

BADANIE EKSTREMALNYCH WARTOŚCI PRZECIĄŻEŃ W NAPĘDACH JAZDY KOPAREK WIELONACZYNIOWYCH KOŁOWYCH

THE STUDY OF EXTREME OVERLOAD IN DRIVES OF CHASSIS OF BUCKET WHEEL EXCAVATORS

Marcin Kowalczyk, Paweł Maślak, Eugeniusz Rusiński – Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn Politechniki Wrocławskiej

Zidentyfikowanie ekstremalnej wartości obciążeń w napędach jazdy koparek w warunkach eksploatacji wymaga zbudowania układu pomiarowego, którego integralną częścią jest maszyna. W istotnym stopniu błąd pomiaru uzależniony jest od różnych czynników wynikających z budowy zespołów maszyny, dokładności wykonawczych części, procesów ich zużycia, działania sił poza wielkościami mierzonymi wpływającymi na wynik pomiaru, które można zminimalizować poprzez analizę ich wpływu na modelach numerycznych.

Identification of extreme load values in drives of chassis of excavators in the conditions of use will require the construction of the measuring system as an integral part of the machine. The significant measurement error depends on various factors depended on the construction of the machine, the accuracy of implementing parts, wear of processes, forces beyond the measured values affect the result of the measurement, which can be minimized by analyzing their impact on numerical models.

Wprowadzenie

Identyfikacja obciążeń działających na maszynę często wymaga wykonania pomiarów na niej w warunkach eksploatacji [4]. Umieszczenie na jej elementach konstrukcyjnych przetworników i wyskalowanie torów pomiarowych sprawia, że maszyna staje się przyrządem pomiarowym [5, 6], któremu można przypisać charakterystyki i oszacować błędy pomiaru. Realizacja pomiaru z użyciem tensometrii oporowej z wymaganą precyzją wymaga przeprowadzenia analizy na etapie wyboru lokalizacji punktów pomiarowych. Korzystnie punkt tensometryczny do pomiaru obciążeń powinien być liniowy, a przynajmniej powinien on mieć przewidywalną charakterystykę. Problem polega na tym, że czasem bez wnikliwych analiz nie można wskazać punktu i kierunków pomiaru odkształceń w znanych, niezmiennych proporcjach i wartościach zależnych od badanego obciążenia, a wcześniejsze doświadczenie może być niewystarczające. Występują też przypadki, że wywołanie mechanicznych obciążeń do wyskalowania punktów pomiarowych jest utrudnione, czasochłonne, zbyt drogie lub praktycznie niemożliwe. Przeprowadzenie skalowania z użyciem znanego obciążenia nie gwarantuje w późniejszym pomiarze wskazania z wymaganą precyzją, jeśli wcześniej wpływ czynników zakłócających pomiar nie zostanie zbadany.

Wyróżnione cechy, którymi powinien być obdarzony tensometryczny punkt pomiarowy do pomiaru obciążeń działających na maszynę:

- powinien mieć znaną charakterystykę wartości pomiarowej w funkcji wielkości mierzonej korzystnie liniową,
 - powinien mieć dostateczną czułość z punktu żądanej rozdzielczości,
 - błąd pomiaru powinien być znany, a przynajmniej oszacowany i dopuszczalny,
 - wpływ dodatkowych czynników na wynik pomiaru powinien być znany, przewidywalny i dopuszczalny.
- Na błąd pomiaru składa się wiele czynników:

1. błędy wynikające z odstępstwa do wyidealizowanej charakterystyki przejścia pomiędzy wielkością mierzoną a wynikiem pomiaru,
2. zmienność parametrów przetworników i aparatury pomiarowej w czasie i od temperatury,
3. zmienność i stan warunków brzegowych elementu konstrukcyjnego, na którym umieszczono przetworniki tensometryczne, która wpływa na wynik pomiaru,
4. wpływ innych obciążeń na wynik pomiaru wybranej składowej wektora wielkości mierzonych.

Z punktu przekazu niniejszego artykułu czynniki z grupy 2 nie są istotne. Aktualnie dokładność i stabilność parametrów aparatur pomiarowych jest często tak wysoka, że pomijalna. Błędy pomiaru wynikające z tolerancji rezystancji i stałej tensometrów, błędów przetwarzania w rejestratorze można oszacować i wynikają głównie z tolerancji stałej tensometru w układzie prawidłowo skompensowanym temperaturowo. Długość przewodów w torach pomiarowych nie zawsze jest kompensowana, ale wówczas jej wpływ można obliczyć i nawet pominąć. Istotną rolę odgrywa powiązanie rozety z podłożem i niepewność co do rzeczywistego stosunku względnej zmiany rezystancji do odkształcenia podłoża. Spełnienie wymagań odnośnie dokładności pomiaru w części układu pomiarowego zawartego pomiędzy warstwą wierzchnią elementu konstrukcyjnego i nośnikiem danych pomiarowych jest niewystarczające. W układzie pomiarowym, którego integralną częścią jest maszyna nierzadko wiodącą rolę odgrywają czynniki wyróżnione w grupach 3 i 4, a ich wpływ i sposób jego minimalizacji opisano na przykładzie pomiaru obciążeń działających na gąsienicowy układ jazdy i skrętu wybranych koparek wielonaczyiniowych kołowych [2, 3].

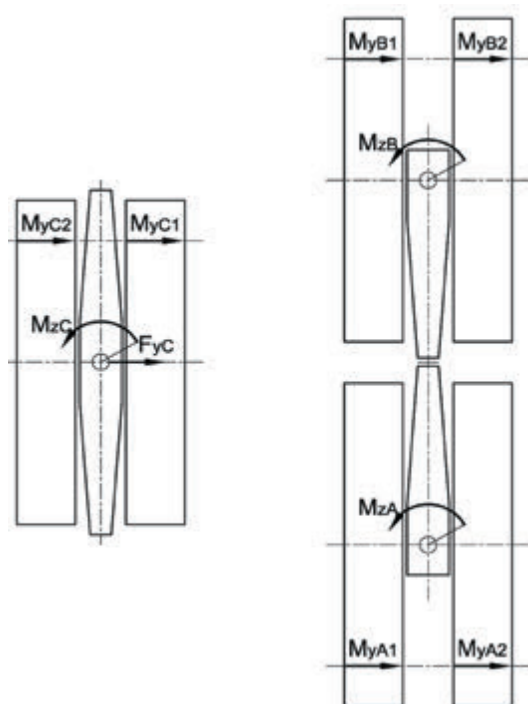
Cele badawcze i układ pomiarowy

Badania przeprowadzono na koparkach typu KWK1500s i KWK1200M. Pod względem budowy układów napędowych



Rys. 1. Zestaw gąsienicowy ze zdemontowanym napędem jazdy po awarii przekładni

jazdy i układu składu rozwiązania są w większości takie same. Napędy jazdy, przekładnie z dźwigniami momentowymi, wał koła zabierakowego są na obu maszynach identyczne. Podobna jest budowa układu składu, przy czym rozbieżność w budowie występuje przy podporze stałej. Każdy zespół napędowy gąsienic składa się z silnika asynchronicznego, przekładni ślimakowo planetarnej niesamohamownej, która jest połączona z wałem koła zabierakowego poprzez połączenie dociskowe. Najistotniejszą wadą takiego połączenia jest to, że w warunkach panujących w odkrywcze nie da się go rozłączyć. Praktycznie przekładnia jest demontowana/montowana razem z wałem koła zabierakowego i jako zespół transportowana (rys. 1). W przypadku awarii przekładni lub wału koła zabierakowego należy wymienić cały zespół. W przypadku awarii przekładni doraźnie można odkręcić belkę momentową i wał napędowy, aby umożliwić przejazd maszyny w dogodne miejsce do wymiany zespołu napędowego.



Rys. 2. Składowe wektora wielkości mierzonej w podwoziu koparki

Głównym celem pomiarów było zidentyfikowanie wartości ekstremalnych przeciążeń napędów gąsienic w kilkumiesięcznym okresie czasu obejmującym okres zimowy. Wynik badań miał stanowić podstawę do wymiarowania nowego połączenia przekładni z wałem umożliwiającą szybki demontaż [1].

W podwoziu maszyny występują 3 podpory z zestawami gąsienicowymi zawierającym po 2 gąsienice z indywidualnymi napędami. Założono, że pomiar odbędzie się w sposób synchroniczny w 6 punktach na wybranych elementach każdego układu napędowego, przez co wektor wielkości mierzonej zawiera 6 momentów napędowych/hamujących (rys. 2). Dodatkowo układ pomiarowy rozbudowano o 2 punkty pomiarowe na podporze stałej i 2 punkty na dyszlach składu, które umożliwiają poznanie 3 momentów prostopadłych do podłoża i siły prostopadłej do kierunku jazdy działającej na podporę stałą. Kompletny układ pomiarowy zawierał 10 torów pomiarowych podłączonych do prototypowych autorskich rejestratorów zaprojektowanych i wykonanych na potrzeby badań.

Poznanie pełnego wektora wielkości mierzonej aktualnie ma charakter naukowo-badawczy. Identyfikacja obciążeń ekstremalnych w napędach jazdy i wskazanie warunków występowania maksymalnych obciążeń ma znaczenie praktyczne i może być wykorzystana na etapie konstruowania zespołów napędowych.

W każdym torze pomiarowym zastosowano odwrócony półmostek tensometrów połączony z wejściem przetwornika A/C przewodem dwuparowym ekranowanym. Do istotnych zalet półmostka odwróconego należą:

- uproszczenie i skrócenie wykonania punktu pomiarowego, zmniejszenie liczby połączeń oraz zmniejszenie kosztów w porównaniu z pełnym mostkiem,
- większa odporność na zakłócenia w porównaniu z półmostkiem zwykłym w układzie połączeń z przewodem z dwiema parami skręconych żył – częściowo kable były położone wzdłuż przewodów zasilających napędy i nie stwierdzono wpływu zakłóceń w wynikach pomiarów,
- odporność na zwarcia i przerwy – w warunkach eksploatacji istniało wysokie ryzyko uszkodzenia kabli, a uszkodzenie nie mogło wykluczać dokonania pomiaru w pozostałych torach pomiarowych.

Do wad półmostka odwróconego należą:

- większy pobór prądu w porównaniu z półmostkiem zwykłym, który można optymalizować,

- zależność czułości w torze pomiarowym od długości kabla.

W półmostku odwróconym pełne skompensowanie wpływu długości kabla na wynik pomiaru w sposób sprzętowy jest skomplikowane i nawet w układach prototypowych nie stosowane. W układzie z półmostkiem odwróconym, w którym sprzętowo kompensowany jest spadek napięcia w linii zasilającej współczynnik zmniejszenia czułości w torze pomiarowym w odniesieniu do półmostka zwykłego z tą samą kompensacją można obliczyć z zależności:

$$k_{op} = \frac{4k_o}{(1 + k_o + k_p)^2}, \quad (1)$$

gdzie: k_o – stosunek rezystancji obciążenia (uzupełnienia półmostka) w aparaturze pomiarowej do rezystancji znamionowej tensometru,

k_p – stosunek rezystancji żyły przewodu w aparaturze pomiarowej do rezystancji znamionowej tensometru.

Rezystory ulokowane w aparaturze pomiarowej mogą mieć rezystancję obciążenia według szeregu rezystancji, np. w przypadku tensometrów o oporności 350Ω można użyć rezystorów 360Ω co spowoduje spadek czułości o $0,02\%$.

Stosując przewód miedziany $2 \times 2 \times 0,14 \text{ mm}^2$ od długości 10 m przy pozostałych rezystancjach o wartości 350Ω spadek czułości wyniesie $0,34\%$, a przy przewodzie długości 100 m ok. $3,3\%$. Ważne jest to, że wpływ długości kabla na wynik pomiaru można przewidzieć obliczając go.

Do przetwarzania sygnałów zastosowano 12-kanałowy rejestrator z przetwornikami AD7798, które można zsynchronizować (rys. 3). Powstałe urządzenie mikroprocesorowe można podłączyć do dowolnego rejestratora strumienia danych cyfrowych poprzez magistralę RS485 i zasilac z portu USB. Do próbnej rejestracji stosowano komputer z programem do zapisu danych napływających z portu komunikacyjnego w plikach bez przetwarzania danych, a do ciągłej długoterminowej rejestracji autorski rejestrator na kartę SD. Rejestracja odbywała się tylko w trakcie jazdy i kilka sekund po zatrzymaniu.

W plikach zastosowano zapis tekstowy w systemie szesnastkowym, a obróbka danych odbyła się w środowisku Excel z zastosowaniem VBA.

Dobór lokalizacji punktów tensometrycznych

Jedną z najważniejszych cech, jaką powinien być obdarowany tensometryczny punkt do pomiaru obciążeń jest przewidywalność. O ile w stosunku do części układu pomiarowego zawierającego przetworniki można oszacować błąd pomiaru dysponując notami katalogowymi, o tyle poznanie wpływu różnych czynników wpływających na wartości odkształceń liniowych na powierzchni, gdzie jest naklejony tensometr, wymaga czasem dokonania dogłębnej analizy. Istotne jest, aby relacja pomiędzy wybraną składową wektora obciążeń mierzonych i odkształceniem mierzonym w tensometrze była znana, zmieniała się w dopuszczalnym zakresie, dopuszczalny lub znany był udział innych czynników jak:

- dodatkowych obciążeń mechanicznych, które nie muszą być mierzone i mogą zmieniać się dowolnie, np. siły tarcia i docisku w parach kinematycznych,
- niedokładności wykonawczych, które wpływają lokalnie na warunki brzegowe fragmentu ustroju gdzie jest tensometr, np. wypukłości blachy,



Rys. 3. Prototypowy układ przetworników A/C w przesypie centralnym koparki

- procesy zużywania i dopasowywania się części, które mogą istotnie zmieniać warunki brzegowe,
- zmiany zwrotu sił w parach kinematycznych.

Od punktów pomiarowych lokowanych na elementach konstrukcyjnych maszyny wymaga się też prostoty, łatwości dostępu, dogodnej pozycji do przygotowania punktu pomiarowego, aby można było maksymalnie ograniczyć nakład i czasochłonność prac i możliwość zabezpieczenia przed uszkodzeniem w okresie badań.

Dobierając lokalizację punktów pomiarowych i kierunki pomiaru odkształcenia założono, że:

- w punkcie pomiarowym będzie występował jeden lub dwa tensometry czynne tylko na jednej rozecie,
- wykonanie punktów pomiarowych nie będzie wymagało demontażu części i odbędzie się w ciągu planowanego postoju maszyny z innych względów niż badania tensometryczne,
- wpływ innych sił poza składową wektora wielkości mierzonych, odchyłek wykonawczych, procesów zużywania, zmienności sił tarcia i docisku, dokładności wykonawczej punktów pomiarowych, zmienności zwrotów sił nie przekroczy 1% w odniesieniu do wartości mierzonej,
- wyidealizowana charakterystyka punktów pomiarowych będzie liniowa,



Rys. 4. Przykładowy punkt pomiarowy na belce momentowej przekładni przed podłączeniem i zabezpieczeniem

- możliwe będzie skuteczne zabezpieczenie punktu pomiarowego,
- usunięcie ewentualnej awarii w układzie napędowym będzie mogło być wykonane tylko przez służby kopalniane.

Wymagania spełniono dokonując na etapie przygotowań analizy z zastosowaniem metody elementów skończonych. Do pomiaru momentów skręcających na wałach kół zabierakowych wykonano punkty tensometryczne na belkach momentowych przekładni (rys. 4). Do zlokalizowania punktu pomiarowego zbudowano model bryłowy i założono kilka zestawów warunków brzegowych badając wpływ ich zmienności. Wyniki obliczeń MES w postaci par odkształceń liniowych względem wybranych kierunków poddano analizie, gdzie obliczono w każdym węźle na powierzchni fragmentu modelu:

- średnie odkształcenie mierzone w dwóch prostopadle ustawionych względem siebie tensometrach półmostka,
- zakresy zmienności odkształceń mierzonych w wyniku zmiany warunków brzegowych,
- zakresy zmienności odkształceń mierzonych w wyniku zmiany położenia tensometru względem punktu docelowego.

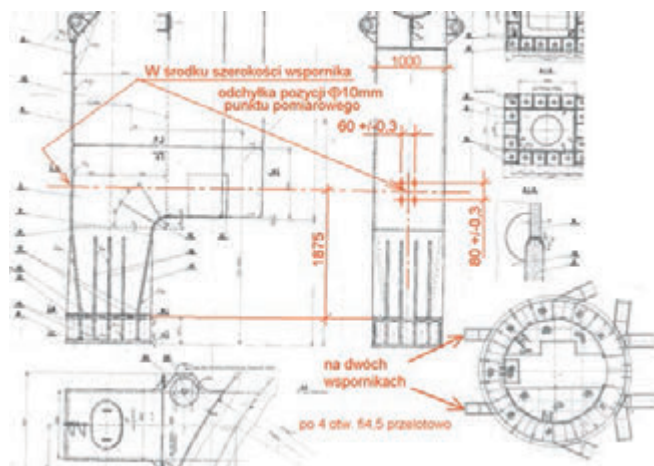
Analizując wyniki wykreślono linię, na której powinien znaleźć się tensometr i kierunki pomiaru odkształceń, aby nie było wpływu zmienności warunków brzegowych i dopuszczalne pole tolerancji miało wymiary nie mniejsze niż 10 mm x 6 mm, przy zachowaniu dopuszczalnego zakresu czułości (rys. 5). Na belkach momentowych można było zastosować dwa czynne tensometry na jednej rozecie. Na modelu sprawdzono również wpływ wierconych do montażu osłon otworów.

