

PRACA KOPARKI SRs 2400 W TRUDNYCH WARUNKACH URABIANIA

OPERATION EXCAVATORS SRs 2400 IN TOUGH CONDITIONS MINING

Stefan Wojciech Szepietowski - Poltegor-Instytut IGO, Wrocław

Przedstawiono wyniki badań właściwości dynamicznych ustroju nośnego nadwozia koparki SRs 2400. Opisano warunki urabiania w jakich pracowała ta koparka przy zdejmowaniu warstwy nadkładu, leżącej bezpośrednio nad rudą siarki, w Kopalni Siarki Machów. Podano otrzymane z badań wartości obciążeń dynamicznych koparki pracującej w tych warunkach. Na podstawie wyników powyższych badań wykazano, że podstawową przyczyną awaryjnego zniszczenia maszyny była eksploatacja koparki w znacznie trudniejszych warunkach, niż te do których była zaprojektowana. Natomiast w dokumentacji koparki, przekazanej użytkownikowi, brakowało jakiegokolwiek zastrzeżenia dotyczącego dopuszczalnych warunków pracy tej maszyny.

Słowa kluczowe: wielonaczyniowa koparka kołowa, dynamika

The results of studies of the dynamic properties of the supporting body excavator SRs 2400. Described the conditions under which she operation digging digger when removing overburden layer lying directly above the ore sulfur in the Sulfur Mines Machów. Stated obtained with the dynamic loads excavators working in these conditions. Based on the results of these studies demonstrated that the primary cause of the emergency operation to destroy the machine was wheeled in much more difficult conditions than those for which it was designed. However, in the documentation excavators, given to the user, lacked any claim regarding acceptable operation conditions of the machine.

Key words: backed wheel excavator, dynamics

Najbardziej nagłośnioną w Polsce awarią była katastrofa, jakiej uległa jedna z dwóch wielonaczyniowych koparek kołowych SRs 2400, pracujących w nieistniejącej już, kopalni odkrywkowej rudy siarki Machów. Awarii prowadzącej do prawie całkowitego zniszczenia nadwozia maszyny. Producentem koparek były Zakłady TAKRAF Lauchhammer NRD. Na temat tej awarii ukazało się już szereg publikacji. Jednak odnosi się wrażenie, że ich autorzy w znacznym stopniu pominęli rezultaty badań, przeprowadzonych na tej maszynie przed katastrofą. W rezultacie nie ze wszystkimi stwierdzeniami zawartymi w tych publikacjach można się zgodzić. Skłoniło to autora artykułu do powrotu do tej sprawy.

Przedmiotowa koparka weszła do eksploatacji na trzecim poziomie nadkładowym, licząc od góry, w Kopalni Machów we wrześniu 1968 roku [2]. Urabiała nad i podsiębiernie nadkład leżący tuż nad pokładem rudy siarki. W górnej części urabianego poziomu zalegały zwarte iły krakowieckie, zawierające niezbyt liczne wkładki iłowców i piaszczowców. Średnie wartości oporów urabiania tej warstwy nadkładu wynosiły w granicach 40 do 70 kN/m. W warstwie urabianej podsiębiernie występowały znaczne ilości wkładek margli i tufitów oraz kongregacji piritowych. W samym spągu poziomu roboczego występowały twarde warstwy pektonowe. Miąższość pojedynczego twardego przerostu przeciętnie wahała się od kilkunastu do 30 cm. Nominalne opory urabiania koparki wynosiły 117,5 kN/m przy mocy napędu koła 2x630 kW. Koło czerpakowe początkowo było wyposażone w 10 czerpaków. Później dodatkowo uzbrojono je dziesięcioma pałkowymi międzynożami (rys. 1).

Stan dynamiczny tej koparki, szczególnie przy pracy pod poziomowej, budził niepokój już od momentu wejścia jej do eksploatacji w tych warunkach. W wyniku tego było opracowanie już we wrześniu 1989 roku, przez wówczas doc. dra inż. Z. Kowala z Wydziału Budownictwa Politechniki Wrocławskiej, orzeczenia o stanie stalowego ustroju nośnego tej maszyny [1]. Dalszym działaniem było przeprowadzenie przez Poltegor w 1970 roku szerokich badań właściwości dynamicznych ustroju nośnego i dynamiki pracy tej koparki [2] przy urabianiu pod poziomowym. Były to pierwsze, wykonane w Polsce, badania tego typu. Podstawowe rezultaty tych badań przedstawione są poniżej. Zatem stwierdzenia zawarte w publikacji [3], że aż do awarii koparki „stan dynamiczny maszyny nie wzbudzał zainteresowania i brak było badań stanu dynamicznego koparki” nie znajduje potwierdzenia.

Druga z koparek SRs 2400, pracująca na wyższym poziomie (drugim od góry), miała znacznie łatwiejsze warunki, gdyż prawie zupełnie nie występowały tam przerosty skalne i nie było zastrzeżeń do dynamiki jej pracy [2].

Badania właściwości dynamicznych ustroju nośnego nadwozia i dynamiki pracy koparki SRs 2400 przy urabianiu nadkładu w Kopalni Siarki Machów

Ocena prawidłowości strojenia dynamicznego ustroju nośnego koparki wielonaczyniowej wymaga znajomości:

- częstotliwości drgań własnych ustroju nośnego,

- częstotliwości sił obciążających ustrój nośny koparki.

Nadwozie wielonaczyniowej koparki kołowej jest układem dynamicznym o wielu stopniach swobody (rys. 1). Przypadkowe wzbudzenie takiego układu powoduje wystąpienie równocześnie kilku drgań o różnych częstościach. Wspólne ich rejestrowanie daje niezbyt czytelny przebieg, trudny do interpretacji. Z sumarycznego przebiegu oczywiście można wyodrębnić częstości poszczególnych składowych, jednak w ogólnym przypadku nie można z całą pewnością określić skąd dana częstość pochodzi. Dlatego przyjęto do badań metodę pozwalającą na rejestrację osobno każdego, określonego rodzaju, drgań własnych.

