

Wpływ zmiany długości kolumny typu McPherson na podstawowe parametry geometrii koła

Marek Kwietniewski, Tadeusz Bil

Streszczenie

W artykule przedstawiono sposób modelowania geometrii koła przedniego samochodu w zależności od ugięcia sprężyny w kolumnie typu McPherson. Symulację przeprowadzono za pomocą dodatku Solver programu Excel.

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

Wstęp

Kolumna typu McPherson po raz pierwszy została wyprodukowana w fabryce Forda w 1949 roku, a zaprojektowana przez Earle'a S. MacPhersona [1]. Stąd też pochodzi nazwa tego typu zawieszenia. Jest to jedno z najbardziej popularnych typów zawieszenia przedniego stosowanego w samochodach osobowych. Zaletą tego typu zawieszenia jest zwarta konstrukcja, wadą natomiast jest przenoszenie sił innych niż osiowe przez amortyzator [2]. Jednocześnie przy ruchu „resorowania” następuje niewielkie dodatkowe pochylenie kół i skręcenie kół. Przy skręcaniu kół następuje nieprawidłowe ich skręcenie, co przy większym kącie skrętu może doprowadzić do poślizgu. Rzut pionowy osi kół na płaszczyznę poziomą powinien przecinać się w jednym punkcie. Stąd w konstrukcjach stosowane jest ograniczenie zarówno wielkości ruchu „resorowania” jak i kąta skrętu pojazdu. Główną funkcją zawieszenia jest utrzymanie ciężaru pojazdu tak, aby opona nie traciła kontaktu z podłożem. Koła kierowalne muszą zapewnić również właściwe prowadzenie pojazdu. Aby to uzyskać trzeba zachować właściwe wielkości charakterystyczne dla geometrii kół [3]. W artykule opisana jest analiza kąta pochylenia oraz kąta skrętu koła w zależności od zmiany długości kolumny McPherson.

Analiza położenia punktów mechanizmu zawieszenia kół

Analizę położenia punktów charakterystycznych zrealizowano przy pomocy przekształceń jednorodnych [4] przesunięcia w postaci sumy wektorów i obrotów w postaci iloczynu macierzy 3-go rzędu przez wektor w przestrzeni trójwymiarowej.

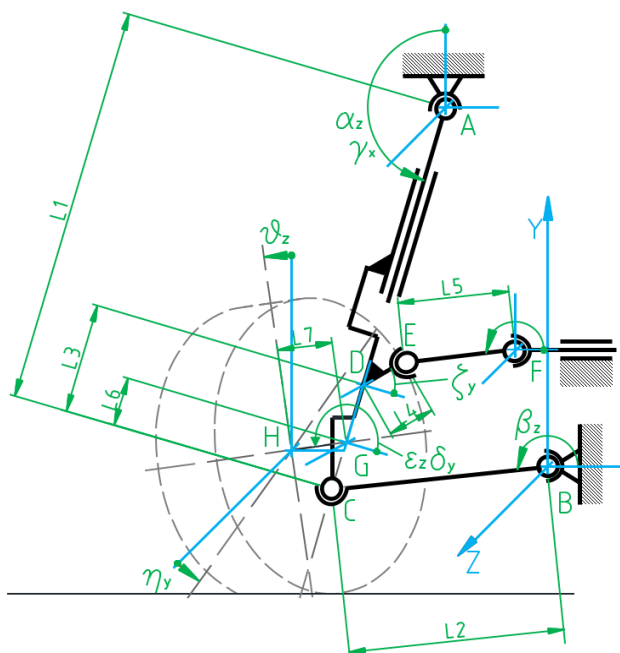
Schemat mechanizmu zawieszenia przedstawiono na rys. 1. z zastosowaniem następujących oznaczeń:

- A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny McPherson do nadwozia;
- B – środek przegubu kulistego mocowania wahacza do nadwozia;
- C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny McPherson;
- D – połączenie ramienia skrętu wahacza i kolumny McPherson;
- E – przegub kulisty połączenia drążka kierowniczego z kolumną;
- F – przegub kulisty połączenia drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego;
- G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora;
- H – środek koła;
- α_z, γ_x – kąty pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi równoległej do odpowiednio AZ i AX ;
- δ_y, ε_z – kąty odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY i DZ ;
- ϑ_z – kąt pochylenia koła;
- η_y – kąt skręcenia koła;
- $L_1, L_2, L_3, L_4, L_6, L_7$ – stałe wymiary liniowe mechanizmu;
- β_z – kąt pochylenia wahacza;
- ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX .

W równaniach zastosowano skrócony zapis funkcji trygonometrycznych $\sin=S, \cos=C, \arccos=aC$

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.



Rys. 1. Schemat mechanizmu typu McPherson zawieszenia kół przednich samochodu

Zdefiniowano położenie nieruchomych punktów w analizowanym wariancie zawieszenia w postaci wektorów (1).

$$[A] = \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [F] = \begin{bmatrix} X_F \\ Y_F \\ Z_F \end{bmatrix} \quad (1)$$

Znane są również wartości kątów w położeniu do jazdy wprost: $\delta_y, \epsilon_z, \vartheta_z, \eta_y$, oraz stałe długości elementów (dźwigni) mechanizmu: $L_1, L_2, L_3, L_4, L_6, L_7$, oznaczone na rys.1.

Położenie punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ wyznaczono jako położenia 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 (2),

$$[C_A] = \begin{bmatrix} X_C \\ Y_C \\ Z_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\alpha & -S\alpha & 0 \\ S\alpha & C\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C\gamma & -S\gamma \\ 0 & S\gamma & C\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} \quad (2)$$

gdzie, α_z i γ_x to odpowiednio kąty obrotu wokół osi AZ i AX nieruchomego układu współrzędnych AXYZ. Równanie (2) po obliczeniu przyjmuje postać wektora (3):

$$[C_A] = \begin{bmatrix} -L_1 \cdot S\alpha \cdot C\gamma + X_A \\ L_1 \cdot C\alpha \cdot C\gamma + Y_A \\ L_1 \cdot S\gamma + Z_A \end{bmatrix} \quad (3)$$

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

$$[C_B] = \begin{bmatrix} C\beta & -S\beta & 0 \\ C\beta & C\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\beta \cdot L_2 \\ S\beta \cdot L_2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Wyznaczono zatem współrzędne tego samego punktu C z dwóch zależności, które muszą być identyczne:

$[C_A] = [C_B]$ Po porównaniu prawych stron równań (3) i (4) otrzymamy układ trzech równań z trzema niewiadomymi:

$$\begin{cases} -L_1 \cdot S\alpha \cdot C\gamma + X_A = C\beta \cdot L_2 \\ L_1 \cdot S\alpha \cdot C\gamma + Y_A = S\beta \cdot L_2 \\ L_1 \cdot S\gamma + Z_A = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Przy rozwiązaniu tego nieliniowego układu równań posłużono się modulem SOLVER programu MS Excel. [5]. Wyznaczono trzy kąty α, β, γ w zależności od długości $AC=L_1$.

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 (1) i obrotów odcinka $AD=L_1-L_3$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x ,

$$[D] = \begin{bmatrix} X_D \\ Y_D \\ Z_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\alpha & -S\alpha & 0 \\ S\alpha & C\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C\gamma & -S\gamma \\ 0 & S\gamma & C\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(L_1-L_3) \cdot S\alpha \cdot C\gamma + X_A \\ (L_1-L_3) \cdot C\alpha \cdot C\gamma + Y_A \\ (L_1-L_3) \cdot S\gamma + Z_A \end{bmatrix} \quad (6)$$

Położenie punktu E wyznaczono jako położenia punktu D i obrotu odcinka $DE=L_4$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie (7).

$$[E] = \begin{bmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\alpha & -S\alpha & 0 \\ S\alpha & C\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C\gamma & -S\gamma \\ 0 & S\gamma & C\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_4 \cdot C\alpha \cdot C\zeta + (L_1-L_3)(-S\alpha) \cdot C\gamma + L_4 \cdot (-S\alpha)(-S\gamma)(-S\zeta) + X_A \\ L_4 \cdot S\alpha \cdot C\zeta + (L_1-L_3) \cdot C\alpha \cdot C\gamma + Y_A \\ (L_1-L_3) \cdot S\gamma + L_4 \cdot C\gamma \cdot (-S\zeta) + Z_A \end{bmatrix} \quad (7)$$

