

MICHAŁ MANIOWSKI*

OPTIMALIZACJA CHARAKTERYSTYK ZAWIESZEŃ I STEROWANIA SAMOCHODU PRZEDNIONAPĘDOWEGO W CELU SZYBSZEGO POKONANIA ŁUKU DROGI

OPTIMIZATION OF WHEEL SUSPENSIONS AND DRIVING CONTROL OF FWD CAR FOR FASTER CORNERING

Streszczenie

Artykuł dotyczy zwiększania osiągnięć samochodów przystosowywanych do sportu poprzez optymalizację charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących w zawieszeniach kół. Parametry te są zwykle dobierane najczęściej metodami prób i błędów. W celu przyspieszenia tego procesu zastosowano wielokryterialną optymalizację modelu symulacyjnego samochodu, o 26 współrzędnych stanu i kilkuset parametrach, opartą na algorytmach ewolucyjnych. Wektor zmiennych decyzyjnych o 31 składowych zawiera także parametry odpowiedzialne za sterowanie kierowcy. Przykład numeryczny dotyczy wyścigowego przejazdu odcinka drogi asfaltowej typu prosta–łuk–prosta samochodem Ford Focus ST170. Przedstawiono możliwości poprawienia osiągnięć układu samochód–kierowca w pierwszej, najtrudniejszej fazie manewru.

Słowa kluczowe: zwiększanie osiągnięć samochodu, optymalizacja, modelowanie ruchu, rajdy, wyścigi

Abstract

Paper deals with increasing of sports car performance through optimization of spring and damper modules in car suspensions. Typically, these parameters are chosen based on many road test with trial and error methods. In order to fasten this process a multi-criteria optimization algorithm is applied to a virtual car with 26 state variables and hundreds of parameters. The design vector includes also parameters responsible for the driver actions. Numerical example considers extreme negotiation of a corner with Ford Focus ST170. Performance enhancements the of car-driver system are described for turn-in phase.

Keywords: car performance increase, optimization, modeling, rally, races

* Dr inż. Michał Maniowski, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Wyścigi, czy rajdy samochodowe polegają zazwyczaj na pokonaniu w najkrótszym czasie wyznaczonej trasy przy optymalnym wykorzystaniu: toru, osiągow samochodu oraz możliwości kierowcy [1]. Zadaniem wyczynowego kierowcy jest odnaleźć i stabilnie wykorzystywać graniczne możliwości samochodu, przyczepności i szerokości toru. Zadaniem zespołu przygotowującego samochód jest maksymalne poszerzenie zakresu jego odpowiednich osiągow. Współcześnie tylko połączenie najlepszego zawodnika, sprzętu i zespołu daje możliwość walki o zwycięstwo.

Samochody przystosowane do sportu są przerabiane zgodnie z odpowiednimi regulaminami i wyposażane w homologowane podzespoły, takie jak opony, amortyzatory, itp. [13]. Charakterystyki tych podzespołów mogą być dobierane w zależności od typu imprezy poprzez pracochłonne cykle testów drogowych, polegające często na metodach prób i błędów oraz subiektywnej ocenie. Ten bardzo kosztowny proces w przypadku rozważania kilkadziesiąt zmiennych decyzyjnych i wskaźników oceny, podlegając znacznemu wpływowi zakłóceń pochodzących od kierowcy oraz warunków zewnętrznych, często nie daje zadowalającego rozwiązania.

