MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
3-M/2012
ZESZYT 8
ROK 109
ISSUE 8
YEAR 109

JÓZEF STRUSKI, KRZYSZTOF WACH*

ANALIZA MECHANIZMU PRZYRZĄDU POMIAROWEGO DO WYZNACZANIA TRANSLACJI I ROTACJI KOŁA KIEROWANEGO

ANALYSIS OF THE MEASURING INSTRUMENT'S MECHANISM FOR DETERMINATION OF TRANSLATION AND ROTATION OF STEERED WHEEL

Streszczenie

W artykule przedstawiono teoretyczną analizę przyrządu pomiarowego do wyznaczania translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym względem nadwozia pojazdu. Przyrząd zbudowany jest z sześciu łączników z zabudowanymi czujnikami wydłużenia. W artykule przedstawiono jedną z możliwych struktur tego typu przyrządu. W oparciu o rozwiązanie układu równań więzów geometrycznych jego mechanizmu przeprowadzono analizę błędu pomiarowego.

Słowa kluczowe: samochód osobowy, zawieszenie wielowahaczowe, translacja i rotacja koła kierowanego, błąd pomiarowy

Abstract

In the work the theoretical analysis of the measuring instrument for determination of translation and rotation of the stub axle with the steered wheel against car body was presented. The instrument is made of six links with elongation sensors embedded in it. In the article one of possible structures of instrument of this kind was presented. Basing on solution of the geometrical constraints system of equations of it's mechanism, the analysis of the measurement error was conducted.

Keywords: passenger car, multi-link suspension, translation and rotation of the steered wheel, measurement error

* Dr hab. inż. Józef Struski prof. PK, mgr inż. Krzysztof Wach, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Jednym z podstawowych zagadnień z zakresu stateczności i kierowalności jest analiza parametrów ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym. Zmiany tych parametrów wywołane są zmianami sił zewnętrznych działających na poruszający się pojazd.

Zmiana sił generowanych na styku koła ogumionego z jezdnią jest wynikiem wielu czynników związanych z konstrukcją opony, układu kierowniczego i mechanizmu prowadzenia koła względem nadwozia.

Koła kierowane prowadzone są względem nadwozia za pomocą przestrzennych mechanizmów z więzami podatnymi. W wyniku istnienia tej podatności rzeczywiste przełożenie kinematyczne układu kierowniczego zależne jest od prędkości jazdy samochodu. Pojawiają się spore różnice pomiędzy teoretycznym i rzeczywistym kątem skrętu koła [10]. Istotne znaczenie ma zatem pomiar rzeczywistych kątów skrętu i pochylenia koła w eksperymentalnych badaniach pojazdów samochodowych. Wyniki tego typu pomiarów wykorzystywane są przy opracowywaniu zależności pomiędzy parametrami ruchu, a także podczas oceny stateczności i kierowalności [4, 10].

Pionowe ruchy kół wywoływane przejazdem przez nierówności, w przypadku zawieszeń niezależnych, powodują zmianę ich rozstawu. Prowadzi to do znoszenia kół i niekorzystnie wpływa na prowadzenie samochodu podczas jazdy na wprost [7, 13].

Pomiar położenia i orientacji koła względem nadwozia należy do bardzo trudnych zagadnień, a w literaturze można spotkać jedynie nieliczne opracowania na ten temat [1, 8]. Jednym z przyrządów umożliwiających tego typu pomiar jest przyrząd RV-4 firmy Datron [14]. Pomiar ten jest jednak skomplikowany, a mierzone wielkości nie są uzyskiwane w sposób bezpośredni, lecz w wyniku złożonych obliczeń. Przyrząd ten ma ponadto duże gabaryty i znaczną masę w stosunku do masy koła, wskutek czego jego trwałość ulega skróceniu pod wpływem obciążeń dynamicznych generowanych podczas jazdy samochodu po nierównościach drogi.

2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest przedstawienie metody pozwalającej na pośredni pomiar translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym względem nadwozia.

Zakres opracowania obejmuje analizę kinematyki mechanizmu wielołącznikowego zawieszenia kół kierowanych samochodu oraz zaproponowanego przyrządu pomiarowego.

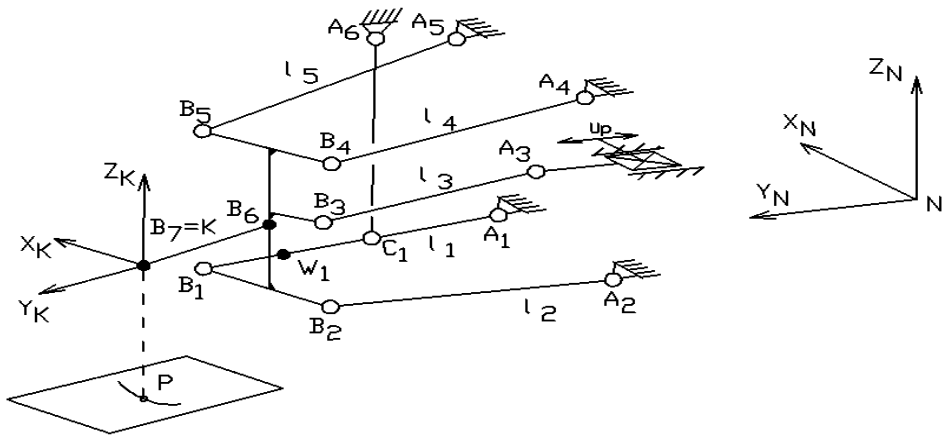
Przeprowadzona została analiza możliwej do uzyskania dokładności pomiaru.

3. Struktura mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Na rysunku 1 przedstawiono schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych. Punkty B_1, B_2, B_4 i B_5 są środkami przegubów kulowych łączących wahacze ze zwrotnicą koła. Punkt B_3 jest środkiem przegubu kulowego, łączącego skrajny drążek mechanizmu zwrotniczego z ramieniem zwrotnicy.

Punkty A_1, A_2, A_4 i A_5 są środkami przegubów kulowych, którymi zastąpiono przeguby metalowo-gumowe, łączące wahacze z nadwoziem. Punkt A_3 jest środkiem przegubu kulo-

wego, łączącego drążek skrajny mechanizmu zwrotniczego z listwą zębatą przekładni kierowniczej. Dolny wahacz przedni, reprezentowany na rysunku przez łącznik A_1B_1, połączony jest ze stabilizatorem w punkcie W_1. Z wahaczem tym w punkcie C_1 połączona jest kolumna teleskopowa. Punktami B_6 i B_7 zaznaczono oś obrotu koła. Układy {N} i {K} są związane, odpowiednio, z nadwoziem pojazdu i ze zwrotnicą koła.



Rys. 1. Schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Fig. 1. Scheme of four-link steered wheels suspension mechanism

4. Układ równań więzów geometrycznych mechanizmu zawieszenia

Równania więzów geometrycznych mechanizmu pokazanego na rys. 1 zapisane zostały w postaci czternastu nieliniowych równań algebraicznych. Równania te wyrażają kwadraty odległości pomiędzy charakterystycznymi punktami mechanizmu:

$$\begin{cases} \vec{r}^{\,T}_{A_jB_j}\,\vec{r}_{A_jB_j} = l_j^2, & \text{dla} \quad j = (1)5, \\ \vec{r}^{\,T}_{B_jB_k}\,\vec{r}_{B_jB_k} = l_{jk}^2, & \text{dla} \begin{cases} j = 1 \ \text{ i } \ k = (2)5 \\ j = 2 \ \text{ i } \ k = (3)5 \\ j = 3 \ \text{ i } \ k = (4)5 \end{cases} \end{cases} \tag{1}$$

W powyższym układzie równań parametrami zadawanymi są współrzędna z_{B1} punktu $B_1(x_{B1}, y_{B1}, z_{B1})$ i przesunięcie listwy zębatej u_p, dodawane do współrzędnej y_{A3} punktu $A_3(x_{A3}, y_{A3} + u_p, z_{A3})$. Z układu (1) wyznaczane są współrzędne punktów $B_j(x_{Bj}, y_{Bj}, z_{Bk})$, dla $j = (1)5$ i $k = (2)5$. Rozwiązania układu równań (1) uzyskano za pomocą metody perturbacji [3], [8]. W dalszej kolejności wyznaczono współrzędne punktów B_6 i B_7 w przestrzeni ruchów resorowania {N}, kąty rotacji {K}: α, β, γ względem{N}, współrzędne wektora $\vec{r}_{B_6B_7N}$, wektor jednostkowy $\vec{e}_k$, leżący na osi obrotu koła, oraz kąty skrętu i pochylenia koła δ_k i γ_k.

Po obliczeniu współrzędnych punktów K i B_j ($j = (1)5$) można utworzyć trzy wektory $\vec{r}_{KB_j}$ dla $j \in \{1, 2, 3, 4, 5\}$.

Dla każdego z tych wektorów spełnione jest równanie macierzowe:

$$\vec{r}_{\mathrm{KB}_j.\mathrm{K}} = A_{\mathrm{KN}} \cdot \vec{r}_{\mathrm{KB}_j.\mathrm{N}} \tag{2}$$

gdzie:

$\vec{r}_{\mathrm{KB}_j.\mathrm{K}}$ – wektor w {K},

$\vec{r}_{\mathrm{KB}_j.\mathrm{N}}$ – wektor w {N}.

$$A_{\mathrm{KN}} = A_{\mathrm{NK}}^T = \begin{bmatrix} c\beta \cdot c\gamma & c\beta \cdot s\gamma & -s\beta \\ s\alpha \cdot s\beta \cdot c\gamma - c\alpha \cdot s\gamma & s\alpha \cdot s\beta \cdot s\gamma + c\alpha \cdot c\gamma & s\alpha \cdot c\beta \\ c\alpha \cdot s\beta \cdot c\gamma + s\alpha \cdot s\gamma & c\alpha \cdot s\beta \cdot s\gamma - s\alpha \cdot c\gamma & c\alpha \cdot c\beta \end{bmatrix} \tag{3}$$

Oznaczając współrzędne wektorów: $\vec{r}_{KB_j.K} = [x_{bj}, y_{bj}, z_{bj}]^T$, $\vec{r}_{KB_j.N} = [x_{jb}, y_{jb}, z_{jb}]^T$ i przyjmując $j = n, m, v$, na podstawie (3), otrzymuje się:

$$\left.\begin{aligned} x_{bn} &= (x_{nb} \cdot c\gamma + y_{nb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{nb} \cdot s\beta \\ x_{bm} &= (x_{mb} \cdot c\gamma + y_{mb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{mb} \cdot s\beta \\ x_{bv} &= (x_{vb} \cdot c\gamma + y_{vb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{vb} \cdot s\beta \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Z układu równań (4) obliczane są kąty rotacji β i γ. W celu obliczenia kąta α wykorzystano równanie:

$$y_{bv} = (x_{vb} \cdot s\beta \cdot c\gamma)s\alpha - (x_{vb} \cdot s\gamma)c\alpha + (y_{vb} \cdot s\beta \cdot s\gamma)s\alpha + (y_{vb} \cdot c\gamma)c\alpha + (z_{vb} \cdot c\beta)s\alpha \tag{5}$$

Następnie, mając kąty rotacji układu {K} względem układu {N}, obliczono współrzędne wektora $\vec{r}_{\mathrm{B}_6\mathrm{B}_7.\mathrm{N}}$:

$$\vec{r}_{\mathrm{B}_6\mathrm{B}_7.\mathrm{N}} = A_{\mathrm{NK}} \cdot \vec{r}_{\mathrm{B}_6\mathrm{B}_7.\mathrm{K}} \tag{6}$$

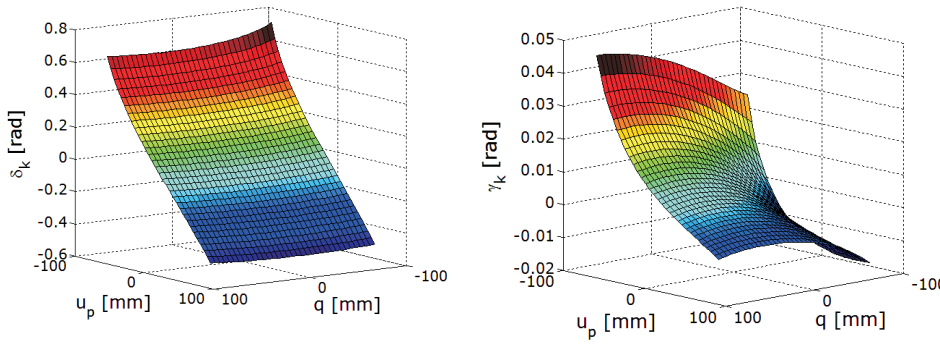
wektor jednostkowy $\vec{e}_k = [e_{kx}, e_{ky}, e_{kz}]^T$, leżący na osi obrotu koła, oraz kąty skrętu i pochylenia koła:

$$\delta_k = -\mathrm{arctg}\left(\frac{e_{kx}}{e_{ky}}\right) \tag{7}$$

$$\gamma_k = -\arcsin\left(e_{kz}\right) \tag{8}$$

Na rysunku 2 pokazane zostały zależności kąta skrętu δ_k i pochylenia koła γ_k od przesunięcia listwy zębatej układu kierowniczego u_p i ugięcia zawieszenia q, uzyskane na podstawie rozwiązania jego kinematyki.

Konstrukcyjne współrzędne punktów mocowania wahaczy do nadwozia i zwrotnicy koła w układzie {N}– odpowiednio A_i, B_i – zostały zaczerpnięte z pracy [2]: A_1 (144,1, 345,2, –92,2); A_2 (–229,2, 362,2, –101,7); A_3 (–99,7, 400,0, 306,2); A_4 (–69,0, 396,3, 413,5); A_5 (134,6, 428,5, 408,9); B_1 (28,7, 690,9, –98,0); B_2 (–24,4, 687,0, –131,6); B_3 (–135,7, 617,1, 286,9); B_4 (–18,1, 639,8, 388,4); B_5 (15,4, 673,3, 389,5). Współrzędne punktów B_6 i $B_7 \equiv K$ leżących na osi obrotu koła: B_6 (0,5, 647,0, 1,1); B_7 (1,0, 747,0, 0,6). Wartości współrzędnych podano w [mm].



Rys. 2. Zależności kątów skrętu δ_k i pochylenia koła γ_k od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 2. Dependences of the steering angle δ_k and the camber angle γ_k on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

5. Struktura mechanizmu przyrządu pomiarowego

Mechanizm przyrządu pomiarowego służącego do wyznaczania translacji oraz rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym może posiadać różną strukturę. Jednym z przykładów może być mechanizm omówiony w opracowaniu [12], którego struktura zbliżona jest do struktury mechanizmu platformy Stewarta. Innego typu przyrząd, którego struktura jest wzorowana na mechanizmie o takiej strukturze, został przedstawiony także w pracy [2]. Struktura mechanizmu pomiarowego, przedstawionego w niniejszej pracy, znacznie różni się od struktur wyżej wspomnianych mechanizmów.

Pokazany na rysunku 3 mechanizm pomiarowy zbudowany jest z 6 łączników d_i, $i = (1)6$ połączonych parami kinematycznymi obrotowo-przesuwnymi s_i, $i = (1)6$. W punktach D_1, D_2, D_3 łączniki zamocowane są do zwrotnicy koła za pomocą par kinematycznych. Charakterystyczne dla tego mechanizmu jest to, że punkt D_1 jest wspólnym środkiem trzech przegubów, z których każdy ma 3 stopnie swobody, a punkt D_2 jest środkiem dwóch takich przegubów. Punkt D_3 natomiast jest środkiem przegubu kulowego. Punktami H_i, $i = (1)6$, zaznaczono na rysunku środki przegubów łączących łączniki z nadwoziem.

