

Marian DOLIPSKI, Piotr CHELUSZKA, Piotr SOBOTA
Politechnika Śląska, Gliwice

WYZNACZENIE STANU OBCIĄŻENIA OBROTNICZY KOMBAJNU CHODNIKOWEGO

Streszczenie. W referacie przedstawiono sposób wyznaczenia obciążenia obrotnicy kombajnu chodnikowego. Przy zadanej strukturze mechanizmów wychylania wysięgnika o obciążeniu obrotnicy decyduje stan obciążenia wysięgnika oraz siły ciężkości poszczególnych części obrotnicy. Obciążenia z części ruchomej obrotnicy, związanej z wysięgnikiem, przenoszone są na łożyska umieszczone w części stałej obrotnicy poprzez sworzeń. Przeprowadzone obszerne badania komputerowe pozwoliły na określenie wpływu parametrów geometrycznych obrotnicy na jej obciążenie.

DETERMINING OF THE STATE OF LOAD OCCURRING IN A ROAD-HEADER'S TURRET

Summary. A method for determining of the load occurring in a roadheader's turret has been presented in the paper. With the preset structure of mechanisms used to swing a roadheader's boom, the state of load existing in a boom and forces of gravity in particular parts of the turret are determinant of the load in the turret. Loads occurring in a moving part of the turret, connected with the boom, are transmitted via a bolt to a fixed part of the turret. Comprehensive computer tests, that have been carried out, allow the effect of geometric parameters of a turret on its load to be determined.

1. Wprowadzenie

Obrotnica jest centralnym mechanizmem wysięgnikowego kombajnu chodnikowego, dosłownie i w przenośni. Dosłownie, ponieważ stanowi ona realną podstawę odniesienia wszystkich mechanizmów kombajnu, a w przenośni – ponieważ wokół niej wszystko się kręci. Składa się ona z części stałej, która zamocowana jest do ramy głównej kombajnu oraz części ruchomej, obrotowo łożyskowanej w części stałej. Oś obrotu obrotnicy jest osią główną

kombajnu chodnikowego, z którą związany jest główny układ współrzędnych w procesie projektowym tego typu maszyn.

Obrotnica przejmuje obciążenia pochodzące od procesu wcinania i procesu urabiania czoła przodku drążonego wyrobiska korytarzowego oraz ruchów manewrowych wysięgnika. Obciążenie obrotnicy pochodzi więc głównie od wysięgnika kombajnu, mechanizmów jego wychylania oraz sił ciężkości. W celu określenia jej stanu niezbędne jest zatem rozpatrzenie następujących wariantów obciążenia wysięgnika, które mogą wystąpić podczas eksploatacji kombajnu w wyrobisku podziemnym:

- podczas urabiania skał,
- podczas działania mechanizmu jazdy kombajnu przy oparciu głowicy urabiającej o caliznę (przy wyłączonym układzie urabiania),
- podczas działania mechanizmu obrotu wysięgnika przy oparciu głowicy urabiającej o caliznę (przy wyłączonym układzie urabiania),
- podczas działania mechanizmu podnoszenia wysięgnika przy oparciu głowicy urabiającej o caliznę (przy wyłączonym układzie urabiania),
- podczas równoczesnego działania mechanizmu obrotu i podnoszenia wysięgnika przy oparciu głowicy urabiającej o caliznę (przy wyłączonym układzie urabiania),
- podczas równoczesnego działania mechanizmu obrotu wysięgnika, mechanizmu podnoszenia wysięgnika i mechanizmu jazdy kombajnu przy oparciu głowicy urabiającej o caliznę (przy wyłączonym układzie urabiania).

Na podstawie utworzonych modeli matematycznych przeprowadzone zostały obszerne badania komputerowe obrotnicy o złożonej strukturze mechanizmu obrotu i podnoszenia wysięgnika oraz przyjętym sposobie łożyskowania części ruchomej względem jej części stałej. Pozwoliły one na poznanie wpływu parametrów geometrycznych obrotnicy na jej obciążenie.

2. Modelowanie obciążenia obrotnicy

Dla przyjętej struktury mechanizmów wychylania wysięgnika, część ruchoma obrotnicy obracana jest względem części nieruchomej przez dwa siłowniki mechanizmu obrotu zamocowane jednym końcem w części stałej, drugim zaś – w części ruchomej obrotnicy. Do części ruchomej obrotnicy zamocowany jest z kolei wysięgnik oraz dwa siłowniki jego podnoszenia.

Przeniesienie obciążeń z części ruchomej obrotnicy na część stałą uzależnione jest od sposobu łożyskowania. W rozważanym modelu (rys.1) część ruchoma obrotnicy, związana z wysięgnikiem, łożyskowana jest ślizgowo w części nieruchomej. Obciążenia z części ruchomej przenoszone są tu na dwa poprzeczne łożyska ślizgowe umieszczone w części stałej obrotnicy poprzez sworzeń osadzony w jej części ruchomej. Oś podłużna tego sworznia jest zarazem osią obrotu obrotnicy. Reakcja równoległa do osi obrotu obrotnicy jest przenoszona w zależności od jej zwrotu przez jedną z dwóch powierzchni ślizgowego łożyska wzdłużnego pomiędzy częścią ruchomą i nieruchomą obrotnicy.

Obciążenie obrotnicy (rys.1) stanowią reakcje w miejscach łożyskowania wysięgnika w części ruchomej obrotnicy (R_{X0} , R_{Y01} , R_{Z01} , R_{Y02} , R_{Z02}), reakcje siłowników mechanizmu podnoszenia w punktach ich mocowania do części ruchomej obrotnicy ($2 \cdot P_{PW}$), reakcje siłowników obrotu obrotnicy w punktach ich mocowania do części ruchomej obrotnicy (P_{OW1} , P_{OW2}), siła ciężkości obrotnicy (Q_O), reakcje w łożyskach poprzecznych obrotnicy (R_{03} , R_{04}) oraz reakcja w łożysku wzdłużnym obrotnicy (R_{Z04}). Reakcje w miejscach łożyskowania wysięgnika w części ruchomej obrotnicy, reakcje siłowników podnoszenia w punktach ich mocowania do części ruchomej obrotnicy stanowią wraz z ciężarem ruchomej części obrotnicy, znane obciążenie zewnętrzne obrotnicy.

Składowe reakcji w łożyskach poprzecznych obrotnicy (R_{X03} , R_{Y03} , R_{X04} , R_{Y04}), w łożysku wzdłużnym obrotnicy (R_{Z04}) oraz w siłownikach obrotu obrotnicy (P_{OW1} , P_{OW2}) wyznacza się z zależności od (1) do (7), w następującej postaci:

$$P_{OW1} = \frac{Q_{OX0} \cdot Y_0 \cdot \cos \alpha_H - Q_{OY0} \cdot Y_0 \cdot \sin \alpha_H + R_{X0} \cdot L_2 + 0.5 \cdot (R_{Y02} - R_{Y01}) \cdot L_9}{M}$$

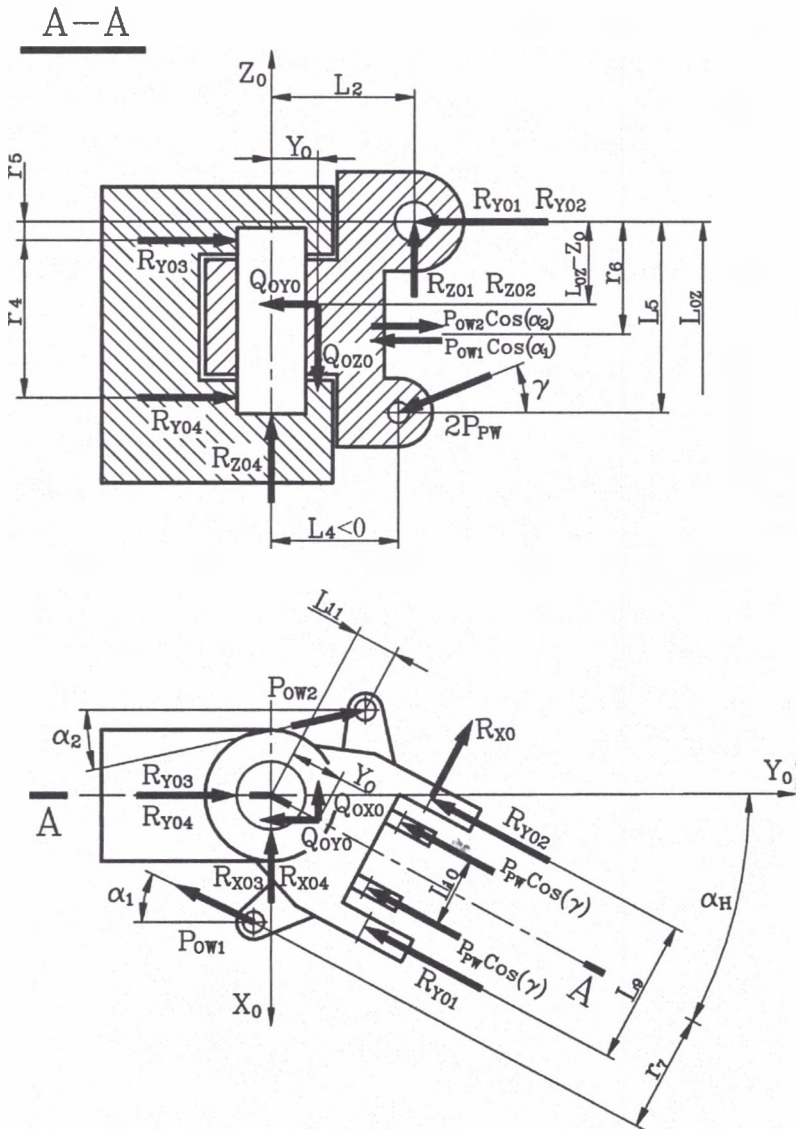
przy czym:

