

Komputerowe wspomaganie obliczeń parametrów technologicznych górniczych przenośników zgrzeblowych

Streszczenie

Wydajność eksploatacji węgla kamiennego systemem ścianowym uzależniona jest m.in. od odpowiedniego doboru parametrów pracy poszczególnych maszyn, to jest przenośnika, kombajnu i obudowy zmechanizowanej. W artykule przedstawiono komputerową metodę doboru przenośnika ścianowego w zależności od planowanego wydobycia, bazującą na podstawowych zależnościach do projektowania oraz doboru przenośnika zgrzeblowego do danych warunków eksploatacyjnych.

Summary

Production rate of hard coal with use of longwall system depends, among others, on proper selection of operational parameters of each machine, i.e. conveyor, shearer and powered roof support. Computer method for selection of parameters longwall shearer, depending on planned output, based on basic assumptions for designing, and for selection of flight-bar conveyor for the given operational conditions, is presented.

1. Wprowadzenie

Podstawowym systemem eksploatacji węgla kamiennego w polskich kopalniach jest system ścianowy. Umożliwia on dużą koncentrację wydobycia oraz uzyskiwanie wysokich wydajności poprzez szybki postęp przodka ściany. W Polsce prawie 100% wydobycia uzyskuje się systemem ścianowym kombajnowym [5].

Wyposażenie kompleksu ścianowego stanowi zespół maszyn i urządzeń do mechanicznego urabiania węgla, na który składają się: głównie kombajn ścianowy, przenośnik zgrzeblowy oraz obudowa zmechanizowana.

W kopalniach węgla kamiennego stosowane są różnego rodzaju przenośniki zgrzeblowe. Rozróżnia się trzy podstawowe grupy związane z miejscem ich pracy. Są to przenośniki:

- zgrzeblowe ścianowe,
- podścianowe,
- zgrzeblowe chodnikowe.

Oprócz nich spotyka się też inne specjalne zastosowania przenośników tj:

- przenośniki zasobnikowe,
- wygarniające urobek ze zbiorników pionowych,
- krótkie podawarki zgrzeblowe, itp.

Dobór przenośnika zgrzeblowego, w połączeniu z innymi maszynami systemu ścianowego, jest zagadnieniem istotnym z punktu widzenia ich wzajemnej współpracy, w ramach systemu ścianowego.

Wynika to z warunków pracy oraz potrzeby spełniania różnorodnych funkcji.

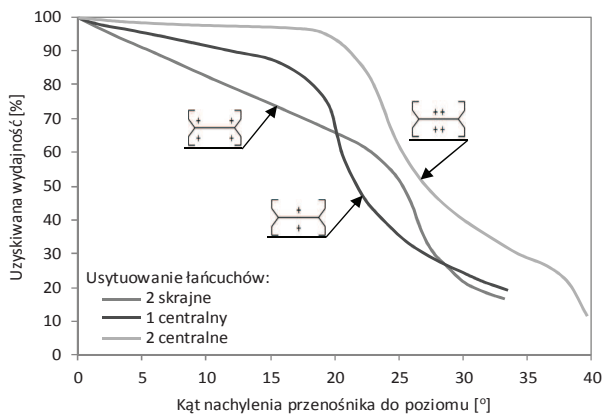
Przenośnik ścianowy współpracuje z przenośnikiem podścianowym, który jest drugim środkiem odstawy urobku ze ściany. Ze względu na to, że w przenośnikach tych silniki (1 lub 2) znajdują się zawsze w napędzie wysypowym, dobór podstawowych parametrów przenośnika jest łatwiejszy i przebiega inaczej niż w przenośnikach ścianowych.

