

*Norbert Wocka\*, Andrzej Warcholak\**

## DZIAŁANIA INNOWACYJNE ZWIĘKSZAJĄCE TRWAŁOŚĆ I NIEZAWODNOŚĆ EKSPLOATACYJNĄ GAŚIENICOWYCH MECHANIZMÓW JAZDY KOPAREK I ZWAŁOWAREK W POLSKICH KOPALNIACH WĘGLA BRUNATNEGO

---

### 1. Wstęp

Wieloletnia eksploatacja maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wykazała, że gaśienicowe mechanizmy jazdy — GMJ — koparek i zwałowarek są mechanizmami, w których duża ilość elementów składowych jest narażona na bardzo intensywne zużycie mineralne i jako takie wymagają dużych nakładów na ich naprawę lub wymiany na nowe.

W krajowych kopalniach węgla brunatnego aktualnie prawie wszystkie koparki i zwałowarki wyposażone są w GMJ. W tych mechanizmach zabudowanych jest m.in. ponad 21 tysięcy płyt gaśienicowych, ponad 3,5 tysiąca kół jezdnych, ponad 1,5 tysiąca wahaczy dwukółowych.

Jeszcze około 20 lat temu ponad 45% nakładów na remonty tych maszyn pochłaniały GMJ. Wiele rozwiązań wadliwych konstrukcyjnie ulegało przedwczesnemu zużyciu.

### 2. Wymagania stawiane GMJ — kojarzenie obciążeń

Norma DIN 22261 praktycznie jako jedyna określa zasady kojarzenia obciążeń składowych w sposób miarodajny m.in. dla projektowania GMJ i układów wsporczych podwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego.

Rozwiązania konstrukcyjne zaprojektowane przez SKW spełniają m.in. dodatkowe (skrajne) wymogi tej normy ujęte w tabeli 1. Tabela ta ujmuje jedynie dodatkowe skrajne przypadki

---

\* SKW Biuro Projektowo-Techniczne Sp. z o.o., Zgorzelec

obciążeń, które — mając na uwadze ewentualne skutki awarii gaśnic — wymagają również sprawdzenia. Stosowanie wymogów powyższej normy na etapie projektowania oraz doskonalenia rozwiązań istniejących (zastanych) służy uzyskaniu rozwiązań niezawodnych i o wysokim stopniu bezpieczeństwa pracy.

TABELA 1

**Kojarzenie obciążeń działających na GMJ oraz układ wsporczy podwozia  
— wyciąg z normy DIN 22261**

Przypadki obciążeń dodatkowych <sup>1</sup>	HZ			
Obciążenie dodatkowe	Szczególne przypadki przenoszenia obciążeń na gaśnicach	Jazda po łuku gaśnicami (L)	Blokowanie gaśnicy (LL)	Poślizg poprzeczny gaśnicy
Podwozie GMJ – stan obciążeń dźwigarów <sup>2</sup>				
Tylko na oba zespoły wahaczy głównych	–	HZ	HZG	HZG
Tylko na jeden zespół wahacza głównego i na wielobok napędowy lub koło zwrotne	HZZ	–	–	–
Tylko na wielobok napędowy i koło zwrotne	HZG	–	–	–
Podwozie GMJ – stan obciążeń dyszli <sup>3</sup>				
W przypadkach obciążeń w gaśnicach przekazywanych tylko na dwa wahacze	–	HZ	HZG	HZG
W przypadkach obciążeń przekazywanych tylko na wielobok napędowy i koło zwrotne	–	HZZ	–	–

<sup>1</sup> Gdzie skojarzone według wymogów normy DIN 22261 obciążenia oznaczają:

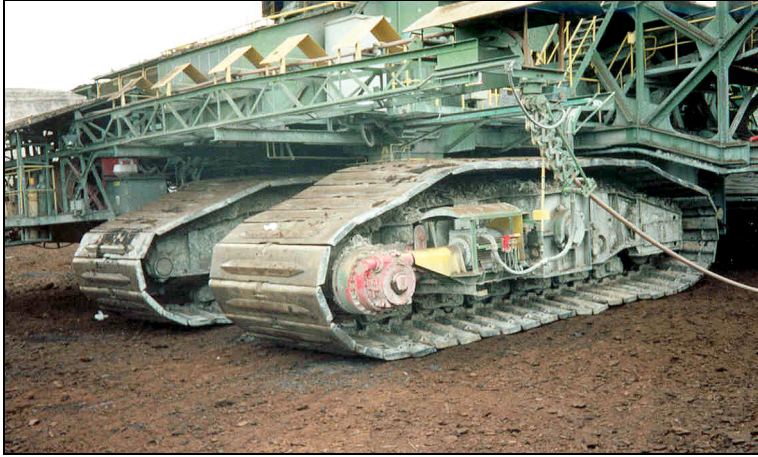
HZ — obciążenia główne i dodatkowe (przy pracy maszyny),

HZZ — obciążenia główne, dodatkowe i specjalne,

HZG — obciążenia główne, dodatkowe i graniczne.

<sup>2</sup> Dla przypadków: rozkładu obciążeń z dźwigara gaśnicowego tylko na główny wahacz i koło napędowe (lub zwrotne) oraz tylko na koło napędowe i koło zwrotne — wymagane jest (udokumentowane) sprawdzenie obliczeń wytrzymałościowych.

<sup>3</sup> Ujmuje rozkład obciążeń rzutu na obliczenia wytrzymałościowe dyszli w przypadkach przekazywania całych obciążeń z gaśnicy na wielobok napędowy i koło zwrotne. Zakłada się, że obciążenia pionowe rozłożą się równomiernie wzdłuż dźwigarów gaśnicowych.



**Rys. 1.** Nowa łańcuchnica zmodernizowanej koparki KWK-1200M  
PGE KWB „Turów” SA

Na etapie projektowania, oprócz wymagań ujętych w tej normie, uwzględniane być powinny wszystkie dodatkowo mogące wystąpić przypadki eksploatacyjne i remontowe wynikające ze specyfiki realizowanego zadania jak np. ustalone miejsca wsparcia dla wymiany całych GMJ lub ich podzespołów w czasie remontów oraz inne uwarunkowania służące bezpieczeństwu przy pracach remontowych.

GMJ stanowią kompleks kinematyczny, w którym obciążenia wynikające z mocy napędu nie są bezpośrednio wywierane na sworznie w złączu sworzniowym płyt łańcuchnicowych. Obciążenia te na powierzchni zabierakowe ogniwy wywierane są poszczególnymi zabierakami („zębami”) koła napędowego zwanego powszechnie turasem napędowym. Trwałość styku kinematycznego „turas-ogniwo” zależy nie tylko od wielkości nacisków ale również znacząco od kształtu geometrycznego, stopnia zapewnienia równomierności oddziaływania sił idących od obu stron zabieraków na obie powierzchnie naporowe ogniwy, oraz od parametrów wytrzymałościowych i obróbki cieplnej elementów tego styku.