Tensometry do pomiaru momentów od skrótu umieszczono na dyszlach dwóch sterowanych zestawów gąsienicowych. Poszukiwano punktu pomiarowego w obszarze, w którym odkształcenia nie zależą od zwrotu siły sterującej, innych obciążeń i lokalnie niewiele zmieniają się. Dyszel w części środkowej ma przekrój dwuteownika spawanego z blach. Wybór z pozoru wydawał się banalny, ale zauważono, że przy średniku i żebrach istnieją istotne składowe naprężenia w kierunkach prostopadłych do kierunków ułożenia blach. Stosując dwa czynne tensometry na jednej rozecie wartość pomiarowa obarczona byłaby najsilniej wpływem lokalnych momentów gnących półkę dwuteownika, co do których nie ma pewności, że ich wartości będą w takim samym stosunku do siły sterującej w modelu i na maszynie, dlatego zastosowano jeden czynny

tensometr mierzący wzdłuż dyszla. Czułość punktu pomiarowego była przez to ok. 30% mniejsza, ale wpływ naprężenia od lokalnego momentu gnącego w kierunku poprzecznym na wartość odkształcenia wzdłuż dyszla ponad 4 razy mniejszy.

Budowa ustroju nośnego w obrębie podpory stałej na koparce KWK1500s uniemożliwiła umieszczenie tensometrów na dyszlu stałym w punktach spełniających zadane kryteria. Powinna istnieć pewność, że rozkład odkształceń w modelu będzie odzwierciedleniem rozkładu odkształceń w rzeczywistości, której nie było. Ponadto istniał zbyt duży wpływ zmienności zwrotu sił mierzonych i innych sił, np. od tarcia w połączeniach częściowo ruchomych na wynik pomiaru niezależnie od lokalizacji na dyszlu. Obszar poszukiwań punktów pomiarowych rozszerzono i takie punkty zlokalizowano na wspornikach dyszla stałego (rys. 6). Wytypowano miejsca gdzie:

- nie występowały momenty gnące blach,
- stałą czułość utrzymano w polu o wymiarach 300 mm x 300 mm,
- możliwe było dojście z powierzchni płyt gąsienicowych.

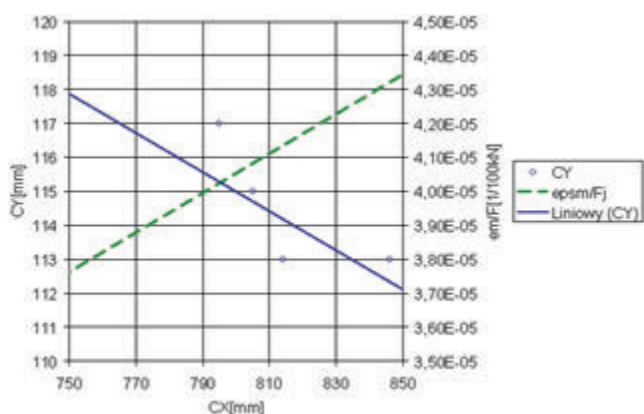


Rys. 6. Rysunek do wykonania otworów do zamocowania obudów punktów pomiarowych do pomiaru pary sił umożliwiających obliczenie dwóch składowych wektora wielkości mierzonych M_{zC} i F_{yC}