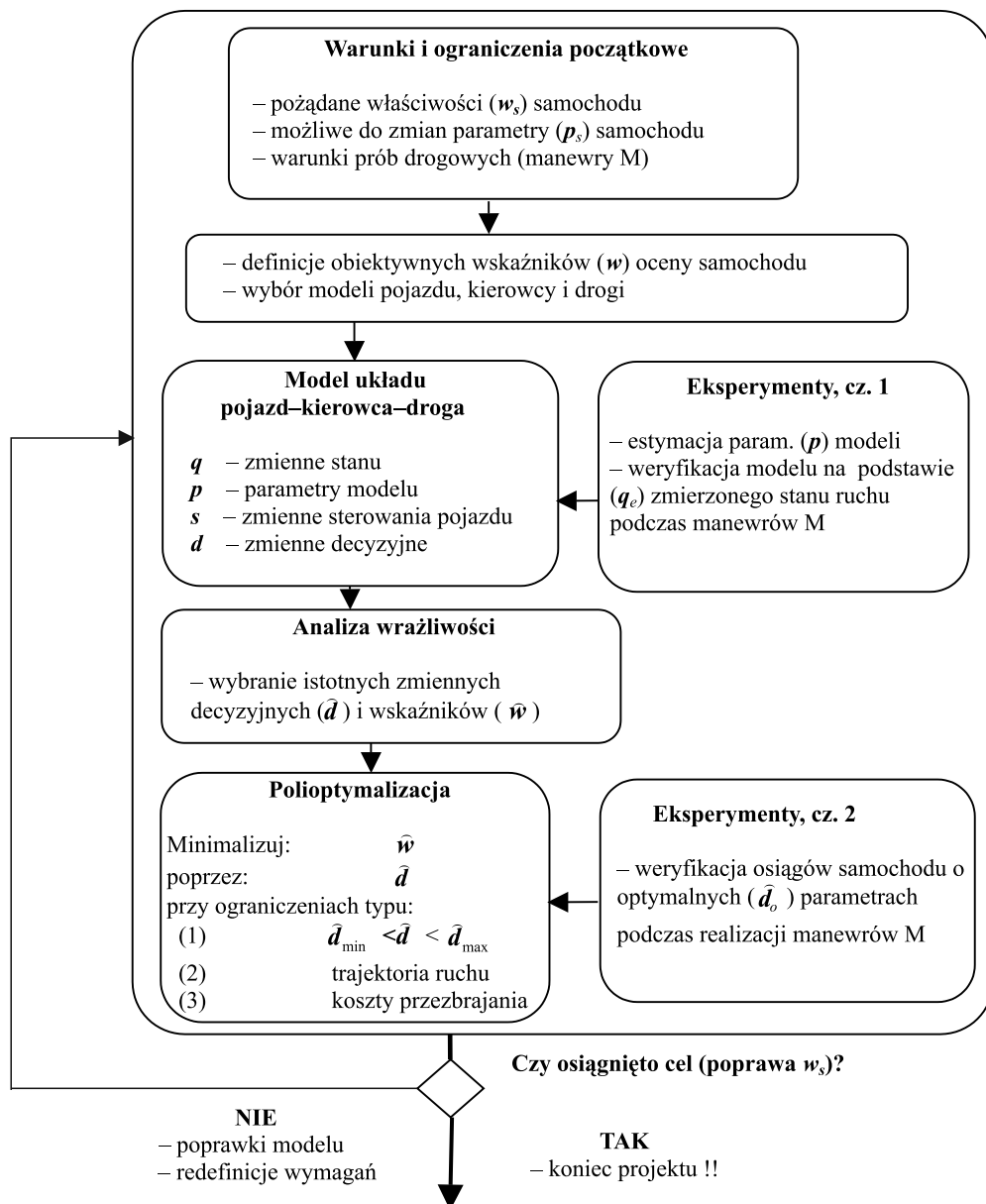
Głównym celem artykułu jest przedstawienie innowacyjnych metod obliczeniowo-eksperymentalnych, umożliwiających osiągnięcie zauważalnej poprawy określonych właściwości trakcyjnych samochodu przystosowanego do sportu przy jak najmniejszej liczbie prób drogowych oraz „przebrojeń” samochodu. Ogólny algorytm postępowania w celu zwiększenia osiągow samochodu przedstawiono na rys. 1 i omówiono poniżej. Efektywność sformułowanych procedur będzie zaprezentowana w przykładzie numerycznym dotyczącym przejazdu przednionapędowym samochodem Ford Focus ST170 tzw. techniką wyścigową poziomego i równego odcinka drogi typu prosta–łuk–prosta.

Prezentowane zadanie stanowi część bardziej ogólnego zagadnienia dotyczącego optymalizacji charakterystyk sprężysto-tłumiących w mechanizmach prowadzenia kół samochodu [5–9], np. w celu zwiększenia osiągow samochodów.

2. Zadanie zwiększania osiągow układu samochód–człowiek

Rozpatrywane projekty (rys. 1) rozpoczyna się od zgromadzenia danych początkowych. Kierowca (załoga) samochodu powinien szczegółowo opisać właściwości samochodu, które podczas realizacji określonych manewrów (M) w przewidywanych warunkach drogowych mają być poprawione. Kierowca, znając specyfikę trasy zawodów, powinien na podstawie swoich doświadczeń określić krytyczne fragmenty toru, na których poprawa osiągow może mieć największy wpływ na efekt końcowy. Pożądane właściwości samochodu mogą zawierać subiektywne i obiektywne kryteria zapisane jako składowe wektora w_s . Dodatkowo, na tym etapie należy zdefiniować parametry (p_s) samochodu, których wartości można zmieniać, uwzględniając regulamin zawodów oraz możliwości techniczne (ekonomiczne!) zespołu.

Po wywiadzie z zespołem sportowym, należy przełożyć pożądane właściwości (w_s) samochodu na mierzalne wskaźniki obiektywne (w), o co najmniej kilku składowych, które – minimalizowane – będą świadczyć o poprawie osiągow samochodu.



Rys. 1. Algorytm zwiększenia osiągnięć samochodu przez optymalizację jego modelu symulacyjnego

Fig. 1. Algorithm for a car performance increase through optimization of its computer model

Następnie, należy podjąć decyzje dotyczącą struktury modelu symulacyjnego układu pojazd–człowiek–droga, która najlepiej opisuje zależności pomiędzy zmiennymi decyzyjnymi i wskaźnikami oceny (rys. 1). Model pojazdu, opisany jako nieliniowy i dynamiczny wielo członowy układ mechaniczny, ma charakteryzować się:

- [1] wektorem współrzędnych stanu (\mathbf{q}) o kilkudziesięciu składowych, na podstawie których można wyznaczyć składowe wektora wskaźników oceny (\mathbf{w}) samochodu,
- [2] możliwością odwzorowania zdefiniowanych, sportowych manewrów (M) samochodu, za pomocą parametrów (\mathbf{s}) opisujących przebiegi sterujące kierownicą, hamulcem, przyspiesznikiem itd.,
- [3] kilkuset parametrami (\mathbf{p}) modelu, które zawierają możliwe do zmiany parametry (\mathbf{p}_s) samochodu,
- [4] wystarczającą dokładnością przy jak największej efektywności obliczeniowej.

Spośród parametrów (\mathbf{p}) modelu należy wybrać wektor kilkudziesięciu zmiennych decyzyjnych (\mathbf{d}) do zadania optymalizacji. Dodatkowo, jako zmienne decyzyjne wybiera się odpowiednie parametry (\mathbf{s}) sterowania pojazdem, co umożliwia odwzorowanie procesu adaptacji kierowcy wyczynowego do zmieniających się właściwości samochodu [1].

Po sformułowaniu symulacyjnego modelu samochodu należy przeprowadzić pierwszą część eksperymentów (rys. 1) na obiekcie rzeczywistym, która ma na celu:

- estymację początkowych (bazowych) wartości parametrów (\mathbf{p}) modelu na podstawie wyników pomiarów bezpośrednich i pośrednich,
- weryfikację modelu samochodu na podstawie zmierzonych składowych stanu ruchu (\mathbf{q}_e) pojazdu podczas realizacji zdefiniowanych manewrów M .

W kolejnym etapie projektu pozytywnie zweryfikowany model samochodu podlega analizie wrażliwości (czynnikowej), która ma na celu:

- sprawdzenie niezależności w zbiorach zmiennych decyzyjnych (\mathbf{d}) oraz wskaźników oceny (\mathbf{w}) samochodu,
- wybranie tylko istotnych zmiennych decyzyjnych ($\hat{\mathbf{d}}$) i wskaźników oceny ($\hat{\mathbf{w}}$) dla każdego manewru M ,
- sprawdzenie stabilności układu przy wystąpieniu różnych zaburzeń parametrów.

Takie przygotowanie modelu jest konieczne dla efektywnego rozwiązania zadania optymalizacji, które jest zdefiniowane (rys.1) jako statyczny problem wielokryterialny [3], związany z minimalizacją w sensie Pareto wskaźników ($\hat{\mathbf{w}}$) oceny modelu samochodu poprzez zmienne decyzyjne ($\hat{\mathbf{d}}$). Jako ograniczenia optymalizacji stosuje się dopuszczalne zakresy zmian wektora decyzyjnego, ograniczenia dotyczące położenia samochodu względem danego toru ruchu oraz ograniczenia ze względu na koszty wymaganego „przezbrownienia” samochodu [2]. W zależności od złożoności zadania stosowane są algorytmy genetyczne o różnych parametrach, które mają następujące zalety [4]:

- obliczenia nie bazują na pochodnych funkcji celu,
- algorytm wykorzystuje populację rozwiązań, co umożliwia znalezienie optimum globalnego oraz rozważanie problemów wielokryterialnych,
- stosowane są głównie probabilistyczne prawa przemiany rozwiązań,
- istnieje możliwość poszukiwań w przestrzeni ciągłej lub dyskretnej.

Ostatni etap każdego projektu powinien zawierać weryfikację eksperymentalną uzyskanych wyników dotyczących przezbrowionego samochodu zgodnie z wynikami otrzymanymi z optymalizacji. Jeżeli zdefiniowane właściwości samochodu uległy zadowalającej dla załogi poprawie, to projekt można uznać za zakończony.

W najkorzystniejszym przypadku do osiągnięcia celu wystarczają dwie sesje badań poligonowych (rys. 1) i jedno przebrojenie samochodu. W innym przypadku, po wprowadzeniu poprawek danych początkowych, modeli i metod obliczeniowych, należy cały proces powtórzyć, aż osiągnie wystarczającą zbieżność.

3. Model układu samochód–kierowca–droga

Model zastępczy rozpatrywanego układu uwzględnia: (samochód) specyfikę budowy samochodów wyczynowych, (kierowca) techniki ekstremalnego prowadzenia samochodu oraz (droga) charakterystyki torów występujących w sporcie motorowym. Model stosowany do optymalizacji jego parametrów powinien stanowić kompromis pomiędzy dokładnością odwzorowania rzeczywistości a pracochłonnością obliczeń.

Do analizy ruchu samochodu wyczynowego opracowano własny model (MiMa) jako układ wielobryłowy opisany dyskretnymi parametrami. Ważniejsze składowe modelu opisano w tab. 1. Bryły nadwozia i kół samochodu są połączone ze sobą poprzez kinematyczne elementy prowadzące (mechanizmy zwieszenia kół), zawierające elementy sprężyste i tłumiące, które odpowiednio sparametryzowane [8, 9, 10] są uwzględniane jako (konstrukcyjne) zmienne decyzyjne w zadaniu optymalizacji (tab. 2). Masy nieresorowane układu wspierają się na oponach, które przenoszą poprzez styk punktowy siły normalne i styczne, które opisano semi-empirycznym modelem „Magic Formula” [11]. Kluczowe w pracy jest właściwe odwzorowanie zależności tych sił od siły nacisku i kąta pochylenia koła. Zjawisko oderwania się koła od jezdni uwzględniono jako więzy jednostronne [12].

Jako sparametryzowane zmienne wejściowe (sterujące) do modelu przyjęto:

- kąt obrotu kierownicą (δ_H);
- wychylenie przyśpiesznika (s_g);
- wychylenie pedału hamulca (s_h).

Wielkości te zadawano dla manewru jako przebiegi czasowe opisane pięcioma punktami połączonymi odcinkami prostymi (w sumie po 10 parametrów dla każdego przebiegu). Część tych parametrów podlega także optymalizacji.

Tabela 1

Opis składowych modelu MiMa do analizy dynamiki ruchu samochodu wyczynowego

| Składowe modelu | Liczba współrzędnych | Opis |
|-------------------|----------------------|---|
| Nadwozie | 6 | 3-współrzędne pozycji, 3-kąty orientacji bryły sztywnej |
| Koła | 4 | obroty kół (napędzanych i hamowanych) |
| Opony | 4 + 4 | nabieganie sił stycznych (wzdłużnych i poprzecznych) |
| Zawieszenia kół | 4 | kinematyczne ruchy resorowania |
| Układ kierowniczy | 1 | podatność skrętna w układzie kierowniczym |
| Układ napędowy | 1+1+1 | silnika + mechanizm różnicowy + podatność skrętna wałów |
| RAZEM | 26 | |

Możliwe do zmian charakterystyki tłumienia i sztywności zawieszzeń kół sam. Focus ST170

| Charakterystyki tłumienia | Przód | | Tył | |
|--|-------|----------|----------|----------|
| | komp. | odb. | komp. | odb. |
| Przyrost siły (małe prędkości) [Ns/m] | p_6 | p_{10} | p_{14} | p_{18} |
| Przyrost siły (średnie prędkości) [Ns/m] | p_7 | p_{11} | p_{15} | p_{19} |
| Przyrost siły (duże prędkości) [Ns/m] | p_8 | p_{12} | p_{16} | p_{21} |
| Siła w przegięciu charakterystyki [N] | p_9 | p_{13} | p_{17} | p_{22} |

| Charakterystyki sztywności | Przód | Tył |
|--|-------|-------|
| Sztywność sprężyn resorujących [N/m] | p_1 | p_2 |
| Sztywność od stabilizatorów przechyłu [N/m] | p_3 | p_4 |
| Udział siły hamującej na osi tylnej [-] (*dodatkowo) | | p_5 |

Równania ruchu samochodu mają ogólną postać:

$$\mathbf{M}(t, \mathbf{q}, \mathbf{p}) \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{p}) \quad (1)$$

gdzie:

- \mathbf{M} – macierz masowa układu,
- t – czas,
- \mathbf{q} – wektor współrzędnych stanu,
- \mathbf{p} – wektor parametrów modelu.

Układ kilkudziesięciu nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych opisujących model fizyczny rozwiązywano za pomocą procedury Runge-Kutta (rzędu 4, 5) w Matlabie.

Dane do modelu pojazdu estymowano na podstawie wyników wielu badań stanowiskowych i drogowych (rys. 1 – eksperymenty, cz. 1). Ważniejsze dane liczbowe zawarto w tab. 3. Wyniki weryfikacji modelu przedstawiono na przykładzie rozważanego manewru wyścigowego przejazdu poziomego łuku drogi. Warunki próby są następujące:

- nawierzchnia drogi jest równa, pozioma i przyczepna ($\mu = 0,9$),
- manewr rozpoczyna się od prędkości (96 km/h) i przebiega na biegu II,
- manewr przebiega po zadanej (tzw. geometrycznej [11]) trajektorii opisanej trzema punktami, tj.: o_1 - o_2 - o_3 , gdzie o_2 oznacza punkt trajektorii krzywoliniowej o najmniejszym promieniu, czyli tzw. punkt wierzchołkowy łuku,
- pas drogi ograniczony jest wysokim krawężnikiem,
- pomija się zjawiska termiczne w oponach, hamulcach i amortyzatorach.

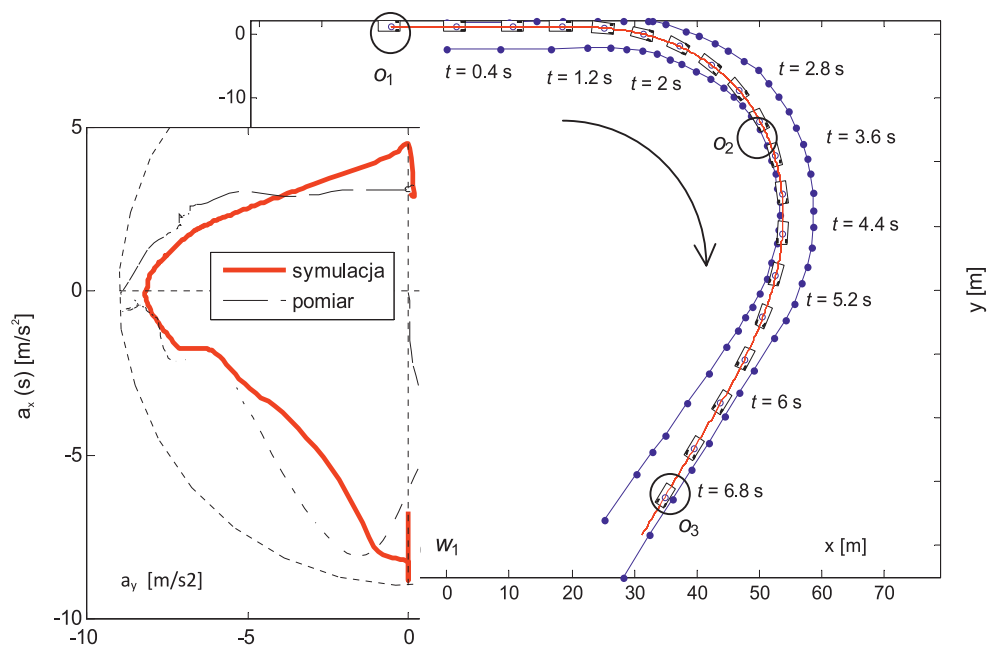
Odwzorowany (w równych odstępach czasu) tor ruchu samochodu (o bazowych wartościach parametrów) oraz zależności uzyskiwanych przyspieszeń wzdłużnych od poprzecznych przedstawiono na rys. 2. Zmierzone (eksperyment – cz. 1, rys. 1) i symulowane przebiegi czasowe sygnałów sterujących (kierownica, hamulec, przyspiesznik) oraz współrzędnych

stanu ruchu samochodu (prędkość wzdłużna v_x , prędkość odchylenia psi_p) porównano na rys. 3. Na podstawie porównania stanu położenia samochodu (rys. 2), stanu prędkości (rys. 3) i przyspieszeń (rys. 2) oszacowano niepewność modelu na poziomie kilku procent, co jest zadawalające dla tak złożonego manewru.

Tabela 3

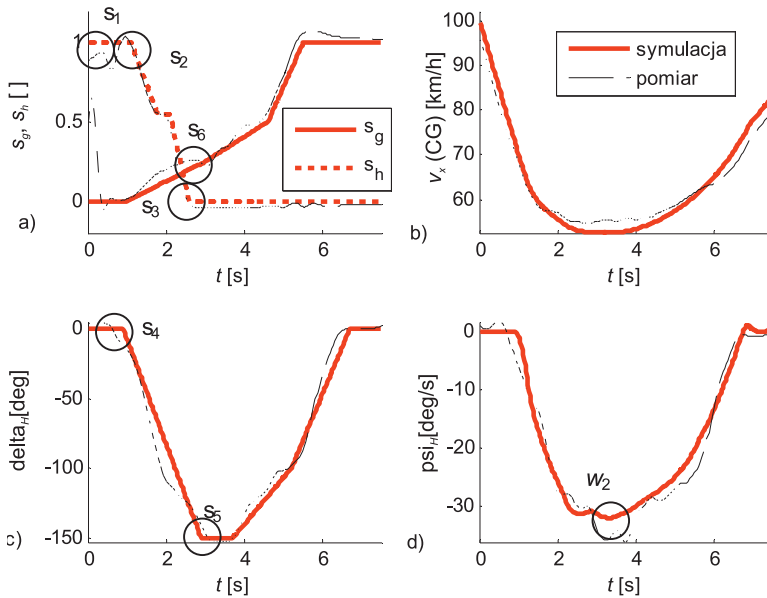
Ważniejsze parametry modelu samochodu Ford Focus ST170

| | |
|--------------------------------|--|
| Silnik–napęd | – silnik ZI wolnossący, obj. skokowa: 2.0 l, moc: 175 KM; – napęd kół przednich, swobodny mech. różnicowy, 6 biegów; |
| Wymiary | $l = 2,61$ m (rozstaw podłużny osi); $b = 1,5$ m (rozstaw poprzeczny kół); $h_{cg} = 0,53$ m (wys. środka masy); |
| Zawieszenia kół | przód: kolumny prowadzące z przekładnią zębatkową (o przełożeniu 14,7) tył: zawieszenie mieczowe (FORD sword axle) |
| Elementy sprężyste i tłumiące | przód: moduły o regulowanym tłumieniu i pozycji sprężyn śrubowych (o sztywności $c_p = 65$ N/mm), stabilizator przechyłu o średnicy 22 mm; tył: sprężyny ($c_i = 45$ N/mm), stabilizator przechyłu o średnicy 21 mm |
| Masy i momenty bezwł. z załogą | $m = 1330$ kg; $m_n = 45/36$ kg (masa nieresorowana przód/tył); $J_z = 1760$ kgm ² (samochód); $J_k = 1,1$ kgm ² (koła); |
| Opony | Toyo R888, 205/55 R16, ciśnienie: 2,2 bar; $R_0 = 0,30$ m; $k_z = 240$ N/mm |



Rys. 2. Tor oraz osiągnięte przyspieszenia wzdłużne i poprzeczne samochodu oraz jego modelu

Fig. 2. Path and corresponding longitudinal vs. lateral accelerations of the verified car model



Rys. 3. Przebiegi czasowe zmiennych sterowania (s_g , s_h , δ_{H}) i stanu ruchu (v_x , ψ_H) wyścigowego przejazdu przez łuk badanym samochodem

Fig. 3. Time responses of control and motion coordinates of race maneuver of car negotiating a corner

4. Sformułowanie zadania optymalizacji wielokryterialnej

W rozważanym przypadku wyścigowego przejazdu łuku poziomego drogi (rys. 2 i 3) najważniejszymi wskaźnikami oceny osiągnięć układu samochód–kierowca, w zależności od strategii pokonywania sąsiednich elementów toru, mogą być [11]:

- czas pokonania całego odcinka drogi (efektywność pokonania łuku), lub
- prędkość (wyjścia) na prostym odcinku drogi za łukiem („wyścigi wygrywa się na prostej” [13]).

Wykorzystanie tylko jednego wskaźnika oceny dla tak złożonego manewru może nie dać jasnego wytłumaczenia powodów zmiany osiągnięć układu człowiek–samochód.

W celu lepszego zrozumienia wpływu parametrów sztywności i tłumienia zawiesznień kół oraz doboru wyczynowej techniki kierowania na możliwości zwiększenia osiągnięć samochodu przeprowadza się optymalizację faz pośrednich manewru (rys. 2 i 3), tj.:

- I) hamowanie z opóźnieniem ok. 8 m/s^2 (od punktu o_1 na rys. 2) przechodzące w prawy skręt w kierunku wierzchołka łuku (punkt o_2 na rys. 2), co opisują pierwsze 3 s przebiegów czasowych na rys. 3,
- II) ruchu quasi-ustalonego (z przyspieszeniem poprzecznym środka masy ok. $8,5 \text{ m/s}^2$) po łuku o najmniejszym promieniu w sąsiedztwie punktu o_2 na rys. 2, co opisują przebiegi czasowe na rys. 3, od 3 do 4 s,
- III) rozpędzanie samochodu (przysp. wzdluzne ok. $2,5 \text{ m/s}^2$) wyjeżdżającego z łuku w kierunku punktu o_3 na rys. 2, co opisują przebiegi czasowe na rys. 3, od 4 do 7 s.

Ze względu na ograniczenia objętości artykułu zilustrowano tylko optymalizację fazy pierwszej, tj. wejścia w łuk. Faza ta należy do najtrudniejszej części manewru, w której błędy przekładają się na duże straty czasowe przejazdu bądź ryzyko opuszczenia toru [13]. Zdefiniowano następujące wskaźniki oceny (funkcji celu) osiągow układu samochód–kierowca w tej fazie ruchu:

- w_1 – miara skuteczności hamowania, opisana średnim opóźnieniem (a_x) samochodu w fazie hamowania (punkt w_1 na rys.2 po lewej stronie),
- w_2 – miara skuteczności zmiany kierunku ruchu (zainicjowanie ruchu po łuku), opisana stosunkiem ekstremów prędkości odchylenia (psi_p) i kąta obrotu kierownicą ($delta_n$) samochodu (punkt w_2 na rys. 3),
- w_3 – miara skuteczności zbliżenia się do wierzchołka łuku, opisana jako odległość środka masy samochodu od wierzchołka łuku (o_2 na rys. 2) pod koniec rozważanej fazy manewru.

Wskaźnik w_3 bezpośrednio przekłada się na czas przejazdu samochodem rozważanego odcinka od początku toru (o_1) do wierzchołka łuku (o_2). W przypadku optymalizacji wszystkich trzech faz manewru suma cząstkowych czasów da całkowity czas przejazdu łuku drogi.

Wszystkie wskaźniki oceny unormowano tak, aby ich minimalizacja oznaczała zwiększanie osiągow samochodu (co ułatwi ich dalszą interpretację). Przypadki opuszczenia przez samochód wyznaczonego pasa drogi są eliminowane w optymalizacji poprzez funkcję kary.

Dodatkowo, korzystnie jest mieć możliwość oceny zmiany osiągow jako wpływ:

- tylko parametrów konstrukcyjnych samochodu,
- tylko parametrów sterowania samochodem (wpływ kierowcy),
- parametrów konstrukcyjnych i sterowania jednocześnie.

Oprócz parametrów konstrukcyjnych (tab. 2), tj. opisujących sztywności i tłumienie elementów zawieszzeń kół samochodu (dodatkowo w tab. 2 podano parametr odpowiedzialny za nastawy sportowego korektora hamowania osi tylnej samochodu) jako zmienne decyzyjne zadania optymalizacji, rozpatruje się też parametry odpowiedzialne za sterowanie samochodem. W ten sposób uwzględnia się efekt dostosowania wyczynowego kierowcy do zmienianych charakterystyk samochodu. W przypadku rozważanej fazy manewru parametry (w sumie 9) te są zdefiniowane następująco (rys. 3):

- $s_{1,w}, s_{1,t}$ – czas i rzędna punktu s_1 przebiegu sterowania hamulcem roboczym,
- $s_{2,w}, s_{2,t}$ – czas i rzędna punktu s_2 przebiegu sterowania hamulcem roboczym,
- $s_{3,t}$ – czas w punkcie s_3 przebiegu sterowania hamulcem roboczym (odpowiada za pełne zwolnienie hamulca),
- $s_{4,t}$ – czas w punkcie s_4 przebiegu sterowania kierownicą (odpowiada za rozpoczęcie skrętu),
- $s_{5,w}, s_{5,t}$ – czas i rzędna punktu s_5 przebiegu sterowania kierownicą (ekstremalny kąt skrętu),
- $s_{6,w}$ – rzędna punktu s_6 przebiegu sterowania przyśpiesznikiem (przejście do ustalonej fazy ruchu po łuku).

W przypadku pełnej (mieszanej) optymalizacji, 31 zmiennych decyzyjnych (d) zawiera wybrane 22 parametry konstrukcyjne (tab. 2) oraz 9 parametrów sterowania samochodem:

$$d = [p_1 p_2 \dots p_{22} s_{1,w} s_{1,t} s_{2,w} s_{2,t} s_{3,t} s_{4,t} s_{5,w} s_{5,t} s_{6,w}]^T \quad (2)$$

Przyjęto, że unormowane zmienne decyzyjne (2) mogą zmieniać wartości o $\pm 60\%$ i $\pm 25\%$ w przypadku odpowiednio parametrów konstrukcyjnych i sterowania pojazdem.

Do rozwiązania nieliniowej polioptymalizacji z ograniczeniami wykorzystano ewolucyjny algorytm genetyczny [4], który zaimplementowano w środowisku Matlab. Przyjęto następujące parametry algorytmu: liczba populacji: $20 \times 31 = 620$; liczba generacji: 20; selekcja: ruletka; prawdopodobieństwo krzyżowania: 0,9 i mutacji: 1/6.

5. Wyniki optymalizacji fazy wejścia samochodu w luk

Ze względu na trudność interpretacji wyników w przestrzeni trójwymiarowej (w_1, w_2, w_3), otrzymane rozwiązania Pareto-optymalne fazy inicjowania skrętu rozważanego samochodu przedstawiono na rys. 4 poprzez rzuty na trzy płaszczyzny kryteriów: w_1 względem w_2 , w_2 względem w_3 , oraz w_3 względem w_1 . Wartości wskaźników równe jedności oznaczają osiągnięcia oryginalnego układu samochód–kierowca. Wartości mniejsze oznaczają poprawę wskaźników, a większe – ich pogorszenie. Wypukły brzeg rozwiązań świadczy o sprzeczności kryteriów (jedno kosztem drugiego). Poziomy lub pionowy brzeg rozwiązań świadczy o niezależności kryteriów (zmiana jednego nie wpływa na drugie). Każde z kilkuset rozwiązań daje inne własności, które można otrzymać przy odpowiednio zmienionych wartości wektora decyzyjnego (2). Wybór najlepszego rozwiązania zależy od preferencji kierowcy i możliwości technicznych zespołu.

Dodatkowo, wykresy na rys. 4 zawierają wyniki dotyczące optymalizacji: (opt-k) tylko parametrów konstrukcyjnych (krzyżki), (opt-s) tylko parametrów sterowania samochodem (kropki), (opt-ks) łącznie parametrów konstrukcyjnych i sterowania (kwadraty).

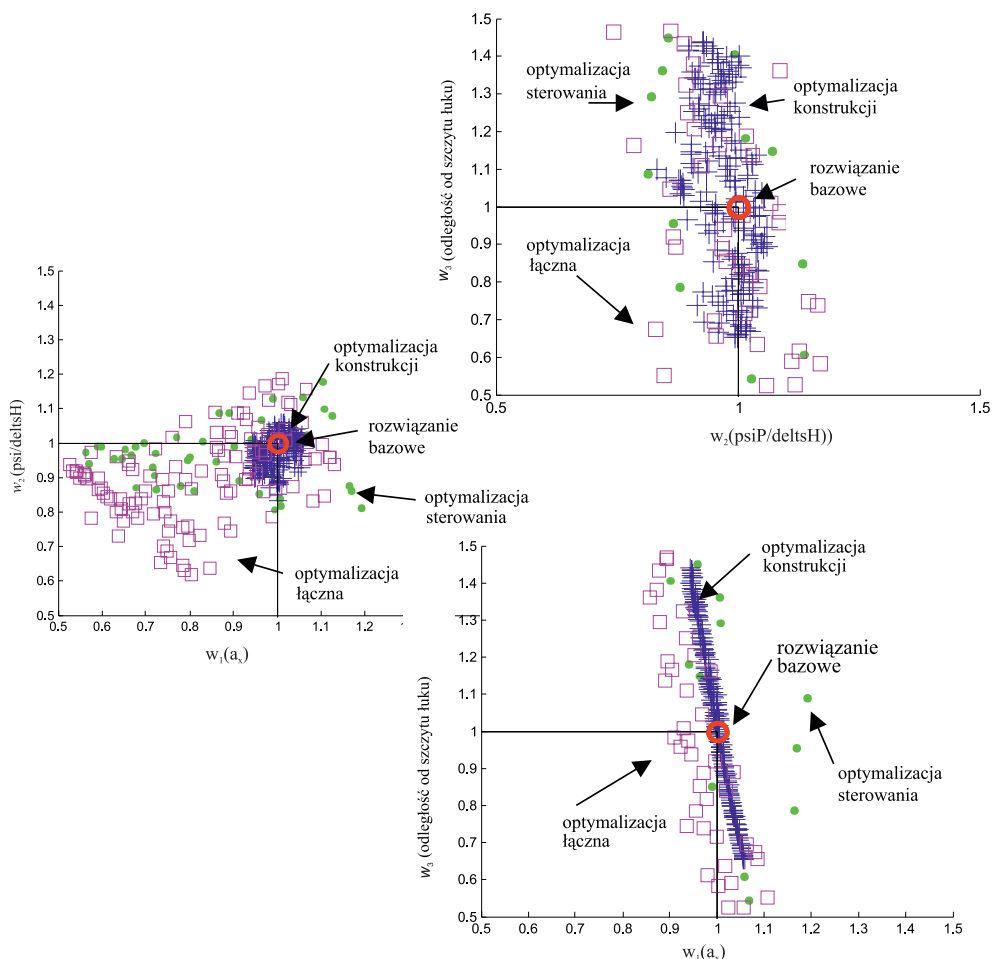
Optymalizacja tylko parametrów konstrukcyjnych (opt-k) daje najmniejszy zakres poprawy osiągnięć, ponieważ wskaźnik efektywności hamowania (w_1) możemy zmienić o ok. 10%, efektywność zmiany kierunku samochodu (w_2) o ok. 12%, a wskaźnik (w_3) osiągnięcia wierzchołka luku o ok. 40%.