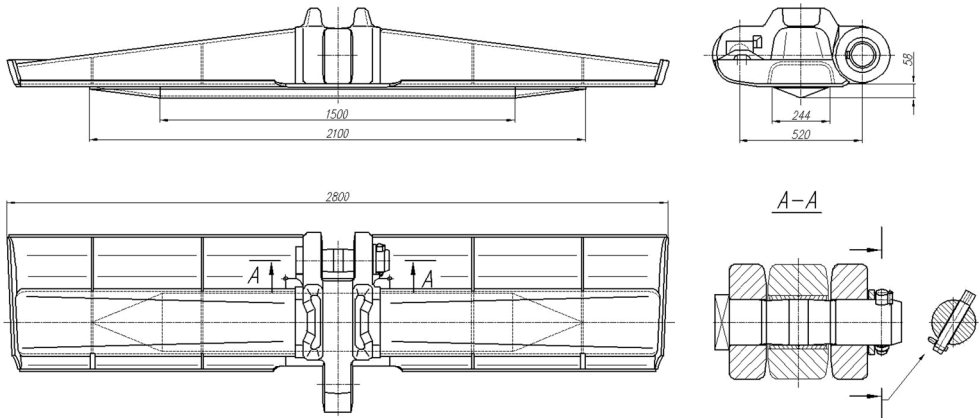
### **3. Działania oceniające i doskonalące elementy i podzespoły łańcuchnicowych mechanizmów jazdy**

#### **3.1. Płyty łańcuchnicowe**

Na rysunku 2 pokazano rozwiązanie płyt łańcuchnicowych według projektu SKW, które zastosowano na oddanej 16.04.2006 r. — do eksploatacji w PGE KWB „Turów” SA nowej koparce KWK-910 przeznaczonej do utworów trudno urabialnych.

Konstrukcja korpusu płyty oraz zastosowanego w niej nowego ogniwa (ze zmodyfikowanego staliwa L35GSM-T produkcji FUGO SA) bazuje na udanych i sprawdzonych roz-

wiązaniach zastosowanych w PGE KWB „Turów” SA we wszystkich 4 zmodernizowanych koparkach KWK 1200M w latach 1992–2000.



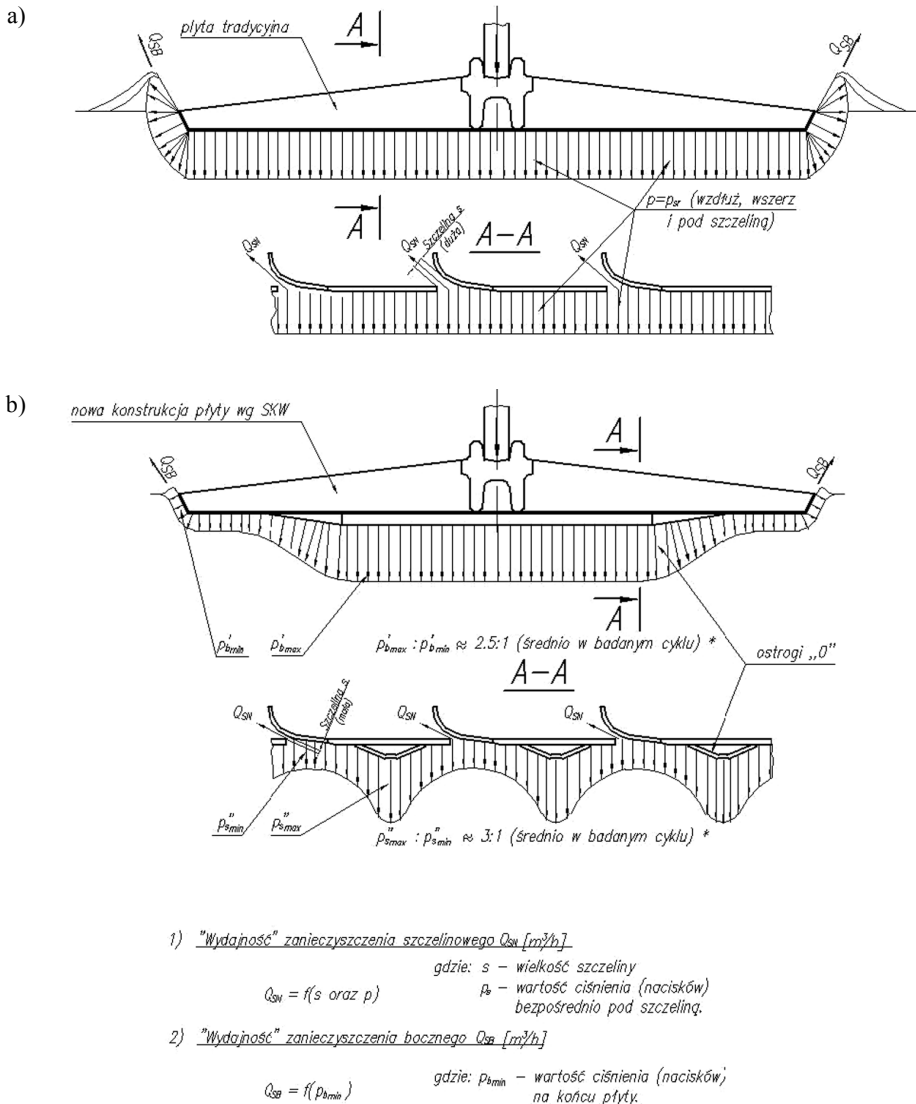
**Rys. 2.** Płyta gaśnicowa z koparki KWK-910

Nowościami w tych płytach gaśnicowych było:

- uwzględnienie wielkości możliwych przemieszczeń (względnych) między sąsiadującymi płytami tak aby w złączu sworzniowym nie mogły powstawać naprężenia skrętne. Naprężenia skrętne były przyczyną wielu zaistniałych awarii w dotychczasowych (starych) rozwiązaniach;
- rozwiązanie bez tulejek w uchach „cienkich”;
- rozwiązanie z inną geometrią kształtu uch „grubych” uwzględniającą skutki rozwalcowania od nacisków kół bieżnych w okresach międzyremontowych. Rozwalcowania takie przyczyniły się również do możliwości powstawania naprężeń skrętnych w uchu „grubym”;
- rozwiązanie z innym ciaśniejszym doborem pasowań i innym kształtowaniem sworznia oraz
- w rozwiązaniu umożliwiającym obracanie o 1 800 sworzni po ich jednostronnym zużyciu.