Każde z rodzajów drgań własnych wywołuje w określonych elementach ustroju naprężenia o identycznych częstościach i wartościach proporcjonalnych do przemieszczeń. Umożliwia to uzyskanie zapisu przebiegu drgań drogą rejestracji naprężeń. Z analizy drgań własnych, jakim może podlegać wysięgnik koła czepakowego koparki SRs 2400 i pierwsza część cięgien jego podwieszenia, podzespołów nadwozia, których stan dynamiczny przede wszystkim budzi zastrzeżenia, należy nanieść siedem specjalnych układów tensometrycznych (rys. 2). Takich układów, aby każdy z nich rejestrował któryś z rodzajów drgań tych podzespołów (tab. 1).

Drgania całego zespołu nadwozia, w pionowej płaszczyźnie



Rys. 1. Koparka SRs 2400 podczas badań, urabiająca podpoziomowo nadkład w Kopalni Machów

Fig. 1. BWE SRs 2400 during testing, mining working to the deep in open pit mine Machów

Tab. 1. Tensometryczne układy pomiarowe

Tab. 1. Strain gauge measuring systems

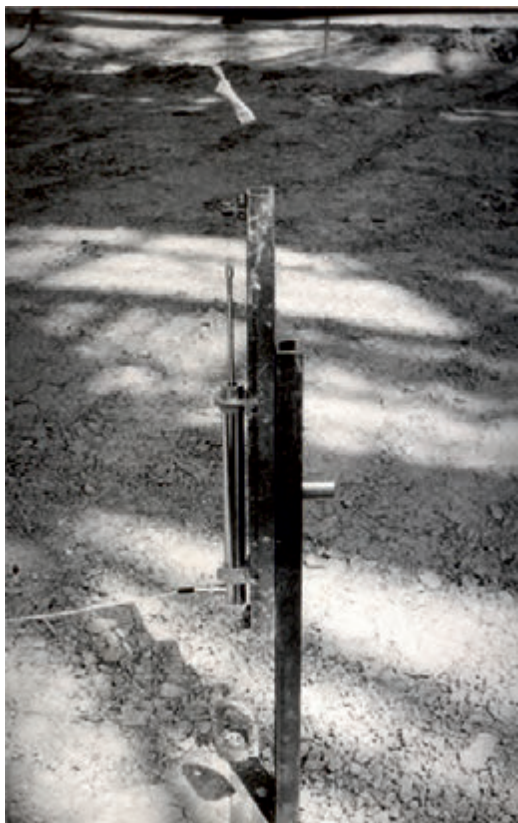
Nr układu	Rodzaj rejestrowanych drgań	Opis budowy układu
1	Drgania pionowe końca wysięgnika jako sztywnej belki podwieszonej sprężysto	Układ półmostkowy. Jeden tensometr czynny i jeden kompensacyjny, pomiar naprężeń wzdłużnych w dolnym pasie krzyżowym lewego cięgna, analogiczna druga gałąź mostka na górnym pasie cięgna prawego, położone symetrycznie względem osi wzdłużnej cięgien przy przegubie połączenia cięgien z wysięgnikiem.
2	Drgania zginające poziome wysięgnika jako belki z jednym utwierdzonym końcem	Układ półmostkowy. Dwa tensometry czynne, po jednym w każdej gałęzi. Pierwszy na boku zewnętrznym dolnego pasa ściany lewej, drugi na boku zewnętrznym pasa dolnego ściany prawej.
3	Drgania skrętne wysięgnika	Układ półmostkowy, rejestrujący tylko jednoimienne naprężenia wzdłużne w przecie ukośnym kratownicy ściany górnej (tensometr czynny oraz kompensacyjny) i w przecie ukośnym ściany dolnej o przeciwnym kierunku.
4	Drgania zginające, pionowe wysięgnika jako belki dwupodporowej	Układ półmostkowy. Dwa tensometry czynne, po jednym w każdej gałęzi. Jeden mierzący naprężenie wzdłużne na górnej powierzchni pasa górnego ściany bocznej, drugi na dolnej powierzchni pasa dolnego tej ściany.
5	Drgania zginające cięgien pionowe	Układ półmostkowy. Pomiar naprężeń wzdłużnych w górnym pasie cięgna prawego w osi obojętnej zginania w płaszczyźnie obu cięgien.
6	Drgania zginające cięgien w płaszczyźnie poziomej	Układ półmostkowy. Dwa tensometry czynne, pomiar naprężeń zginających w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny symetrii cięgien przechodzącej przez oba cięgna.
7	Drgania skrętne zespołu cięgien	Układ półmostkowy – dwa tensometry czynne po jednym na każdym cięgni (lewym i prawym). Pomiar naprężeń różnoimiennych w obu cięgnach w osi obojętnej zginania w płaszczyźnie symetrii zespołu cięgien „poziomej”.



Rys. 2. Przykładowe tensometryczne punkty układów pomiarowych na wysięgniku koła i cięgnach koparki SRs 2400
Fig. 2. Strain gauge measurement points of stress on the boom bucket wheel and tendon BWE SRs 2400

jego symetrii, mogą nie być uwidocznione drogą pomiarów tensometrycznych odkształceń jego elementów. Drgania te posiadają stosunkowo dużą amplitudę przemieszczeń końca wysięgnika koła czepakowego. Dlatego do ich rejestracji użyto czujników przemieszczeń. Umieszczono dwa identyczne czujniki z obu stron osi koła czepakowego. Czujniki przymocowano do stojaków ustawionych na poziomie roboczym, a ich rdzenie podwieszono do konstrukcji wysięgnika na cienkim drucie stalowym (rys. 3).

Wzbudzenie drgań własnych, badanych zespołów ustroju nośnego, dokonano przez obciążenie ich siłą o skokowo zmiennej wartości do zera. Przykładano ją poprzez powolne napinanie liny, przymocowanej do odpowiedniego miejsca ustroju nośnego, aż do rozerwania specjalnie wytarowanej próbki, umieszczonej w uchwycie między liną a urządzeniem napinającym (rys. 3).



Rys. 3. Czujnik przemieszczeń umocowany na stojaku
Fig. 3. The displacement sensor mounted on stand



Rys. 4. Uchwyt ze zrywaną próbką i ręcznym wciąganiem linowym
Fig. 4. Mount handle the tear a sample and manual hoist rope



Rys. 4. Uchwyt ze zrywaną próbką i ręcznym wciąganiem linowym
Fig. 4. Mount handle the tear a sample and manual hoist rope

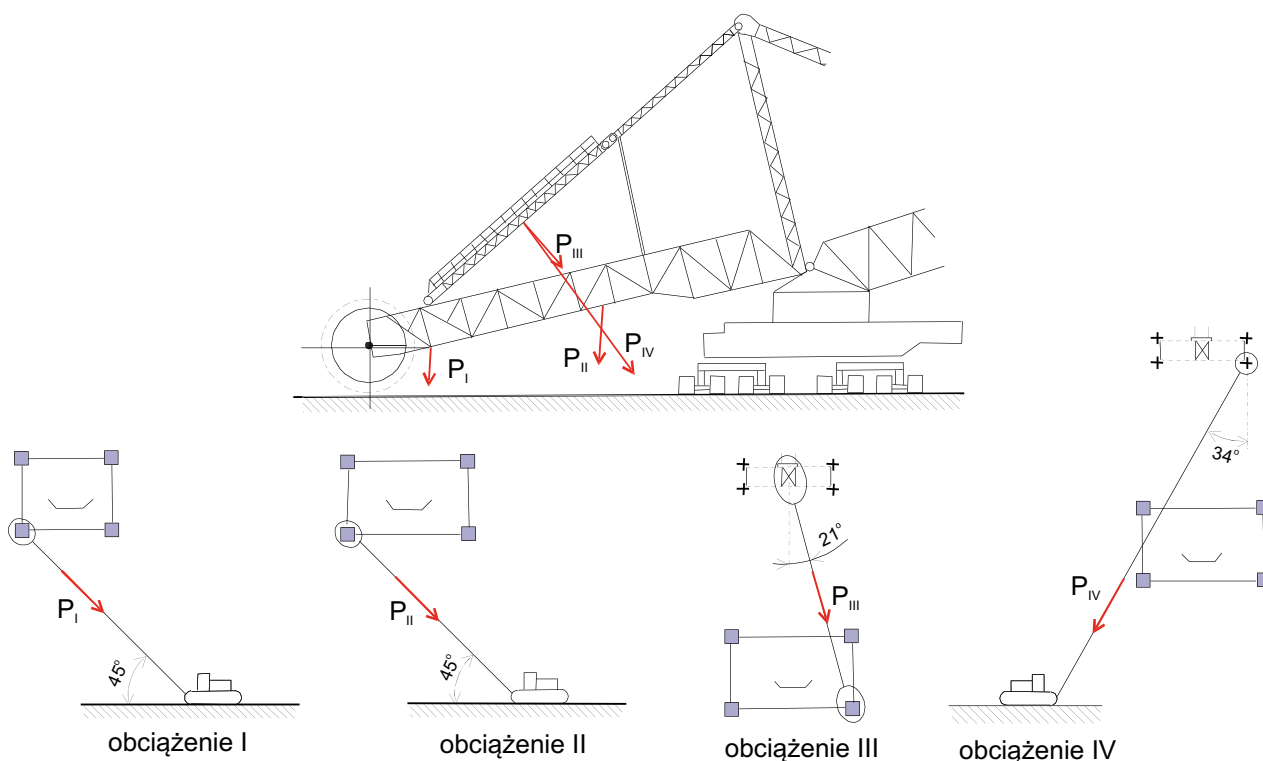
Siłę obciążającą przykładano w dwóch miejscach ustroju wysięgnika, w miejscu jego podwieszenia i w środku długości (rys. 4). Naciągu liny w obu przypadkach dokonano przy użyciu spychacza, jadącego prostopadle do płaszczyzny symetrii wysięgnika, aż do zerwania próbki. Długość liny była tak dobrana aby kąt jej pochylecia wynosił 45 stopni kątowych. Podczas pomiarów wysięgnik był pochylony pod kątem 10 stopni kątowych. W takim przypadku, uwzględniając sposób zamocowania liny w ustroju nośnym wysięgnika, następowało jednoczesne wzbudzenie jego drgań własnych w płaszczyźnie pionowej, poziomej i drgań skrętnych. Również dwa sposoby obciążenia stosowano przy pomiarach drgań własnych cięgien. Przy obciążeniu III (rys. 5) linę zamocowano na skratowaniu łączącym oba cięgna w środku długości przedniej ich części, a obciążenia dokonano przy pomocy ręcznej wciągarki linowej (rys. 4).

Opisane w tabeli 1 tensometryczne układy pomiarowe pozwoliły na wyodrębnienie, w zapisie przebiegów, poszczególnych rodzajów zanikających drgań własnych. Mimo tego, w niektórych przypadkach nie udało się całkowicie wyeliminować wpływu naprężeń od innych drgań (rys. 6). Występujące zakłócenia przede wszystkim utrudniają ocenę wielkości tłumienia drgań swobodnych. Celem wyeliminowania tego wpływu, współczynnik tłumienia β określono jako średnią z całego przebiegu.

Równanie obwiedni swobodnych drgań zanikających można opisać równaniem [4]:

$$y = A_0 e^{-\beta t} \quad (1)$$

gdzie: A_0 – amplituda dla czasu $t = 0$, t – czas, β – współczynnik tłumienia



Rys. 5. Schematy obciążeń podczas badań drgań własnych koparki SRs 2400
Fig. 5. Schemes loads during testing own vibrations BWE SRs 2400

Po obustronnym logarytmowaniu zależności (1) otrzymuje się:

$$\lg y = 2,31 \beta t + \lg A_0 \quad (2)$$

Równanie to przedstawia w układzie współrzędnych $(t, \lg A_0)$ linię prostą, której współczynnik kierunkowy, co do wartości bezwzględnej, jest 2,31 razy większy od β . Wykorzystano to do określenia wartości współczynników tłumienia, ujętych w tabeli 2.

W przypadku występowania wyraźnego dudnienia w zarejestrowanym przebiegu (rys. 5) mierzona częstotliwość, jako o większej amplitudzie, wyznaczono z analizy dudnień [2]. Otrzymane z badań częstotliwości drgań własnych nie tłumionych, po uwzględnieniu tłumienia, przedstawia tabela 2. Podano w niej również wartości częstości rezonansowych, czyli takich, przy których następuje maksymalne zwiększenie amplitudy drgań, wyznaczonych z zależności [4]:

$$\omega_R = \sqrt{\omega_w^2 - \beta^2} \quad (3)$$

gdzie: ω_R – kątowa częstotliwość rezonansowa, ω_w – częstotliwość kątowa drgań własnych nie tłumionych.

Jak widać, tłumienie drgań w ustroju nośnym nadwozia jest na tyle małe, że jego wpływ na zjawiska rezonansowe można pominąć. Drgania zanikające cięgien są bardziej tłumione niż drgania wysięgnika koła, szczególnie dotyczy to drgań pionowych cięgien (rys. 6). Elementy skratowania, łączące oba pasy cięgna (górny z dolnym) połączone są z nimi śrubami i tarcie występujące w tych połączeniach jest prawdopodobnie przyczyną zwiększonego tłumienia. Częstości rodzajów drgań cięgien są dość mocno do siebie zbliżone (tab. 2).

Jako uzupełniające badania właściwości dynamicznych ustroju nośnego koparki dokonano pomiaru sztywności zginania w pionie wysięgnika koła czerpakowego jako wysięgnikowej belki dwupodporowej oraz sztywności podwieszenia wysięgnika na cięgnach, co odpowiada pionowej sztywności całego



Rys. 6. Zanikające drgania swobodne wysięgnika koła czerpakowego koparki SRs 2400

2 – drgania poziome jako belki zamocowanej sztywno z jednej strony; obciążenie II, 3 – drgania skrętne wysięgnika jako belki zamocowanej sztywno z jednej strony; obciążenie I, 4 – drgania pionowe jako belki dwupodporowej.

Fig. 6. Scattered freely vibrations the boom bucket wheel BWE SRs 2400
2 – horizontal vibration boom as a beam fixed rigidly to one side; load II, 3 – boom the torsional vibration of rigidly mounted on one side; load I, 4- vertical vibrations as two supporting beams

nadwozia odniesionej do miejsca zamocowania cięgien. Pionową siłę odciążającą przyłożono w środku długości między-podporowej wysięgnika (rys. 7). Pionowe ugięcie wysięgnika mierzono czujnikami przemieszczeń, pokazanymi na rysunku 3, z rdzeniem podwieszonym w miejscu przyłożenia siły oraz pod miejscem zamocowania cięgien na wysięgniku.

Z przeprowadzonych badań, po uwzględnieniu pochylenia wysięgnika wynoszącego podczas pomiarów 13° , otrzymano że sztywność zginania wysięgnika jako belki dwupodporowej, mierzonej w środku jego długości – 3, 74 kN/mm; sztywność w pionie całego nadwozia jako sztywność podwieszenia wysięgnika koła czerpakowego – 2,17 kN/mm.

Stan koparki podczas pracy, w pewnym stopniu, obrazują

Tab. 2. Właściwości dynamiczne wysięgnika koła i cięgien
Tab. 2. Dynamic properties boom wheel and tendons

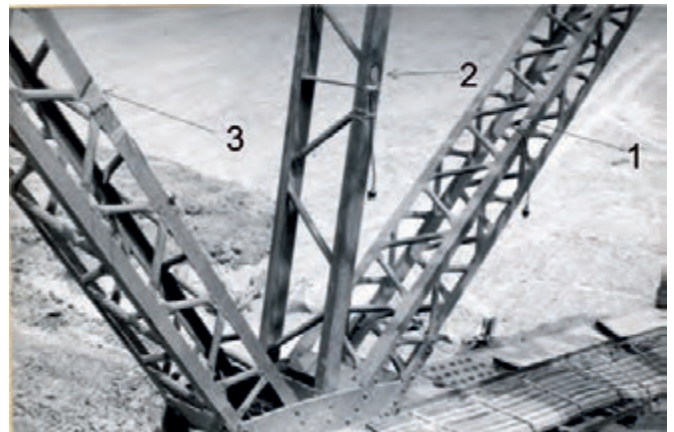
Lp	Rodzaj drgań	częstotliwość własna Hz	współczynnik tłumienia β	częstotliwość rezonansowa Hz
1	Drgania pionowe końca wysięgnika jako sztywnej belki podwieszanej sprężystości	1,18	0,127	1,17
2	Drgania zginające poziome wysięgnika jako belki z jednym utwierdzonym końcem	0,69	0,028	0,689
3	Drgania skręcające wysięgnika jako belki z jednym utwierdzonym końcem	1,85	0,125	1,84
4	Drgania zginające, pionowe wysięgnika jako belki dwupodporowej	2,12	0,158	2,11
5	Drgania zginające cięgien pionowych	2	0,8	1,83
6	Drgania zginające cięgien w płaszczyźnie poziomej	2,35	0,4	2,31
7	Drgania skrętne zespołu cięgien	2,44	0,19	2,43
8	Drgania nadwozia w płaszczyźnie pionowej	0,351	0,0207	0,350