2. Dobór ścianowych przenośników zgrzeblowych

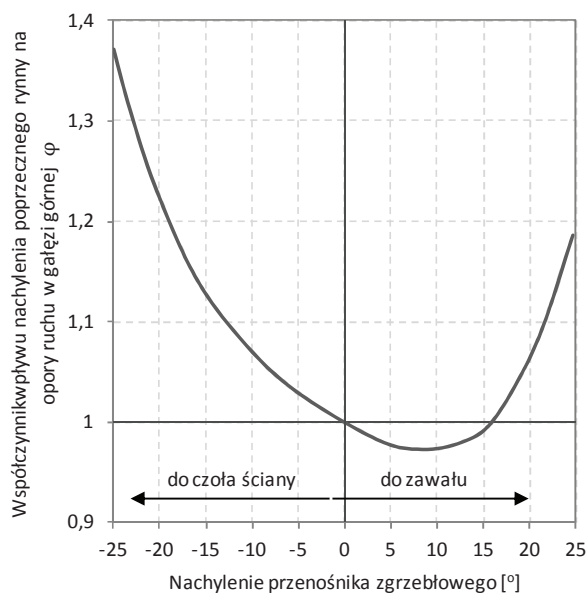
Przenośniki zgrzeblowe ścianowe pracują w ścianach o różnych nachyleniach podłużnych i poprzecznych. Nachylenia podłużne zmieniają się w granicach od 0° do 55° i mają wpływ na wydajność przenośnika. Przenośniki pracujące po upadzie, przy kątach od 35° do 55°, nazywane są hamującymi, zaś w pozostałych przypadkach (aż do pracy po wzniosie w granicach do kątów 20°) przenośnikami przesuwanymi (rys. 1).

Przenośniki hamujące powinny spełniać dodatkowe wymagania, wynikające z aktualnych przepisów bezpieczeństwa pracy [3]. Dotyczą one głównie zabezpieczeń przed skutkami staczania się brył urobku wzdłuż ściany oraz skutecznym hamowaniem przenośnika zgrzeblowego po wyłączeniu silników napędów.

Również nachylenia poprzeczne dochodzące do wartości $\pm 20^\circ$ mają wyraźny wpływ na opory ruchu przenośnika zgrzeblowego (rys. 2).



Rys. 1. Uzyskiwana wydajność prętośników zgrzeblowych w funkcji kąta nachylenia do poziomu podczas transportu po wzniosie [1, 6]

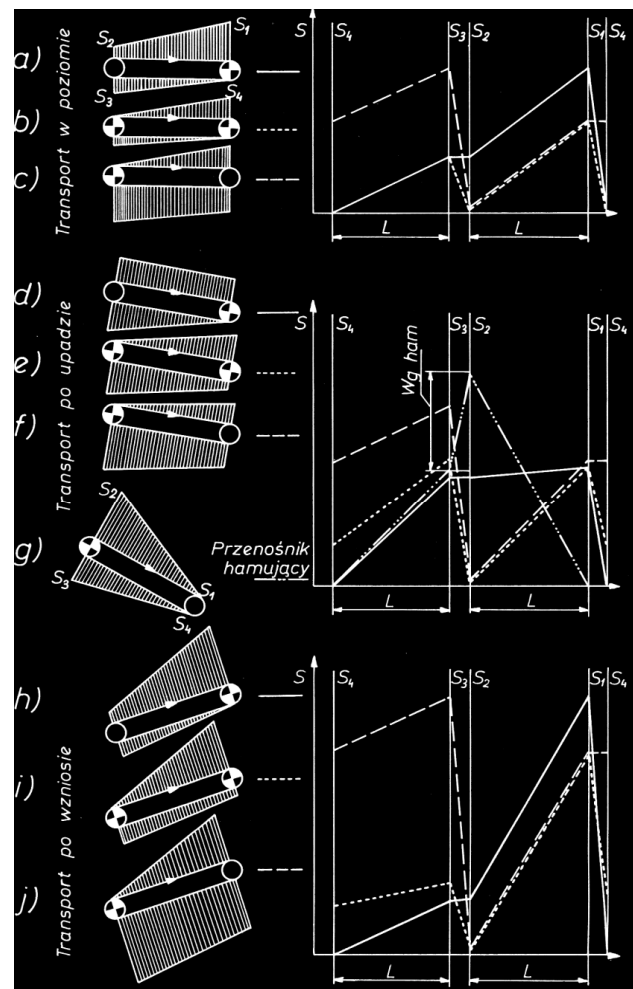


Rys. 2. Zależność współczynnika ϕ , określającego wpływ nachylenia poprzecznego rynny na opory ruchu w gałęzi górnej, od kąta nachylenia poprzecznego prętośnika zgrzeblowego [2, 6]

Warunki pracy prętośnika zgrzeblowego ścianowego mają również wpływ na opory ruchu gałęzi górnej i dolnej. W zależności od wartości tych oporów dobierane są moce napędów i ich rozdział na napęd wysypowy i zwrotny. Opory ruchu prętośnika zgrzeblowego i wynikające z nich moce oraz rozmieszczenie jednostek napędowych zależą od wielu czynników, do których należy zaliczyć:

- długość prętośnika L , w tym długość załadunku L_c [m],
- współczynnik oporów ruchu gałęzi górnej f_g , zależny nie tylko od rodzaju transportowanego materiału, ale i od jego przekroju poprzecznego,
- współczynnik oporów ruchu gałęzi dolnej f_d , zależny od rodzaju transportowanego materiału i stopnia zanieczyszczenia tej gałęzi,

- współczynnik ψ_g , określający opory ruchu w gałęzi górnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągną łańcuchowego, w kadłubie napędu wysypowego i na prętośniku,
- współczynnik ψ_d , określający opory ruchu gałęzi dolnej (opory dodatkowe), na zakrzywieniach trasy ciągną łańcuchowego, w kadłubie napędu zwrotnego i na prętośniku,
- współczynnik określający wpływ nachylenia poprzecznego ϕ na opory ruchu gałęzi górnej f_g ,
- obciążenie jednostkowe prętośnika urobkiem q_u [kg/m],
- masa jednostkowa ciągną q_c [kg/m],
- sprawność całkowita napędu η_c ,
- stosunek oporów ruchu gałęzi górnej W_g do oporów ruchu gałęzi dolnej W_d .



Rys. 3. Wykresy zmian naciągu ciągną łańcuchowego dla prętośników zgrzeblowych prostoliniowych przy różnych kątach nachylenia podłużnego i przy różnych układach napędowych [1]

Ostatni z wymienionych czynników ma decydujący wpływ na rozmieszczenie jednostek napędowych prętośnika zgrzeblowego ścianowego, ponieważ jest on wykładnikiem rozkładu naciągu (napięć) w ciągnach łańcuchowych. Na rysunku 3 pokazano przykłady rozkładu napięć w górnej i dolnej gałęzi ciągną

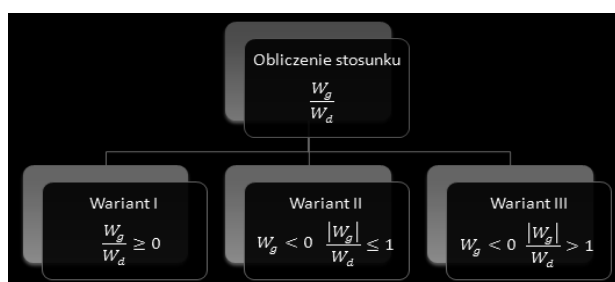
łańcuchowego przenośnika zgrzeblowego ścianowego. Są one zgromadzone w trzech grupach, których wyróżnikiem jest kąt nachylenia podłużnego przenośnika α . Pokazane przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwych przebiegów napięć w ciągnięciu, ale dają podgląd o ich skali i potrzebie uwzględniania w algorytmach obliczeniowych.