Dalsze prace projektowe nad doskonaleniem trwałości płyt skupiały się głównie nad możliwościami wydłużenia trwałości eksploatacyjnej złącz sworzniowych tzn.: nad zapewnieniem (minimalizowaniem) siły naciągu w łańcuchu gaśnicowym, nad dodatkowym uszczelnieniem i smarowaniem złącz sworzniowych, zmniejszeniem luzów wyjściowych między sworzniem a tulejką w uchu „grubym” oraz nad ustaleniem kryteriów weryfikacyjnych klasyfikujących (po określonym okresie eksploatacyjnym) płyty: do wymiany, do dalszej pracy w następnym cyklu remontowym lub do remontu.

Wieloletnie doświadczenia eksploatacyjne wykazały wiele zalet (optymalnie „dopracowanych”) ostróg usytuowanych na płaszczyźnie styku płyt gąsienicowych z podłożem — rysunek 1. Znikome (ilości) uszkodzenia korpusów płyt (tak ukształtowanych) jak na rysunku 2 w wieloletniej eksploatacji potwierdziły trafność przyjętej konstrukcji.



W obu przypadkach analizowanych rozkładów obciążeń w płytach nowych z odpowiednio ukształtowanymi ostrogami „0” zapewniony jest korzystniejszy rozkład nacisków oraz mniejsza skłonność do zanieczyszczeń w porównaniu z płytami tradycyjnymi o porównywalnej powierzchni nośnej.

Rys. 3. Rozkład nacisków płytą tradycyjną bez ostrogi (a) i pod nową płytę z ostrogą (b)

Doświadczenia potwierdziły: również lepszą szczelność na stykach między płytami z ostrogami, w których oddziałują mniejsze naciski (od zanieczyszczeń) aniżeli przy płytach płaskich. Wbrew (uprzednim) obawom, w czasie ponad 10-letniej eksploatacji nie stwierdzono jakichkolwiek oznak wpływu ostróg na wzrost momentu tarcia skrętu w fazie sterowania tak zmodernizowanych GMJ [2, 4]. Na zmodernizowanych w PGE KWB „Turów” SA koparkach KWK 1200M (K14, K27, K26 i K28) można było porównać (i porównano) obciążenia mechanizmów sterowania, przed i po modernizacji GMJ, które wypadły z korzyścią dla rozwiązań według rysunku 2, tzn. do gąsienic z płytami z ostrogami. Porównanie rozkładu nacisków gąsienic tradycyjnych — płaskich — z gąsienicami z ostrogami zobrazowano na rysunku 3.

Przeprowadzona w SKW analiza obliczeniowa bazująca na teorii dr Lindenau [2, 4] w dużej mierze uzasadniła obniżenie momentu sterowania GMJ z płytami z ostrogami.

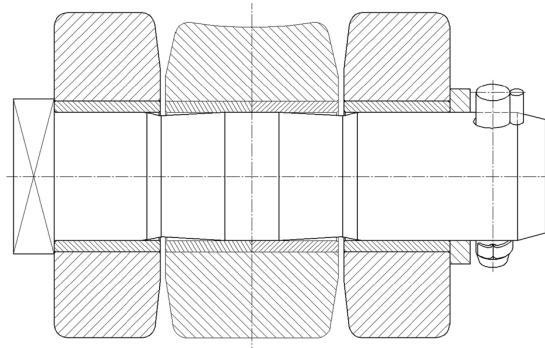
Przy tak ukształtowanych płytach z ostrogą jak to pokazano na rysunku 3 następuje (korzystne) skoncentrowanie (większych) nacisków pod ostrogą (bliżej środka geometrycznego płyty), w miejscu również wytrzymałościowo korzystnym — bo wzdłuż osi bezwładności. Każda tak ukształtowana płyta zanim przyjmie — na styku z podłożem — obciążenie od nacisków na powierzchnię główną musi najpierw całkowicie wcisnąć ostrogę w podłoże. O wartość wynikającą z tej siły pomniejszone są odpowiednio średnie naciski wywierane pod główną płaszczyzną stykową płyty z podłożem. Ponieważ ostroga jest gabarytowo mniejsza od powierzchni płyty i przejmuje większe naciski średnie aniżeli główna płyta stykowa to z tego faktu (wyliczeniowo) — według teorii dr Lindenau, wynikają korzystniejsze opory skrętu (udowodnione w [2]).

### 3.2. Trwałość złącza sworzniowego

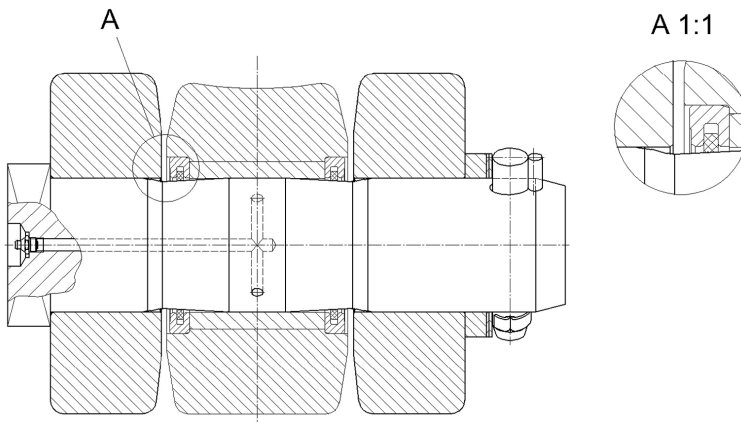
Trwałość ta zależy głównie od wielkości zużycia na styku: sworzni — tulejka. Mając na uwadze szczególnie ważną — w złączu sworzniowym — niezawodność osadzania tulei w uchach nowych ogni (wg projektu SKW) przeprowadzono w FUGO stosowne pomiary kontrolne bezpiecznych wielkości wcisku. Wynik szerokiego zakresu prób pozwoliły na uzgodnienia z producentem tulei rozrzutu pola tolerancji dla pasowania na średnicy zewnętrznej (kontroli wcisku) oraz pozwoliły na ustalenie (po próbach) wymiarów tolerancji średnicy wewnętrznej dla wymaganej siły wcisku. Tuleje te mogą zapewnić w złączach minimalną siłę wycisku tulei  $P_w \geq S_{\max} \cdot \mu$ , gdzie  $S_{\max}$  to maksymalna siła w łańcuchu, a  $\mu$  — współczynnik tarcia (suchego)  $\cong 0,3$ . W przypadkach nowych złącz smarowanych jak na rysunku 5 wartość  $\mu$  jest znacznie mniejsza i przez to pewność osadzenia wciskanych tulei jest znacznie wyższa, a całe złącze sworzniowe przez to trwalsze. Złącze to jest obciążane głównie siłą obwodową generowaną w łańcuchu gąsienicowym, siłami (pionowymi) od najeżdżania kół oraz dodatkowo siłami wynikającymi z przegięć (kinematyki w złączu) od „najeżdżania” lub „zjeżdżania” elementami łańcucha na i z turasa napędowego i koła zwrotnego.