$$M = (L_{11} \cdot \sin \alpha_H + r_7 \cdot \cos \alpha_H) \cdot \cos \alpha_1 - (L_{11} \cdot \cos \alpha_H - r_7 \cdot \sin \alpha_H) \cdot \sin \alpha_1 + \quad (1)$$

$$+ k \cdot (r_7 \cdot \cos \alpha_H - L_{11} \cdot \sin \alpha_H) \cdot \cos \alpha_2 - k \cdot (r_7 \cdot \sin \alpha_H + L_{11} \cdot \cos \alpha_H) \cdot \sin \alpha_2$$

$$P_{OW2} = k \cdot P_{OW1} \quad (2)$$

$$R_{X04} = \frac{1}{r_4} [-Q_{OX0} \cdot (L_{OZ} - Z_0 - r_5) - Q_{OZ0} \cdot Y_0 \cdot \sin \alpha_H + (R_{Y01} + R_{Y02}) \cdot r_5 \cdot \sin \alpha_H + \\ - P_{OW1} \cdot \sin \alpha_1 \cdot (r_6 - r_5) - P_{OW2} \cdot \sin \alpha_2 \cdot (r_6 - r_5) + R_{X0} \cdot r_5 \cdot \cos \alpha_H + \\ + R_{Z01} \cdot \left(\frac{L_9}{2} \cdot \cos \alpha_H + L_2 \cdot \sin \alpha_H \right) - R_{Z02} \cdot \left(\frac{L_9}{2} \cdot \cos \alpha_H - L_2 \cdot \sin \alpha_H \right) + \\ - 2 \cdot P_{PW} \cdot (L_5 - r_5) \cdot \sin \alpha_H \cdot \cos \gamma - 2 \cdot P_{PW} \cdot L_4 \cdot \sin \alpha_H \cdot \sin \gamma] \quad (3)$$



Rys. 1. Model obciążenia obrótnicy kombajnu chodnikowego
 Fig. 1. A model of load acting on a roadheader's turret

$$\begin{aligned}
 R_{Y04} = & \frac{1}{r_4} \cdot [Q_{OY0} \cdot (L_{OZ} - Z_0 - r_5) + Q_{OZ0} \cdot Y_0 \cdot \cos \alpha_H + R_{X0} \cdot r_5 \cdot \sin \alpha_H + \\
 & + P_{OW1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot (r_6 - r_5) - P_{OW2} \cdot \cos \alpha_2 \cdot (r_6 - r_5) - (R_{Y01} + R_{Y02}) \cdot r_5 \cdot \cos \alpha_H + \\
 & - R_{Z01} \cdot \left(L_2 \cdot \cos \alpha_H - \frac{L_9}{2} \cdot \sin \alpha_H \right) - R_{Z02} \cdot \left(L_2 \cdot \cos \alpha_H + \frac{L_9}{2} \cdot \sin \alpha_H \right) + \\
 & + 2 \cdot P_{PW} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha_H \cdot (L_5 - r_5) - 2 \cdot P_{PW} \cdot \sin \gamma \cdot L_4 \cdot \cos \alpha_H]
 \end{aligned} \quad (4)$$

$$R_{X03} = -R_{X04} - Q_{OX0} - P_{OW1} \cdot \sin\alpha_1 - P_{OW2} \cdot \sin\alpha_2 - R_{X0} \cdot \cos\alpha_H + \\ - R_{Y01} \cdot \sin\alpha_H - R_{Y02} \cdot \sin\alpha_H - 2 \cdot P_{PW} \cdot \cos\gamma \cdot \sin\alpha_H \quad (5)$$

$$R_{Y03} = -R_{Y04} + Q_{OY0} + P_{OW1} \cdot \cos\alpha_1 - P_{OW2} \cdot \cos\alpha_2 - R_{X0} \cdot \sin\alpha_H + \\ + R_{Y01} \cdot \cos\alpha_H + R_{Y02} \cdot \cos\alpha_H + 2 \cdot P_{PW} \cdot \cos\gamma \cdot \cos\alpha_H \quad (6)$$

$$R_{Z04} = Q_{OZ0} + 2 \cdot P_{PW} \cdot \sin\gamma - R_{Z01} - R_{Z02} \quad (7)$$