Generalnie, dla przenośników zgrzeblowych ścianowych najlepszy rozkład napięć to taki, w którym nie ma przenoszenia mocy z jednego napędu na drugi. Inaczej mówiąc, opory ruchu gałęzi górnej powinny pokonywać napęd wysypowy, a opory ruchu gałęzi dolnej napęd zwrotny (rys. 3b). Jest to jednak wyidealizowany stan pracy przenośnika, ponieważ nawet przy niezmiennym obciążeniu przenośnika urobkiem, nie ma możliwości dobrania (z istniejących typoszeregów silników) takiej mocy, aby precyzyjnie określić zapotrzebowanie mocy obu napędów jakie wynikają z oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej ciągnia łańcuchowego. Wszystkie silniki napędów danego przenośnika powinny być takie same, gdyż w przeciwnym wypadku występują różne poślizgi nominalne, wpływające na rozkład mocy napędów przenośnika. Oczywiście, nawet w przypadku stosowania tych samych silników, ich poślizgi nominalne mogą różnić się w granicach $\pm 20\%$, co prowadzi do zróżnicowania rozkładu mocy napędów przenośnika. Bardzo ważnym czynnikiem ruchowym jest zmienność obciążenia przenośnika urobkiem w czasie jego pracy. Niezbędne jest zatem uwzględnienie tego faktu w obliczeniach. Jeden napęd może wspomagać pracę drugiego napędu za pośrednictwem dolnej lub górnej gałęzi ciągnia. W obliczeniach, wprowadzonych przez firmę Westfalia-Lünen przyjmuje się pojęcie współczynnika przenoszenia mocy z jednego napędu na drugi k_N . Przy jednakowych mocach nominalnych silników zainstalowanych w napędzie wysypowym i zwrotnym zaproponowano wartość współczynnika $k_N = 1,5$. W przypadku, gdy w jednym napędzie są dwa silniki, a w drugim jeden to współczynnik $k_N = 1,25$. Nie oznacza to jednak, że w poszczególnych zastosowaniach rzeczywiste wartości nie mogą być inne. Wartości k_N przyjmuje się na podstawie obserwacji, a przede wszystkim badań ruchowych przenośników [6].

W obliczeniach ścianowych przenośników zgrzeblowych przyjęto trzy różne warianty obliczeń, których wybór uzależniony jest od stosunku $\frac{W_g}{W_d}$ (rys. 4).

W wariantie I, $W_g \geq 0$ i $W_d > 0$ (nie uwzględnia się przypadku, gdy $W_d < 0$, ponieważ może mieć on miejsce tylko przy transporcie urobku w górę i przy kątach nachylenia podłużnego przenośnika większych od 15° , który w praktyce nie występuje). Ten przypadek dotyczy szerokiej, ale nie całej, grupy przenośników zgrzeblowych stosowanych w górnictwie, zwanych

przenośnikami przesuwającymi. W tym przypadku można zastosować, w zależności od potrzeb użytkownika, 2, 3 lub 4 silniki. W opracowanej metodzie obliczeń nie podano wyników obliczeń dla przypadku $j_N = 4$, ponieważ moc tych silników równa jest połowie mocy jednostek dla $j_N = 2$. Aktualnie bardzo rzadko spotyka się przenośniki z 4 silnikami, ponieważ ich łączny koszt zakupu i eksploatacji jest większy niż w przypadku, gdy ta sama moc zawarta jest tylko w 2 jednostkach. Dodatkowo przy $j_N = 4$ istnieją utrudnienia ruchowe (pod względem technologicznym). W przypadku, gdy $j_N = 3$ i $\frac{W_g}{W_d} \geq 1$, dwa silniki powinny być w napędzie wysypowym i jeden w napędzie zwrotnym, zaś dla $\frac{W_g}{W_d} \leq 1$ odwrotnie.



Rys.4. Warianty obliczeń dla ścianowych przenośników zgrzeblowych

W wariantie II i III, w którym opory ruchu $W_g < 0$ (obciążona urobkiem gałąź górna ciągnąca jest hamowana) moc silnika przenośnika zgrzeblowego jest liczona dwukrotnie, czyli dla obciążonego i bez urobku. Następnie oblicza się stosunek tych mocy, czyli $k_w = \frac{N_{cz}}{N_{cn}}$ i do dalszych obliczeń przyjmuje się większą z wartości obliczonej mocy, czyli N_{cz} , gdy $k_w \geq 1$ i N_{cn} gdy $k_w < 1$. W przypadku, gdy $\frac{|W_g|}{W_d} \leq 1$ proponuje się zastosowanie po jednym silniku na obu napędach przenośnika, zaś gdy $\frac{|W_g|}{W_d} > 1$ proponuje się jeden silnik na napędzie zwrotnym lub dwa w tym samym napędzie o mocach dwa razy mniejszych.