Złącze to w tradycyjnych rozwiązaniach (nie uszczelnionych) jak na rysunku 4 nie było smarowane i jako takie narażone było na znaczący — oczywisty dla warunków pracy GMJ — udział zanieczyszczeń mineralnych w eksploatacyjnym ich zużyciu. W złączu tym, w wy-

niku wycierania, dochodzi do szybkiego zużycia (grubości) tulejek oraz średnicy sworzni na odcinkach współpracujących z tulejką. Brak rozwiązania modyfikującego to uszczelnienie jest w rozwiązaniach tradycyjnych zasadniczą przyczyną niskiej trwałości i często główną przyczyną przedwczesnego kwalifikowania łańcuchów gaśnicowych do remontów lub złomowania.



Rys. 4. Złącze tradycyjne niesmarowane



Rys. 5. Złącze sworzniowe — NOWE — smarowane (patent SKW)

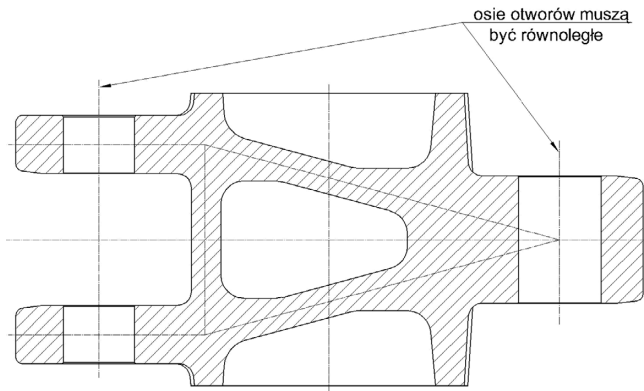
Proces szybkiego zużywania elementów w złączu sworzniowym nieuszczelnionym skutkuje również inną wadą, którą jest wydłużanie się podziałki ogni w łańcucha gaśnicowego. Wydłużanie to w rozwiązaniach nie uwzględniających „to zjawisko” pogarsza trwałość styku: zabierak/ogniwo. Kinematykę ząbkowania na kole napędowym pogarsza się powodując zwiększanie nacisków na powierzchniach przyporów między omawianymi zabierakami i ogniwami pokazane na rysunku 13.

### 3.3. Ogniwa

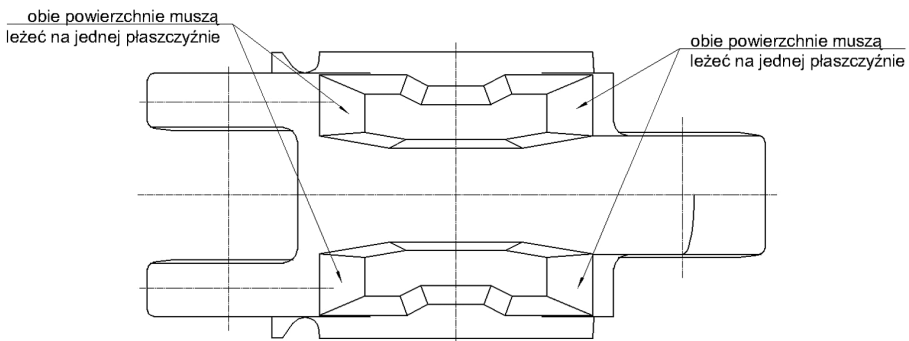
Ogniwa należą do najważniejszych — bo głównie decydujących o trwałości — elementów GMJ. Daleko zaawansowane są w SKW i FUGO-ODLEW SA prace nad nowym kształtem oraz obróbką cieplną ogniw z nowego gatunku materiału, o granicy plastyczności  $Q_r \geq 850 \text{ N/mm}^2$  i walorach dobrej spawalności.

W nowych rozwiązaniach przewiduje się eliminowanie wielu wad takich jak:

- brak zapewnienia należytej równoległości między osiami otworów w uchach grubych i uchach cienkich ogniw, (rys. 6);
- brak zapewnienia należytej (obustronnie „zgranej”) równoległości między powierzchniami przyporów zabieraków przy ogniwach, (rys. 7);



Rys. 6. Ogniwo, typowy przekrój przez osie otworów złącz sworzniowych

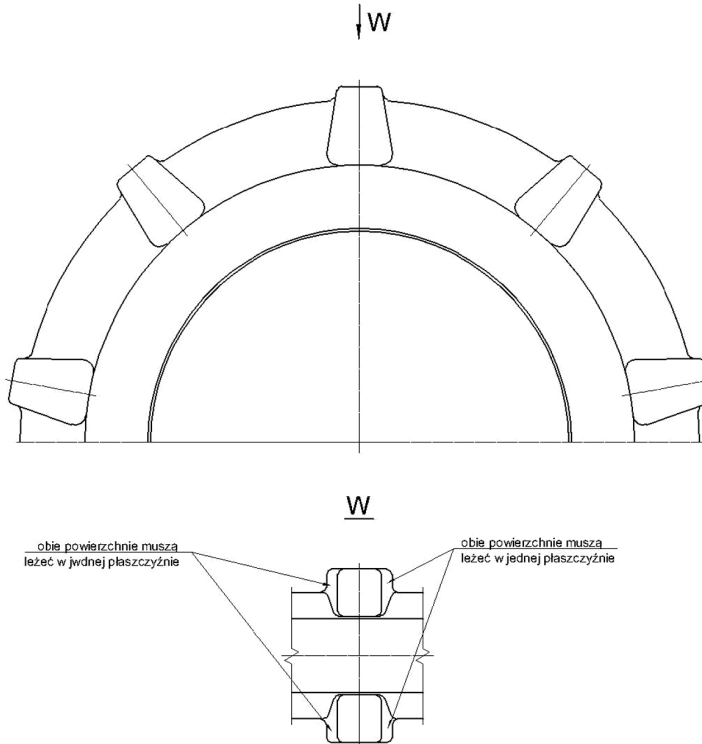


Rys. 7. Ogniwo, rzut z góry ze wskazaniem wymogu równoległości powierzchni przyporowych

- brak zapewnienia (dokumentacyjnie i w wymaganiach odbiorowych) obustronnej równoległości między przypierającymi powierzchniami zabieraków (rys. 8), oraz



- stosowane często jeszcze (w praktyce remontowej) napawanie regeneracyjne powierzchni naporowych zabieraków i ogniw w miejscach styków z zabierakami — jako sposób remontowonaprawczy — nie spełnia wymagań (dokładności). Jest to również jedną z przyczyn przedwczesnego (dodatkowo przyspieszanego) zużycia w złączu sworzniowym.



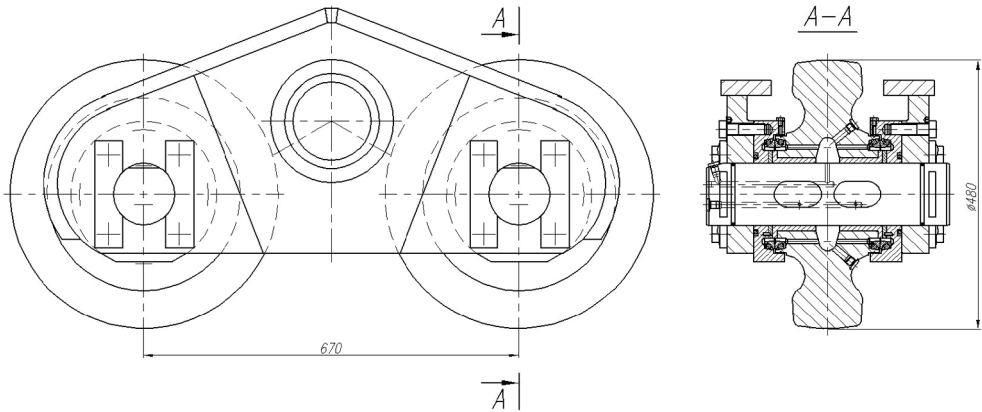
**Rys. 8.** Wieniec turasa napędowego ze wskazaniem potrzeb dokładnego wykonania powierzchni naporowych

### 3.4. Wahacze dwukolowe

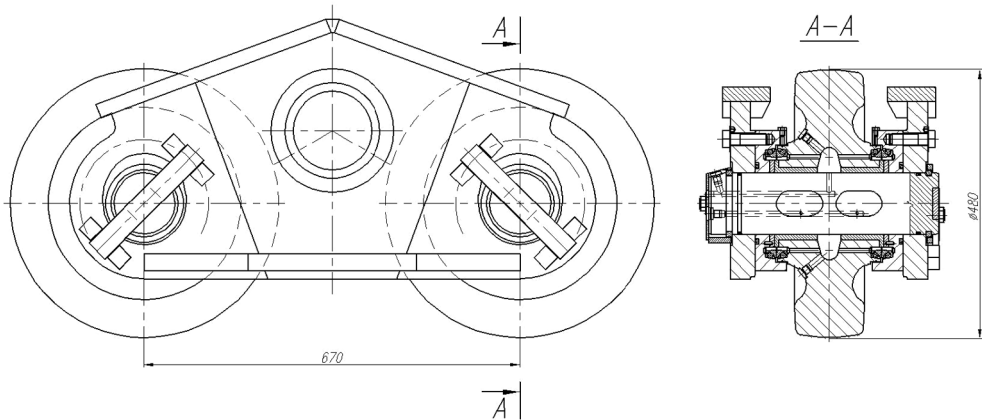
Na rysunku 9 pokazano wahacz typowy produkcji FUGO SA zastosowany przy koparkach KWK 1200M, KWK 1500s — w wersji ze smarowaniem olejowym kół bieżnych uszczelnionych pierścieniami Götze. W eksploatacji w krajowych kopalniach węgla brunatnego znajduje się aktualnie już ponad 500 szt. takich kół. Rysunek 10 przedstawia najnowszą wersję wahacza — z koparki KWK 910 — również ze smarowaniem olejowym w rozwiązaniu z kołami uszczelnianymi tymi pierścieniami. Koła bieżne wykonane są z odkuwek ze stali stopowej (głęboko hartowane ca 30 mm).

W odniesieniu do stanu techniki nowych wahaczy (opisanej w artykule [1]) dla najnowszych rozwiązań ustalono dodatkowe (dokumentacyjne, technologiczne i kontrolne) wymo-

gi jakościowe. Wprowadzono na obwodzie kół 2 otwory z korkami co 1 800 umożliwiające w dowolnym położeniu koła na kontrolę (w eksploatacji) ilości oleju oraz umożliwiające dogodną wymianę zużytego oleju przy remontach lub kontrolach. Praktyka wykazała potrzebę takich kontroli nie częściej jak raz w roku.



**Rys. 9.** Wahacz dwukołowy zmodernizowanych gaśnic koparek KWK-1200M



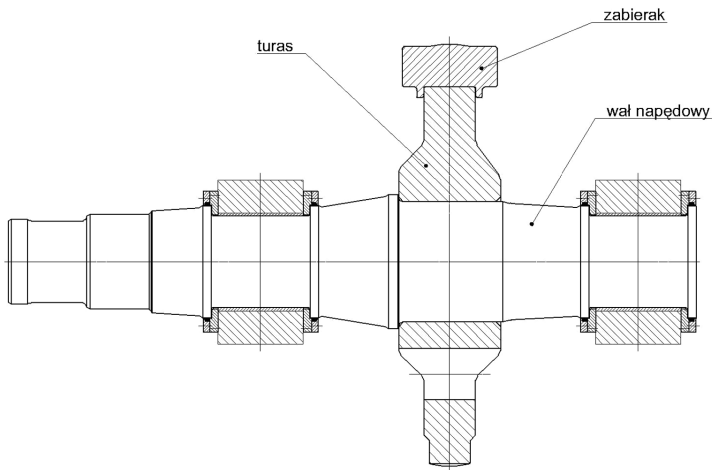
**Rys. 10.** Wahacz dwukołowy gaśnic koparki KWK-910

W SKW opracowano Warunki Techniczne (Instrukcje) dla nadzorowania w eksploatacji tych kół. W FUGO-ODLEW SA — udoskonalono obróbkę cieplną oraz kontrolę skuteczności działania uszczelnień Götze (pod ciśnieniem) — po zakończonym montażu. Przypadki przedwczesnego wycieku oleju z kół bieżnych produkcji FUGO- ODLEW SA są znikome (prawie niespotykane).

### 3.5. Trwałość pary kinematycznej: zabierak/ogniwo

Przeprowadzona w SKW analiza przyczyn zużywania poszczególnych par kinematycznych GMJ:

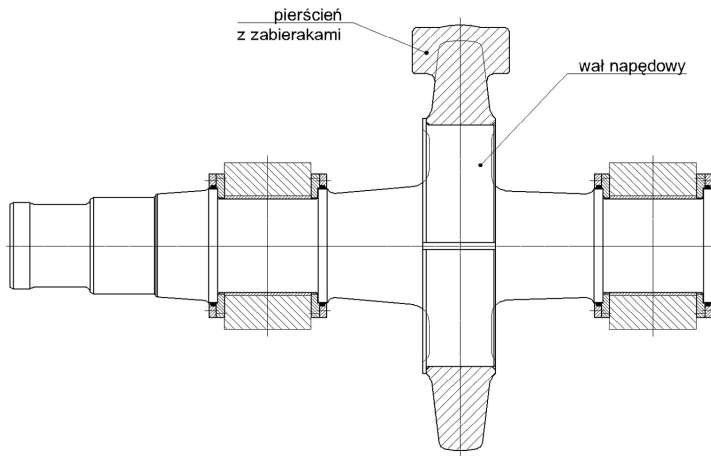
- przywiązuje dużą (dokumentacyjnie uściśloną) uwagę, potrzebie dokładnego wykonania powierzchni styku zabieraków z ogniwami;
- ustala (łatwe do oceny) trwale dokumentacyjnie oznaczone (na odlewach) granice dopuszczalnego zużycia zabieraków oraz podobnie poprzez pomiar (przewidywanych w dokumentacji projektowej) szablonami granice dopuszczalnego zużycia na ogniwach;
- poprzez dobór parami wysoko ulepszonych materiałów na wieńce uzębione i zabieraki (rys. 12) eliminuje się potrzebę naprawy zużytych zabieraków poprzez napawanie. (Napawanie takie generuje więcej wad niż zalet). W stanie ulepszonym cieplnie materiał na jednolite pierścienie napędowe z zabierakami (wg rys. 12) powinien spełniać warunek  $Q_r > 850 \text{ N/mm}^2$  (granica plastyczności).



Rys. 11. Turaz napędowy z zabierakami wymiennymi — wersja „stara”

W nowych rozwiązaniach kół napędowych — zamiast pojedynczych i wymiennych zabieraków przedstawionych w starej wersji na rysunku 11 przewiduje się wymienne z wysoko ulepszonego staliwa stopowego wieńce (pierścienie) przedstawione na rysunku 12.

Pierścienie te przewiduje się wykonywać z wymaganą dokładną geometrią zabieraków, przystosowaną również do przenoszenia sprzężenia ciernego  $e^{u\alpha}$  tzn. z dokładnym utrzymaniem kształtu obróbką skrawaniem przed ostateczną obróbką cieplną. Bez takiej obróbki na tradycyjnych odlewach trudno było uzyskać wymaganą dokładność. Przy remontach przewiduje się — jako zasadę remontową — wymianę (złomowanie) zużytych wieńców zastępując je wieńcami nowymi z magazynu.



**Rys. 12.** Turas napędowy z wymaganym pierścieniem zębionym

Szczególną zaletą tak przyjętej technologii remontowej jest zapewnienie dużej dokładności wykonania (prawidłową geometrię) ząbienia. Dokładności takiej, metodą remontową poprzez napawanie zabieraków praktycznie zapewnić nie można. Od stopnia dokładnego wykonawstwa kształtu zabieraków oraz ich rozstawu (podziałka) zależy m.in. trwałość styku: zabierak/ogniwo, oraz trwałość elementów złącza sworzniowego. Przy niezachowaniu tej dokładności następuje niekorzystny „chaotyczny” rozkład nacisków i dodatkowe (zbędne) przemieszczenia w złączu sworzniowym współpracujących ze sobą elementach. Niedokładności te na powierzchniach naporowych między zabierakami i ogniwami płyt gąsienicowych przyczyniają się do szybszego ich zużycia.

Przykład nowego wykonania (oferowanego w rozwiązaniach SKW) koła napędowego z wieńcem zębątym osadzonym tylko skurczowo („na wcisk”) przedstawiony jest na rysunku 12. Rozwiązanie to spełnia wymogi napędu i zapewnia przeniesienie z rezerwą momentu  $M \geq 1,5M_{\max}$ . Spełnia ono również ważne wymagania technologiczne (warsztatowe), tzn.:

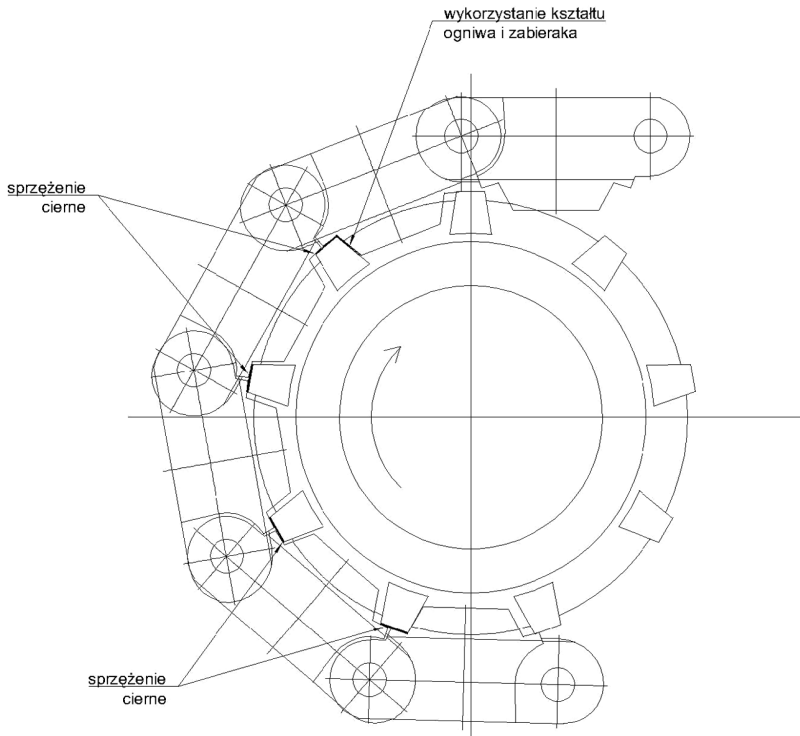
- montaż i demontaż pierścienia (wieńca) poprzez możliwe odciążenie hydrauliczne (np. dwoma rowkami) lub w przypadkach trudnych demontaż poprzez przecięcie (przepalenie) w miejscu dokumentacyjnie specjalnie wyznaczonym do tej czynności. Montaż możliwy jest po uprzednim podgrzaniu wieńca, przy którym również możliwe jest (ewentualnie potrzebne) wspomaganie odciążaniem hydraulicznym.

Szczegóły w tym zakresie każdorazowo opracowane indywidualnie do poszczególnych maszyn ujmuje dokumentacja projektowa SKW.

Rozwiązanie to zapewnia:

- dużą dokładność wykonania: geometrii zabieraków (podziałka) zapewniając wysoką trwałość;

- w całym cyklu pracy — dodatkową możliwością przenoszenia — istotnej części momentu napędowego ( $\sim 50\%$ ) — sprzężeniem ciernym ( $e^{\mu\alpha}$ ) na powierzchniach wskazanych na rysunku 13 i przez to znacząco (kilkukrotnie) wyższą trwałość zabieraków i powierzchni naporowych ogniw w porównaniu do rozwiązania według rysunku 11.



**Rys. 13.** Turas napędowy z zaznaczeniem: a) powierzchni naporowej: zabierak-ogniwo; b) z zaznaczeniem powierzchni przenoszących sprzężenie cierne

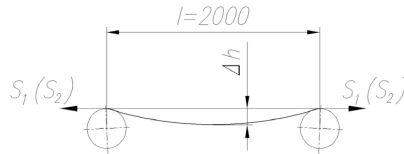
### 3.6. Wpływ siły napinania na trwałość złącz sworzniowych i trwałość styku zabierak — ogniwo

W przykładzie obliczeniowym określono przykładowo (dla gaśnic koparek KWK 1200, KWK 1500 i KWK 910) sposób ustalania sił napinania gaśnic. Siły te mogą być w eksploatacji kontrolowane w sposób nieuciążliwy dla nadzoru służb technicznych kopalń.

Wielkość sił  $S_{H1}$  i  $S_{H2}$  (rys. 14) uwzględniającą również wymóg zapewnienia docisku obwodowego na turasie napędowym i jako takie gwarantować przeniesienie (istotnej) części siły obwodowej w łańcuchu przez sprzężenie cierne  $e^{\mu\alpha}$ . Siły te powinny być projektowo ustalane każdorazowo do wymogów geometrii zazębienia: zabierak/ogniwo i odpowiednio dopasowane do rozwiązań ujętych w modernizacyjnej dokumentacji GMJ.

Zgodnie z teorią cięgien zwisających pod własnym ciężarem ustala się wielkości sił napinających.

$$S_1 \cdot \Delta h = \frac{q \cdot l^2}{8}$$



W przypadku koparek KWK-1200M i KWK-910, dla których rozstaw kół wynosi około  $l = 2,0$  m ciężar jednostkowy łańcucha gaśienicy wynosi

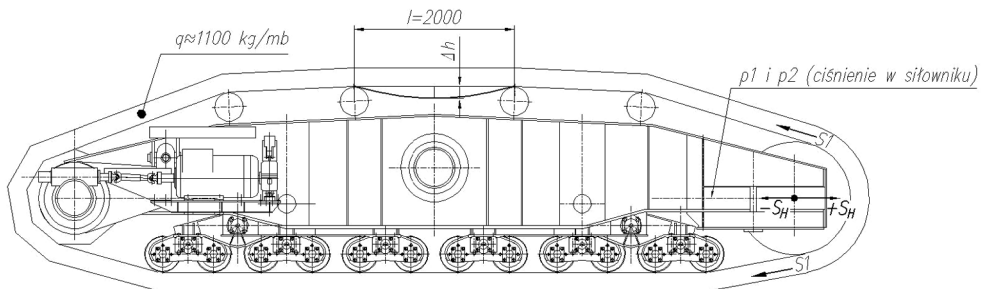
$$q = \frac{548}{0,52} = 1054 \text{ kG/m}$$

Przy takim ciężarze jednostkowym i zwisie maksymalnym  $h = \sim 40$  mm siła napinania powinna wynosić  $S = 140$  kN.

Zastosowane w tych koparkach cylindry hydrauliczne napinania gaśienic mają tłoki o średnicy  $d = 110$  mm.

Wymagane ciśnienie w tych cylindrach do napinania wynosi:

$$p = \frac{S}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4S}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 14000}{\pi \cdot 11^2} = 147,3 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2} = 14,45 \text{ MPa}$$



Rys. 14. Schemat gaśienicy koparki KWK-910 z pomiarem sił napinania

Uwaga!

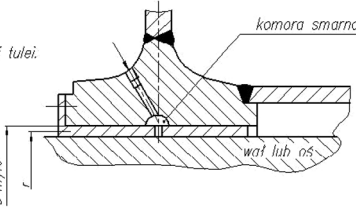
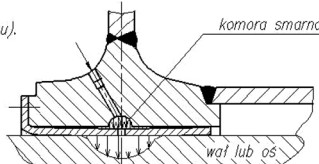
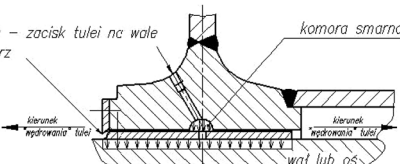
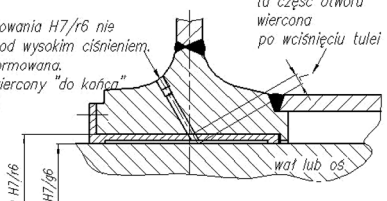
Do pomiaru sił  $S_H$  — łańcuch (górny) powinien być rozluźnony tzn. hamulec uniesiony i po wyluzowaniu łańcucha opuszczony. Kontrola powinna być przeprowadzona na gaśienicach oczyszczonych.

Po tych czynnościach należy dokonać pomiarów kontrolnych siły napinania która:

- zapewnia minimalne siły w złączu sworzniowym i na styku: zabierak/ogniwo,
  - zapewnia przez taką kontrolę (i utrzymanie) wyższą trwałość łańcuchów gaśnicowych.
- Na bazie tego przykładu można ustalić siły napinania dla innych gaśnic.

### 3.7. Łożyskowanie głównych tulei brązowych

Przy GMJ — wielu starszych maszyn problemem uciążliwym jest problem uszkodzenia (przemieszczania się i niszczenia) głównych tulei bazowych w miejscach osadzenia gaśnic na osiach. Na rysunku 15 przedstawiono obrazowo — tabelarycznie — problematykę związaną z często spotykaną przyczyną osiowego przemieszczania się tulei brązowych.