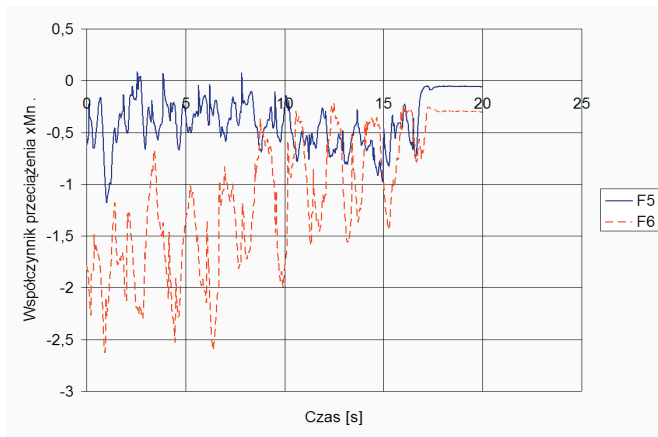
Analiza wyników pomiarów

Badania przeprowadzono równolegle nieprzerwanie na dwóch maszynach w okresie ok. 4 miesięcy zawierającym okres zimowy. Maszyny zmieniały lokalizacje i poruszały się na różnych podłożach. Były przypadki ugrzęźnięcia maszyn, zamarznięcia gruntu i ukręcenia jednego wału napędowego.

Analiza wyników pomiarów polegała na statystycznym rozkładzie wartości ekstremalnych z następujących po sobie okresach 20-sekundowych. Na każdej maszynie wystąpiło kilka tysięcy przypadków przekroczenia momentu nominalnego (rys. 7). Wykreślono dystrybuanty obciążeń ekstremalnych. W przypadkach najsilniejszych przeciążeń oceniono wizualnie poprawność przebiegów obciążeń. W stanach zerowego momentu skręcającego w układach napędowych występowały przypadki kasowania luzów, co było widoczne na przebiegach obciążeń i możliwe było śledzenie offsetów torów pomiarowych.



Rys. 5. Odkształcenie średnie mierzone przy obciążeniu jednostkowym w łączniku belki momentowej i optymalne współrzędne punktu pomiarowego



Rys. 7. Przykładowy przebieg przeciążenia napędów podproy C, F5 odpowiadają M_{yC1} , a F6 – M_{yC2}

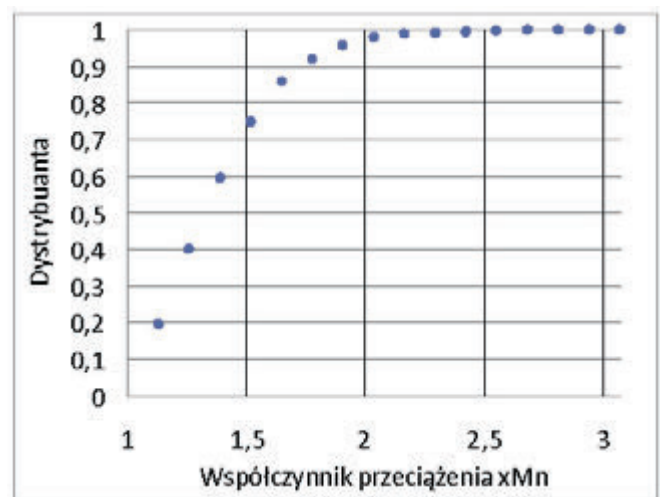
W warunkach bezawaryjnej eksploatacji współczynnik przeciążenia względem momentu nominalnego w układach napędu jazdy nie przekroczył 3,1 i w całym okresie wystąpiły tylko dwa przypadki przeciążeń o zbliżonej wartości. W największym stopniu były przeciążane napędy zestawu niekierowanego. Niskie prawdopodobieństwo wystąpienia współczynników przeciążenia powyżej 3 ilustruje dystrybuenta (rys. 8). Przeciążenie powyżej 5-krotności momentu nominalnego wystąpiło tylko w przypadku awarii. W obrębie jednego zestawu gaśnicowego w trakcie ukrećwania wału w jednym napędzie po przeciwnej stronie zestawu wystąpiło przeciążenie ekstremalne drugiego napędu.

Podsumowanie

Na wybranych przykładach opisano aspekty doboru lokalizacji tensometrycznych punktów pomiarowych do badania obciążeń działających na maszynę roboczą. Skalowanie punktu pomiarowego z użyciem obciążenia wzorcowego nie zawsze daje gwarancję, że później, w trakcie działania dodatkowych obciążeń, wartość mierzona będzie dobrym odwzorowaniem składowej wektora wielkości mierzonej. Niewiedzę o wpływie innych czynników, poza badanym obciążeniem na wartość mierzoną, można zawrzeć w błędzie pomiaru, który w dobrych warunkach wynosi kilka procent. Można jednak wykonać działania na etapie planowania punktów pomiarowych, które ten błąd zminimalizują. Zaproponowano analizę wyników obliczeń na modelach numerycznych, które pozwalają uwzględnić wiele czynników.

W analizie zastosowano modele numeryczne, które umożliwiły oszacowanie procentowych udziałów czynników pogarszających dokładność pomiaru jak: zmienność warunków brzegowych wokół fragmentów ustroju nośnego i części zespołów napędowych, na których umieszczone są tensometry, dodatkowe obciążenia poza składową wektora wielkości mierzonych, które zmieniają wynik pomiaru tej składowej, tolerancje wykonawcze punktów pomiarowych.

W planowaniu punktu pomiarowego w oparciu o wyniki obliczeń na modelu numerycznym kluczową rolę odgrywa



Rys. 8. Dystrybuenta obciążeń maksymalnych napędów jazdy koparki KWK1500s w warunkach bezawaryjnej eksploatacji

wiarygodność wyników obliczeń, która związana jest z poczuciem pewności, że rozkład odkształceń w modelu jest zbliżony do rozkładu odkształceń w obiekcie badań i nie zależy istotnie od dokładności wykonawczej, zjawisk kontaktowych, efektów procesu zużycia. Modele obliczeniowe budowane są na podstawie dokumentacji, ale nawet w sytuacji wiernego odwzorowania w obiekcie rzeczywistym w połączeniach elementów konstrukcyjnych występują zjawiska kontaktowe, które wprowadzają nieliniowości pomiędzy składową wektora wielkości mierzonej i odkształceniami w typowanych punktach pomiarowych. Znalezienie w ustroju nośnym miejsca liniowego pomiaru obciążeń o dostatecznej dokładności nie zawsze jest możliwe. W ocenie wyników analiz przy lokalizowaniu punktu pomiarowego dużą rolę odgrywa wcześniejsze doświadczenie, które może nie wystarczać. Można jednak wskazać w wynikach obliczeń numerycznych objawy czynników o nieprzewidywalnym udziale w odkształceniach na powierzchni elementu konstrukcyjnego, takie jak:

- lokalne stany zgięciowe w powłokach,
- zbyt duża wrażliwość wyników obliczeń na zmienność warunków brzegowych,
- zbyt duża wrażliwość wyników obliczeń na realne odchyłki wykonawcze punktu pomiarowego.

Badając w modelu numerycznym wpływ różnych czynników na wynik pomiaru można zweryfikować przydatność typowanego punktu pomiarowego, zminimalizować ogólny błąd pomiaru, sprecyzować wymagania odnośnie wykonania punktu pomiarowego takie jak: lokalizację, odchyłkę położenia, orientację kierunków pomiaru odkształceń, liczbę czynnych tensometrów. Nie zawsze na powierzchni panuje jednoosiowy stan naprężenia zależny wyłącznie od wybranej składowej wektora wielkości mierzonych na maszynie.

Przedstawiono wyniki kilkumiesięcznych badań obciążeń napędów jazdy podwozi gaśnicowych koparek wielonaczyniowych kołowych. Dystrybuenty współczynników przeciążeń ekstremalnych mogą stanowić podstawę do obliczeń wytrzymałościowych elementów układu napędowego.

Literatura

- [1] Maślak P., Rusiński E., Smolnicki T., Obliczenia wytrzymałościowe elementów podwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, *Transport Przemysłowy*, 1/2011
- [2] Wocka N., Warcholak A., Andrzejewski J., Gąsienicowe mechanizmy jazdy maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego – działania innowacyjne zwiększające trwałość i niezawodność eksploatacyjną, *Węgiel brunatny* 4/73/2010
- [3] Pieczonka K., Inżynieria maszyn roboczych, Część I Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2007
- [4] Maślak P., Smolnicki T., Multicaterpillar track chassis of big machines – identification of loads, *Key Engineering Materials*, vol. 490, s. 187-194. 2012
- [5] Smolnicki T., Maślak P., Experimental identification of loads in multi-caterpillar mechanism of the ride of dumping conveyor, 6th International Conference Mechatronic Systems and Materials, MSM 2010
- [6] Rusiński E., Harnatkiewicz P., Kowalczyk M., Moczko P., Examination of the cause of a bucket wheel fracture in a bucket wheel excavator, *Engineering Failure Analysis* 17 (2010), 1300-1312