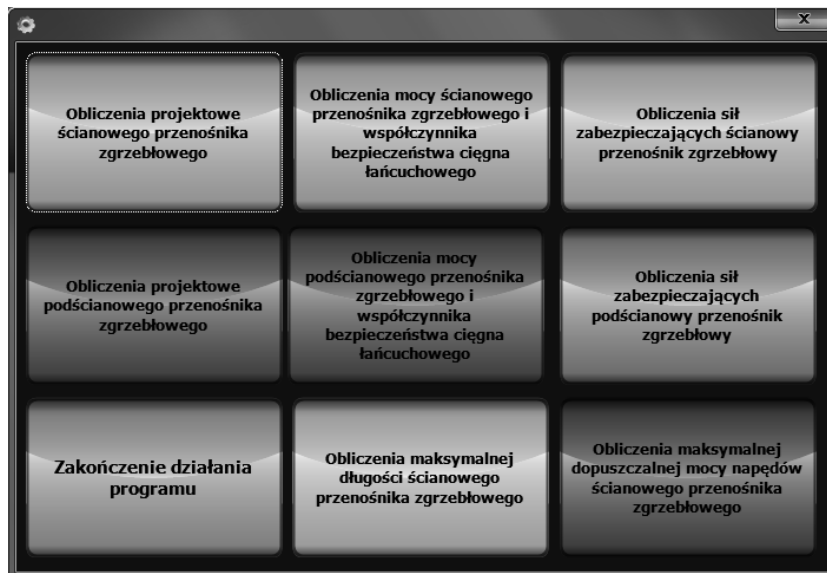
W wariantie I przyjmuje się, że wartość współczynnika bezpieczeństwa dla łańcucha wynosząca $2 \div 3$, zaś w wariantie II i III, ze względu na to, że dotyczy znacznych nachyleń podłużnych przenośnika, wartość $3 \div 4$. Zwiększone wartości współczynnika bezpieczeństwa dla wariantów II i III wynikają z trudności z łączeniem zerwanych cięgien łańcuchowych (oba jego końce oddalają się od siebie po zerwaniu).

Uwzględniając powyższe, w oparciu o narzędzia programistyczne i zgromadzone dane, opracowano algorytm, a następnie program komputerowy doboru

parametrów przenośnika zgrzeblowego. Zgodnie z założeniami przyjętymi przy opracowywaniu algorytmu doboru przenośników zgrzeblowych, możliwie jest wyznaczenie istotnych parametrów zapewniających bezpieczeństwo pracy, w zależności od zadanych danych wejściowych.

Program obliczeń obejmuje zagadnienia związane z projektowaniem i doбором przenośników zgrzeblowych (rys. 5), czyli:

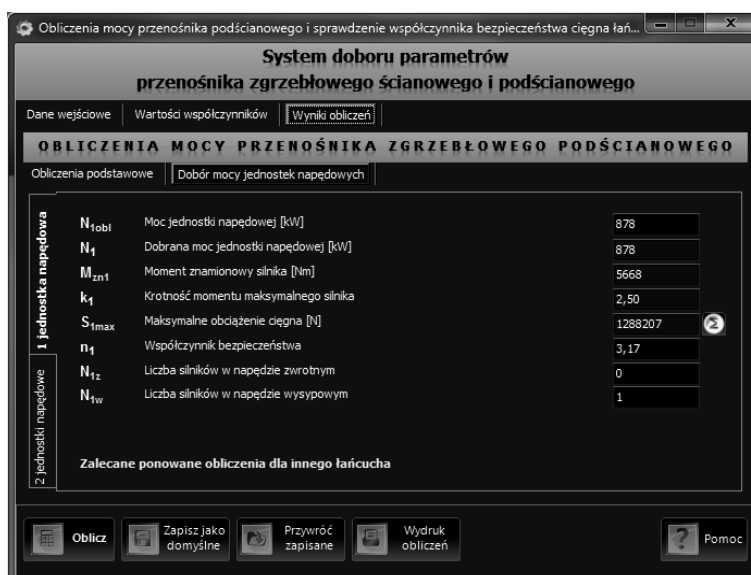
- obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego ścianowego (rys. 6),



