperatura wody odpływającej z chłodnicy $t_{wk} = 15^\circ\text{C}$, co zapewnia zdolność chłodzącą chłodnicy równą 115 kW. Przeprowadzono badania [1, 2] w wielu kopalniach w celu sprawdzenia, czy parametry pracy chłodnic powietrza odpowiadają wartościom nominalnym. W tabeli 1 podano niektóre z mierzonych parametrów pracy dla wybranych chłodnic powietrza.

Tabela 1

Wyniki pomiarów parametrów pracy wybranych chłodnic powietrza

Nr chłod.	Temperatura przed chłodnicą			Temperatura za chłodnicą		Natężenie przepływu przez chłodnicę		Moc chłodnicy	
	pow. such. t_{sp}	pow. wilg. t_{wp}	wody t_{op}	pow. such. t_{sk}	wody t_{ok}	pow. m_p	wody m_w	Q	Q_n
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/s]	[kg/s]	[kW]	[%]
1	28.8	25.2	10.3	14.2	15.5	3.9	7.1	149.7	130.1
2	24.4	16.8	10.9	16.6	14.6	4.45	2.72	43.5	37.8
3	25.4	17.2	10.8	16.6	14.8	4.85	3.05	4.95	43.0
4	25.8	18.8	11.0	15.6	14.0	4.87	4.83	52.07	45.3
5	28.4	20.0	6.2	11.6	8.8	2.76	6.6	71.75	62.4
6	30.8	20.8	8.8	18.8	11.6	3.03	4.5	54.71	47.6
7	28.3	21.5	7.2	19.7	16.8	3.68	1.25	50.28	43.7
8	28.4	22.6	8.2	16.7	11.2	4.11	1.58	86.08	74.8
9	27.8	24.1	12.5	18.0	16.4	4.93	4.92	114.0	99.1
10	28.6	24.7	8.8	19.9	13.4	8.32	7.25	164.5	143.0

Jak widać z przedstawionych wyników w tabeli 1, parametry pracy przodkowych chłodziń powietrza odbiegają od parametrów nominalnych, a również wydajność chłodnicza jest najczęściej znacznie niższa od nominalnej. Istnieją dwie przyczyny, które powodują obniżenie wydajności zdolności chłodnicy:

- niedotrzymanie parametrów strumienia powietrza dopływającego do chłodnicy,
- niedotrzymanie parametrów strumienia wody chłodzącej.

Jeżeli agregat: skraplacz-parownik pracuje prawidłowo, to wówczas zimna woda ochładzana jest w parowniku do temperatury $+5^{\circ}\text{C}$. W takim przypadku niedotrzymanie parametrów strumienia wody dopływającej do chłodnicy powietrza jest powodowane procesami zachodzącymi wzdłuż rurociągów, którymi ta woda przepływa.

3. WYMIANA CIEPŁA WZDŁUŻ RUROCIĄGÓW ZIMNEJ WODY

Zgodnie z danymi nominalnymi [9] warunków pracy parownika urządzenia GUC-250 p strumień wody przepływający przez niego powinien charakteryzować się następującymi wartościami:

- masa strumienia 6,1 kg/s,
- temperatura wody dopływającej 15°C ,
- temperatura wody wypływającej 5°C .

Porównanie powyższych wartości z parametrami pracy chłodnicy przodkowej wskazuje, że producent przyjął znacznie zaniżone straty "zimna" w rurociągach. Przyrost temperatury na drodze od parownika do chłodnicy przyjęty został w wysokości $\Delta T = 1^{\circ}\text{C}$, natomiast w rurociągu powrotnym założono brak wymiany ciepła. Sytuacja taka może zaistnieć w praktyce jedynie wówczas, gdy długość rurociągów będzie bardzo mała. W rzeczywistości między strumieniem wody płynącej rurociągiem a strumieniem powietrza płynącego wyrobiskiem zachodzi wymiana ciepła. Jeżeli założyć, że rurociąg jest identyczny na całej długości, to ilość przepływającego ciepła przez ścianki można obliczyć z zależności:

$$Q = W_{\alpha} \cdot \nabla T_{p-k} \cdot l,$$

gdzie:

W_{α} - współczynnik przenikania ciepła,

ΔT_{p-k} - średnia różnica temperatur między wodą a powietrzem. Założenie to jest uproszczeniem, ale przy niewielkich zmianach temperatury wzdłuż trasy rurociągu niezbyt dużym,

l - długość rurociągu.