Na podstawie wzoru znanego z teorii mechanizmów i maszyn:

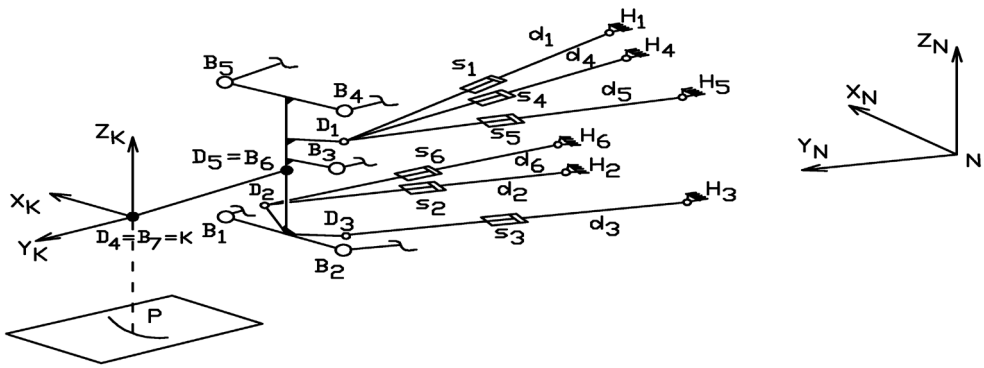
$$R = R_t - R_p \tag{9}$$

gdzie:

$$R_t = 6(n-1) - \sum_{i=1}^{5} i p_i \tag{10}$$

R – ruchliwość rzeczywista mechanizmu,
R_t – ruchliwość teoretyczna mechanizmu,
R_p – ruchliwość pozorna mechanizmu,
p_i – pary kinematyczne i-tej klasy,
n – liczba ogniw tworzących mechanizm,

Możliwe jest wyznaczenie liczby stopni ruchliwości omawianego mechanizmu. W omawianym przypadku: $n = 13$, $p_4 = 6$, $p_3 = 12$, $p_5 = p_2 = p_1 = 0$, $R_t = 18$. Po odjęciu pozornych stopni ruchliwości $R_p = 12$ od ruchliwości teoretycznej, ruchliwość rzeczywista $R = 6$ jest równa liczbie stopni swobody zwrotnicy koła w {N}.



Rys. 3. Schemat mechanizmu przyrządu służącego do wyznaczania translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym

Fig. 3. Scheme of the mechanism of the device used for determination of steered wheel translation and rotation

6. Kinematyka mechanizmu przyrządu pomiarowego

Środki przegubów oznaczonych jako punkty D_1, D_2 i D_3 należą do zwrotnicy koła, zatem można obliczyć ich odległości od punktów B_j, $j = 1(6)$. Współrzędne punktów D_1, D_2 i D_3 w {N} daje się wyznaczyć z układów równań:
dla punktu D_1:

$$\vec{r}^{\,T}_{B_j D_1 . N} \vec{r}_{B_j D_1 . N} = l^2_{B_j D_1}, \qquad \text{dla} \begin{cases} j = 1 \\ j = 2 \\ j = 3 \end{cases} \tag{11}$$

dla punktu D_2:

$$\vec{r}^{\,T}_{B_j D_2 . N} \vec{r}_{B_j D_2 . N} = l^2_{B_j D_2}, \qquad \text{dla} \begin{cases} j = 1 \\ j = 3 \\ j = 5 \end{cases} \tag{12}$$

dla punktu D_3:

$$\vec{r}^{\,T}_{B_j D_3 . N} \vec{r}_{B_j D_3 . N} = l^2_{B_j D_3}, \qquad \text{dla} \begin{cases} j = 2 \\ j = 4 \\ j = 5 \end{cases} \tag{13}$$

Możliwe staje się zatem obliczenie względnych wydłużeń s_i łączników d_i, $i = (1)6$, względem ich odległości konstrukcyjnych. Wydłużenia s_i zależne są od zadawanych parametrów q i u_p – $s_i(q \text{ i } u_p)$.

W praktycznym zastosowaniu przyrządu pomiarowego do określenia translacji i rotacji zwrotnicy koła kierowanego należy dokonać pomiaru współrzędnych punktów: D_1, D_2 i D_3 oraz H_i, $i = (1)6$, przy konstrukcyjnej konfiguracji zawieszenia; potrzebne są również wydłużenia $s_i(q$ i $u_p)$ łączników d_i, $i = (1)6$, mierzone za pomocą czujników.

Wyznaczanie rotacji i translacji zwrotnicy koła za pomocą przyrządu pomiarowego sprowadza się do rozwiązania zadania odwrotnego. W zadaniu tym przy danych wydłużeniach $s_i(q$ i $u_p)$ łączników d_i, $i = (1)6$ i położeniach konstrukcyjnych punktów D_1, D_2, D_3 oraz punktu dodatkowego, np. $D_4 \equiv B_7$ należy określić współrzędne tych punktów jako funkcje parametrów q i u_p, co jest możliwe w wyniku rozwiązania układów równań:

dla punktu D_1:

$$\vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D_1H}_i.\mathrm{N}}\vec{r}_{\mathrm{D_1H}_i.\mathrm{N}} = (l_{\mathrm{D_1H}_i} + s_i)^2, \qquad \text{dla} \begin{cases} i = 1 \\ i = 4 \\ i = 5 \end{cases} \tag{14}$$

dla punktu D_2:

