

Marek Kwietniewski, Tadeusz Bil

Analiza zmodyfikowanej konstrukcji mechanizmu kolumny Macphersona

JEL: L62. DOI: 10.24136/atest.2018.344.

Data zgłoszenia: 5.09.2018. Data akceptacji: 20.11.2018.

Nazwa kolumna MacPhersona, pochodzi od nazwiska wynalazcy tego rozwiązania Earle'a S. MacPhersona, która po raz pierwszy została wyprodukowana w fabryce Forda w 1949 roku. Jest to jedno z najczęściej używanych typów zawieszenia przedniego z kołami kierowanymi w popularnych samochodach osobowych. Zaletą tego typu zawieszenia jest zwarta konstrukcja, wadą natomiast jest m.in. wpływ ruchu amortyzacji na położenie koła kierowanego mogące powodować niezamierzoną zmianę kierunku jazdy. Jednocześnie przy ruchu „resorowania” następuje niewielkie dodatkowe pochylenie kół. W proponowanym rozwiązaniu zaproponowano częściową eliminację tego typu niepoprawności poprzez zmianę rodzaju połączenia końcówki drążków kierowniczych z kołami kierowanym pojazdu. Wprowadzona zmiana polega na zastąpieniu jednego z przegubów kulistych występujących w tego typu połączeniach na dwa przeguby obrotowe. Zmiana taka wprowadza do modelu matematycznego opisującego zachowanie się zawieszenia pod wpływem ruchu amortyzacji dodatkowych parametrów. Odpowiedni dobór tych parametrów pozwala na znaczne zmniejszenie niepotrzebnych zmian kierunku w trakcie jazdy. Opisany model konstrukcji mechanizmu pozwala na analizę wpływu wszystkich jego wymiarów na wybrane parametry zachowania się kół w trakcie jazdy, wynikające z ruchów resorowania i kierowania.

Słowa kluczowe: zawieszenie, kolumna MacPhersona, kąt pochylenia koła, zbieżność, geometria kół.

Wstęp

Kolumna MacPhersona jest obecnie stosowana w większości małych i średnich samochodów. W górnej części kolumna za pomocą przegubu kulistego zamocowana jest do nadwozia. W dolnej części wahacz przymocowany jest do nadwozia przy pomocy połączenia obrotowego. Wahacz z kolumną jest połączony za pomocą przegubu kulistego. Połączenia (przeguby kuliste) drążków kierowniczych przenoszą ruch przesuwany listwy zębatej przekładni kierowniczej na obrót koła wokół osi amortyzatora [1]. Biorąc pod uwagę złożoność mechanizmu koniecznym jest dostęp do modeli analitycznych w celu optymalizacji w konkretnym zastosowaniu. Zmiana długości amortyzatora i sprężyny powoduje błędy w wartościach ustawień tzw. geometrii ustawienia kół. Zmiany te dotyczą zmiany kąta pochylenia oraz kąta skrętu koła. Zmiany geometrii koła zależą od parametrów wspornika drążka kierowniczego. Przez odpowiednie dobranie tych parametrów można zmniejszyć zmiany geometrii ustawienia koła [1]. Oczywiście wspornik ten nie może być umieszczony w każdej pozycji. Ograniczenia pojawiają się przy konstrukcji rzeczywistej gdy elementy zawieszenia mają konkretne wymiary. W celu eliminacji niepożądanych zmian kąta skrętu i pochylenia koła stosuje się wyznaczenie parametrów metodą optymalizacji. Stosując algorytmy genetyczne w badaniach przestrzennego modelu można zmniejszyć niepożądane zmiany położenia koła. Metody genetyczne stosuje się zarówno w projektowaniu nowych rozwiązań jak i do poprawy już istniejących [2]. Konstruowanie składa się: ze wstępnego przetwarzania, analizy i przetwarzania

końcowego. Na etapie przetwarzania wstępnego układy zawieszenia są modelowane jako połączenia elementów kinematycznych. Na tym etapie tworzone są również równania do analizy. Drugi etap to analiza przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń w oparciu o utworzone równania. Następnie jest etap przetwarzania końcowego czyli optymalizacji układu [3]. Metodą opisu mechanizmów jest modelowanie w układzie współrzędnych kartezjańskich. Analizy można dokonać za pomocą programowania np. w Matlabie. Klasyczne podejście jest stosowane w celu uzyskania położenia, prędkości i przyspieszenia punktów mechanizmu [4, 5, 6] Analiza taka wsparta obliczeniami numerycznymi pozwala na wybór lepszych parametrów konstrukcyjnych, poprawia proces projektowania i ostatecznie poprawia jakość mechanizmu [7, 8, 9].

1. Analiza położenia mechanizmów zawieszenia kół

Analizę położenia punktów charakterystycznych zrealizowano przy pomocy przekształceń przesunięcia w postaci sumy wektorów i obrotów w postaci iloczynu macierzy przez wektor w przestrzeni trójwymiarowej. W poniższej analizie pominięto problemy związane z budową geometryczną nadwozia oraz zawieszenia i związane z tym ewentualne kolizje elementów samochodu. Analiza zawieszenia nie uwzględnia występowania luzów oraz elastyczności elementów takich jak: wkładki w przegubach końcówek drążków kierowniczych, opony itp.

Wartości geometryczne nie mają odniesienia do konkretnego samochodu.

Zastosowano następujące oznaczenia macierzy obrotu:

$$[M_\alpha] = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & A_x \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & A_y \\ 0 & 0 & 1 & A_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$[M_\beta] = \begin{bmatrix} \cos\beta & -\sin\beta & 0 & 0 \\ \sin\beta & \cos\beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[M_\gamma] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[M_\delta] = \begin{bmatrix} \cos\delta & 0 & \sin\delta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1 - L_3 \\ -\sin\delta & 0 & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[M_\epsilon] = \begin{bmatrix} \cos\epsilon & -\sin\epsilon & 0 & 0 \\ \sin\epsilon & \cos\epsilon & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[M_\zeta] = \begin{bmatrix} \cos\zeta & 0 & \sin\zeta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1 - L_3 \\ -\sin\zeta & 0 & \cos\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[M_l] = \begin{bmatrix} \cos\alpha & 0 & \sin\alpha & L_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[M_k] = \begin{bmatrix} \cos\kappa & -\sin\kappa & 0 & L_5 \\ \sin\kappa & \cos\kappa & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

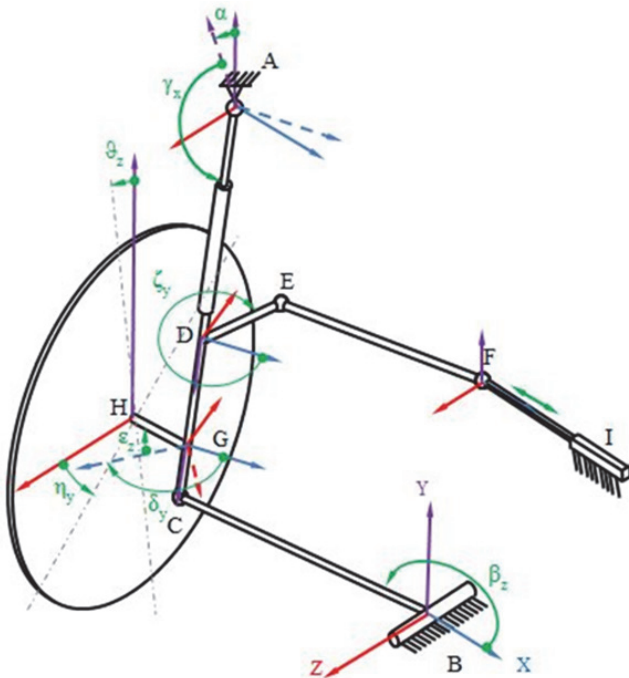
1.1. Kolumna MacPhersona - analiza

Analiza kolumny MacPhersona została przeprowadzona w celu oceny wpływu wprowadzonych zmian.