Reakcje w miejscach łożyskowania wysięgnika w części ruchomej obrotnicy oraz reakcje siłowników podnoszenia w punktach ich mocowania do części ruchomej obrotnicy wyznacza się z kolei w zależności od sposobu obciążenia wysięgnika. Przykładowo więc, podczas urabiania powierzchni czoła przodku drażzonego wyrobiska korytarzowego, obciążenie wysięgnika stanowią (rys. 2): siły ciężkości dwóch głowic urabiających (Q_G), zredukowany ciężar wysięgnika (Q_W) oraz reakcje urabianej skały (P_{XW} , P_{YW} , P_{ZW} , M_{PW} , M_{SW1} i M_{SW2}). Reakcje urabianej skały, działające na wysięgnik kombajnu zależne są przy tym od wielu czynników, w tym od parametrów technicznych i ruchowych układu urabiania, własności urabianej skały, parametrów skrawania, parametrów geometrycznych, ruchowych i siłowych kombajnu, stereometrii głowic urabiających, rodzaju noży skrawających. W celu wyznaczenia wartości tych sił nieodzowne jest dokonanie symulacji procesu urabiania skały głowicami urabiającymi kombajnu chodnikowego [1].

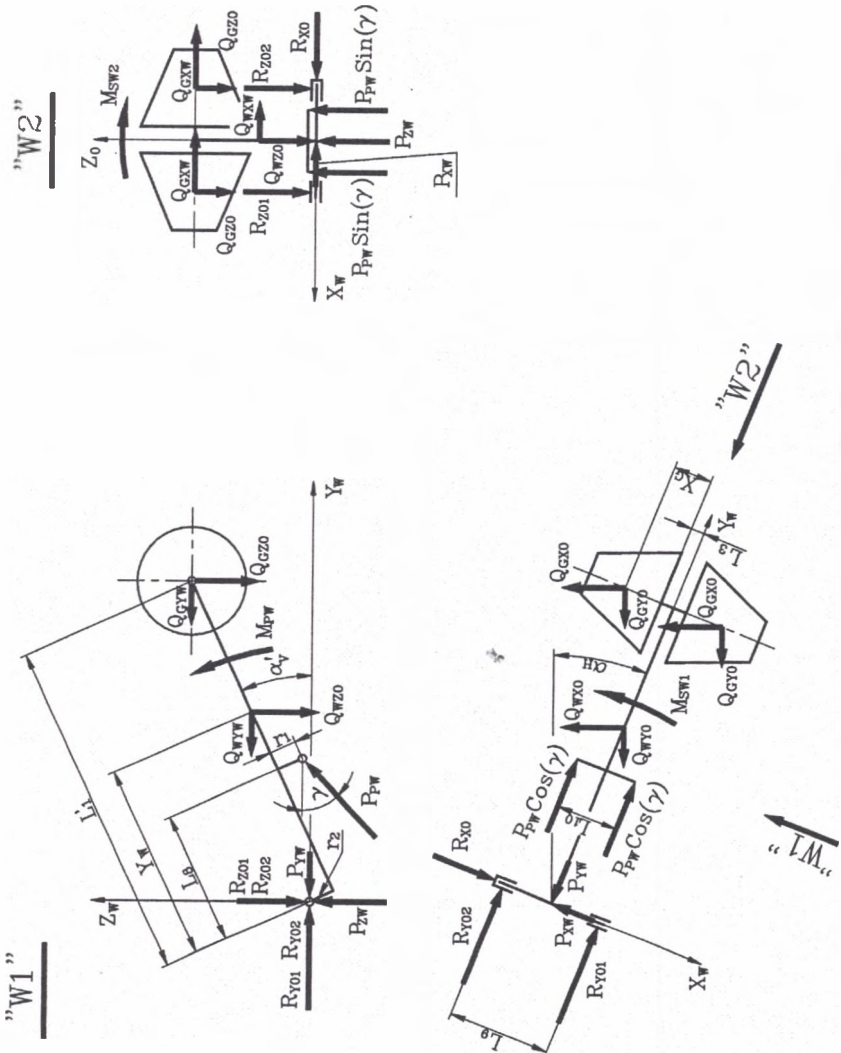
W rezultacie przekształcenia układu równań równowagi wysięgnika otrzymano wzory umożliwiające wyznaczenie wartości reakcji w miejscach łożyskowania wysięgnika w części ruchomej obrotnicy oraz reakcji siłowników jego podnoszenia:

$$R_{X0} = Q_{WX0} \cdot \cos\alpha_H - Q_{WY0} \cdot \sin\alpha_H + 2 \cdot Q_{GX0} \cdot \cos\alpha_H - 2 \cdot Q_{GY0} \cdot \sin\alpha_H + P_{XW} \quad (8)$$

$$R_{Y01} = \frac{1}{L_9} \left[(Q_{WY0} \cdot \sin\alpha_H - Q_{WX0} \cdot \cos\alpha_H) \cdot (Y_W \cdot \cos\alpha_V + r_2 \cdot \sin\alpha_V) + \right. \\ \left. + 2 \cdot (Q_{GY0} \cdot \sin\alpha_H - Q_{GX0} \cdot \cos\alpha_H) \cdot (L'_1 \cdot \cos\alpha_V + r_2 \cdot \sin\alpha_V) - M_{SW1} \right] + \\ + \frac{1}{2} \cdot Q_{WY0} \cdot \cos\alpha_H + \frac{1}{2} \cdot Q_{WX0} \cdot \sin\alpha_H + Q_{GY0} \cdot \cos\alpha_H + Q_{GX0} \cdot \sin\alpha_H + \\ + \frac{1}{2} \cdot P_{YW} - P_{PW} \cdot \cos\gamma \quad (9)$$

$$R_{Y02} = Q_{WY0} \cdot \cos\alpha_H + Q_{WX0} \cdot \sin\alpha_H + 2 \cdot Q_{GY0} \cdot \cos\alpha_H + 2 \cdot Q_{GX0} \cdot \sin\alpha_H + \\ + P_{YW} - 2 \cdot P_{PW} \cdot \cos\gamma - R_{Y01} \quad (10)$$

$$R_{Z01} = \frac{1}{L_9} \left[(Q_{WX0} \cdot \cos\alpha_H - Q_{WY0} \cdot \sin\alpha_H) \cdot (Y_W \cdot \sin\alpha_V - r_2 \cdot \cos\alpha_V) + \right. \\ \left. + 2 \cdot (Q_{GX0} \cdot \cos\alpha_H - Q_{GY0} \cdot \sin\alpha_H) \cdot (L'_1 \cdot \sin\alpha_V - r_2 \cdot \cos\alpha_V) + M_{SW2} \right] + \\ + P_{PW} \cdot \sin\gamma - \frac{1}{2} \cdot Q_{WZ0} - Q_{GZ0} + \frac{1}{2} \cdot P_{ZW} \quad (11)$$



Rys. 2. Model obciążenia wysięgnika kombajnu chodnikowego

Fig. 2. A model of load acting on a roadheader's boom

$$R_{Z02} = 2 \cdot P_{PW} \cdot \sin \gamma - Q_{WZ0} - 2 \cdot Q_{GZ0} + P_{ZW} - R_{Z01} \quad (12)$$

$$P_{PW} = \frac{1}{2 \cdot [(r_1 + r_2) \cdot \cos(\alpha_V - \gamma) - L_8 \cdot \sin(\alpha_V - \gamma)]} \cdot [-M_{PW} + \\ - (Q_{WY0} \cdot \cos \alpha_H + Q_{WX0} \cdot \sin \alpha_H) \cdot (Y_W \cdot \sin \alpha_V - r_2 \cdot \cos \alpha_V) + \\ - 2 \cdot (Q_{GY0} \cdot \cos \alpha_H + Q_{GX0} \cdot \sin \alpha_H) \cdot (L'_1 \cdot \sin \alpha_V - r_2 \cdot \cos \alpha_V) + \\ + Q_{WZ0} \cdot (Y_W \cdot \cos \alpha_V + r_2 \cdot \sin \alpha_V) + 2 \cdot Q_{GZ0} \cdot (L'_1 \cdot \cos \alpha_V + r_2 \cdot \sin \alpha_V)] \quad (13)$$

Analizując stan obciążenia obrotnicy będącego skutkiem działania mechanizmu jazdy kombajnu, mechanizmu obrotu lub podnoszenia wysięgnika przyjęto, że siły wywołane działaniem tych mechanizmów równoważone są przez reakcję oddziaływania skały na głowicę urabiającą, zaczeponą w punkcie styku głowicy z powierzchnią czoła przodku. Kierunek tej reakcji zależy przy tym od wariantu obciążenia wysięgnika. W celu stwierdzenia, czy rozpatrywany stan obciążenia obrotnicy może wystąpić w praktyce, nieodzowne jest zbadanie warunków stateczności kombajnu chodnikowego [2].

3. Wpływ parametrów geometrycznych obrotnicy na jej obciążenie

Badania wpływu parametrów geometrycznych obrotnicy na wartość reakcji w łożyskach obrotnicy przeprowadzone zostały dla obciążenia wysięgnika wynikającego z równoczesnego działania wszystkich trzech mechanizmów siłowych kombajnu (mechanizmu jazdy, mechanizmu obrotu oraz podnoszenia wysięgnika). Założono przy tym, że mechanizmy te działają z maksymalnymi możliwymi do osiągnięcia siłami. Mechanizm jazdy oddziałuje na kombajn maksymalną siłą sprzężenia gąsienic ze spągami o wartości równej $2 \cdot P_j = 180$ kN, zaś siłowniki hydrauliczne w mechanizmie obrotu i podnoszenia wysięgnika zasilane są cieczą o maksymalnym ciśnieniu, wynoszącym 20 MPa.

Na rysunku 3 przedstawiono wpływ kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu (α_H) oraz prostopadłej do spągu (α_V) na obciążenie obrotnicy kombajnu chodnikowego. Obrót wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu od lewego skrajnego jego położenia ($\alpha_H = -39^\circ$) do prawego skrajnego położenia ($\alpha_H = +39^\circ$) skutkuje zmianą wartości składowych reakcji w łożyskach w szerokim zakresie (rys. 3a). Wartość składowej reakcji w łożysku górnym R_{X03} zmienia się tu bowiem w przedziale od -436 kN do $+175$ kN, zaś wartość składowej reakcji w łożysku dolnym R_{X04} kształtuje się przy tym w zakresie od $+405$ kN – dla $\alpha_H = -39^\circ$ do -535 kN – dla $\alpha_H = +39^\circ$. W zakresie kąta α_H od -39° do $+5^\circ$

wartość bezwzględna reakcji R_{X03} maleje do zera. Z kolei, gdy kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu jest większy od $+5^\circ$ – wartość tej siły rośnie. Przebieg funkcji $R_{X04}=f(\alpha_H)$ jest z kolei odwrotny. W miarę obracania wysięgnika od lewego ociosu wyrobiska w stronę ociosu prawego wartość składowej reakcji w łożysku dolnym R_{X04} początkowo bowiem maleje do zera, a następnie – po zmianie zwrotu – rośnie. Reakcja ta ma wartość równą zero, gdy kąt wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu osiąga wartość równą $+25^\circ$. Gdy kąt $\alpha_H=+14^\circ$, wówczas obie wymienione składowe reakcji w łożyskach poprzecznych posiadają taki sam zwrot i są równe ($R_{X03}=R_{X04}=131$ kN).

Składowe reakcji w łożyskach obrotnicy, równoległe do osi Y_0 , w całym zakresie zmienności kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu, mają przeciwne zwroty. W miarę zwiększania wartości kąta α_H wartość składowej reakcji w łożysku górnym R_{Y03} zmienia się przy tym w granicach od -454 kN do -678 kN. Wartość składowej reakcji w łożysku dolnym R_{Y04} rośnie z kolei w przedziale od $+535$ kN do $+758$ kN.

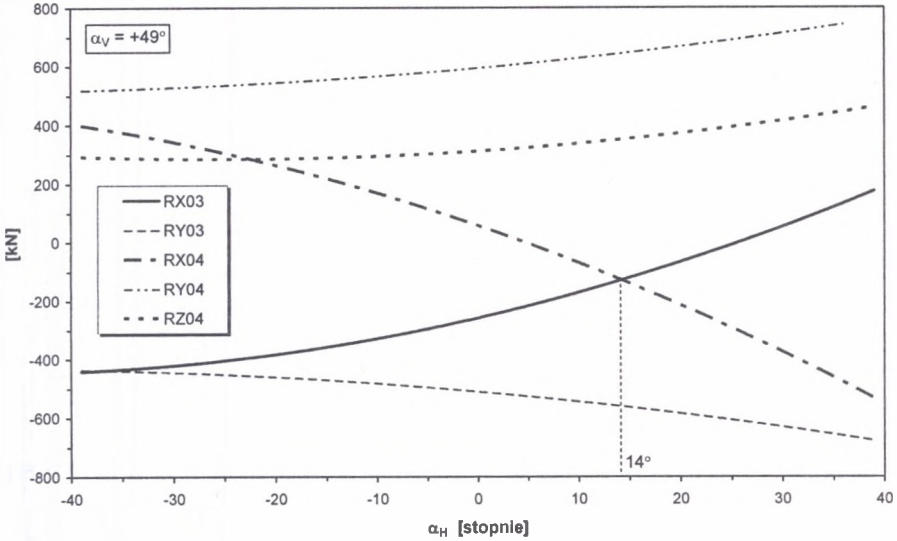
Położenie wysięgnika ma również istotny wpływ na wartość reakcji w łożysku wzdłużnym (R_{Z04}). W analizowanym zakresie kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu reakcja ta zmienia się bowiem w granicach od $+285$ kN do $+461$ kN. Funkcja $R_{Z04}=f(\alpha_H)$ cechuje się przy tym istnieniem minimum lokalnego dla $\alpha_H=-27^\circ$.

W badanym zakresie zmienności kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu α_V , to znaczy od -32° do $+49^\circ$, zmieniają się nie tylko wartości składowych R_{X03} i R_{X04} , ale również ich zwroty (rys. 3b). Wartość składowej reakcji w łożysku górnym R_{X03} zmienia się tu w granicach od $+58$ kN – dla $\alpha_V=-32^\circ$ do -253 kN – dla $\alpha_V=+49^\circ$. Z kolei reakcja w łożysku dolnym R_{X04} przyjmuje wartości z przedziału od -243 kN do $+54$ kN. Wartości graniczne kąta wychylenia wysięgnika α_V , przy których rozpatrywane składowe reakcji, zmieniają zwrot wynoszą odpowiednio: -13° i 33° . W przypadku zaś, gdy $\alpha_V=+11^\circ$ składowe R_{X03} i R_{X04} są sobie równe.

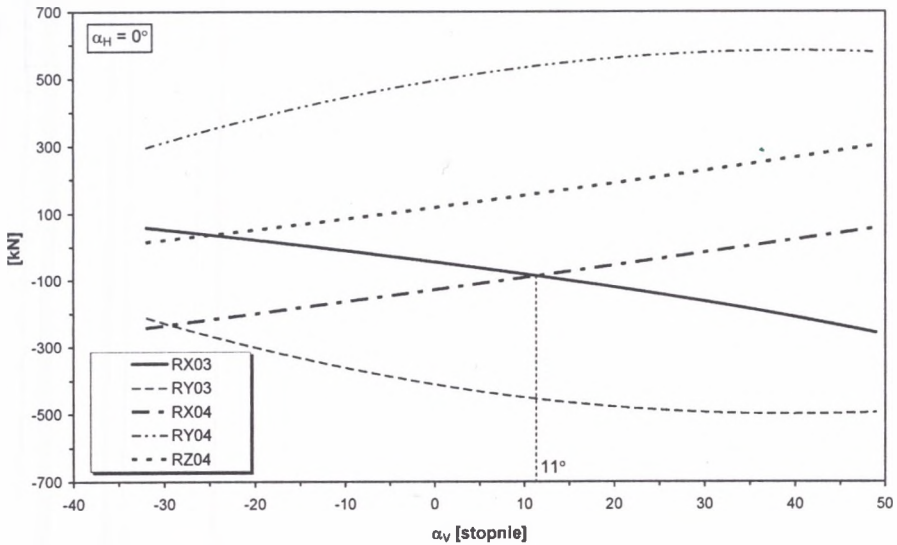
Reakcje R_{Y03} i R_{Y04} mają przeciwne zwroty w całym zakresie zmienności kąta α_V . Siła R_{Y03} ma przy tym zwrot przeciwny w stosunku do założonego w modelu obliczeniowym (jest ujemna), zaś siła R_{Y04} – ma zwrot zgodny z założonym. W miarę wychylenia wysięgnika w stronę stropu składowa reakcji w łożysku górnym R_{Y03} zmienia się w przedziale od -203 kN do -510 kN, zaś składowa reakcji w łożysku dolnym R_{Y04} – rośnie od $+285$ kN do $+593$ kN.

Wartość reakcji w łożysku wzdłużnym (R_{Z04}) rośnie w funkcji kąta wychylenia wysięgnika α_V . Funkcja ta jest przy tym aproksymacyjnie liniowa. W badanym zakresie zmienności kąta α_V siła ta rośnie bowiem w zakresie od +9 kN – dla $\alpha_V = -32^\circ$ do +309 kN – dla $\alpha_V = +49^\circ$.

a)