$$\begin{cases} \vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D_2D_1.N}}\vec{r}_{\mathrm{D_2D_1.N}} = l^2_{\mathrm{D_2D_1}}, \\ \vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D_2H}_i.\mathrm{N}}\vec{r}_{\mathrm{D_2H}_i.\mathrm{N}} = (l_{\mathrm{D_2H}_i} + s_i)^2, \qquad \text{dla} \begin{cases} i = 2 \\ i = 6 \end{cases} \end{cases} \tag{15}$$

dla punktu D_3:

$$\begin{cases} \vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D_3D}_i.\mathrm{N}}\vec{r}_{\mathrm{D_3D}_i.\mathrm{N}} = l^2_{\mathrm{D_3}D_i}, \qquad \text{dla } i = (1)2 \\ \vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D_3H_3.N}}\vec{r}_{\mathrm{D_3H_3}.N} = (l_{\mathrm{D_3H_3}} + s_3)^2, \end{cases} \tag{16}$$

dla punktów dodatkowych D_j, gdzie $j = (4)5$:

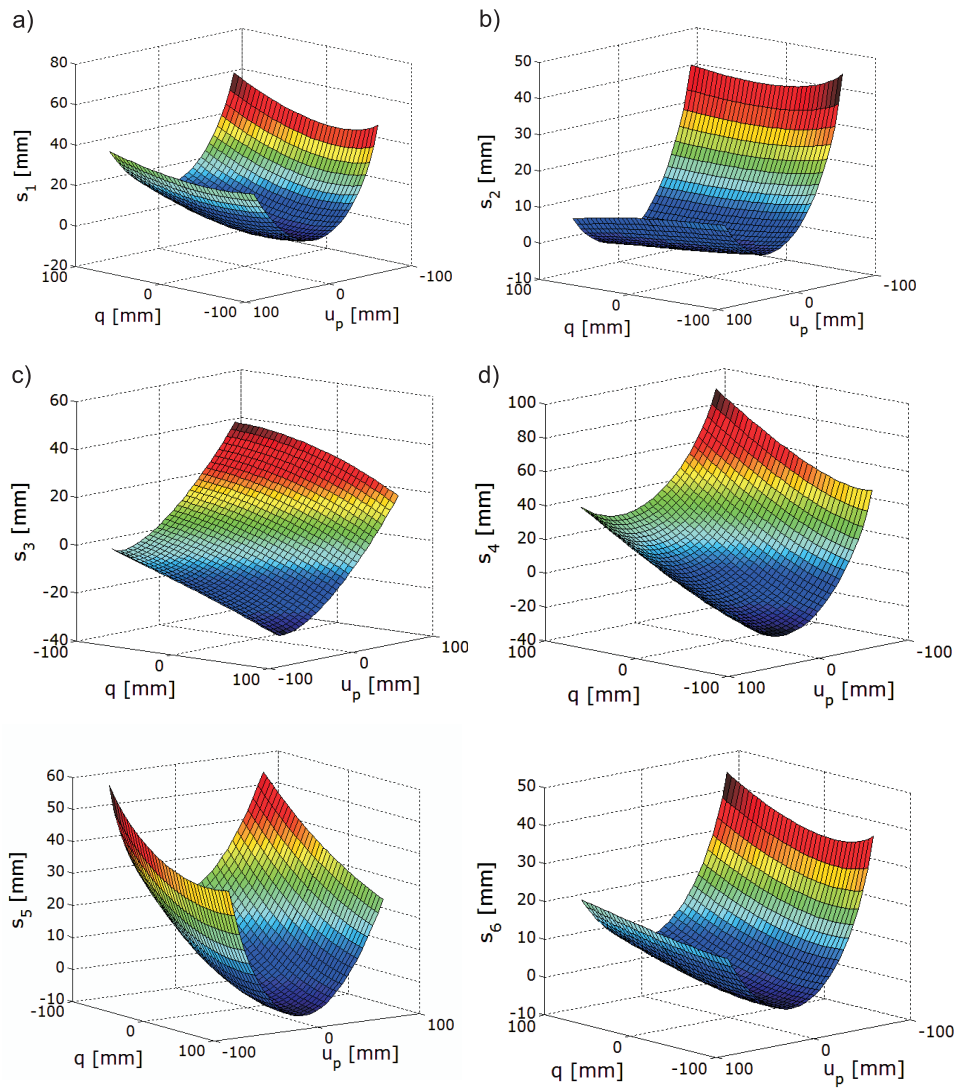
$$\vec{r}^{\,T}_{\mathrm{D}_j\mathrm{D}_i.\mathrm{N}}\vec{r}_{\mathrm{D}_j\mathrm{D}_i.\mathrm{N}} = l^2_{\mathrm{D}_j\mathrm{D}_i}, \qquad \text{dla } i = (1)2 \tag{17}$$

Na podstawie wyznaczonych współrzędnych punktów D_j, $j = (1)5$, możliwe jest określenie rotacji: α, β, γ {K} względem {N} oraz kątów skrętu i pochylenia koła δ_d, γ_d w sposób analogiczny, jak zrobiono to w odniesieniu do współrzędnych punktów B_j. Charakterystyki zawieszenia wyznaczone za pomocą podobnego przyrządu pomiarowego, lecz o strukturze zbliżonej do struktury mechanizmu platformy Stewarta, zostały przedstawione w pracy [12].

Poniżej, w mm, podane zostały konstrukcyjne współrzędne punktów mocowania przyrządu pomiarowego do nadwozia oraz zwrotnicy koła – odpowiednio – H_i, D_i: H_1 (90,0, 355,0,–40,0); H_2 (10,0, 250,0, –70,0); H_3 (–40,0, 280,0, 270,0); H_4 (45,0, 360,0, –90,0); H_5 (110,0, 362,0, 10,0); H_6 (30,0, 300,0, –95,0); D_1 (50,0, 560,0, –30,0); D_2 (25,0, 580,0, –90,0;); D_3 (–50,0, 600,0, 200,0) oraz współrzędne punktów $D_4 \equiv K$ i D_5 należących do osi obrotu koła: D_4 (1,0, 747,0, 0,6); D_5 (0,5, 647,0, 1,1).

7. Wydłużenia łączników przyrządu pomiarowego

Na rysunku 4 pokazane zostały zmiany wydłużeń poszczególnych łączników omawianego przyrządu pomiarowego zależne od przesunięcia listwy zębatej przekładni kierowniczej – u_p i ugięcia zawieszenia – q:



Rys. 4. Zmiany wydłużeń łączników przyrządu pomiarowego w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 4. Changes of the measuring instrument's links elongations depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

8. Analiza błędów pomiarowych

Analiza dokładności, z jaką możliwe jest wykonanie pomiarów za pomocą omawianego przyrządu, została przeprowadzona zgodnie z zasadami rachunku błędów [5]. Przeanalizowane zostały wartości odchyleń standardowych uzyskanych współrzędnych punktów mocowania przyrządu pomiarowego do zwrotnicy koła D_i, $i = (1)3$ oraz bezwzględny błąd wyznaczenia położenia środka koła i kątów rotacji zwrotnicy.

Założono, iż zwrotnica jest ciałem idealnie sztywnym oraz że błąd obliczeń jest pomijalnie mały w porównaniu z błędem pomiaru. Dokładność czujników pomiarowych przyjęto na poziomie ±0,02 mm.

Odchylenie standardowe σ jest pierwiastkiem kwadratowym z wariancji:

$$\sigma = \pm\sqrt{\sigma^2} \tag{18}$$

gdzie wariancja obliczona została za pomocą poniższego wzoru:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{j=1}^{n}(x_j - \bar{x})^2 \tag{19}$$

gdzie:

- n – liczba elementów w próbie,
- x_j – kolejne wartości danej współrzędnej punktu D_i,
- $\bar{x}$ – średnia arytmetyczna z współrzędnych punktu D_i.

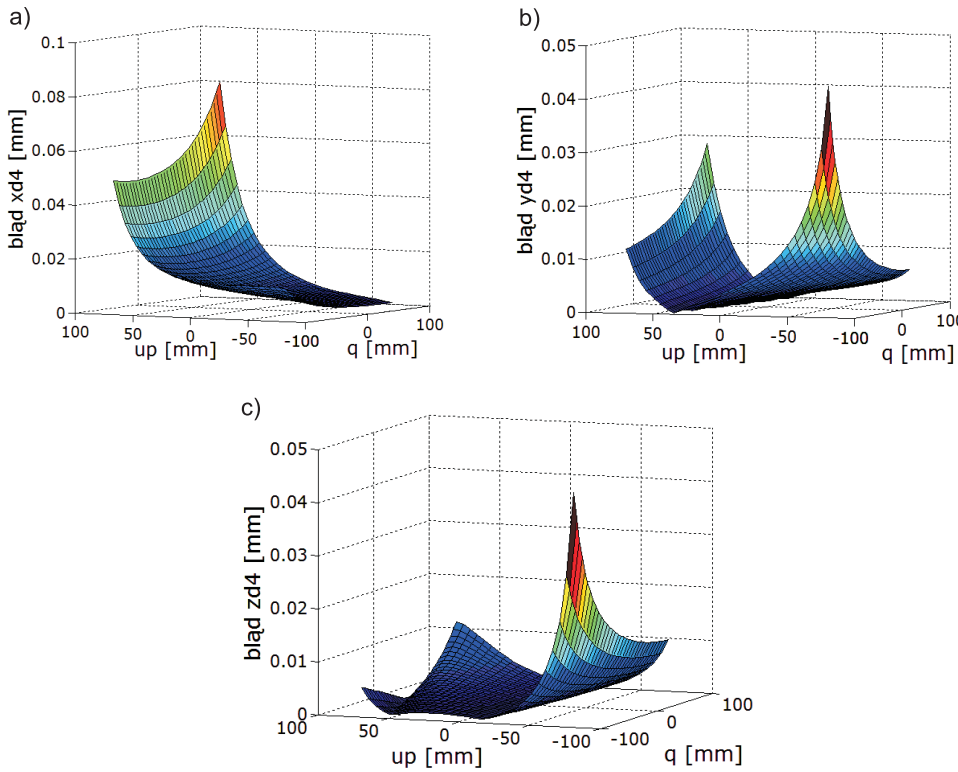
Bezwzględny błąd, z jakim wyznaczone zostały współrzędne środka koła oraz kąty rotacji zwrotnicy, obliczono jako wartość bezwzględną różnic pomiędzy wartościami zmierzonymi i dokładnymi tych wielkości, co w ogólny sposób można zapisać następująco:

$$\Delta x = |x - x_n| \tag{20}$$

gdzie:

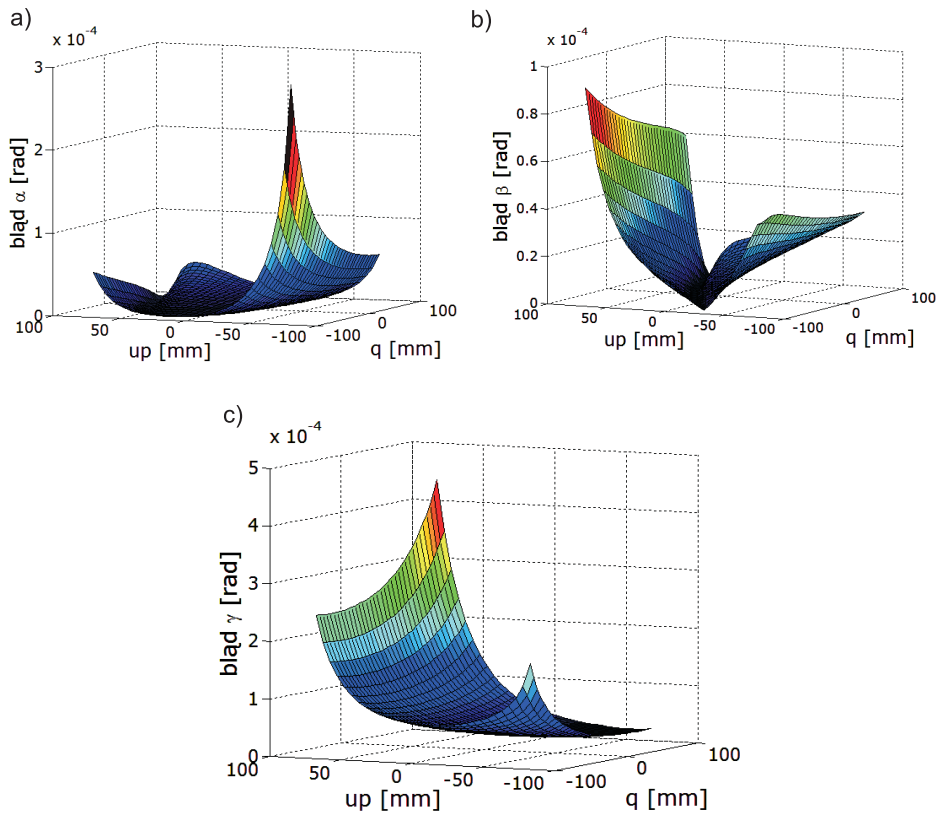
- Δx – bezwzględny błąd pomiaru wielkości x,
- x_j – zmierzona wartość wielkości x,
- x_n – dokładna wartość wielkości x.

Na poniższych wykresach pokazane zostały zmiany bezwzględnych błędów wyznaczonych współrzędnych środka koła oraz kątów rotacji zwrotnicy za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego.



Rys. 5. Zmiany wartości błędu bezwzględnego, wyznaczonych za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego współrzędnych środka koła, w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

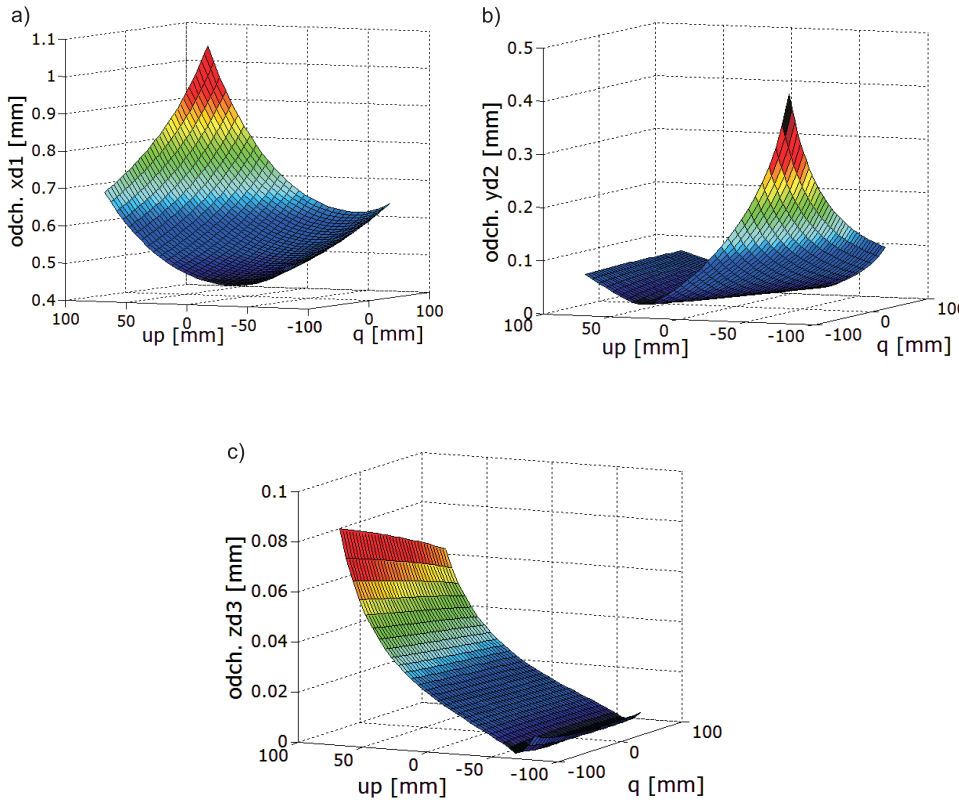
Fig. 5. Changes of absolute error's values of determined with the discussed measuring instrument wheel centre's coordinates, depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p



Rys. 6. Zmiany wartości błędu bezwzględnego, wyznaczonych za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego kątów rotacji zwrotnicy, w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 6. Changes of absolute error's values of determined with the discussed measuring instrument stub axle's rotation angles, depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

Na rysunku 7 przedstawiono wartości odchyleń standardowych wybranych współrzędnych punktów D_i dla i = (1)3 mocowania przyrządu pomiarowego do zwrotnicy koła.



Rys. 7. Odchylenia standardowe wybranych współrzędnych punktów D_i w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 7. Standard deviations of selected coordinates of points D_i depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

9. Zakończenie

Zaproponowany w pracy przyrząd pomiarowy zbudowany jest z sześciu łączników z zabudowanymi czujnikami przemieszczeń. Łączniki za pomocą przegubów połączone są z nadwoziem i zwrotnicą koła. Mechanizm przyrządu pomiarowego może posiadać różnego rodzaju strukturę. Wybór struktury mechanizmu przyrządu pomiarowego uzależniony jest od stopnia uwarunkowania jego układu równań więzów geometrycznych oraz błędu i efektywnego czasu pomiaru. Stopień uwarunkowania układu równań więzów geometrycznych mechanizmu jest zależny od jego konfiguracji konstrukcyjnej [12].

Analiza błędu pomiarowego przyrządu oparta została o rozwiązania układu równań więzów geometrycznych jego mechanizmu. W tym celu zastosowano metodę perturbacji [3]. Metoda ta, w porównaniu do innych metod numerycznych rozwiązywania nieliniowych układów równań algebraicznych, charakteryzuje się najkrótszymi efektywnymi czasami obliczeń. Metoda perturbacji pozwala na uzyskanie rozwiązań analitycznych w postaci szeregów liczbowych.

Jak wynika z analizy przedstawionych wyników obliczeń, zaproponowany przyrząd pomiarowy umożliwia dokładne, ze względów praktycznych, określenie współrzędnych punktów jego mocowania do zwrotnicy. Zmiany odchylenia standardowego od wartości średnich współrzędnych punktów mocowania łączników przyrządu pomiarowego do zwrotnicy D_i przedstawiono na rysunku 7. Obliczone błędy bezwzględne, jako różnice pomiędzy teoretycznymi i średnimi wartościami współrzędnych środka koła oraz kątów rotacji zwrotnicy, pokazano na rysunkach 5 i 6.

W artykule [12] wykazano, że możliwość rozwiązania układu równań więzów geometrycznych mechanizmu przyrządu pomiarowego zbudowanego z sześciu łączników uzależniona jest od jego konfiguracji konstrukcyjnej, zatem praktyczne wykorzystanie takiego przyrządu mogłoby być kłopotliwe. Wynika stąd wniosek, iż należy poszukiwać takiego rozwiązania mechanizmu przyrządu, które nie będzie powodować tego rodzaju ograniczeń.

Prezentowane wyniki badań, zrealizowane w ramach tematu nr M-4/347/DS-M/2012, zostały sfinansowane z dotacji na naukę przyznanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

[1] Blumenfeld W., Schneider W., *Opto-elektronisches Verfahren zur Spur- und Sturz- winkelmessung am fahrenden Farzeug*, ATZ, 1, 87, 1985, 17-21.

[2] Góra M., *Analiza kinematyczna wielowahaczowych mechanizmów zawieszeń samochodów*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2008.

[3] Grzyb A., *On a perturbation metod for the analisys of the kinetoststics of mechanisms*, Akademie Verlag, ZAMM, Z. Angew. Math. Mech. 72, T615-T618, 1992.

[4] Janczur R., *Analityczno-eksperymentalna metoda badań sterowności samochodu*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2002.

[5] Kotulski Z., Szczepański W., *Rachunek błędów dla inżynierów*, WNT, Warszawa 2004.

[6] Reimpell J., Betzler W., *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*, WKŁ, Warszawa 2002.

[7] Rill G., *Steady State Cornering on Uneven Roadways*, SEA Technical Paper No. 860575, Warrendale PA 1986.

[8] Struski J., Kowalski M., *Podstawy teoretyczne uogólnionych zagadnień z zakresu parametryzacji układów prowadzenia kół względem nadwozia*, Czasopismo Techniczne, z. 6-M/2008, 119-129.

[9] Struski J., *Przyrząd do pomiaru dynamicznego kąta skrętu koła kierowanego*, Patent nr P-267693.

[10] Struski J., *Quasi-statyczne modelowanie sterowności samochodu*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Monografia 144, Kraków 1993.

[11] Struski J., Kowalski M., *Wpływ struktury równań więzów geometrycznych mechanizmów wielowahaczowych zawieszeń kół na efektywność numeryczną,* Materiały konferencyjne XV Warsztatów Naukowych PTSK, Krynica Zdrój, 7–8 wrzesień 2010.

[12] Struski J., Wach K., *Analiza przestrzenna mechanizmu pomiarowego translacji i rotacji kierowanego koła samochodu*, Materiały Konferencyjne – VIII Konferencja Naukowo-Techniczna: „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych", Kielce, 6–8 lutego 2012 r., 303-310.

[13] Walczak S., *Analiza dynamicznych obciążeń różnych typów niezależnego zawieszenia kół samochodu*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2003.

[14] *CORSYS DATRON RV-4 Wheel Vector Sensor for Simultaneous Measurement of all Wheel Positions and Orientations in 5 Axes*, User manual volume I, Wetzlar, Germany 2008.