

DOŚWIADCZALNE WYZNACZANIE POŁOŻENIA ŚRODKA CIĘŻKOŚCI OBROTOWEGO NADWOZIA KOPAREK KOŁOWYCH

EXPERIMENTAL METHOD OF CENTER OF GRAVITY LOCALIZATION FOR ROTARY BODY OF WHEEL EXCAVATORS

Józef Augustynowicz, Krzysztof Dudek, Andrzej Figiel, Jakub Nowak, Władysław Kluczkiewicz – Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska

Przedstawiono doświadczalną metodę określania położenia środka ciężkości nadwozia maszyn roboczych. Analiza statystycznych wyników pomiarów nacisków w punktach podparcia nadwozia koparki przy skrajnych położeniach wysięgnika urabiającego - skrajnym górnym, dolnym oraz środkowym umożliwia wyznaczenie współrzędnych środka ciężkości obrotowego nadwozia oraz jego całkowitej masy.

Experimental method of center of gravity localization for working machines bodies have been presented in the paper. Statistical analysis of results of forces measurements in the points of excavator body support during terminal position of an outrigger (terminal upper, lower and in the middle) enables definition of coordinates of center of gravity for rotary body and its total weight.

Wprowadzenie

W maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego (koparki, zwałowarki), w których jeden z ruchów roboczych realizowany jest poprzez obrót nadwozia względem podwozia, niezwykle istotna dla bezpiecznej pracy maszyny jest znajomość położenia środka ciężkości nadwozia spoczywającego na łożysku wieńcowym oraz całej maszyny podczas jej eksploatacji. Ma to istotne znaczenie z punktu widzenia stateczności całej maszyny, jej nadwozia względem podwozia i co za tym idzie oceny trwałości łożyska wieńcowego – w przypadku wyraźnej asymetrycznego obszaru przemieszczania się środka ciężkości nadwozia względem osi obrotu. Wyznaczone położenie środka ciężkości w oparciu o dokumentację techniczną (dowód stateczności) nie uwzględnia wpływu obciążeń dynamicznych (od koła czerpakowego, od sił bezwładności podczas manewrów maszyny). Zdarza się, że po licznych naprawach ustroju nośnego oraz modernizacjach napędów i niepełnej dokumentacji położenie środka ciężkości maszyny nie jest dokładnie określone. Można je jednak wyznaczać doświadczalnie.

Analiza stateczności koparki kołowej

Dla koparek i zwałowarek mechanizm obrotu nadwozia jest jednym z podstawowych ruchów roboczych. To niezawodność i bezpieczeństwo tego węzła decyduje często o jakości maszyny, to od niego zależy w dużej mierze jej stateczność. Prawidłowe zwymiarowanie konstrukcji węzła obrotu, to nie tylko dobór odpowiedniej wytrzymałości i trwałości, to przede wszystkim dobór odpowiedniej ich sztywności. Odpowiednia sztywność dźwigara i platformy oznacza w tym przypadku minimalną ich odkształcalność, a tym samym równomierne obciążenie wielkogabarytowego łożyska wieńcowego mechanizmu obrotu jak i całego dźwigara pierścieniowego podwozia. W przypadku, gdy naciski nie są równomiernie rozłożone, węzeł obrotowy zaczyna się zużywać nierównomiernie. W jednym miejscu, w wyniku niepoprawnej pracy powstają większe luzy a w drugim

mniejsze. Należy pamiętać, że złe wyważenie maszyny może wpłynąć nie tylko na utratę stateczności, lecz także na powolne, ale trwałe w skutkach uszkodzenie mechanizmów węzła obrotowego (rys. 1).

Rozróżnia się następujące formy rozwiązań mechanizmów obrotowych:

- mechanizm obrotu na wieńcu kulowym,
- mechanizm obrotu na szynach (obrotnica kołowa).

Stateczność maszyn roboczych urabiających czy zwałujących jest jednym z najistotniejszych jej wskaźników eksploatacyjnych. Złe wyważenie maszyny powoduje zmianę środka jej ciężkości, który nie leży w pobliżu środka obrotu maszyny. Następuje szybsze zużywanie się bieżni łożysk wielkogabarytowych lub szyny w wyniku nierównomiernie rozłożonych nacisków na powierzchni.

Określone metody oceny stateczności maszyn roboczych ciężkich polegają na obliczeniu momentów względem jednej z krawędzi. Krawędź taką nazywamy krawędzią wywrotu - jest to krawędź wokół której następuje obrót maszyny podczas utraty stateczności. Mogą wyznaczać ją punkty podporowe lub obrotnica nadwozia. W przypadku maszyn urabiających i zwałujących rozróżniamy następujące krawędzie wywrotu:

- podwozia - wyznaczony przez podwozie gaśnicowe lub szynowe,
- nadwozia - wyznaczony przez obwód wieńca obrotowego nadwozia.

Podczas określania stateczności maszyn urabiających i zwałujących rozpatrywane są dwa przypadki:

- krawędzią wywrotu jest obrotnica nadwozia. W przypadku tym określana jest stateczność nadwozia. Wyznacza się tylko obciążenia działające w nadwoziu. Siły występujące w podwoziu nie są brane pod uwagę,
- krawędzią wywrotu jest podwozie. W tym przypadku określana jest stateczność całej maszyny. W tym celu wyznacza się siły działające w podwoziu. Do określania stateczności należy brać pod uwagę obciążenia występujące w nadwoziu i podwoziu. W najgorszym przypadku przy



a). bieżnia dolna



b). bieżnia górna

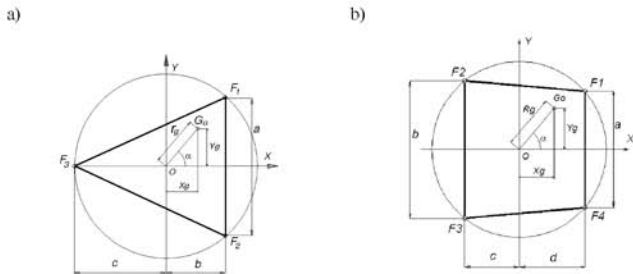
Rys. 1. Zużycie degradacyjne łożyska mechanizmu obrotu nadwozia koparki kołowej

Fig. 1. Bearing wear of a body rotary mechanism of wheel excavator

nie spełnieniu warunku stateczności może dojść do poważnej katastrofy (maszyna traci stateczność).

Wymagania jakie stawia się konstrukcji nośnej nadwozia są następujące:

- równomierne rozłożenie przenoszonych sił na wszystkie elementy nośne podwozia,
- uzyskanie względnie równomiernego jednostkowego obciążenia na obrotnicy podwozia.



Rys. 2. Krawędzie wywrotu nadwozia koparki kołowej.

a) – F_1F_2, F_1F_3, F_2F_3 - podparcie trzypunktowe,b) - nadwozia.. $F_1F_2, F_1F_4, F_3F_4, F_2F_3$ - podparcie czteropunktowe

Fig. 2. Overturn line of wheel excavator body

a) F_1F_2, F_1F_3, F_2F_3 -three-points supportb) $F_1F_2, F_1F_4, F_3F_4, F_2F_3$ - four-points support

Osiąga się te wymagania poprzez odpowiednie wyważenie nadwozia czyli poprzez równomierny rozkład obciążenia na obrotnicy podwozia.

Ze względu na trudności w określaniu reakcji podporowych w każdej podporze, w rozważaniach teoretycznych przyjmuje się założenie o sztywności samego podwozia i nadwozia, jak i stałości sumy ugięć poszczególnych podparć. Stateczność nadwozia pracującego na teoretycznie sztywnym portalu oceniana jest poprzez położenie środka ciężkości obrotowego nadwozia obliczonego na podstawie wartości reakcji podporowych. Dla nieskończenie sztywnego portalu przy trójpodporowym podniesieniu nadwozia zagadnienie wyznaczenia środka ciężkości staje się statycznie wyznaczalne.

Współrzędne środka ciężkości nadwozia koparki kołowej (rys. 3) równoważone wartościami reakcji podporowych F_1, F_2 oraz F_3 (rys. 4) określić można według następujących wzorów:

$$X_g = \frac{F_1b + F_2b - F_3c}{F_1 + F_2 + F_3}, \quad Y_g = \frac{F_2 \frac{a}{2} - F_1 \frac{a}{2}}{F_1 + F_2 + F_3}$$



Rys. 3. Ogólny widok koparki SRs 1800

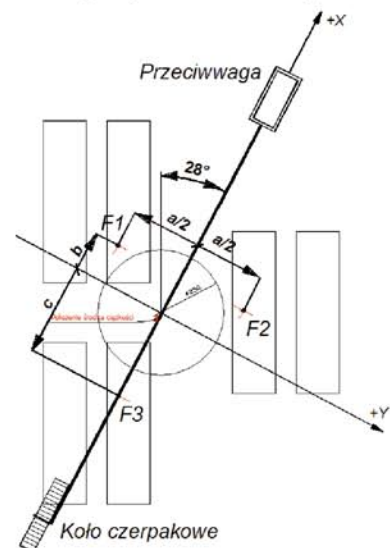
Fig. 3. General view of SRs 1800 excavator

$$\alpha = \arctg \left(\frac{Y_g}{X_g} \right),$$

$$r_G = \sqrt{Y_g^2 + X_g^2}.$$

Wartość reakcji poszczególnych podparć można oszacować mierząc wielkość nacisków pod obciążeniem nadwozia maszyny podpartej w położeniu poziomym w trzech punktach. Do oszacowania wartości sił w podporach nadwozia koparki użyto trzech tensometrycznych przetworników siły (rys. 5) umieszczonych na podnośnikach hydraulicznych unoszących koparkę w punktach podparcia F_1, F_2, F_3 .

Ustawienie podparć przy ważeniu nadwozia koparki jest symetryczne względem osi X , a asymetryczne względem osi Y (rys. 4). Na rysunku 5 przedstawiono przykładowy widok ustawienia hydraulicznych siłowników i przetworników siły do pomiaru reakcji podporowych w punktach podparcia nadwozia. Zmierzone wartości reakcji w trzech punktach podparcia z trzech pomiarów przy



Rys. 4. Schemat trójpodporowego podparcia nadwozia koparki.

Punkty F_1, F_2, F_3 umiejscowienie punktów podparcia (siłowniki, dynamometry)

Fig. 4. Scheme of excavator body supported in three points.

Localization of support points- point F_1, F_2, F_3 (servo-motors, dynameters)



Rys. 5. Tensometryczne czujniki sił do pomiaru reakcji podporowych
Fig. 5. Strain gauges for supports reaction measurements

różnym położeniu wysięgnika urabiającego umieszczono w tabeli nr 1. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowo wykresy obciążeń siłowników F_1 , F_2 , F_3 w trzech punktach podporowych.

Oszacowany średni ciężar nadwozia koparki SRs 1800 na podstawie trzech pomiarów reakcji podporowych odpowiednio wynosi $G_{sr} \approx 11681,0 \pm 50,0$ kN.

Współrzędne środka ciężkości nadwozia koparki SRs 1800 wg ustawienia podpór (rys. 4) dla odpowiedniego ustawienia wysięgnika urabiającego odpowiednio wynoszą:

- wysięgnik urabiający w położeniu dolnym
 $X_g = -0,206$ m, $Y_g = -0,029$ m,
- wysięgnik urabiający w położeniu poziomym
 $X_g = -0,347$ m, $Y_g = -0,031$ m,
- wysięgnik w położeniu górnym
 $X_g = -0,054$ m, $Y_g = -0,022$ m.

Na podstawie wyników wyważania nadwozia można przeprowadzić analizę stateczności nadwozia koparki. Wartości obciążeń głównych do analizy stateczności wzięte zostaną z pomiaru, a wartości obciążeń zmiennych z dokumentacji technicznej „Dowód stateczności koparki”

Norma ISO 5049/I zaleca przy analizie stateczności obliczanie współczynnika bezpieczeństwa przed utratą stateczności według zależności:

$$V_{st} = \frac{M_{St}}{M_K}$$

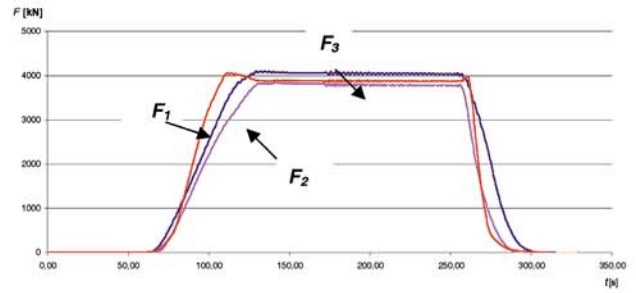
gdzie:

- M_{St} – moment ustalający od wszystkich obciążeń stałych względem przyjętej krawędzi wywrotu,
- M_K – moment wywracający od wszystkich obciążeń zmiennych obliczony względem krawędzi wywrotu.

Tab. 1. Zmierzone wartości reakcji podporowych F_1 , F_2 , F_3 , ciężaru nadwozia G oraz położenia środka ciężkości x_g , y_g w zależności od ustawienia nadwozia

Tab. 1. Measured reaction of F_1 , F_2 , F_3 supports, weight of body G and localization of gravity center x_g , y_g depending on body orientation

	Wysięgnik urabiający w położeniu dolnym	Wysięgnik urabiający w położeniu poziomym	Wysięgnik urabiający w położeniu górnym
F_3 [kN]	3824,4	4034,3	3641,3
F_1 [kN]	3942,0	3882,4	4048,7
F_2 [kN]	3870,9	3805,5	3995,7
G [kN]	11634,0±50	11722±50	11685,8±50
x_g [m]	-0,206	-0,347	-0,054
y_g [m]	-0,029	-0,031	-0,022



Rys. 6. Przykładowy wykresy obciążeń podpór F_A , F_B , F_C ciężarem nadwozia kopark

Fig. 6. Example of supports FA, FB, FC loaded with the weight of excavator body

Zgodnie z tą normą dopuszczalne współczynniki bezpieczeństwa odpowiednio wynoszą:

I - obciążenie główne $V_{dop} = 1,5$

II - obciążenie główne i dodatkowe $V_{dop} = 1,3$

III - obciążenie główne, dodatkowe i specjalne $V_{dop} = 1,2$

Maszyną uważa się za stateczną, gdy zachodzi następująca relacja $V_{st} > V_{dop}$.

Przykładowo, w tabeli 2 zamieszczono wyniki przeprowadzonej analizy stateczności dla najbardziej skrajnego kojarzenia obciążeń: czyli dla obciążenia głównego + obciążeń dodatkowych + specjalnych obciążeń nadwozia koparki KWK-1200M. W tabeli podano wyliczone współczynniki stateczności obciążeń.

Z powyższej analizy stateczności dla danego rodzaju koparki wynika, że oszacowane współczynniki bezpieczeństwa spełniają wymagania normy ISO 5049/I (są powyżej dopuszczalnych) dla tego rodzaju obciążenia.

Przeprowadzone badania potwierdziły prawidłową wartość przeciwwagi nadwozia koparki SRs 1800. Z uwagi jednak na możliwe w przyszłości naprawy ustroju nośnego oraz zmiany modernizacyjne wiążące się z wymianą elementów i ze zmianą położenia mas – zaleca się okresowe ponawianie tego typu pomiarów. Niekorzystne rozłożenie mas nadwozia może być przyczyną obniżenia trwałości łożyska wieńcowego. Poprawa tej sytuacji będzie wymagała powtórnego przeanalizowania stateczności obliczeniowej i decyzji – wraz z projektantem – co do wielkości dodatkowego przeciwcieżaru. Wiedza projektanta – co do typu łożyska i jego nośności – jest tu niezbędna.

Tab. 2. Współczynniki stateczności obciążeń
Tab. 2. Loads stability coefficient

Obciążenie: GŁÓWNE+DODATKOWE+SPECJALNE									
Krawędź wywrotu od osi obrotu: AB 3,598 m $\cong=0$									
Nr obciążenia	OBCIĄŻENIE	G_0 Mg	x m	y m	H Mg	Zs m	f(AB) m	M(AB) Mgm	M(x) Mgm
1	Ciążar nadwozia	775,00	1,00	0			4,598	3563,5	775,0
2	Zanieczyszczenia nadwozia	8,292	32,69				29,092	241,2	271,1
3	Pochylenie robocze nadwozia				27,155	7,766	7,766	210,9	27,2
4	Wiatr roboczy nadwozia -250				7,14	9,31	9,31	66,5	7,1
7	Nominalna siła kopania	20	42,2				38,602	772,0	844,0
8	Urobek w nadwoziu	33,285	23,78				20,185	671,9	791,6
9	Zasypanie przesyłu koła	11,115	38				34,402	382,4	422,4

Siła zastępcza	Suma V kN	X_v m	e m	V statecz.	V dop	M(AB) kNm	SUMA M(x)
v(1+2+8+9)	827,69	-0,86	1,86	2,75	1,2	1295,5	-710,1
v(1+2+3+8+9)	827,69	-0,89	1,89	2,37	1,2	1506,4	-737,2
v(1+2+7+8+9)	847,69	-1,83	2,83	1,72	1,2	2067,5	-1554,1
v(1+2+3+7+8+9)	847,69	-1,87	2,87	1,56	1,2	2278,4	-1581,2
v(1+2+3+4+7+8+9)	847,69	-1,87	2,87	1,52	1,2	2344,9	-1588,3

Literatura

- [1] Babiarsz S., Dudek D., *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*. Wrocław 2007, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
- [2] Dudek D., Dudek K., *Degradacja wielkogabarytowych węzłów obrotu nadwozi maszyn roboczych*. Problemy Maszyn Roboczych. 1996 vol. 7, z. 7, s. 115-124
- [3] Smolnicki T., *Fizykalne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*. Wrocław 2002, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
- [4] Augustynowicz J., Wiewiórko B. i inni, *Przeprowadzenie badań i analiz wytrzymałościowych w celu ustalenia przyczyn pęknięcia dźwigara pierścieniowego koparki KWK-1500s oraz opracowania technologii skutecznej naprawy*. Raport serii SPR-008/01. IKiEM Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2001
- [5] Dudek D., Wiewiórko B., *Problemy odkształceniowej degradacji maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*. [W:] 5 the International Symposium „Continuous Surface Mining”. Wrocław, 1998

Artykuł recenzował prof. dr hab. inż. Dionizy Dudek

Rękopis otrzymano 11.08.2011 r. *2231



Cykl: prolog do konstrukcji...