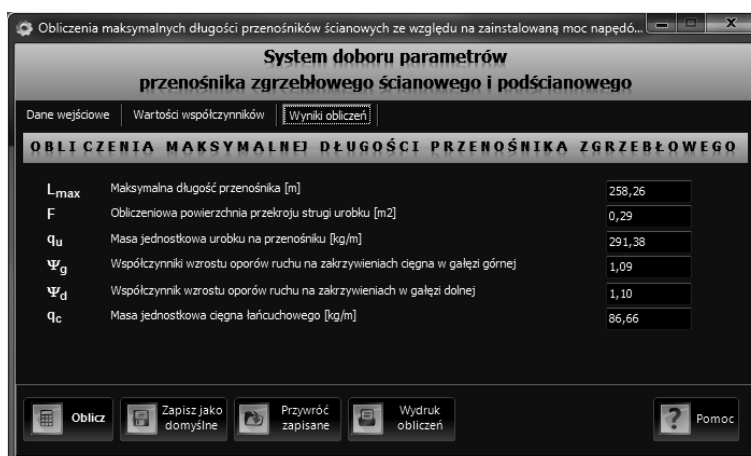
Rys.5. Główne okno programu [4]



Rys.6. Okno programu - obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego ścianowego [4]



Rys.7. Okno programu - obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego podścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego [4]



Rys.8. Okno programu - obliczenia maksymalnych długości przenośników ścianowych [4]

- obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego ścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego, dla określonych warunków pracy,
- obliczenia projektowe przenośnika zgrzeblowego podścianowego,
- obliczenia mocy przenośnika zgrzeblowego podścianowego i sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego, dla określonych warunków pracy (rys. 7),
- obliczenia maksymalnych długości przenośnika zgrzeblowego ścianowego ze względu na zainstalowaną moc (rys. 8),
- obliczenia maksymalnej dopuszczalnej mocy przenośnika zgrzeblowego ścianowego ze względu na rodzaj i wielkość ciągnia łańcuchowego,
- obliczenia sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy ścianowy,
- obliczenia sił zabezpieczających przenośnik zgrzeblowy podścianowy.

W celu gromadzenia informacji związanych z parametrami technicznymi przenośnika oraz warunkami pracy opracowano model relacyjnej bazy danych. Przyjęto, że wszystkie dane identyfikujące proces doboru parametrów pracy maszyny (dane przenośnika, parametry określające rodzaj i warunki pracy, itp.) są gromadzone w lokalnej bazie danych. Są to:

- charakterystyczne parametry konstrukcyjne,
- dane techniczne,
- dane charakteryzujące warunki górnictwo-geologiczne,
- dane charakteryzujące przebieg pracy.

Mając na uwadze wspomaganie użytkownika programu na każdym etapie pracy, w programie umieszczono również tabele zawierające informacje dotyczące m.in.:

- prędkości łańcucha, w funkcji podziałki łańcucha, liczby zębów gwiazdy, przełożenia przekładni przy połączeniu silnika z przekładnią sprzęgłem elastycznym lub sztywnym,

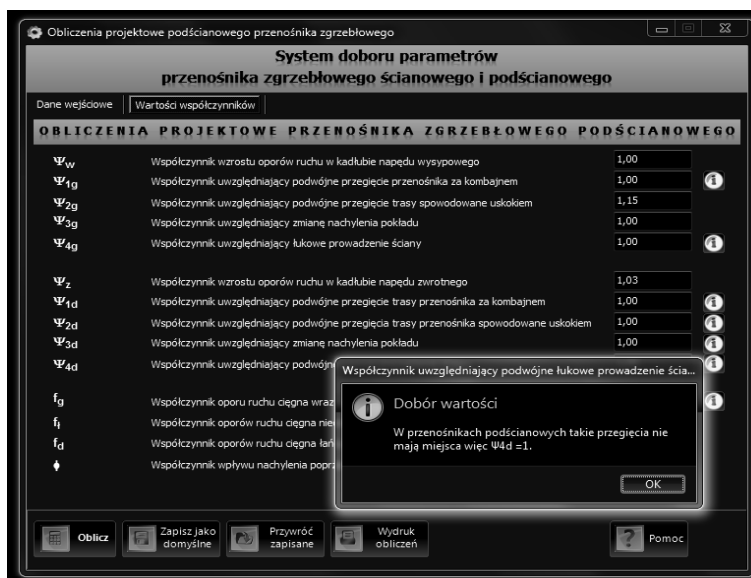
- szerokości zewnętrznych rynien ścianowych i podścianowych przenośników zgrzeblowych,
- wartości współczynników Ψ_w i Ψ_z w funkcji kąta β_w i β_z dla $f_i = 0.35$,
- masy i główne wymiary łańcuchów zwykłych i płaskich,
- masy kompletnych zgrzebeł stosowanych w przenośnikach,
- wartości współczynnika f_g dla węgla niesortowanego,

przy różnych szerokościach rynien przenośników, w funkcji powierzchni przekroju F strugi.

Zadaniem poszczególnych modułów systemu jest dokonanie doboru (określenie) parametrów przenośnika zgrzeblowego ścianowego lub podścianowego przeznaczonego do pracy w określonych warunkach eksploatacyjnych. Dobór przenośnika, w każdym ze wspomnianych modułów, wykonywany jest w trzech krokach. W pierwszym następuje określenie wartości



Rys.9. Okno programu - wprowadzanie danych wejściowych [4]



Rys.10. Okno programu – wprowadzanie wartości współczynników [4]



Rys.11. Okno programu – prezentacja wyników obliczeń [4]

danych początkowych (rys. 9), w drugim wartości współczynników (rys. 10), a w trzecim prezentacja obliczeń (rys. 11) [4].

Ze względu na możliwość komercyjnego wykorzystania programu, zawarto w nim funkcje umożliwiające wygenerowanie, w jednym z wybranych formatów, raportu z przeprowadzonych obliczeń.

3. Wnioski

Opracowany w ITG KOMAG komputerowy program doboru parametrów przenośnika zgrzeblowego umożliwia określenie wybranych wielkości charakteryzujących parametry przenośników zgrzeblowych ścianowych i podścianowych, tj: wydajności masowej i objętościowej przenośnika, szerokości przenośnika, oporów ruchu przenośnika, mocy jednostki napędowej, rozmieszczenie jednostek napędowych, mocy całkowitej, maksymalnego obciążenia ciągnia oraz współczynnika bezpieczeństwa ciągnia łańcuchowego na zerwanie.

Strukturę programu zaprojektowano w sposób umożliwiający jego dalszą rozbudowę i zwiększenie funkcjonalności, polegającej na doborze parametrów przenośnika przy uwzględnieniu szerszego spektrum czynników, wpływających na dobór urządzenia do warunków eksploatacyjnych.

Potrzeba opracowania wyżej wymienionego oprogramowania bezpośrednio wynikała z zainteresowania oprogramowaniem krajowych producentów oraz użytkowników przenośników zgrzeblowych. W programie do obliczeń przenośników zgrzeblowych wykorzystano takie zależności literaturowe, które

umożliwiają wykonywanie obliczeń zarówno konstruktorom, jak i użytkownikom przenośników zgrzeblowych.

Literatura

1. Antoniak J., Suchoń J.: Górnice przenośniki zgrzeblowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1983.
2. Guder H.: Untersuchungen des Fördervorgangs der Widerstandbeiwerte und der Kennlinien von Kettenkratzerförderern unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Steinkohlenbergbau. Diss. Aachen 1968.
3. PN-EN 12321:2005 Maszyny dla górnictwa podziemnego - Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzeblowych.
4. Rogala-Rojek J. i in.: Aplikacja programowa do doboru parametrów technologicznych przenośnika ścianowego i podścianowego. ITG KOMAG, Gliwice 2011r. (materiały nie publikowane).
5. Suchoń J.: Górnice przenośniki zgrzeblowe. Budowa i zastosowanie. ITG KOMAG, Gliwice 2012.
6. Suchoń J., Szkudlarek Z., Rogala-Rojek J.: Komputerowy dobór górniczych przenośników zgrzeblowych zintegrowanego systemu ścianowego. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność KOMTECH 2011, ITG KOMAG, Gliwice 2011, s. 67-76.

Artykuł wpłynął do redakcji w sierpniu 2013 r.