Długość L_5 wyznaczono z zależności (8):

$$L_5 = \sqrt{(X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2 + (Z_E - Z_F)^2} \quad (8)$$

Położenie punktu G wyznaczono jako położenie punktu A (1) i obrót odcinka $AG=L_1-L_6$ względem osi AZ i AX o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[G] = \begin{bmatrix} X_G \\ Y_G \\ Z_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\alpha & -S\alpha & 0 \\ S\alpha & C\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C\gamma & -S\gamma \\ 0 & S\gamma & C\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (L_1-L_6) \cdot S\alpha \cdot C\gamma + X_A \\ (L_1-L_6) \cdot C\alpha \cdot C\gamma + Y_A \\ (L_1-L_6) \cdot S\gamma + Z_A \end{bmatrix} \quad (9)$$

Położenie punktu H wyznaczono jako położenie punktu G i obroty odcinka $GH=L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ϵ_z .

Zapis macierzowy przedstawia równanie (10).

$$[H] = \begin{bmatrix} X_H \\ Y_H \\ Z_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C\alpha & -S\alpha & 0 \\ S\alpha & C\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C\gamma & -S\gamma \\ 0 & S\gamma & C\gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C\delta & 0 & S\delta \\ 0 & 1 & 0 \\ -S\delta & 0 & C\delta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C\varepsilon & -S\varepsilon & 0 \\ S\varepsilon & C\varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} L_7 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} L_7 C\delta C\varepsilon C\alpha + (L_7 S\varepsilon + L_1 - L_6)(-S\alpha \cdot C\gamma) + L_7(-S\delta C\varepsilon)S\alpha S\gamma + X_A \\ L_7 C\delta C\varepsilon S\alpha + (L_7 S\varepsilon + L_1 - L_6)C\alpha C\gamma + L_7(-S\delta C\varepsilon)C\alpha(-S\gamma) + Y_A \\ (L_7 S\varepsilon + L_1 - L_6)S\gamma + L_7(-S\delta \cdot C\varepsilon)C\gamma + Z_A \end{bmatrix} \quad (10)$$

Znając położenie punktu H i G , leżących na osi obrotu koła możemy wyznaczyć zależności (11) i (13) na podstawie, których można wyznaczyć odpowiednio kąty η_y i ϑ_z (12) i (14):

$$C(90^\circ - \eta) = \frac{Y_H - Y_G}{L_7} \quad (11)$$

$$\eta = aS \left(\frac{Y_H - Y_G}{L_7} \right) \quad (12)$$

$$C(90^\circ - \vartheta) = \frac{Z_H - Z_G}{L_7} \quad (13)$$

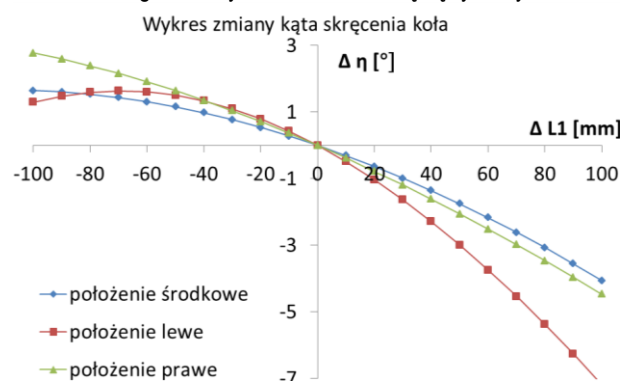
$$\vartheta = aS \left(\frac{Z_H - Z_G}{L_7} \right) \quad (14)$$

Wyniki obliczeń kątów η i ϑ w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 przedstawiono na rys. 2 i 3. Do obliczeń przyjęto następujące stałe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów:

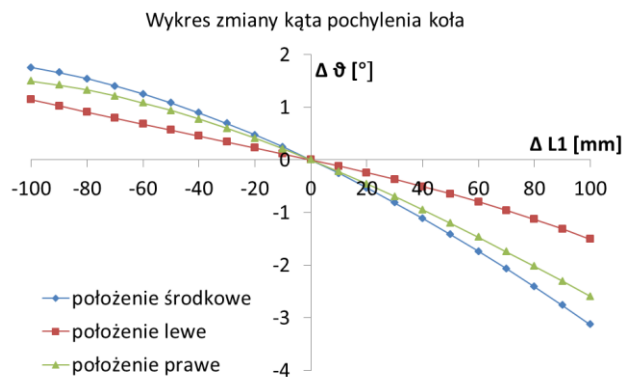
$L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 200$ mm; $L_4 = 150$ mm;
 $L_6 = 80$ mm; $L_7 = 100$ mm; $X_A = -400$ mm; $Y_A = 550$ mm;
 $Z_A = -20$ mm; $X_F = -50$ mm; $Y_F = 200$ mm; $Z_F = -200$ mm;
 $\delta = 180^\circ$; $\varepsilon = 172^\circ$; $\zeta = 60^\circ$; $\vartheta = 1,2^\circ$; $\eta = 0,6^\circ$.

Analizę wykonano dla koła prawego i w dalszej części użyto następujących określeń:

położenie środkowe – koła ustawione do jazdy na wprost;
 położenie lewe – koła skręcone do jazdy w lewo;
 położenie prawe – koła skręcone do jazdy w prawo.
 Dla koła lewego zmiany wartości kątów będą symetryczne.



Rys. 2. Wykres zmiany kąta skręcenia koła (połowy zbieżności) w zależności od wydłużenia amortyzatora



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

Uwagi i wnioski

Zmiana kąta pochylenia $\Delta\vartheta$ jest najmniejsza w położeniu lewym i zawiera się w granicach od $-1,5^\circ$ do $1,1^\circ$, największa natomiast w położeniu środkowym i zawiera się w granicach od $-3,1^\circ$ do $1,8^\circ$.

Przy najmniejszej długości L_1 największa zmiana jest w położeniu prawym i wynosi $-2,6^\circ$, a najmniejsza w położeniu lewym i wynosi $-1,5^\circ$. Przy największej długości L_1 największa zmiana jest w położeniu środkowym i wynosi $1,8^\circ$, natomiast najmniejsza zmiana jest w położeniu lewym i wynosi $1,1^\circ$.

1. Z wykresów wynika, że zmiana długości L_1 wpływa niekorzystnie na geometrię kół.
2. Zmiany te mogą spowodować na nierównościach niezamierzoną zmianę kierunku jazdy.
3. Przedstawiony model mechanizmu pozwala na analizę wpływu wszystkich jego wymiarów na wybrane parametry geometrii kół pojazdów samochodowych stosujących ten typ zawieszenia.

Bibliografia

1. Fallah M. S., Mahzoon M. and Eghtesad M.: *Kinematical and dynamical analysis of macpherson suspension using displacement matrix method*. Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering, Vol. 32, No. B4, pp 325-339, 2008.
2. Harlecki A., Kubas K.: *Analiza dynamiki samochodów osobowych z zawieszeniem typu McPherson w środowisku programu MSC.Adams przy uwzględnieniu zjawiska tarcia w amortyzatorach*. Wydawnictwo Naukowe PIMOT, 2012.
3. Fallah M.S., Bhat R. and Xie W.F.: *New model and simulation of Macpherson suspension system for ride control applications*. Vehicle System Dynamics, Vol. 47, No. 2, 195–220, 2009.
4. Morecki A., Knapczyk J., Kędzior K.: *Teoria mechanizmów i manipulatorów*. WNT, Warszawa, 2002.

Effect of change in column length MacPherson on the basic parameters of the geometry of the wheel.

Abstract

This paper presents a method of modeling the geometry of the front wheel of the car depending on the deflection of the spring in the column MacPherson. The simulation was performed using Excel Solver.

Key words: suspension, McPherson, wheel camber angle, convergence, geometry wheels.

Autorzy:

Mgr inż. **Marek Kwietniewski** – Politechnika Koszalińska

Prof. nzw. dr hab. inż. **Tadeusz Bil** – Politechnika Koszalińska