Rys. 7. Układ obciążający wysięgnik przy pomiarze sztywności [2]
Fig. 7. Loading arrangement for measuring the stiffness the boom [2]

amplitudy drgań podzespołów nadwozia jak i wartości naprężeń w ustroju wysięgnika koła czerpakowego. Do pomiaru amplitud przemieszczeń w charakterystycznych punktach ustroju nadwozia, jakimi są środki długości: wysięgnika koła czerpakowego i przedniej części cięgien, wykorzystano czujniki przyspieszeń. Przebiegi drgań w tych miejscach miały postać sinusoidy o częstości drgań własnych z nałożonymi na nie wyższymi częstościami o znacznie mniejszej amplitudzie. To poprzez dwukrotne całkowanie przebiegu przyspieszeń umożliwiło oszacowanie

amplitud przemieszczeń. W rezultacie otrzymano, że amplituda przemieszczeń środka wysięgnika, w wyniku pionowych drgań zginających jako belki dwupodporowej osiągała wartość 12 mm a drgań w kierunku poziomym 15 mm [2]. Amplituda przemieszczeń środka cięgien w wyniku ich drgań pionowych wynosiła przez cały okres pomiaru około 72 mm. Przemieszczenia cięgien w płaszczyźnie poziomej były niewielkie, jedynie podczas silnych wstrząsów amplituda ich dochodziła do 60 mm. Częstość drgań pionowych całego nadwozia była na tyle mała (0,35 Hz), że nie była wystarczająco widoczna w przebiegu przyspieszeń. Orientacyjny pomiar, z użyciem niwelatora wykazał, że w przeciętnie trudnych warunkach urabiania amplituda przemieszczeń osi koła czerpakowego, w wyniku tych drgań, osiągała wartość 50 mm.



Rys. 8. Punkty pomiaru naprężeń w prętach lewej ściany wysięgnika koła czerpakowego

1, 2, 3 – numery punktów pomiarowych
Fig. 8. Measurement points of stress the rods of left wall of the bucket wheel boom
1, 2, 3 – numbers of measurement points

Rejestracji naprężeń w wysięgniku dokonano w charakterystycznych miejscach ustroju, to jest w prętach ukośnych i pionowych ściany lewej w środku długości międzypodporowej wysięgnika (punkty 1, 2, 3 rys. 8) oraz w przecie ukośnym przy pierwszej ramie poprzecznej tuż przy napędzie koła czerpakowego. Pomiar przeprowadzono przy pracy podpoziomowej koparki, a więc w najtrudniejszych warunkach urabiania. Największe co do wartości bezwzględnej wartości naprężeń

zarejestrowano w punkcie 1. Zmieniały się one odpowiednio: przy obrocie nadwozia w prawo od wartości $-55,3$ MPa do $+21,3$ MPa, przy obrocie od $-51,1$ MPa do $+29,8$ MPa. Zarejestrowany zakres zmian naprężeń w przecie ukośnym przy pierwszej ramie poprzecznej wynosił: przy obrocie w prawo od $-46,8$ do $+12,8$, przy obrocie w lewo od $-21,3$ MPa do $+34,1$ MPa. Wartości naprężeń maksymalnych w punkcie 1 i w przecie ukośnym przy pierwszej ramie poprzecznej są zasadniczo podobne. Nie potwierdza to zalecenia normy DIN 22261, przyjmowania mniejszych współczynników obciążeń dynamicznych dla pozostałej części ustroju wysięgnika niż dla głowicy i pierwszej ramy. Maksymalne wartości zmierzonych naprężeń, według oceny konstruktora maszyny (dokonanej po awarii maszyny przy współudziale autora publikacji) przekraczały wartości, wynikające z obliczeniowych współczynników dynamicznych podanych w ówczesnej wersji normy TGL 13472 [5]. Naprężenia w punkcie 2, teoretycznie w przecie zerowym, były niewielkie i nie przekraczały $6,3$ MPa.

Ocena stanu dynamicznego zespołu wysięgnika koła czerpakowego - ciąga

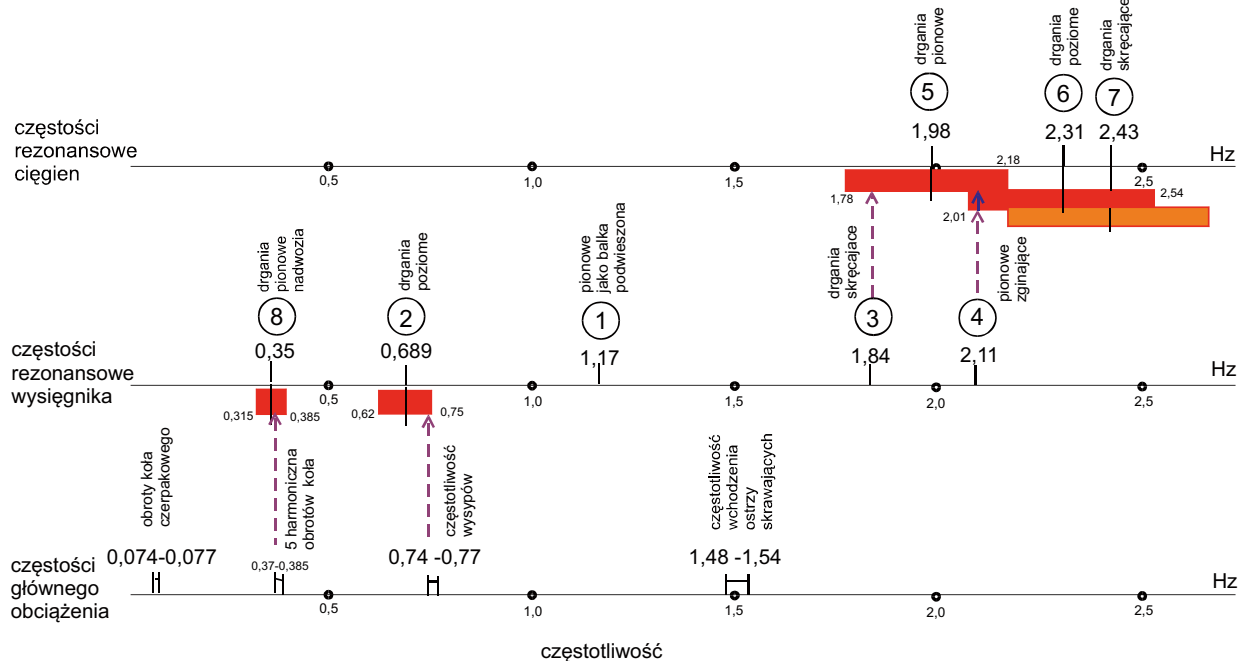
Zasadnicze dynamiczne siły obciążające wysięgnik koła czerpakowego związane są z procesem urabiania. Związane to jest przede wszystkim z okresowym wchodzeniem w urabianą skarpę kolejnych ostrzy skrawających. Ponadto odchylenie od ściśle symetrycznego kształtu koła czerpakowego może powodować zmiany obciążenia z częstością jego obrotów. Koło czerpakowe badanej koparki, ze względu na trudne warunki urabiania, było wyposażone w 10 czerpaków i taką samą liczbę międzynoży, których kształt noża skrawającego był inny niż czerpaków. Mogło to również być przyczyną dodatkowej pulsacji obciążenia z częstością wysypów, dwa razy mniejszą od częstości wchodzenia w skarpę elementów skrawających [3]. Obroty koła czerpakowego, napędzanego silnikami asynchronicznymi, zmieniają się z jego obciążeniem. Odpowiedni zakres ich zmian jak i innych, związanych z tym częstości obciążeń

(przy poślizgu 3%), pokazany jest na rysunku 9.

W przypadku ustrojów nośnych wielonaczyniowych koparek kołowych nie ma zaleceń określających na ile mają być oddalone częstości sił wymuszających od częstości drgań własnych ustroju, aby nie wystąpiło nadmierne rezonansowe wzmocnienie amplitud drgań. W przeprowadzonej analizie posłużono się wymogiem, określonym dla wirnikowych maszyn elektrycznych, określającym tę odległość na 10% wartości częstości własnej. Obszary te zaznaczono na rysunku 9 kolorem czerwonym. Obciążenie koła czerpakowego, mimo występowania w nim zdefiniowanych podstawowych częstości pulsacji, jest procesem szeroko pasmowym. Ustrój stalowy w takim przypadku działa jak filtr, wychwytuje z procesu obciążenia i wzmacnia częstości własne. W wyniku dodatniego sprzężenia zwrotnego mogą one z kolei pojawić się w spektrum pulsacji obciążenia. W gęstości widmowej mocy napędu koła, podczas pracy podpoziomowej, a więc w najtrudniejszych warunkach urabiania tej maszyny, uwidacznia się nadmierna pulsacja o częstości obrotów koła czerpakowego – wynosząca dokładnie $0,075$ Hz i jej wyższe harmoniczne (rys. 10). Odpowiada to obrotom silnika w wysokości 974 obr./min, przy częstości synchronicznej 1000 obr./min. Świadczy to o znacznej deformacji samego koła, przypuszczalnie znacznie większej niż przeciętnej. Częstotliwość wchodzenia ostrzy skrawających w urabianą skarpę w widmie mocy uwidacznia się znacznie słabiej niż obrotów koła i leży poza obszarami zagrożonymi rezonansem (rys. 9). Częstotliwość wysypów leży na samej granicy obszaru, związanego z poziomymi drganiami wysięgnika, ale pulsacja obciążenia z tym związana jest znikoma (rys. 8). Zatem zawarte w publikacji [3] przypuszczenie, że może wystąpić tu niebezpieczny rezonans jest nieuzasadnione.

Częstotliwość drgań całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej jest bardzo bliska czwartej harmonicznej obrotów koła. To, w powiązaniu z jego deformacją, powoduje rezonansowe wzmocnienie tej częstości w gęstości widmowej mocy obciążenia koparki.

Częstotliwości drgań własnych cięgien są na tyle większe

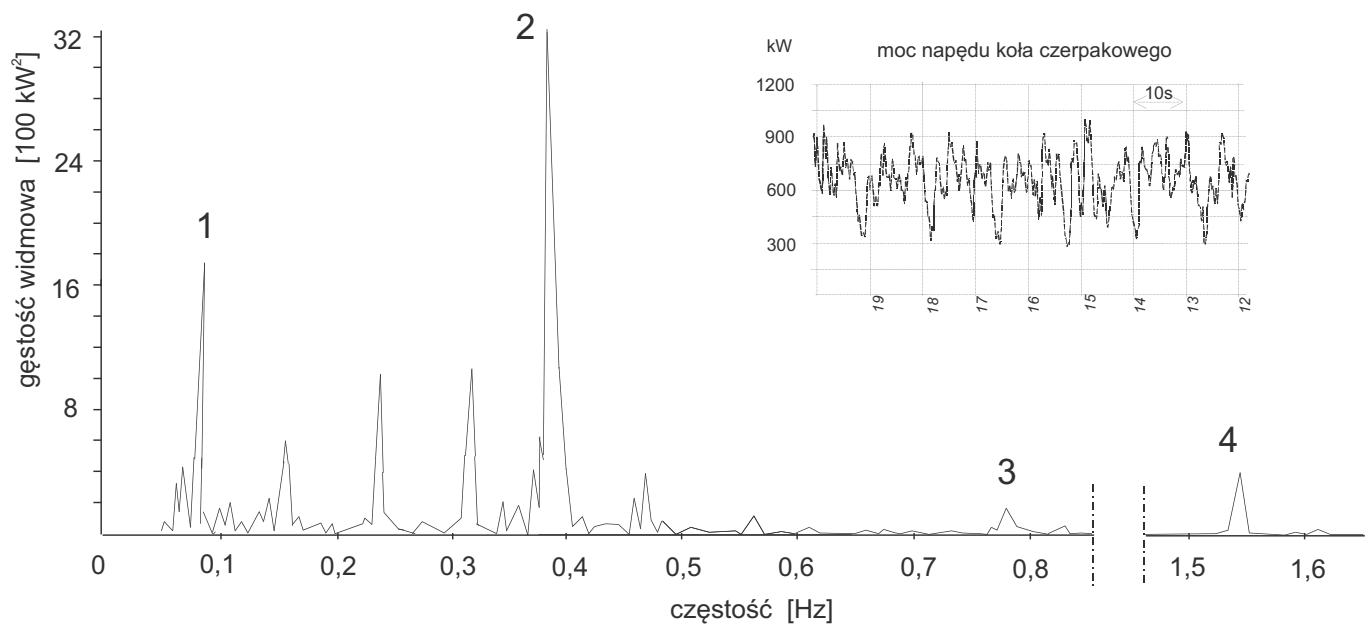


Rys. 9. Porównanie częstości drgań ustroju nośnego z częstościami siły obciążającej

■ - obszary zagrożone rezonansem, 1 ÷ 8 - rodzaje drgań według numeracji w tabeli 2

Fig. 9. Comparison of the frequency of the vibration frequencies of the supporting structure of the loading force

■ - areas at risk of resonance, 1 ÷ 8 - types of vibration according to the numbering in table 2

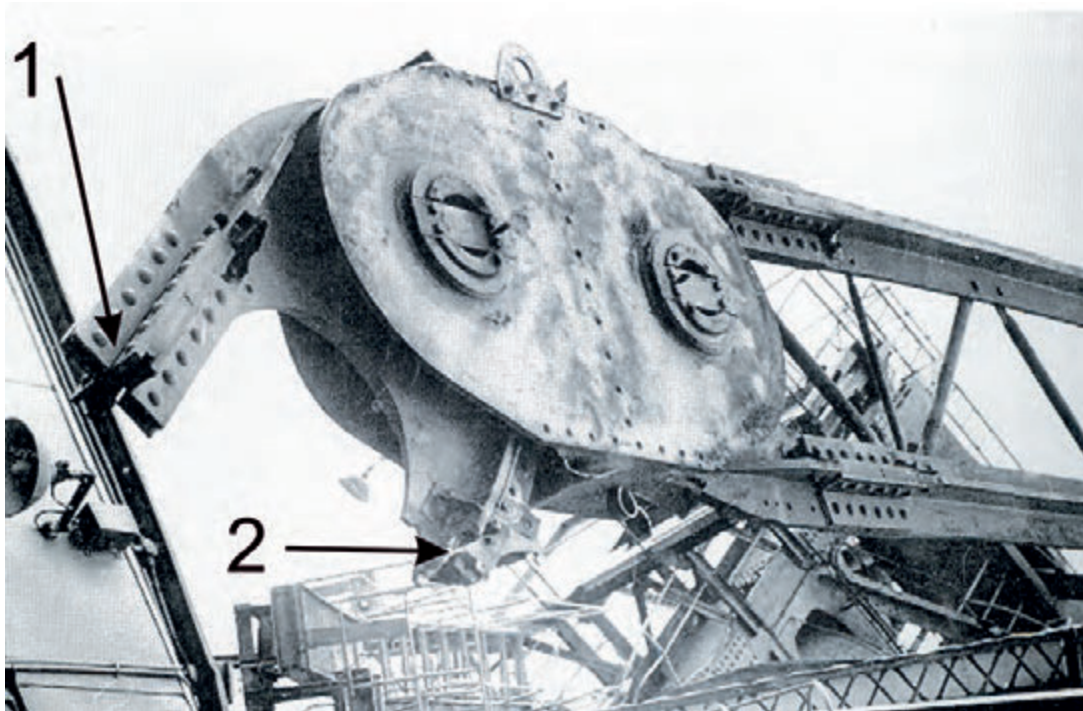


Rys. 10. Gęstość widmowa mocy napędu koła czerpakowego koparki SRs 2400 podczas pracy podziemnej

1 – częstość obrotów koła czerpakowego (0,075 Hz), 2 – piąta harmoniczna obrotów koła (0,75 Hz) w rezonansie z drganiami pionowymi nadwozia (0,35 Hz), 3 – częstość wysypów (0,75 Hz), 4 – częstość wchodzenia w skarpę elementów skrawających (1,54 Hz)

Fig. 10. Power spectral density bucket wheel drive excavator SRs 2400 while working to the deep

1 - frequency of rotation of the bucket wheel (0,075 Hz), 2 - harmonic fifth wheel rotation (0.75 Hz) in resonance with the body vertical vibration (0.35 Hz), 3 - the frequency of unloading (0.75 Hz), 4 - frequency entering the slope cutting elements (1.54 Hz)



Rys. 11. Zerwane pasy krzyżowe prawego cięgna [3]

1 – pęknięcie zmęczeniowe górnego pasa, 2 – rozerwanie węzła sztywnego połączenia cięgna (dolnego pasa) z podporą

Fig. 11. Broken straps cross right tendon [3]

1 - the upper strip fatigue crack 2 - breaking the connection node of the rigid tendon (lower strip) of the support

od częstotliwości podstawowych pulsacji obciążenia koła czerpakowego, że nie zachodzi tu niebezpieczeństwo wystąpienia zjawisk rezonansowych (rys. 10). Natomiast częstotliwości drgań własnych wysięgnika są zbyt bliskie częstościom cięgien. Częstotliwość pionowych drgań zginających wysięgnika leży w obszarze niebezpiecznym i to zarówno pionowych jak i poziomych drgań własnych cięgien. Ponadto częstotliwość pionowych drgań wysięgnika wpada w obszar niebezpieczny poziomych drgań własnych cięgien. Może to powodować wystąpienia zjawiska rezonansu, powodującego znaczny wzrost

amplitud drgań cięgien z częstościami własnymi.

Podsumowanie

Niespełna po kilku latach pracy koparki, na której wykonano opisane badania, nastąpiło zmęczeniowe uszkodzenie cięgien i katastroficzne zniszczenie, w zasadzie całego, nadwozia maszyny. Każde z cięgien zamocowane było na wysięgniku poprzez połączenie sworzniowe a na sztywno w węzle łączącym cięgno z podporą. Powstające w takim połączeniu dodatkowe

momenty zginające doprowadziły do zmęczeniowego pęknięcia górnego pasa prawego ciągu i w rezultacie zawalenia się nadwozia koparki [3]. Nasuwa się pytanie co było podstawową przyczyną tej awarii? Nie była to przecież jedyna koparka tego typu. Kilka z nich, i to przez wiele lat, eksploatowanych było w Niemczech i w Czechach. Również jedna z nich pracowała w łatwiejszych warunkach przy urabianiu wyżej położonej warstwy nadkładu w kopalni Machów. Nasuwa się wprost odpowiedź, że były to warunki pracy do których się ona nie nadawała. Podstawą dla odpowiedzi na to pytanie jest niniejsza publikacja.

W trudnych warunkach urabiania, w jakich była właśnie eksploatowana przedmiotowa koparka, nawet przy niewielkiej deformacji koła czerpakowego, czego nie zawsze można uniknąć, następowała znaczna pulsacja obciążenia z częstotliwością pionowych drgań własnych nadwozia a pośrednio również i z innymi częstotliwościami. Wywoływało to duże drgania wysięgnika koła czerpakowego z częstotliwościami własnymi, co w wyniku zbyt małej różnicy między częstotliwościami tych drgań i drgań własnych cięgien wywoływało nadmierny wzrost amplitud drgań cięgien a zatem i naprężeń zginających w miejscu sztywnego połączenia ciągu z podporą. W łatwiejszych warunkach pracy koparki wzrost drgań cięgien byłby niewielki i nie stanowiło by to zagrożenia dla pracy maszyny.

Z powyższego wynika kolejne pytanie. Dlaczego dopuszczono do pracy koparki w warunkach, do których nie była ona dostosowana i kto za to ponosi odpowiedzialność? W dokumentacji koparki nie było podane jakie są dopuszczalne warunki jej eksploatacji. Jeżeli istnieją jakieś ograniczenia to obowiązek ujęcia ich w dokumentacji spoczywa na projektancie. Zatem za awarię koparki w kopalni Machów, od strony formalnej, ponosi dostawca maszyny. Pewnym usprawiedliwieniem jest

tu brak jeszcze wówczas odpowiedniej wiedzy i doświadczeń eksploatacyjnych, dotyczących pracy koparek przy urabianiu ośrodków o nadmiernych oporach urabiania. Przykład opisanej awarii jak i wielu innych doświadczeń eksploatacyjnych dowodzi, że zawsze nieodzowne jest sprawdzenie czy aktualne warunki pracy koparki, szczególnie gdy one ulegają zmianie, nie przekraczają tych, do jakich ona została zaprojektowana.

W najtrudniejszych nawet warunkach urabiania moc silnika napędu koła czerpakowego nie przekraczała wartości nominalnej (rys. 8). Występowało jedynie bardzo znaczne obniżenie wydajności maszyny. Zatem wystąpiła tu inna przyczyna awarii niż wynikająca z mocy silnika napędu koła. Jest nią odmienny charakter obciążenia dynamicznego. Dlatego zdaniem autora sprawdzenie przystosowania projektowego koparki do aktualnych warunków urabiania powinno obejmować również kontrolę, czy w danych warunkach wartości naprężeń dynamicznych ustroju nośnego nie przekraczają tych jakie były przyjęte do obliczeń wytrzymałościowych.

Wnioski

1. Podstawową przyczyną katastrofalnej awarii koparki SRs 2400 w Kopalni Machów były trudne warunki urabiania, do których maszyna ta nie była dostosowana. Dopiero wtórną przyczyną było nie w pełni poprawne strojenie dynamiczne ustroju nośnego nadwozia koparki, co, w tych warunkach, wywoływało nadmierne drgania cięgien.
2. W dokumentacji wielonaczyniowej koparki kołowej, przekazywanej użytkownikowi, powinny być nie tylko dokładnie określone dopuszczalne warunki jej pracy, gwarantujące bezpieczną eksploatację ale również sposób sprawdzenia czy te w jakich aktualnie pracuje nie przekraczają zakresu tych do jakich została zaprojektowana.

Literatura

- [1] Kowal Z., *Orzeczenie w sprawie stalowej konstrukcji nośnej koparki SRs 2400, pracującej na Kopalni Machów*. Praca niepubl. Oprac. Polit. Wroc. 1969
- [2] Szepietowski W. i in., *Określenie wartości dynamicznych wysięgnika koła czerpakowego i cięgieł koparki SRs 2400 dla potrzeb rekonstrukcji*. Praca niepubl. Oprac. Poltegor nr arch. 14875 1970
- [3] Babiarsz S., Dudek D., *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*. Wyd. Polit. Wroc. 2007
- [4] Zięba S., *Analiza drgań*. PWN Warszawa 1959
- [5] Norma NRD, TGL 13472 Stahltgwerke der Tagebaugrossgeräte Verbindlicg ab 1.4.1975