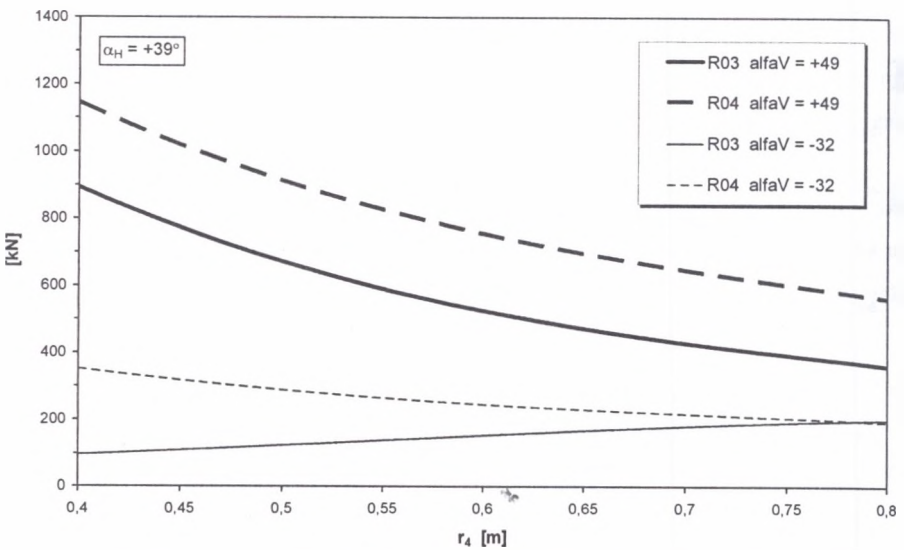
b)



Rys. 3. Wpływ kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu (a) oraz prostopadłej do spągu (b) stan obciążenia obrotnicy

Fig. 3. Effect of angle of swinging of a boom in a plane parallel to the floor (a) and in a plane perpendicular to the floor (b) on the state of load existing in a turret

Wpływ rozstawu łożysk poprzecznych w części nieruchomej obrotnicy (r_4) na wartości wypadkowych reakcji zależy istotnie od położenia wysięgnika (rys. 4). W przypadku, gdy wysięgnik wychylony jest w skrajne górne położenie ($\alpha_V = +49^\circ$), wartości reakcji w obu punktach łożyskowania maleją w miarę zwiększania się rozstawu łożysk (linie grube na rys. 4). W badanym zakresie zmienności odległości łożysk r_4 , to znaczy od 0,4 m do 0,8 m, wartość wypadkowej reakcji w łożysku górnym (R_{03}) maleje przy tym w granicach od 895 kN do 360 kN. Z kolei wartość reakcji w łożysku dolnym (R_{04}) ulega zmniejszeniu w przedziale od 1146 kN do 563 kN.



Rys. 4. Wpływ rozstawu łożysk poprzecznych w części stałej obrotnicy na obciążenie obrotnicy
 Fig. 4. Effect of spacing of radial bearings in a fixed part of the turret on the turret's load

Zmiana ustawienia wysięgnika w skrajne dolne położenie ($\alpha_V = -32^\circ$) spowodowała zmianę charakteru rozpatrywanych tu zależności (linie cienkie na rys. 4). Funkcja $R_{04} = f(r_4)$ jest nadal malejąca, natomiast funkcja $R_{03} = f(r_4)$ jest w tym przypadku rosnąca. Ze wzrostem odległości łożysk r_4 w granicach od 0,4 m do 0,8 m, wartość reakcji R_{03} zmienia się bowiem w przedziale od 97 kN do blisko 200 kN. Z kolei wartość reakcji R_{04} maleje w zakresie od 352 kN – dla $r_4 = 0,4$ m do 194 kN – dla $r_4 = 0,8$ m. Gdy odległość $r_4 = 0,8$ m, wypadkowe reakcje w łożyskach poprzecznych mają, dla rozpatrywanego położenia wysięgnika, zbliżone wartości. Siły te różnią się przy tym kierunkami działania.

4. Zakończenie

Zaprezentowany w niniejszym referacie model stanowi narzędzie umożliwiające analizę stanu obciążenia głównych elementów obrotnicy kombajnu chodnikowego. W modelu tym uwzględniono zarówno możliwość występowania obciążeń generowanych procesem urabiania skały, jak również sił wywołanych działaniem mechanizmu jazdy kombajnu oraz mechanizmów wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej i prostopadłej do spągu (we wszystkich możliwych kombinacjach działania tych mechanizmów).

Przeprowadzone badania wpływu podstawowych wielkości geometrycznych obrotnicy na jej obciążenie stanowią podstawę dla optymalizacji jej konstrukcji. Wyznaczenie najbardziej niekorzystnych stanów obciążenia obrotnicy leży u podstaw określenia stanu wyęczenia i odkształcenia poszczególnych jej elementów. Jest to zarazem punkt wyjścia w procesie projektowania tego ważnego, z punktu widzenia działania kombajnu chodnikowego, podzespołu.

LITERATURA

1. Dolipski M., Cheluska P.: Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
2. Dolipski M., Cheluska P., Sobota P.: Stateczność kombajnu chodnikowego. Przegląd Górniczy 1998 nr 4.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze