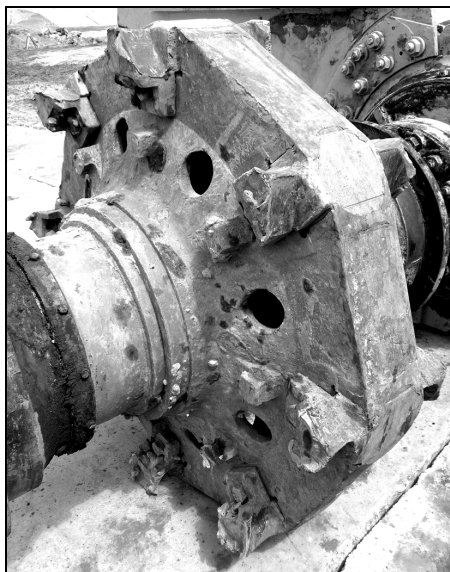
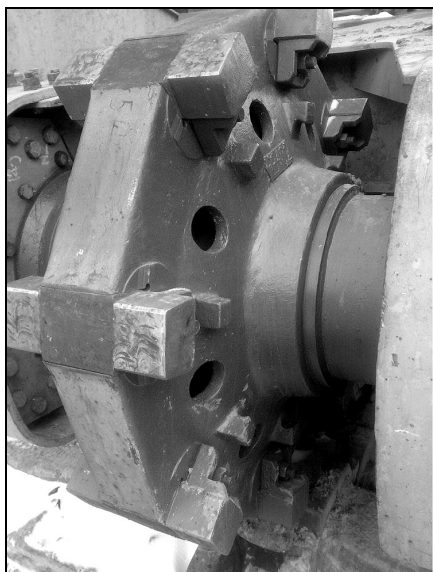


Eugeniusz Rusiński, Tadeusz Smolnicki*, Grzegorz Przybyłek**

PORÓWNANIE POSTACI KONSTRUKCYJNYCH KOŁA ZABIERAKOWEGO POJAZDÓW KOPARKI WIELONACZYNIOWEJ

1. Wprowadzenie — obiekt badań

Koła zabierakowe gąsienicowego mechanizmu jazdy koparki wielonaczyniowej, narażane są na ciężkie warunki eksploatacyjne. Zabieraki ulegają ścieraniu (rys. 1), a w kole pojawiają się uszkodzenia w postaci pęknięć.



Rys. 1. Koło zabierakowe z nowymi i zdegradowanymi zabierakami

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wroclaw

Niezbędne jest zapewnienie możliwości wymiany zabieraków podczas okresowych remontów, przeprowadzanych w miejscu eksploatacji nadkładu lub złoża oraz odpowiedniej wytrzymałości koła. W wielu koparkach jedyną możliwością szybkiej naprawy koła zabierakowego jest wymiana zużytych zabieraków wraz z kołem zabierakowym i wałem.

Taki sposób naprawy znacznie podraża koszty eksploatacyjne napędu jazdy koparek. Niezbędne stało się rozważenie postaci konstrukcyjnej koła napędowego wraz zabierakami, pozwalającą na szybką wymianę zabieraków „na ruchu” oraz spełniającą kryteria wytrzymałościowe.

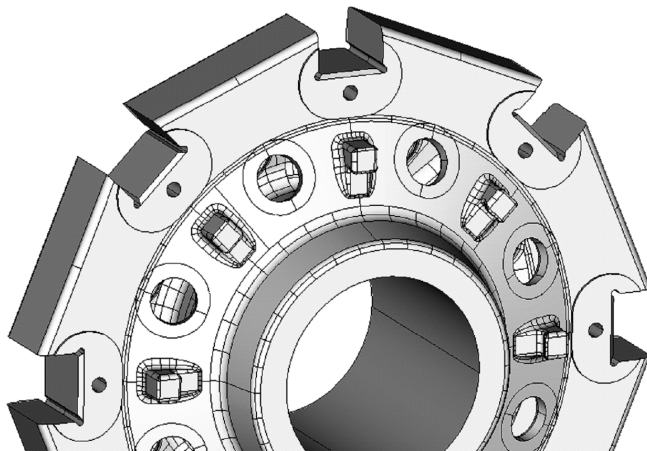
Przed przystąpieniem do prac projektowych nad rozwiązaniem koła napędowego sformułowano następujące założenia:

- zmiana konstrukcji koła z dwupowłokowego na koło o jednym środniku;
- maksymalne uproszczenie odlewu;
- zwiększenie wytrzymałości koła wraz ze zwiększeniem wytrzymałości zmęczeniowej;
- wersja rozwiązania powinna gwarantować możliwość prostej i szybkiej wymiany zabieraków „na ruchu” (bez demontażu koła z dźwigara).