Zdefiniowano położenie nieruchomych punktów A i B oraz początkowe położenie ruchomego punktu F w analizowanym wariancie zawieszania w postaci wektorów:

$$[A] = \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \\ 0 \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [F] = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Znane są wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: $\delta_y, \varepsilon_z, \vartheta_z, \eta_y$, oznaczone na rys. 1, oraz długości elementów (dźwigni) mechanizmu: $L_1, L_2, L_3, L_4, L_8, L_9$.



Rys. 1. Schemat zawieszania MacPherson, gdzie: A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny do nadwozia, B – środek przegubu obrotowego mocowania wahacza do nadwozia, C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny, D – połączenie ramienia skreту wahacza i kolumny, E – przegub kuli połączenia drążka kierowniczego z kolumną, F – przegub kuli połączenia drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego, G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora, H – środek koła, I – przekładnia kierownicza, α_z – kąt pochylecia kolumny wokół nieruchomej osi AZ, γ_x – kąt pochylecia kolumny wokół ruchomej osi AX, δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY, ε_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ, ϑ_z – kąt pochylecia koła, η_y – kąt skrećenia koła, β_z – kąt pochylecia wahacza, ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX, $L_1=AC, L_2=BC, L_3=CD, L_4=DE, L_5=EF, L_8=CG, L_9=GH$ – wymiary liniowe mechanizmu

Położenie punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ wyznaczono jako położenie punktu A w postaci wektora [A] i obrotów odcinka $AC=L_1$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[C_A] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

gdzie α_z i γ_x to odpowiednio kąt obrotu wokół osi AZ i AX nieruchomego układu współrzędnych BXYZ.

Jednocześnie położenie punktu C może być wyznaczone względem punktu B jako obrót dźwigni L_2 wokół osi BZ nieruchomego układu współrzędnych o kąt β_z wg równania:

$$[C_B] = [M_\beta] \times \begin{bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Wyznaczono zatem współrzędne tego samego punktu C z dwóch zależności, które muszą być identyczne: $[C_A] = [C_B]$. Po przekształceniu i porównaniu prawych stron równań (10) i (11) otrzymamy układ trzech równań z trzema niewiadomymi:

$$\begin{cases} -L_1 \times \sin\alpha \times \cos\gamma + A_x = \cos\beta \times L_2 \\ L_1 \times \cos\alpha \times \cos\gamma + A_y = \sin\beta \times L_2 \\ L_1 \times \sin\gamma + A_z = 0 \end{cases} \quad (12)$$

z którego można wyznaczyć kąty α, β, γ .

W podobny sposób zostały wyznaczone położenia punktu D, E, G i H w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ.

Punkt D wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AD=L_1-L_3$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[D] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 - L_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Położenie punktu E wyznaczono jako położenie punktu D i obrotu odcinka $DE=L_4$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[E] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times [M_\zeta] \times \begin{bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

Długość L_5 wyznaczono z zależności:

$$L_5 = \sqrt{(X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2 + (Z_E - Z_F)^2} \quad (15)$$

Położenie punktu G wyznaczono jako położenie punktu A i obrotów odcinka $AG=L_1-L_6$ względem osi AZ i AX o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[G] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 - L_6 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

Położenie punktu H wyznaczono jako położenie punktu G i obrotu odcinka $GH = L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ε_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[H] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times [M_\delta] \times [M_\varepsilon] \times \begin{bmatrix} L_9 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

Znając położenie punktu H i G, leżących na osi obrotu koła możemy wyznaczyć kąty η i ϑ z zależności:

$$\eta = \text{asin}\left(\frac{Y_H - Y_G}{L_7}\right) \quad (18)$$

$$\vartheta = \text{asin}\left(\frac{Z_H - Z_G}{L_7}\right) \quad (19)$$

1.2. Zmodyfikowany układ kierowniczy - analiza

Podobnie jak w kolumnie MacPhersona zdefiniowano położenie nieruchomych punktów w analizowanym wariancie zawieszenia w postaci wektorów (9). Znane są również wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: $\delta_y, \varepsilon_z, \vartheta_z, \eta_y$ oznaczone na rys. 2, oraz stałe długości elementów (dźwigni) mechanizmu: $L_1, L_2, L_3, L_4, L_6, L_8, L_9$. W odróżnieniu do kolumny MacPhersona znana jest również długość L_5 , oraz kąty ι_y i κ_z .

Położenie punktów: C, D, G, H wyznaczono w sposób identyczny jak w kolumnie MacPhersona odpowiednio ze wzorów (10), (13), (16), (17), oraz kąty η_y i ϑ_z odpowiednio ze wzorów (18) i (19).

Położenie punktu E_1 wyznaczono jako położenia punktu D i obrotu odcinka $DE=L_4$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[E_1] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times [M_\zeta] \times \begin{bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Położenie punktu E_2 wyznaczono jako położenia punktu E_1 i obrotu odcinka $E_1E_2=L_5$ względem osi przegubu E_1 o kąt ι_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[E_2] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times [M_\zeta] \times [M_\iota] \times \begin{bmatrix} L_5 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Znając początkowy kąt ζ oraz położenie punktu F można wyznaczyć długość L_5 z zależności:

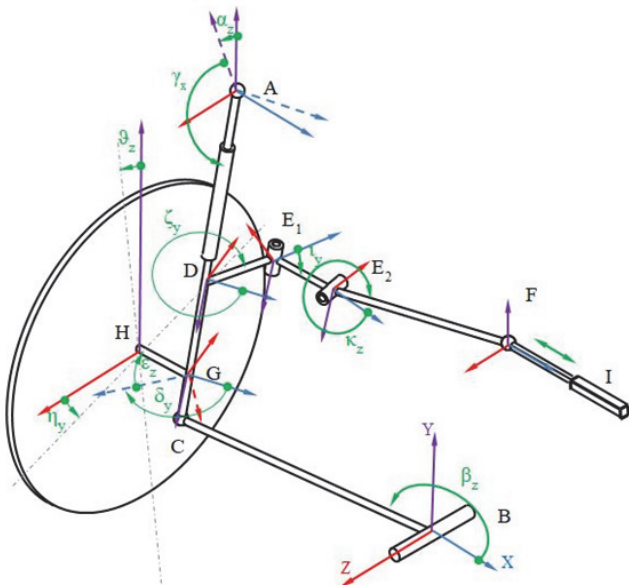
$$[F] = [M_\alpha] \times [M_\gamma] \times [M_\zeta] \times [M_\iota] \times [M_\kappa] \times \begin{bmatrix} L_6 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

wyznaczającej położenie punktu F jako położenie punktu E_2 i obrotu odcinka $E_2F=L_6$.

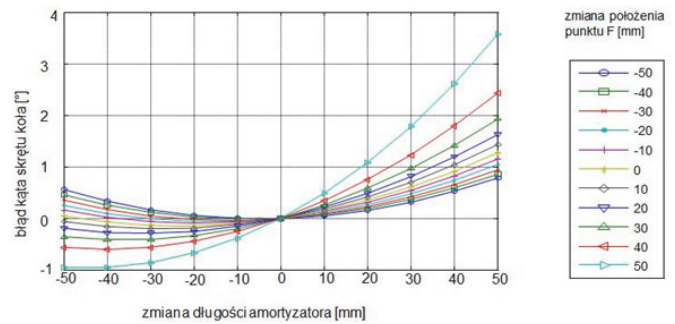
2. Wyniki symulacji komputerowych

2.1. Kolumna MacPhersona - wyniki

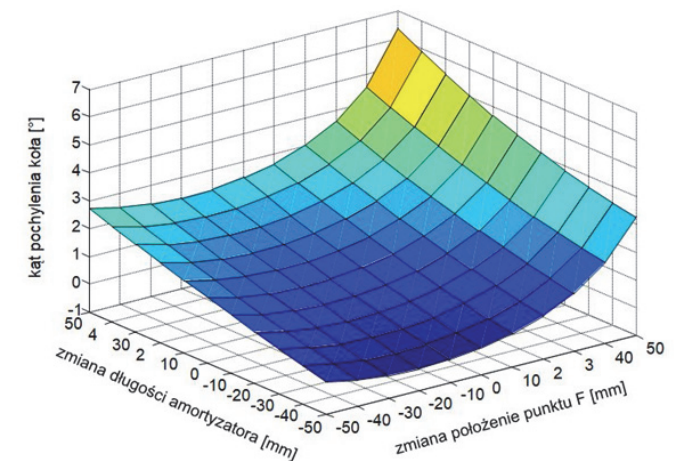
Wyniki obliczeń kątów η i ϑ w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy przedstawiono na rys. 3 i 4. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów:



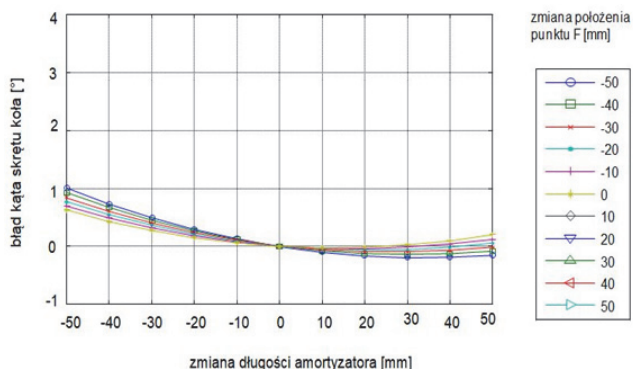
Rys. 2. Zawieszenie pojazdu ze zmodyfikowanym układem kierowniczym, gdzie: A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny do nadwozia, B – środek przegubu mocowania wahacza do nadwozia, C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny, D – połączenie ramienia skreću wahacza i kolumny, E₁ – przegub obrotowy połączenia jednego z drążków kierowniczych z kolumną, E₂ – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych z kolumną, F – przegub kulisty połączenia drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego, G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora, H – środek koła, I – przekładnia kierownicza, α_z – kąt pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi AZ, γ_x – kąt pochylenia kolumny wokół osi AX, δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY, ι_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E₁Y, κ_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E₂Z, ε_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ, ϑ_z – kąt pochylenia koła, η_y – kąt skreću koła, β_z – kąt pochylenia wahacza, ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX, $L_1=AC, L_2=BC, L_3=CD, L_4=DE, L_5=E_1E_2, L_6=E_2F, L_8=CG, L_9=GH$ – wymiary liniowe mechanizmu



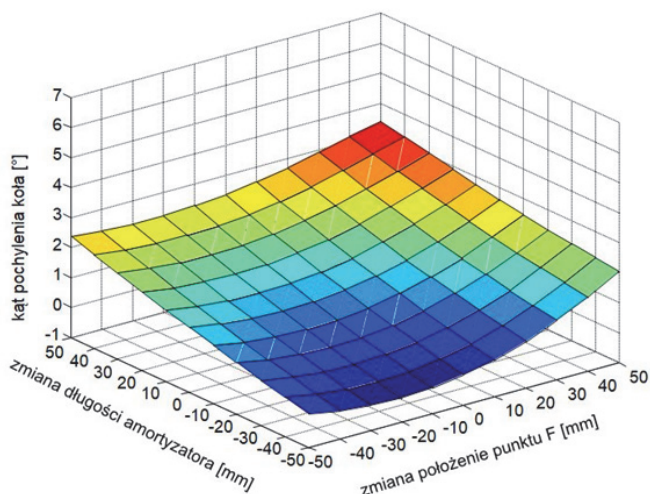
Rys. 3. Wykres zmiany kąta skreću koła w zależności od wydłużenia amortyzatora



Rys. 4. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 5. Wykres zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora



Rys. 6. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

$L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm;
 $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $X_A = 400$ mm; $Y_A = 550$ mm; $Z_A = 20$ mm;
 $X_F = -50$ mm; $Y_F = 200$ mm; $Z_F = -200$ mm; $\delta = 179^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$;
 $\zeta = 280^\circ$; $\vartheta = 1,2^\circ$; $\eta = 0,6^\circ$

2.2. Zmodyfikowany układ kierowniczy - wyniki

Wyniki obliczeń kątów η i ϑ w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy przedstawiono na rys. 5 i 6. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów: $L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm; $L_6 = 500$ mm; $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $X_A = -400$ mm; $Y_A = 550$ mm; $Z_A = -20$ mm; $X_F = -50$ mm; $Y_F = 200$ mm; $Z_F = -200$ mm; $\delta = 179^\circ$; $\varepsilon = 10^\circ$; $\zeta = 280^\circ$; $\vartheta = 1,2^\circ$; $\eta = 0,6^\circ$

Podsumowanie

1. Analizowane mechanizmy nie mają odniesienia do konkretnego samochodu.
2. Analizę przeprowadzono tylko dla zawieszenia jednego koła. Nie była przeprowadzona analiza różnicy kątów skrętu kół w czasie jazdy po łuku.
3. Poprzez zmianę każdego z przegubów kulistych na obrotowe można poprawić działanie mechanizmu zawieszenia.
4. W proponowanym rozwiązaniu zmniejszono błąd kąta skrętu koła z max. $3,5^\circ$ (rys. 3) do max. 1° (rys. 5) i zmiany kąta pochylenia koła z ok. $6,5^\circ$ (rys. 4) do ok. $3,5^\circ$ (rys. 6).

5. Wprowadzenie dodatkowych parametrów: nieprostokątne ułożenie osi obrotu powinno jeszcze poprawić działanie zawieszenia.

Bibliografia:

1. Mantaras D. A., Luque P. i Vera C., *Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms*. Mechanism and Machine Theory. 2004, 39.
2. Habibi H., Shirazi K. H. i Shishesaz M., *Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method*. Mechanism and Machine Theory. 2008, 43.
3. Lee H. G., Won Ch. J. i Kim J. W., *Design Sensitivity Analysis and Optimization of McPherson Suspension Systems*, Proceedings of the World Congress on Engineering. WCE. 2009, Tom II.
4. Yang J. i Abdel-Malek K., *Design propagation in kinematics of mechanical systems*. Mechanism and Machine Theory. 2007, 42.
5. Bil T., *Uniwersalny model przestrzennych mechanizmów jedno-konturowych*, Monografia WM nr 132, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2007, stron 108.
6. Kwietniewski M., Bil T., *Wpływ zmiany długości kolumny typu McPherson na podstawowe parametry geometrii koła*, Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 2015, nr 6.
7. Morecki A., Knapczyk J., Kędzior K., *Teoria mechanizmów i manipulatorów*. WNT, Warszawa 2002.
8. García de Jalón J. i Callejo A., *A straight methodology to include multibody dynamics in graduate*. Mechanism and Machine Theory. 2011, 46.
9. Avile's R., et al., *Kinematic analysis of linkages based in finite elements and the geometric stiffness matrix*. Mechanism and Machine Theory. 2008, 43.

Analysis of the modified construction of the column mechanism MacPherson

The McPherson strut name comes from the inventor of this Earle S. MacPherson solution, which was first manufactured at the Ford plant in 1949. This is one of the most commonly used types of front suspension in popular passenger cars. The advantage of this type of suspension is a compact construction, but the disadvantage is. The influence of the damping motion on the position of the steering wheel may result in an unintentional tilt of the wheels when the „spring” movement. In the proposed solution, partial elimination of this type of incorrectness is proposed by changing the type of connection of the steering rod end to the steering wheels of the vehicle. The introduced change consists in replacing one of the spherical joints in these joints into two rotary joints. Such a change introduces a mathematical model describing the behavior of the suspension under the influence of the depreciation of additional parameters. Proper selection of these parameters allows for significant reduction of unnecessary direction changes during driving. The described model of the structure of the mechanism allows to analyze the influence of all its dimensions on the selected parameters of the behavior of the wheels during the ride, resulting from the movement of the suspension and steering.

Keywords: suspension, McPherson strut, wheel camber angle, convergence, geometry wheels.

Autorzy:

mgr inż. **Marek Kwietniewski** – Katedra Automatyki, Mechaniki i Konstrukcji Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, dr hab. inż. **Tadeusz Bil**, prof. Politechniki Koszalińskiej – Katedra Automatyki, Mechaniki i Konstrukcji Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej