

STUDIUM MOŻLIWOŚCI SKRĘTNYCH CIĄGNIKÓW Z WIELKOGABARYTOWYMI NACZEPAMI

Streszczenie

W ramach projektu badawczego zmierzającego do opracowanie w firmie Wielton konstrukcji nowej specjalistycznej naczepy wielkogabarytowej, przeprowadzono badania symulacyjne możliwości skrętnych tej naczepy w trakcie jej przejazdu przez wąskie rondo. Wyniki tych badań miały na celu określenie możliwości spełnienia wymagań prawnych w zakresie zwrotności naczepy. Symulacje przeprowadzono przy pomocy specjalnie przygotowanego arkusza kalkulacyjnego, który pozwalał na analizę przemieszczeń kół zestawu ciągnik-naczepa przy założeniu ich toczenia bez poślizgu bocznego. Arkusz określał przebieg zmian wartości kątów skrętu kół naczepy, a także jej zachodzenie na zakręcie oraz ścinanie zakrętu. Pozwalał również prześledzić wpływ zmianach parametrów geometrycznych ciągnika i naczepy na manewrowość całego zestawu. W artykule przedstawiono wyniki przeprowadzonych symulacji, wskazano na pożądane cechy systemu skrętnego naczepy sprzyjające pokonywaniu przez nią wąskich zakrętów.

WSTĘP

Kierowanie ciągnikami z wielkogabarytowymi naczepami przy dużym zagęszczeniu ruchu na wąskich ulicach z dużą ilością zakrętów i rond, wymaga od kierowców sporych umiejętności. W takich sytuacjach bardzo pomocne okazują się odpowiednio zaprojektowane systemy skrętne naczep. Wspomagają one kierowców przy pokonywaniu zakrętów o małych promieniach i małych szerokościach jezdni. Systemy te, w odróżnieniu od systemów skrętnych (układów kierowniczych) ciągników, które można uznać za dopracowane [2, 5], są w stadium rozwoju i wymagają dalszych prac badawczo-rozwojowych w szczególności w naczepach długich i wieloosiowych [1, 3, 4].

Systemy skrętne długich wieloosiowych naczep, jako odrębne układy, powinny odpowiednio reagować na przemieszczenia ciągników, realizując przy tym dwa zadania. Powinny zapewniać prawidłowe wzajemne ustawienie kół naczep w czasie skrętu, wpływające na opory toczenia, oraz zapewniać odpowiednią trajektorię przemieszczania się naczep za ciągnikami, tak aby nie powodować przez nie nadmiernego ścinania zakrętu lub zachodzenia na zakręcie. Przy opracowywaniu systemów skrętnych naczep bardzo istotne jest więc określenie optymalnego kąta skrętu ich kół w poszczególnych fazach pokonywania zakrętu i ustalenie, które z parametrów

geometrycznych naczep i ich systemów skrętnych sprzyjają prawidłowemu przebiegowi manewru skrętu.

Prezentowane studium możliwości skrętnych ciągników z wielkogabarytowymi naczepami sporządzono w ramach projektu, którego celem było opracowanie konstrukcji nowej specjalistycznej naczepy do transportu maszyn i urządzeń wielkogabarytowych, a następnie wdrożenie jej do produkcji w firmie Wielton. Wyniki prezentowanych w artykule analiz miały na celu określenie możliwości spełnienia wymagań prawnych w zakresie zwrotności zestawu ciągnik siodłowy-naczepa i wykorzystane zostały w firmie Wielton przy opracowaniu szczegółowych wytycznych do konstrukcji nowej naczepy.

1. GEOMETRYCZNY WARUNEK PRAWIDŁOWEGO SKRĘTU KÓŁ ZESTAWU CIĄGNIK-NACZEPA

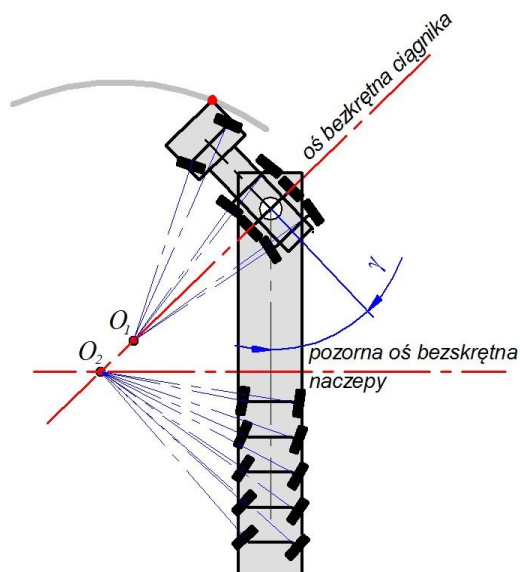
Analizując ustawienia kół zestawu ciągnik-naczepa na zakręcie, przy założeniu bezpoślizgowego ich przemieszczania można zauważyć następujące prawidłowości.

W ciągniku - przedłużenia osi kół kierowalnych, powinny przecinać się z kierunkiem bezskrętnej osi tylnej w jednym punkcie O_1 , tworząc chwilowy środek obrotu ciągnika (Rys. 2). Natomiast w naczepie, zakładając, że punkt jej zaczepienia (sworzeń siodła ciągnika) umiejscowiony jest nad środkiem tylnej bezskrętnej osi



Rys. 1. Wieloosiowa naczepa dla której w stadium projektowania wykonano badania symulacyjne zwrotności

ciągnika, kierunki osi wszystkich kół naczepy powinny przecinać się z tą osią w jednym punkcie O_2 , wyznaczając w ten sposób chwilowy środek obrotu naczepy. Przy wszystkich skrętnych kołach naczepy, punkt ten praktycznie może przyjmować dowolne położenia na kierunku bezskrętnej osi ciągnika, a jego położenie ograniczają tylko możliwe do osiągnięcia kąty skręcenia kół naczepy. Prosta wyprowadzona z takiego punktu prostopadłe do osi naczepy wyznacza pozorną oś bezskrętną naczepy. Przy zmiennym położeniu chwilowego środka obrotu naczepy oś ta zmienia swoje położenie, zbliżając się bądź oddalając od zaczepu ciągnika (punktu zaczepienia). W przypadku naczepy posiadającej rzeczywistą oś z kołami bezskrętnymi, chwilowy środek obrotu naczepy znajduje się w punkcie przecięcia kierunku tej osi z kierunkiem osi bezskrętnej ciągnika.



Rys. 2. Prawidłowe ustawienia kół w ciągniku i naczepie podczas skrętu

Jak widać, punkty O_1 i O_2 chwilowych środków obrotu ciągnika i naczepy w danej chwili skrętu całego zestawu na ogół są rozbieżne. Jednak w trakcie realizacji zakrętu, punkt chwilowego środka obrotu naczepy podąża za punktem chwilowego środka obrotu ciągnika i przy dłuższym skręcie może zbliżyć się do niego, może też dojść do zjednoczenia obu punktów. Przedstawione powyżej związki geometryczne dotyczące skrętu kół bez poślizgu bocznego powinny być realizowane przez prawidłowo działające mechanizmy skrętu ciągnika i naczepy.

2. METODYKA BADAŃ SYMULACYJNYCH MOŻLIWOŚCI SKRĘTNYCH NACZEPY

Matematyczny zapis przedstawionych związków geometrycznych wykorzystano do opracowania w programie EXCEL specjalnego arkusza kalkulacyjnego. Arkusz ten pozwalał na analizę przemieszczeń kół zestawu ciągnik-naczepa przy założeniu ich toczenia bez poślizgu bocznego, określał przy tym przebiegi zmian wartości kątów skrętu kół naczepy, a także jej zachodzenie na zakręcie oraz ścinanie zakrętu. Przy zmianach parametrów geometrycznych ciągnika i naczepy pozwalał prześledzić ich wpływ na manewrowość całego zestawu. Danymi wyjściowymi, wprowadzanymi do arkusza, były następujące parametry geometryczne zestawu ciągnik-naczepa (Rys. 3).

W przypadku ciągnika były to:

pc - odległość zderzaka przedniego od osi jego kół przednich kierownych,

c - odległość osi przedniej kierownej od osi tylnej bezskrętnej w ciągniku,
 kc - odległość najbardziej do tyłu wysuniętego punktu ciągnika od jego osi bezskrętnej,
 sc - szerokość ciągnika.

W przypadku naczepy:

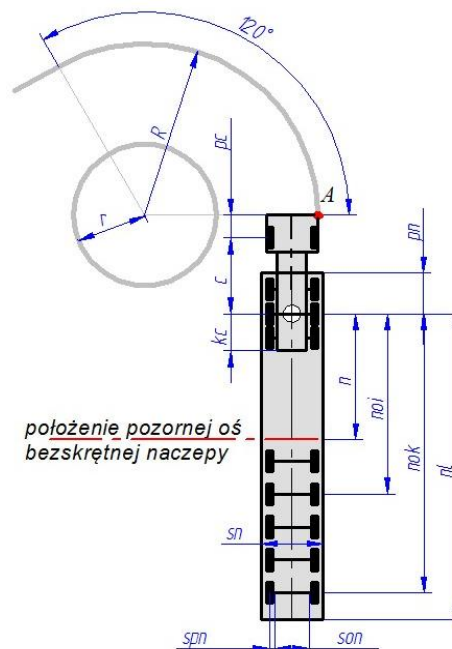
nok - odległość ostatniej osi skrętnej naczepy od jej punktu zaczepienia,
 nl - odległość tylniego zderzaka naczepy od jej punktu zaczepienia,
 sn - szerokość naczepy,
 son - odległość między osiami zwrotnic kół osi skrętnej naczepy,
 spn - promień zataczania kół naczepy.

Jako parametr sterujący zachowaniem się naczepy na zakręcie, przy założonych jej pozostałych parametrach geometrycznych, wybrano parametr n . Określa on wartość odległości pozornej osi bezskrętnej naczepy od punktu jej zaczepienia do ciągnika. W rzeczywistości zmiany tego parametru podczas pokonywania zakrętu przez naczepę realizowane są przez jej system skrętny i uzależnione od kąta γ (Rys. 2), skręcenia ciągnika względem naczepy. Dlatego też w przygotowywanym arkuszu kalkulacyjnym wartość parametru n powiązano z kątem γ i opisano równaniem:

$$n = -a \cdot \gamma^k + b \quad (1)$$

gdzie: a , b , k - współczynniki równania.

Możliwość zmiany wartości poszczególnych współczynników równania, podczas badania teoretycznych możliwości skrętnych naczep, miała na celu określenie ich wpływu na poprawność skrętu naczep i zdefiniowanie charakteru zależności $n(\gamma)$ najbardziej sprzyjającego pokonywaniu przez te naczepy zakrętów o małym promieniu i małej szerokości jezdni.



Rys. 3. Parametry geometryczne zadawane w arkuszu badania zwrotności naczepy

Dla symulacji ręcznego korygowania skrętu kół na zakręcie zostawiono możliwość zmian współczynnika b w zależności od położenia naczepy na zakręcie, opisanego argumentem p . Wartość argumentu p określano jako wartość przemieszczenia punktu A leżącego na prawym rogu przedniego zderzaka ciągnika, wzdłuż

prawego krawężnika jezdni, odmierzając od momentu zapoczątkowania skrętu. Przemieszczenie to określane było w jednostkach długości, które na łuku kołowym prawego krawężnika jezdni odpowiadały przemieszczeniu kątowemu o jeden stopień.

Ponieważ arkusz był przygotowywany do badania zwrotności projektowanej wielkogabarytowej naczepy firmy Wielton, a firma ta zdecydowała, że jej naczepa powinna spełniać wymagania obowiązujące w Niemczech, określone zaleceniami TUV [6], kształt jezdni, jej szerokość a także promień zakrętu, dobierano odpowiednio do parametrów geometrycznych zestawu ciągnik-naczepa na podstawie zaleceń TUV (Tab.1).

Tab. 1. Zestawienie wymagań stawianych zestawom ciągnik-naczepa przy pokonywaniu zakrętu [TUV]

Długość zestawu [m]	Kąt skrętu [°]	Promień zewnętrzny zakrętu [m]	Promień wewnętrzny zakrętu [m]	Szerokość drogi [m]	Dopuszczalne zachodzenie [m]
<17,5	360	12,5	5,3	7,2	0,8
>17,5<=20	120	12,5	5,3	7,2	1,1
>20<=23	120	14	6,5	7,5	1,4*
>23<=25	120	14	6	8,0	1,4*
>25<=27	120	14	5	9,0	1,4*

(*Dopuszczalne sterowanie ręczne)

Wyniki działania arkusza przedstawiane są w postaci wizualizacji śladów przemieszczeń kół naczepy, na tle zarysu krawężników jezdni na zakręcie (Rys. 4). Wykreślane są także: trajektorie przemieszczeń tylniego prawego rogu naczepy (1), z zaznaczeniem punktu największego zachodzenia naczepy (6), i przemieszczeń punktu naczepy najbardziej zbliżonego do środka zakrętu (7) z punktem największego zbliżenia (8)

Wykresy sporządzano przy założeniu stałego elementarnego przemieszczenia punktu leżącego na prawym rogu przedniego zderzaka ciągnika (2). Punkt ten prowadzony był po krzywej opisującej prawy krawężnik jezdni (4).

3. BADANIA SYMULACYJNE ZACHOWYWANIA SIĘ NACZEPY WIELOOSIOWEJ NA ZAKRĘCIE

Badania symulacyjne przeprowadzono na przykładzie naczepy o parametrach geometrycznych odpowiadających parametrom

projektowanej naczepy pięcioosiowej o regulowanej długości. Miały one rozpoznać możliwości spełnienia przez naczepę przepisów dotyczących zwrotności pojazdu określonych przepisami TUV.

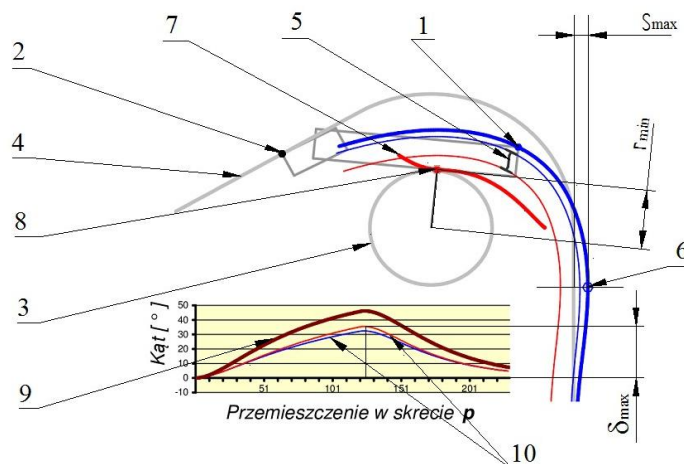
Przy regulowanej długości naczepy kluczowe znaczenie w prowadzonych symulacjach miał przypadek pojazdu o największej długości. Wykorzystane w analizie parametry geometryczne ciągnika i naczepy dla takiego przypadku zestawiono w tabeli 2.

Tab. 2. Parametry geometryczne zestawu ciągnik-naczepa poddanej analizie zachowania na zakręcie

Ciągnik	Naczepa		
	[m]		[m]
pc	1,44	pn	1,40
c	3,06	nok	17,74
kc	1,40	nl	18,54
sc	2,55	sn	3,10
		son	1,19
		spn	0,41

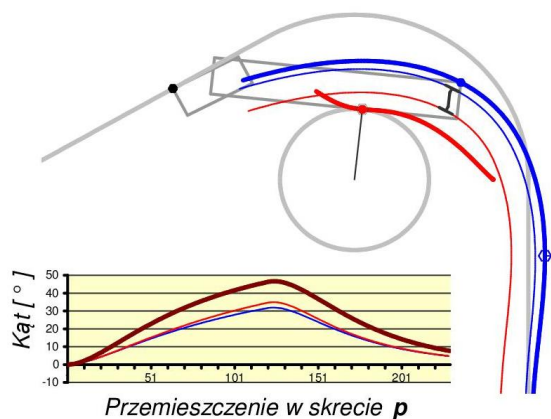
Pierwsze próby badania zachowania się naczepy na zakręcie przeprowadzono przy założeniu utrzymania stałej wartości parametru n , podczas całego manewru skrętu (na całej długości zakrętu). Przyjmując różne wartości tego parametru, określono taki ich przedział dla którego naczepa mieściła się na zakręcie spełniając narzucone wymagania określone w tabelicy 1. Osiągnięto to dla n z przedziału (10,78 ÷ 10,94) m. Jak widać, zakres dozwolonych wartości n dla badanej naczepy w stanie wydłużonym jest bardzo wąski. Dla $n = 10,94$ m naczepa zrealizowała zakręt zbliżając się do środka zakrętu na dozwoloną odległość 6,00 m, a jednocześnie jej zachodzenie w pierwszej fazie skrętu wynoszące 1,33 m było tylko nieznacznie mniejsze od wartości dopuszczalnej (1,4 m) (Rys. 5). Natomiast dla $n = 10,78$ m zachodzenie naczepy osiągnęło wartość dopuszczalną 1,4 m, a odległość od środka zakrętu była tylko o 0,11 m większa od najmniejszej dozwolonej.

W przeprowadzonych symulacjach zaobserwowano, że zmniejszanie wartości n zwiększa zachodzenie naczepy w pierwszej fazie skrętu, natomiast jej zwiększanie powoduje ścinanie zakrętu przy jednoczesnym zmniejszaniu kąta skręcenia kół. Biorąc to pod uwagę w kolejnych próbach zasymulowano skokową zmianę wartości parametru n w połowie zakrętu. Takie działanie miało spowodować oddalenie się od dopuszczalnych dla badanej naczepy wartości



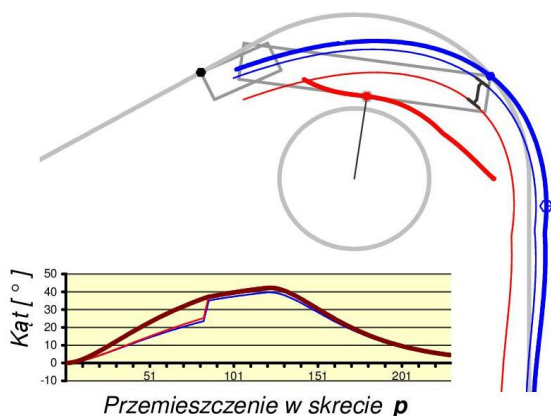
Rys. 4. Wizualizacja wyników działania arkusza: 1 - tylny prawy róg naczepy, 2 - punkt A przedniego zderzaka ciągnika, 3 - wysepka ronda, 4 - prawy krawężnik jezdni, 5 - oś ostatnich kół naczepy, 6 - punkt największego zachodzenia naczepy, 7 - trajektoria przemieszczeń punktu naczepy najbardziej zbliżonego do środka zakrętu, 8 - punkt największego zbliżenia do środka zakrętu, 9 - wykres kąta γ skręcenia naczepy względem ciągnika, 10 - wykresy kątów skręcenia dwóch ostatnich kół naczepy.

granicznych ujętych w tabelicy 1.



Rys. 5. Pokonywanie zakrętu przy założeniu stałego położenia osi bezskrajnej dla $n = 10,94$ m ($S_{max} = 1,35$ m, $r_{min} = 6,0$ m, $\delta_{max} = 35,21^\circ$)

W przykładzie przedstawionym na rys. 6 w pierwszej fazie skrętu zastosowano $n = 11$ m, a po pokonaniu przez naczepę połowy zakrętu (dla $p > 82$), skokowo zmniejszono wartość n do 9 m. W ten sposób zasymulowano ręczne przesterowanie kąta skrętu kół w połowie zakrętu. Można zauważyć, że w tym przypadku zachodzenie naczepy i ścinanie przez nią zakrętu zmalało, ale wzrósł maksymalny kąt skręcenia kół. Jego wartość osiągnęła 42° .

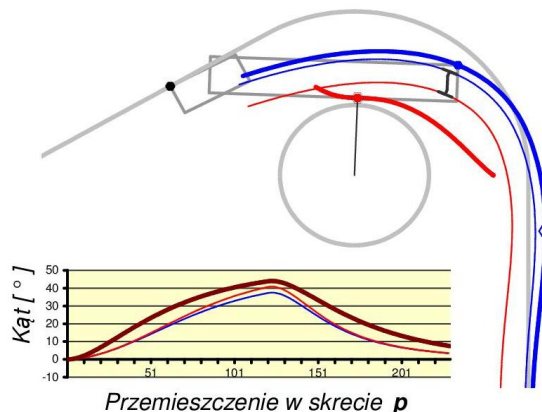


Rys. 6. Pokonywanie zakrętu przy założeniu skokowej zmiany wartości odległości n ($n = 11$ m dla $1 < p \leq 82$ i $n = 9$ m dla $p > 82$) ($S_{max} = 1,38$ m, $r_{min} = 7,10$ m, $\delta_{max} = 43,09^\circ$)

Postanowiono więc w dalszych symulacjach, zamiast skokowego zmniejszania parametru n zastosować stopniową jego zmianę. Ponieważ w trakcie pokonywania zakrętu zmieniała się także wartość kąta γ pomiędzy naczepą a ciągnikiem, zdecydowano powiązać wartość n z wartością tego kąta zależnością liniową $n(\gamma) = a\gamma + b$. Przykład symulacji skrętu naczepy z liniową zależnością $n(\gamma)$ przedstawia rysunek 7.

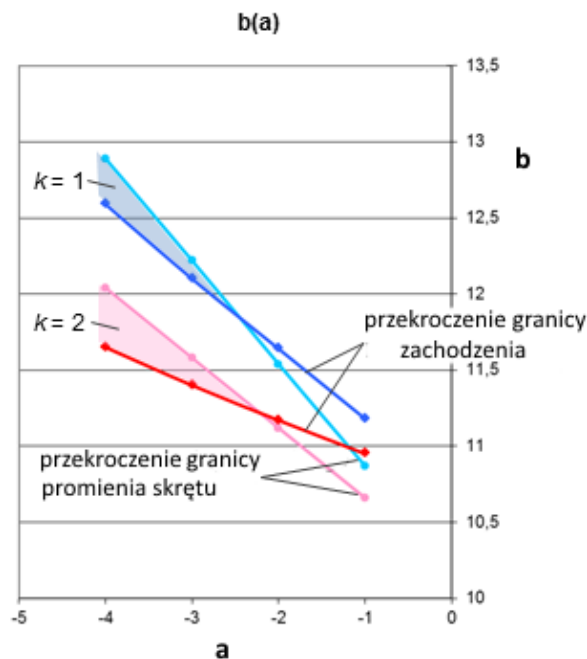
Można zauważyć, że naczepa pokonała zakręt w dużej odległości od środka zakrętu (61cm). Dla dalszych symulacji postanowiono więc podnieść wymogi odnośnie szerokości jezdni na zakręcie w stosunku do wymogów przewidzianych tabelą 1. Zmiana ta wynikała również z faktu bardzo małego przekroczenia przez zestaw ciągnika i naczepy, podanej w tabeli 1 granicznej wartości 23 m długości (tylko o 4 cm). Spowodowało to w konsekwencji zaklasyfikowanie całego zestawu do przedziału o łagodniejszych wymaganiach. Do dalszej analizy postanowiono przyjąć twardsze wymogi poprzedniego przedziału. Założono więc mniejszą szerokość jezdni

na zakręcie, przyjmując wartość promienia wewnętrznego zakrętu równą 6,5 m.



Rys. 7. Pokonywanie zakrętu przy założeniu liniowej zależności wartości odległości n od kąta γ : $n(\gamma) = -4\gamma + 12,7$ ($S_{max} = 1,37$ m, $r_{min} = 6,61$ m, $\delta_{max} = 40,85^\circ$)

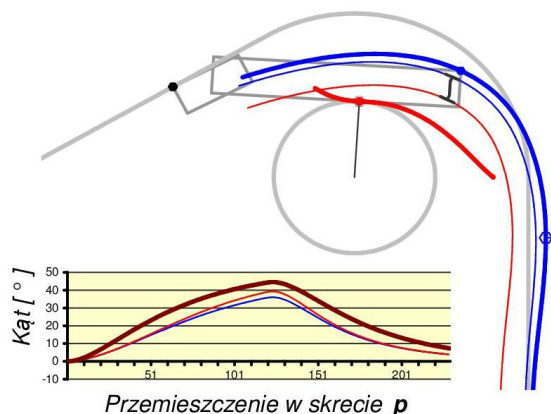
W dalszych badaniach zmieniając wartość współczynnika a poszukiwano takich wartości współczynnika b dla których maksymalne zachodzenie naczepy i minimalna odległość od środka zakrętu nie przekraczałyby wartości dopuszczalnych. Na podstawie wielu symulacji określono na wykresie b(a) obszar spełniający ten warunek (Rys.8). Zamykały go dwie linie stanowiące granice przekraczania dopuszczalnych wartości zachodzenia i promienia wewnętrznego zakrętu.



Rys. 8. Obszary dopuszczalnych wartości współczynników a i b dla liniowej i kwadratowej zależności położenia pozornej osi bezskrajnej w naczepie w funkcji kąta skręcenia ciągnika względem naczepy.

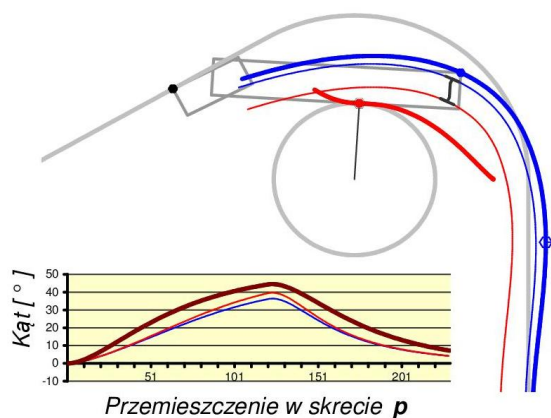
Symulacje uwiarydliły, że w obszarze dopuszczalnych wartości przy wzroście współczynnika a maleje wartości współczynnika b , maleje także maksymalny kąt skręcenia kół, a obie granice: zachodzenia i minimalnego promienia skrętu, zbliżają się do siebie (wzrasta więc szerokość jezdni wymagana dla zrealizowania skrętu przez naczepę). W punkcie przecięcia obu granic, dla wartości $a = -2,51$ i $b = 11,90$ tył naczepy osiąga maksymalną dopuszczalną wartość zachodzenia, a jednocześnie naczepa lewym bokiem osiąga minimalną odległość od środka wysepki. Maksymalny kąt skręcenia kół

naczepy jest wtedy najmniejszy i nie przekracza wartości $39,3^\circ$ (Rys. 9).



Rys. 9. Pokonywanie zakrętu przy założeniu liniowej zależności wartości odległości n od kąta γ : $n(\gamma) = -2,51\gamma + 11,9$ ($S_{max} = 1,4m$, $r_{min} = 6,5m$, $\delta_{max} = 39,3^\circ$)

Przeprowadzono także próby powiązania wartości odległości n z kątem γ skręcenia naczepy funkcją kwadratową ($k = 2$). Punkt przecięcia obu granic wystąpił w tym przypadku, dla wartości $a = -2,27$ i $b = 11,26$ (Rys. 8). Minimalna wartość kąta maksymalnego skręcenia kół osiągnęła wartość $39,65^\circ$ (Rys. 10). Analizując wyniki tych prób nie zauważono jakichś wyraźnych korzyści. Wzrosła natomiast wartość maksymalnego kąta skręcenia kół. Z tego powodu i ze względu na trudności praktycznej realizacji powiązań $n(\gamma)$ funkcją kwadratową wydaje się, że raczej nie znajdują one zastosowania.



Rys. 10. Pokonywanie zakrętu przy kwadratowej zależności wartości odległości n od kąta γ : $n(\gamma) = -2,27\gamma^2 + 11,26$ ($S_{max} = 1,4m$, $r_{min} = 6,5m$, $\delta_{max} = 39,65^\circ$)

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone przy pomocy odpowiednio przygotowanego arkusza kalkulacyjnego symulacje pokonywania zakrętu przez ciągnik z wielkogabarytową naczepą wykazały, że:

- projektowana pięcioosiowa naczepa firmy Wielton dla pokonania normatywnego zakrętu, o parametrach geometrycznych wymaganych przepisami TUV, powinna posiadać wszystkie osie z kołami skrętnymi,
- o możliwości pokonania przez ciągnik z naczepą zakrętu o określonym promieniu i szerokości jezdni decyduje mechanizm skrętny naczepy, a w szczególności realizowane przez ten mechanizm w trakcie skręcania, zmiany położenia pozornej osi bezskrętnej opisane parametrem n .

- dla większych wartości n uzyskuje się mocniejsze ścinanie zakrętu przez tył naczepy i jednocześnie zmniejszenie maksymalnego kąta skrętu jej kół, natomiast mniejsze wartości n skutkują większym zachodzeniem tyłu naczepy, przy jednoczesnym wzroście kąta skrętu kół.
- powiązanie wartości n z wartością kąta γ skręcenia naczepy względem ciągnika zależnością liniową, pozwala na pokonywanie zakrętu przez naczepę przy mniejszej szerokości jezdni (naczepa w mniejszym stopniu zachodzi i ścina zakręt).

BIBLIOGRAFIA

1. Dębski H., Koszałka G., Ferdynus M., Application of FEM in the analysis of the structure of a trailer supporting frame with variable operation parameters. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, Vol. 14, No. 2, 2012, pp. 107-114.
2. Dixon J., *Suspension Geometry and Computation*. John Wiley & Sons Ltd, 2009.
3. Gidlewski M., Opportunities to Investigate the Steering System for Improvement of Truck Driving Properties under Critical Road Conditions. *Archives of Transport*, Vol. 23, No 3, 2011, pp. 285-290.
4. Koszałka G., Zniszczyński A., A simulation study on the manoeuvrability of large size semitrailer, *Transport*, DOI: 10.3846/16484142.2015.1057224, 2015.
5. Ormezowski J., Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego. *Archiwum Motoryzacji* 2/2008, s. 145-156.
6. TUV Guidelines for the granting of exemptions to § 70 StVZO for certain vehicles and certain other types of vehicles.

THE STUDY OF THE TURNING POSSIBILITY OF TRACTORS WITH OVERSIZE SEMITRAILERS

Abstract

As part of a research project aimed at designing a new special-purpose multi-axle semitrailer for transporting large machines and equipment run at Wielton company, a simulation study on the maneuverability of the semitrailer during passing through a tight corner was performed. The aim of this study was to determine whether the semitrailer would meet the legal requirements regarding maneuverability. The simulations were carried out using a specially designed spreadsheet. The spreadsheet enabled analysis of the movements of the wheels of the tractor-trailer combination, with the assumption that they roll without skidding. It also described changes in the steering angles of trailer wheels, as well as off-tracking and corner-cutting during turning. The spreadsheet also allowed to analyze the impact of geometrical parameters of the tractor and trailer on the maneuverability of the whole tractor-trailer combination. This paper presents the results of the simulations and points to the desired features of a semitrailer steering system that facilitate negotiating tight corners.

Autorzy:

dr hab. inż. **Andrzej Zniszczyński** – Politechnika Lubelska

dr inż. **Grzegorz Koszałka** – Politechnika Lubelska