2. Obliczenia wytrzymałościowe MES

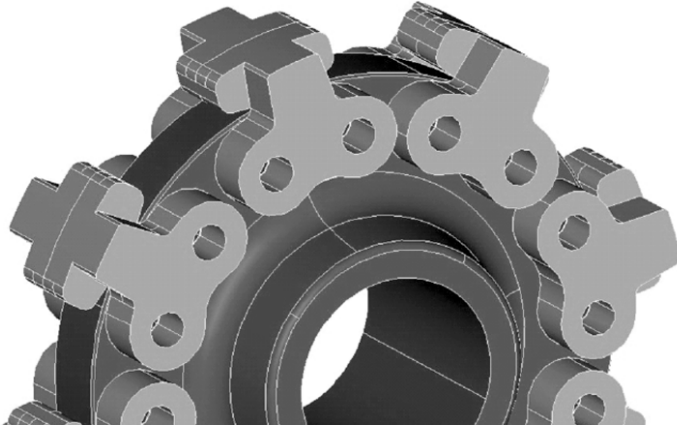
Przeprowadzono analizę trzech wersji rozwiązań konstrukcyjnych:

- wersja 1 — zabieraki osadzone w gnieździe prostokątnym, pasowanie ciasne (rys. 2),
- wersja 2 — zabieraki mocowane na tarczy koła przy pomocy sworzni pasowanych H8/h7 (rys. 3),
- wersja 3 — zabieraki osadzone na tarczy koła w gnieździe okrągłym z pasowaniem H6/s6, zabezpieczone przed obrotem (rys. 3).

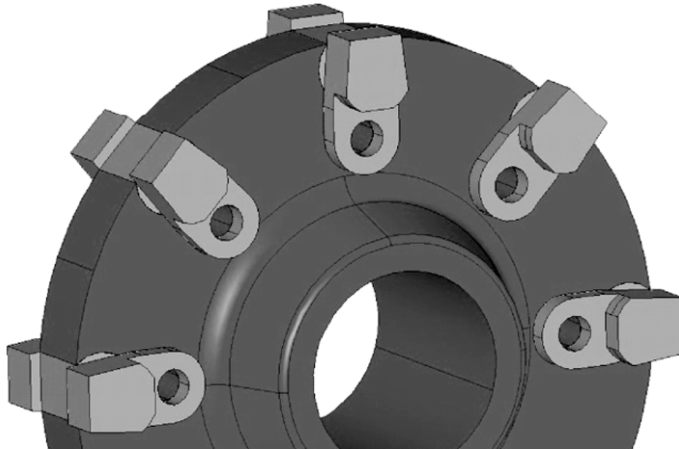


Rys. 2. Połączenie zabieraka z kołem — wersja I

a)



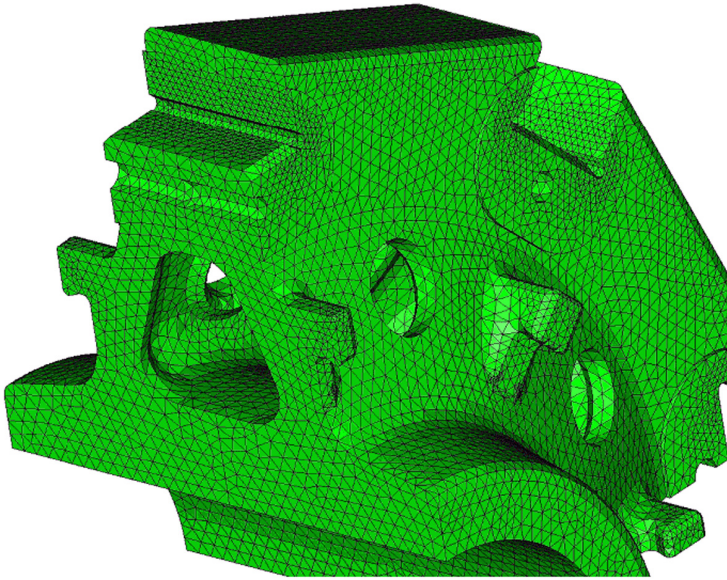
b)



Rys. 3. Połączenie zabieraka z kołem — wersja II i wersja III

W celu określenia poziomu wyężenia poszczególnych wersji koła zabierakowego, przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe metodą elementów skończonych [3–5]. Zbudowano modele obliczeniowe (rys. 4). Obciążenia działające na koło napędowe opracowano na podstawie parametrów układu napędowego pojazdów (tab. 1) oraz pomiarów.

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz parametrów napędu jazdy pojazdów (tab. 1) zdefiniowano cztery postaci obciążeń działających na pojedyncze ogniwo łańcucha napędowego koło zabierakowe + zabierak (rys. 5). Większość analizowanych przypadków obciążenia stanowią obciążenia asymetryczne, które stanowią znacznie większe wyężenie elementów układu niż obciążenia symetryczne [1, 2]. Wartości obciążeń są zdeterminowane parametrami podłoża. Przyjęte wartości wynikają z zarejestrowanych momentów podczas rozruchu jazdy.



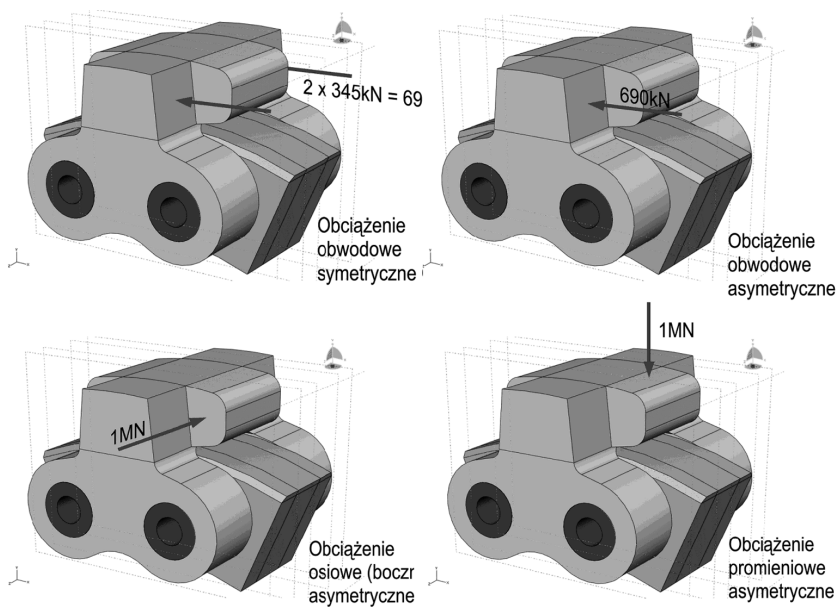
Rys. 4. Przykładowy model obliczeniowy zabieraka
— siatka elementów skończonych (fragment)

TABELA 1

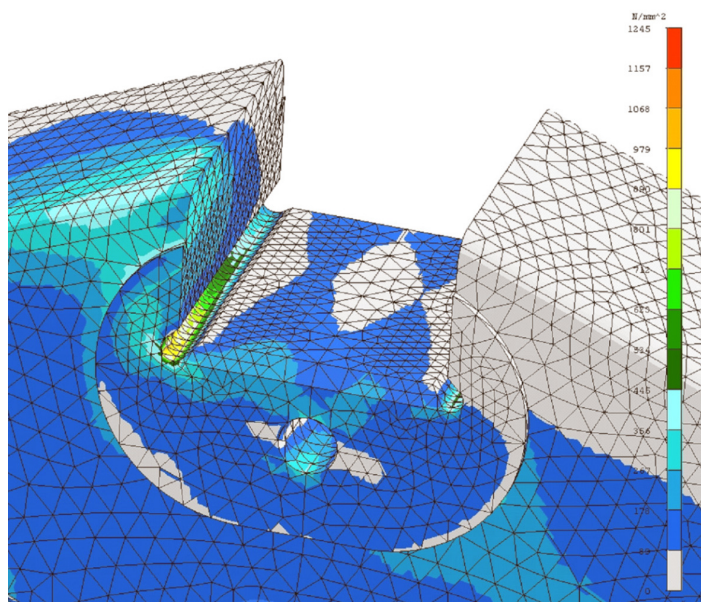
Parametry układu napędowego pojazdów

Moc nominalna napędu N , kW	200
Moc maksymalna napędu N_{\max} , kW	400
Przełożenie przekładni i , –	594:1
Liczba obrotów silnika n , obr./min	1000
Długość belki momentowej R , mm	2760
Średnica czopa d , mm	145
Odległość osi symetrii belki momentowej od płaszczyzny miejsca inicjacji pęknięcia a , mm	140

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych wersji 1 przy obciążeniach: obwodowym symetrycznym i obwodowym asymetrycznym z modelu liniowosprężystego stwierdzono w tarczy koła (rys. 6) znacznie przekroczony dopuszczalny poziom wartości naprężeń: odpowiednio 845 i 1245 MPa. Tarcza koła znajduje się w zakresie ograniczonej niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej. Z tego względu zrezygnowano z obliczeń kolejnych zestawów obciążeń.

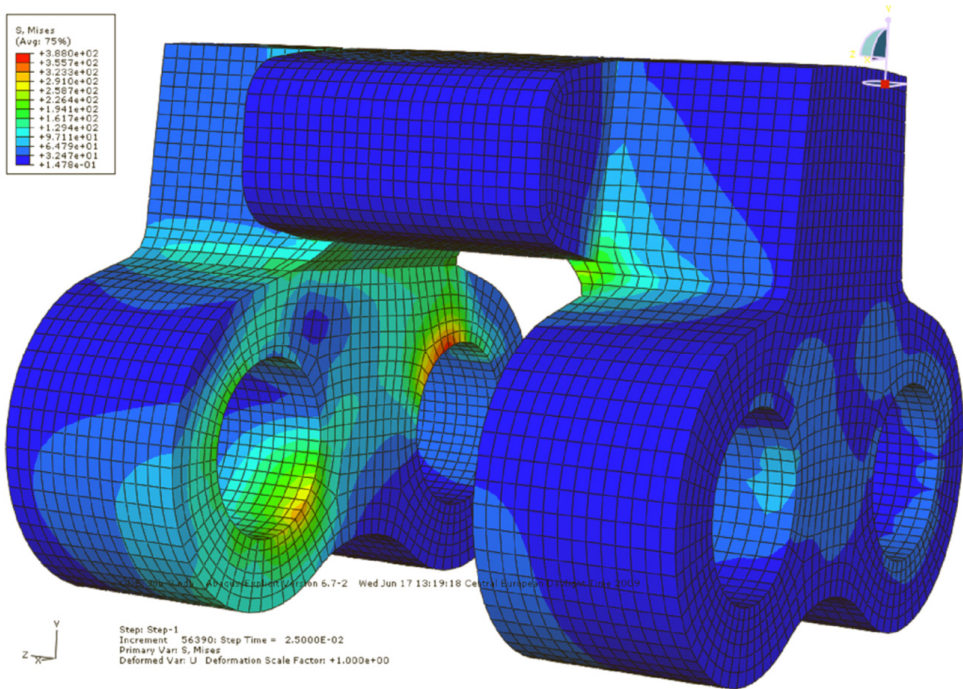


Rys. 5. Przypadki obciążenia zabieraka zaprezentowane na wersji II



Rys. 6. Warstwy naprężeń Hubera-Misesa koła zabierakowego obciążonego obwodowo asymetrycznie w [MPa]
 — koncentracja naprężeń w rowku zabierakowym

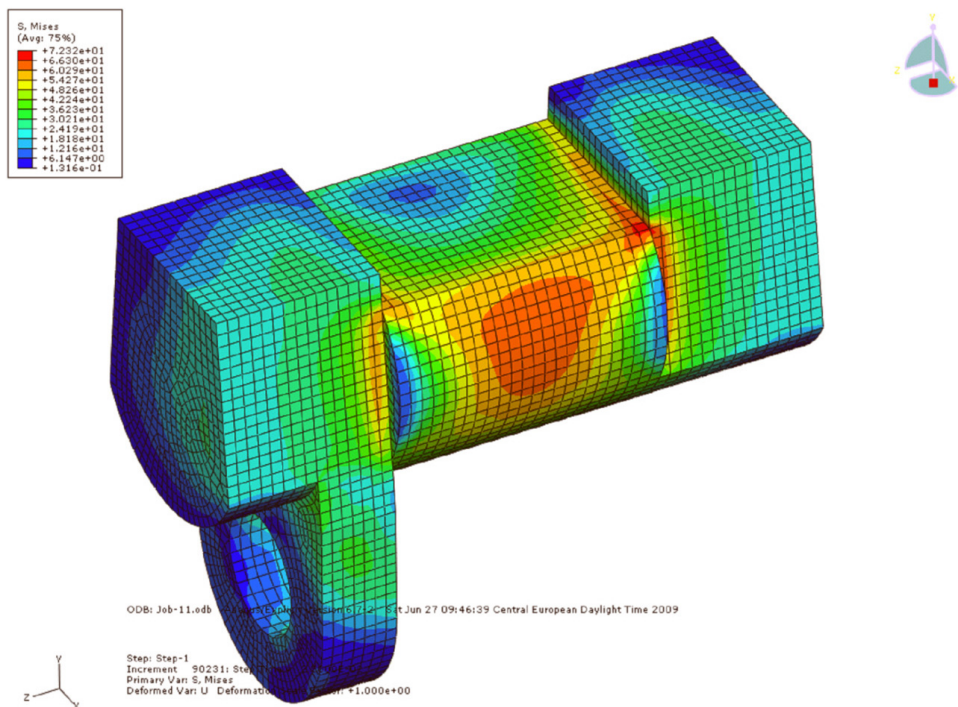
Przeprowadzono obliczenia pozostałych wersji konstrukcyjnych. Wybrane wyniki pokazano na rysunkach 7 i 8.



Rys. 7. Warstwy naprężeń Hubera-Misesa w zabieraku obciążonym obwodowo asymetrycznie [MPa]

W wersji II najmniej wyężonym elementem wskutek działania sił obwodowych asymetrycznych jest tarcza koła (301 MPa), a najbardziej sworzeń (441 MPa). W każdym przypadku jest to korzystne ze względów zmęczeniowych. W wersji III wyężenie koła i zabieraka jest podobne jak w wersji II (odpowiednio 360 i 356 MPa). Wyężenie wynika z docisku na styku pomiędzy częścią walcową zabieraka, a gniazdem.

Ze względu na trudne do oszacowania wartości obciążeń bocznych wartości naprężeń dla tych przypadków mają charakter porównawczy. W wersji II następuje kształtowe przeniesienie obciążenia z zabieraka bezpośrednio na tarczę koła, bez udziału sworzni. Maksymalne naprężenia w tarczy (301 MPa) mają charakter naprężeń stykowych w miejscu docisku przez ucho zabieraka. W zabieraku pojawiają się naprężenia ściskające (773 MPa na 1 MN obciążenia bocznego) w miejscu wyprowadzenia ucha. W wersji III powstają bardzo wysokie naprężenia stykowe (1058 i 830 MPa na tarczy koła) oraz silnie zginany jest sworzeń $\varnothing 80$ (1339 MPa). powodem tak wysokich naprężeń jest brak sprzężenia ciernego pomiędzy częścią walcową zabieraka a gniazdem w tarczy koła.



Rys. 8. Warstwy naprężeń Hubera-Misesa w zabieraku obciążonym obwodowo symetrycznie [MPa]

3. Podsumowanie

Wersja I stosowana obecnie w napędzie gąsienic koparki SchRs 4000.37,5 nie spełnia kryterium wymiany zabieraka bezpośrednio „na maszynie” oraz nie spełnia wymagań wytrzymałościowych.

Wersje II i III znacznie lepiej przenoszą siły obwodowe, z tym, że w wersji II bardziej wyteżony jest zabierak i sworznie, a w wersji III koło. Wersja III jest znacznie gorzej przystosowana do przenoszenia dużych sił bocznych.

Pod względem montażu zdecydowanie lepszym jest rozwiązanie II, gdzie wszystkie pasowane pary kinematyczne mają pasowanie H8/h7 i powinny być łatwo demontowalne. Możliwe jest także wykonanie sworzni w postaci rury. Istnieje możliwość wykonania otworów w kole w postaci montowanych skurczowo tulei $\varnothing 110/100$ o wysokich parametrach wytrzymałościowych, łatwych do przeprowadzenia obróbki cieplnej i mechanicznej.

W wersji III pasowanie H6/s6 na styku pomiędzy częścią walcową zabieraka i gniazdem nie zapewnia właściwego przenoszenia obciążeń. Zwiększenie początkowego zacisku utrudni późniejszy demontaż.

Biorąc pod uwagę aspekty wytrzymałościowe oraz sposób montażu i łatwość demontażu zdecydowanie lepsza jest wersja II koła zabierakowego.

Istotnym kryterium jest także masa elementów demontowanych. W tym wypadku wersja I jest najkorzystniejsza.

LITERATURA

- [1] *Czmochowski J., Rusiński E., Smolnicki T.*: Modelowanie stanu obciążeń i naprężeń w dźwigarze gąsienicowym koparki. *Górnictwo Odkrywkowe*. 1994 R. 36, nr 1, s. 63–70
- [2] *Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., Derlukiewicz D.*: Obliczenia wytrzymałościowe dźwigara gąsienicowego koparki wielonaczyniowej. *Przegląd Mechaniczny*. 2008 R. 67, nr 4, s. 23–26
- [3] *Rusiński E.*: Zastosowanie mikrokomputerów do obliczeń wytrzymałościowych ustrojów nośnych pojazdów i maszyn roboczych, Warszawa, WKiŁ 1990
- [4] *Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000
- [5] *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.*: The finite element method. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991