Współczynnik przenikania ciepła W_{α} jest funkcją wielu zmiennych, wśród których istotną rolę odgrywiają:

- 1) współczynnik przewodzenia ciepła dla stali oraz materiału izolacji, z których wykonano rurociąg,
- 2) współczynniki konwekcyjne i radiacyjne wnikania ciepła, które zależą od parametrów rurociągu oraz prędkości przepływu wody i powietrza.

W ramach pracy [2] wykonano obliczenia wartości teoretycznej współczynnika W_{α} po przyjęciu odpowiednich wartości stałych materiałowych. Dla wartości prędkości powietrza i wody, które występują w wyrobiskach i w rurociągach dla rzeczywistych instalacji, otrzymano następujące wartości współczynników przenikania ciepła:

$$1) W_{\alpha} = 0,485 \mp 0,027 \text{ [W/m}\cdot\text{K]},$$

Jeżeli złącza posiadają identyczną izolację, tzn. bez ich wyróżniania,

$$2) W_{\alpha} = 0,765 \mp 0,0051 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$$

dla złącz częściowo izolowanych, tak jak to jest w rzeczywistości (założono 80% skuteczności izolacji).

W celu porównania wielkości wymiany ciepła wyznaczonych teoretycznie z rzeczywistymi wartościami występującymi w rurociągach czynnych instalacji GUC-250p wykonano wiele pomiarów w warunkach dołowych [2, 4, 5]. Wszystkie badane rurociągi posiadały następujące parametry geometryczne:

- średnica wewnętrzna $d_w = 82 \text{ mm}$,
- grubość ścianki stalowej $s = 3,5 \text{ mm}$,
- średnica zewnętrzna (z izolacją) $d_z = 150 \text{ mm}$.

Zewnętrzna osłoną warstwy izolacji była blacha o grubości 0,5 mm, a izolację stanowiła pianka polimeryzowana. Niektóre wyniki uzyskane w czasie pomiarów zestawiono w tabeli 2.

W tabeli przyjęto oznaczenia:

t_w - temperatura wody wypływającej z parownika,

Δt_w - przyrost temperatury wody na całej długości rurociągu od parownika do chłodnicy powietrza,

L - długość rurociągu,

$\frac{\Delta t_w}{L}$ - przyrost temperatury wody na 1 km długości rurociągu,

Tabela 2

Wyniki pomiarów parametrów pracy rurociągów obiegu zimnej wody

Lp.	t_w	Δt_w	L	$\frac{\Delta t_w}{L}$	Δt_{p-w}	m_w	ΔQ	$\frac{\Delta Q}{L}$	ΔQ_c	W_α
	[°C]	[°C]	[m]	[°C/km]	[°C]	[kg/s]	[kW]	[kW/m]	[kW]	[W/m ² ·°C]
1	6.3	0.4	470	0.85	23.19	10.8	18.06	38.4	-	1.656
2	5.4	0.8	570	1.40	24.6	6.6	22.07	38.73	88.3	1.574
3	8.2	0.5	570	0.88	21.5	6.6	13.79	24.19	-	1.124
4	5.4	1.0	580	1.72	24.6	4.4	18.39	31.7	47.8	1.361
5	8.2	0.6	580	1.04	21.6	4.4	11.04	19.04	-	0.885
6	12.0	0.2	285	0.70	16.0	13.7	11.45	40.19	34.4	2.51
7	12.2	0.3	380	0.79	15.8	6.9	8.65	22.77	26.0	1.43
8	6.8	1.0	1205	0.83	15.9	5.0	20.9	17.34	46.0	1.088
9	6.3	0.9	1205	0.75	15.9	5.0	18.81	15.61	50.2	0.979
10	6.2	0.6	1205	0.50	16.4	4.17	10.46	8.68	43.6	0.53
11	6.0	0.8	1205	0.86	16.4	4.17	13.94	11.57	52.2	0.706
12	8.2	1.0	1205	0.83	15.2	3.3	13.79	11.45	33.1	0.756
13	5.8	1.4	1205	1.16	15.2	3.3	19.31	16.03	30.3	1.058
14	10.1	0.8	1250	0.53	10.9	5.77	19.29	15.44	57.9	1.41
15	10.1	0.7	950	0.57	11.9	5.77	16.88	17.77	50.7	1.493
16	10.1	0.9	1450	0.72	11.4	4.83	18.17	12.53	62.6	1.099
17	12.2	2.8	1875	1.49	12.8	3.06	35.81	19.08	81.8	1.491
18	12.2	2.0	1350	1.48	12.4	3.61	30.15	22.32	69.4	1.8
19	12.4	2.4	1640	1.46	13.4	4.0	40.13	24.41	70.2	1.824
20	12.4	1.8	1035	1.74	13.0	3.45	25.96	25.08	43.3	1.925

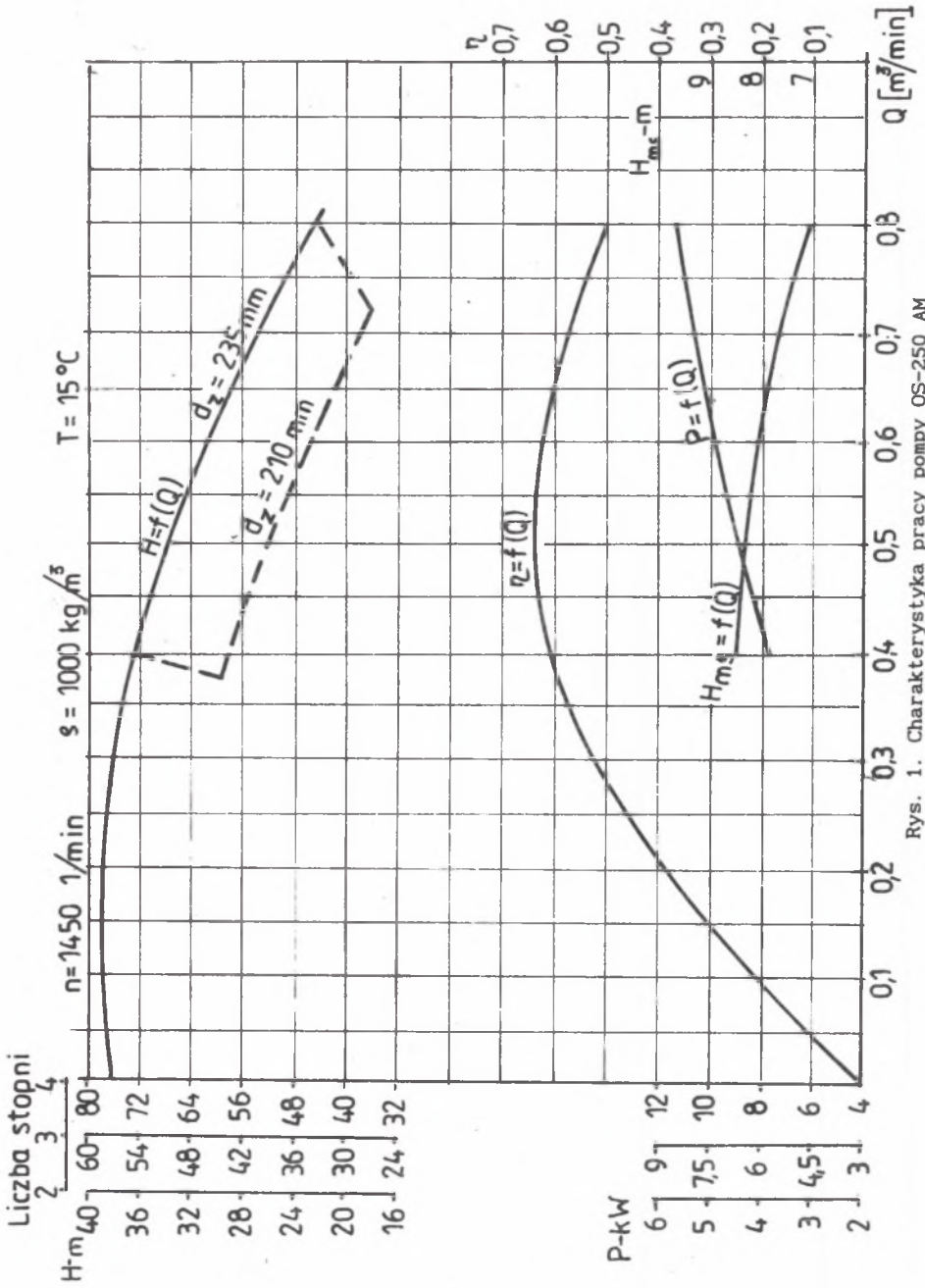
- Δt_{p-w} - średnia różnica temperatury powietrza i wody na trasie przepływu,
 m_w - masa wody przepływająca rurociągiem,
 ΔQ - straty "zimna" na całej długości rurociągu,
 $\frac{\Delta Q}{L}$ - straty "zimna" na długości 1 km rurociągu,
 ΔQ_c - całkowite straty "zimna" na obydwóch rurociągach (tzn. do chłodnicy i z powrotem),
 W_α - rzeczywisty średni współczynnik przenikania ciepła.

Jak widać z wyników pomiarów, straty "zimna" w czasie przepływu wody są znaczne. Średni przyrost temperatury wody wahał się od 0,5 aż do 1,74°C/km długości rurociągu. Wartości jeszcze wyższe uzyskano w pomiarach rurociągów z brakiem izolacji na pewnych odcinkach, ale tych danych się nie przytacza. Obliczony na podstawie wykonanych pomiarów współczynnik przenikania ciepła W_α przyjmuje wartości od 0,53 do 1,925 W/m·K. Otrzymane wartości współczynnika W_α z pomiarów są więc dla większości przypadków znacznie wyższe od wartości obliczonych teoretycznie.

Podobne pomiary wykonane równocześnie na rurociągach powrotnych dały najczęściej jeszcze większe przyrosty temperatury wody. Sytuację taką łatwo wytłumaczyć mniejszą dbałością o wykonanie i konserwację tych rurociągów. Sumaryczna wymiana ciepła na obydwóch rurociągach (tzw. do chłodnicy i z powrotem) jest znaczna i jak widać z tablicy 2 wynosi najczęściej kilkadziesiąt kW. W większości przypadków ilość "zimna" traconego wzdłuż rurociągów jest zbliżona do rzeczywistej wydajności chłodniczej chłodnicy powietrza. Założenie przez producenta znikomych strat "zimna" w czasie przepływu zimnej wody rurociągami jest błędne. Przy projektowaniu instalacji klimatyzacyjnych należy w obliczeniach uwzględnić fakt, że realne współczynniki przenikania ciepła są większe od obliczonych teoretycznie.

4. CZYNNIKI DECYDUJĄCE O NATĘŻENIU PRZEPIYU WODY PRZEZ CHŁODNICĘ POWIETRZA

Natężenie przepływu wody posiada wpływ na wydajność chłodnicy powietrza oraz na przyrost temperatury wody w rurociągach. Zmniejszenie wydatku wody poniżej wartości nominalnej będzie powodować pogorszenie skuteczności działania całego urządzenia. Przedstawione wyniki badań w tabeli 1 i tabeli 2 pokazują, że zmienność wydatku wody w obiegu jest bardzo duża, ale w niewielu przypadkach natężenie przepływu wody jest mniejsze od 3,1 kg/s. W obiegu wody



Rys. 1. Charakterystyka pracy pompy OS-250 AM

Fig. 1. A characteristic of the pump OS-250 AM

zimnej strata ciśnienia wody w chłodnicy wynosi 0,02 MPa, w parowniku 0,08 MPa, a pozostała część strat ciśnienia przypada na rurociągi. Ciśnienie robocze znamionowe zastosowanej pompy typu OS-80 AM wynosi 1,1 MPa, co oznacza, że zdecydowana większość strat hydraulicznych występuje w czasie przepływu rurociągami. Oczywiście jest, że w takiej sytuacji wzrost długości rurociągów musi powodować zmniejszenie wydatku.

Na rys. 1 przedstawiono charakterystykę pompy typu OS-80 AM. Widać z niego, że w przedziale pracy urządzenie GUC-250p, tzn. dla wydatku $22 \text{ m}^3/\text{h}$ i poniżej, charakterystyka jest prawie płaska. Oznacza to, że wzrost oporów przepływu wywołanych wydłużaniem rurociągów będzie powodował szybki spadek wydatku wody, gdyż ciśnienie pompy będzie wzrastać. Zmniejszenie wydatku wody w obiegu powodować będzie większy przyrost temperatury wody w rurociągu oraz pogorszenie sprawności samej chłodnicy przodkowej.

Powyższe rozumowanie wskazuje na pilną konieczność ustalenia, jaka może być maksymalna odległość chłodnicy powietrza od agregatu skraplacz-parownik, aby chłodnica przodkowa mogła mieć wystarczającą wydajność chłodniczą.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

1. Straty "zimna" w rurociągach wody zimnej są duże i obniżają efekty pracy chłodnic powietrza.

2. Współczynnik wymiany ciepła W_α posiada w warunkach rzeczywistych wartość większą od obliczonej teoretycznie gdyż przyjmuje wartości od 0,53 do 1,92 $\text{W/m}\cdot\text{K}$.

3. Należy podjąć badania w celu wyznaczenia maksymalnej długości rurociągów zimnej wody, przy której chłodnica powietrza może mieć wystarczającą wydajność chłodniczą.

LITERATURA

- [1] Staniszewski B. i inni: Wymiana ciepła - zadania i przykłady. PWN, Warszawa 1965.
- [2] Frycz A. i inni: Opracowanie metod poprawy warunków klimatycznych w głębokich kopalniach. Politechnika Śląska, Instytut TEZ. 1988, 1990 - prace wykonane w ramach Problemu Resortowego 103.

- [3] Frycz A., Domagała L.: Efekty energetyczne chłodziń powietrza GCCP 115N i ich rzeczywista charakterystyka badana w warunkach dołowych. Referat na symposium Tydzień Techniki, ROW 1989.
- [4] Hajda K., Kielan H.: Efektywna wydajność chłodnicza maszyn GUC-250p z uwzględnieniem strat ciepła w rurociągach. Praca dyplomowa. Instytut TEZ, 1990.
- [5] Tront A., Gienza S.: Ocena efektów pracy urządzenia GUC-250p w KWK "Anna". Praca dyplomowa. Instytut TEZ, 1990.
- [6] Uhlig H.: Instrukcja DTR - Wielostopniowe pompy odwadniające średnio-ciśnieniowe typy OS-AM. DTR nr 63.. Powen. Zabrze 1986.
- [7] Uhlig H.: Dokumentacja techniczno-ruchowa urządzenia chłodniczego GUC-250p. WUCH, Dębica 1984.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Józef WACŁAWIK

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1990 r.