<p><u>ROZWIĄZANIE WADLIWE</u></p> <p>I Faza. Stan po montażu nowej tulei.</p> 	<p><u>OPIS FAZ:</u></p> <p>Stan po montażu nowej tulei wciśniętej H7/r6. Luz między tuleją a wałem (osią): H7/g6. Tuleja zabezpieczona obwodowo kotkami.</p>
<p>II Faza. Deformacja wstępna (w środku).</p> 	<p>Stan po I fazie – dawkowanie smaru:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Ciśnienie smaru w pierścieniu rozprowadzającym deformuje tuleję w części środkowej i częściowo w środku ją "zakleszcza" na wale (osi).</li> </ul>
<p>III Faza. Deformacja pełna – zacisk tulei na wale + zerwany kotłnierz</p> 	<p>Stan po dłuższej eksploatacji:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Ciśnienie smaru już na całej długości zewnętrznej "zdeformowanej" tulei dociska ją (zakleszcza) do wału (osi) obraca się razem z nim i zrywa zabezpieczenia przed obrotem co umożliwiajciej "wędrowanie" – niszczące łożyskowanie.</li> </ul>
<p><u>ROZWIĄZANIE POPRAWNE</u></p> <p>Efekt: Do powierzchni pasowania H7/r6 nie dostaje się smar pod wysokim ciśnieniem. Tuleja nie jest deformowana. (Otwór smarny wywiercony "do końca" po wciśnięciu tulei).</p> 	<p>Stan po montażu:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Tuleja wciśnięta (po schłodzeniu) H7/r6</li> <li>- Otwory smarne w tulei przewiercone po wciśnięciu</li> <li>- Kanałki rozprowadzające smar wykonane po wciśnięciu oraz wykonaniu otworów smarnych</li> <li>- luz między tuleją a wałem (osią) pozostaje H7/g6.</li> </ul>

**Rys. 15.** Fazy szkodliwego oddziaływania ciśnienia smaru w wadliwie wykonanych rowkach smarnych tulei głównych osadzenia dźwigarów gaśnicowych na osiach

Wymiana tych tulei jest operacją remontowo bardzo uciążliwą. Tuleje wielu starszych maszyn są smarowane w sposób wadliwy poprzez pośrednią komorę (wybranie) w części środkowej (nad tuleją) do której dochodzi pod (stosunkowo) dużym ciśnieniem smar. Jest to jedna z zasadniczych wad konstrukcyjnych stwierdzona przy wielu głównych łożyskowaniach dźwigarów gąsienicowych wielu maszyn podstawowych pracujących w kopalniach węgla brunatnego. Smar wypełniający pod dużym ciśnieniem całą komorę od zewnątrz wywołuje na jej powierzchni zewnętrznej naciski deformujące ją plastycznie. Tuleja brązowa tak dociskana odkształca się plastycznie (brąz ma niską granicę plastyczności) likwidując luz wynikający z pasowania  $H7/g6$  na tocznej średnicy wewnętrznej. Naciski od ciśnienia smaru zmniejszają jej średnicę zewnętrzną — („likwidując” pasowanie — wcisk  $H7/r6$ ) — przyczyniają się do powstawania (szkodliwego) luzu obwodowego oraz do obracania i osiowego przemieszczania się (zdeformowanej) tulejki na tej średnicy. Zjawisko to opisane jest na rysunku 15 oraz [1].

#### 4. Podsumowanie

- 1) Omówiono najważniejsze dla trwałości łańcucha gąsienicowego podzespoły takie jak:
  - płyty gąsienicowe,
  - złącza sworzniowe,
  - ogniwa,
  - konstrukcję kół napędowych oraz ich współpracę z ogniwami,
  - wpływ oddziaływania sił napinania gąsienic na trwałość elementów złącza sworzniowego.

Mając na uwadze koszty wytwarzania, koszty eksploatacyjne oraz duże ilości płyt gąsienicowych występujących na krajowych maszynach podstawowych, np. tylko z ogniwami o podziałce  $t = 520$  zabudowanych jest w polskich kopalniach węgla brunatnego ponad 5 300 płyt gąsienicowych o łącznej masie  $\sim 3\ 000$  ton — podano istotne informacje innowacyjne dla uzyskania postępu technicznego. Uzasadniono i wskazano potrzebę szczegółowego (innowacyjnego) projektowego doskonalenia rozwiązań decydujących o trwałości na warunkach — dokumentacyjnie — przypisywanych wyrobom wielkoseryjnym.

- 2) Omówiono często spotykane uciążliwe — remontowo — uszkodzenia głównych tulei osadzania gąsienic, wskazano przyczyny i podano sposób skutecznej naprawy. Mając na uwadze aktualne doświadczenia eksploatacyjne, dużą ilość już rozeznaczonych szczegółów technicznych, duży wkład już zrealizowanych prac innowacyjnych i badawczych oraz niezależnie duży udział GMJ — w kosztach eksploatacyjnych i remontowych maszyn sugeruje się:
  - aktualizowanie na bazie aktualnych doświadczeń i osiągnięć projektowych i eksploatacyjnych maszyn już zastanych dokumentację remontową GMJ — maszyn przewidywanych do dalszej wieloletniej pracy;



- systematyczne kompleksowe (lub częściowe) wdrażanie omawianych rozwiązań na maszynach (już istniejących) w ramach planowanych remontów, korzystając z doświadczeń wyspecjalizowanych firm;
- wdrażać rozwiązania innowacyjne zapewniające — uzgodnioną z kopalniami — daleko idącą wymienną z rozwiązaniami dotychczasowymi, dotyczy to m.in. kompletnych płyt gąsienicowych, nowych turasów napędowych, nowych ogniw, nowych kół bieżnych i kół wsporczych;
- przy nowych maszynach wdrażać kompleksowo omawiane rozwiązania innowacyjne.

W wielu szczegółach rozwiązania te — bazujące głównie na doświadczeniach eksploatacyjnych i remontowych — wyprzedzają znane stany technik renomowanych (i to nawet technik producentów nowych maszyn). Służyć one mogą efektywnej współpracy biur projektowych i nowych producentów z wieloma kopalniami (użytkownikami) już zakupionych i przez wiele lat użytkowanych maszyn w Polsce i innych krajach.

Oczekuje się (wg autorów graniczy to z pewnością), że wieloletnie efekty ekonomiczne i techniczne omawianych działań modernizacyjnych i innowacyjnych (w realnej perspektywie) kilkakrotnie przekroczą nakłady poniesione na ich realizację.

#### LITERATURA

- [1] *Wocka N., Warcholak A.*: Gąsienicowe mechanizmy jazdy maszyn podstawowych krajowych kopalni węgla brunatnego — ocena stanu technicznego oraz tendencje modernizacyjne. *Węgiel Brunatny* nr 3 (40) 2002
- [2] *Wocka N., Warcholak A.*: Gąsienicowe mechanizmy jazdy maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego - rozwiązania zwiększające trwałość i niezawodność elementów. *Węgiel Brunatny* nr 3 (64) 2008
- [3] *Wocka N., Warcholak A., Andrzejewski J.*: Gąsienicowe mechanizmy jazdy maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego - działania zwiększające trwałość i niezawodność eksploatacyjną cz. III. *Węgiel Brunatny* nr 4 (73) 2010
- [4] *Durst W., Vogt W.*: Die Kurvenbewegung und Lenkung neuartiger Tagebaugeräte mit Raupenfahrwerken. *Braunkohle* 1941, Heft 18, Lindenau G. Schaufelradbagger — Seiten 171–175