Optymalizacja tylko parametrów sterowania (opt-s) daje większe zakresy zmiany osiągnięć, a oczywiście najlepsze wyniki można osiągnąć, optymalizując łącznie „samochód i działania kierowcy”. W tym przypadku (opt-ks), populacja wyników nie tylko zajmuje najszerszy obszar, ale przesuwa się dodatkowo w kierunku (punktu o współrzędnych: 0,0,0) poprawy wszystkich kryteriów jednocześnie.

Poniżej omówiono kilka wyników optymalizacji. Przy czym, bazowano tylko na rozwiązaniach, które dają największą poprawę pojedynczego wskaźnika (np. w_1), gdy pozostałe wskaźniki mają wartości zbliżone do rozwiązania bazowego (współrzędne: 1, 1, 1 na rys. 4).

W celu poprawy wskaźnika w_2 , odpowiadającego za efektywną zmianę kierunku samochodu, poprzez optymalizację tylko parametrów konstrukcyjnych (opt-k, w_2) w rozważanym samochodzie należy:

- zwiększyć sztywność sprężyn i stabilizatora przechyłu kół tylnych,
- zwiększyć siły tłumienia przy niskich prędkościach na kompresji przednich kół,
- zmniejszyć siły tłumienia przy niskich prędkościach na odbiciu tylnych kół,
- zmniejszyć udział sił hamujących na osi tylnej (korektor sportowy).



Rys. 4. Rozwiązania Pareto-optymalne fazy wejścia samochodu w łuk ocenianej trzema wskaźnikami

Fig. 4. Pareto-optimal solutions of the car turn in phase scored based on three criteria

Zmiany te dają zwiększenie sił stycznych osi przedniej (efektywniejsza inicjacja skrętu), kosztem osi tylnej (większe znoszenie osi tylnej zmniejsza podsterowność). Odpowiedzi samochodu oryginalnego (bazowego) i zmienionego (opt-k, w_2) porównano na rys. 5 i 6. Przy tym samym sterowaniu (kierownica, hamulec, przyśpiesznik) samochód osiąga większą prędkość odchylenia (rys. 5, psi_p) o ok. 15% oraz przyspieszenie poprzeczne (rys. 6, a_y) o ok. 6%. Rozpatrywane zmiany konstrukcyjne umożliwiają poszerzenie zakresu osiągnięć samochodu (rys. 6) w kierunku poprzecznym. Jednak, przy niezmiennym sterowaniu samochodem, większe znoszenie osi tylnej daje większe opory ruchu, co przekłada się na nieznaczne zmniejszenie prędkości (rys. 5) w szczycie łuku o ok. 2%.

W celu poprawy wskaźnika w_2 (efektywność zmiany kierunku samochodu) poprzez optymalizację tylko parametrów sterowania samochodem (opt-s, w_2) należy (rys. 5):

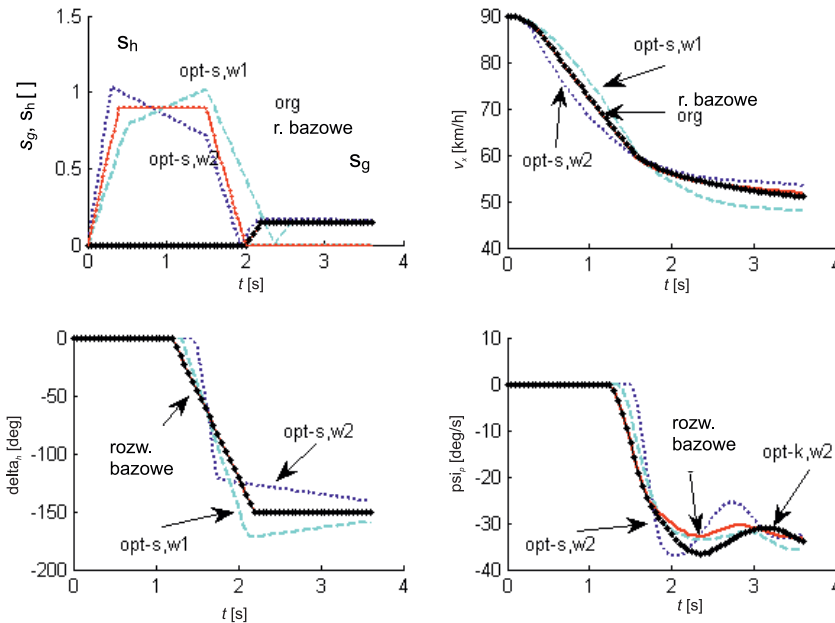
- zmniejszyć intensywność hamowania w fazie rozpoczynania skrętu kierownicą;
- opóźnić rozpoczęcie skręcania kierownicą do momentu znacznego odhamowania i szybciej osiągnąć skręt maksymalny, aby zmierzać w kierunku wierzchołka łuku.

Takie sterowanie daje możliwość uzyskania większej prędkości odchylenia (rys. 5, psi_p) o ok. 16% przy mniejszym kącie skrętu kierownicą o ok. 14%. Kluczowe w tym manewrze jest skrócenie fazy przeplatania hamowania i skrętu, co jest widoczne na charakterystyce przyspieszeń podłużnych i poprzecznych samochodu (rys. 6). Rozpoczęcie skrętu na mniej obciążonej osi przedniej od hamowania daje efektywniejsze odchylenia samochodu (ale o bardziej drgającym przebiegu, rys. 5).

W celu poprawy wskaźnika w_1 (efektywność hamowania przed łukiem) poprzez optymalizację tylko parametrów sterowania samochodem (opt-s, w_1) należy (rys. 5):

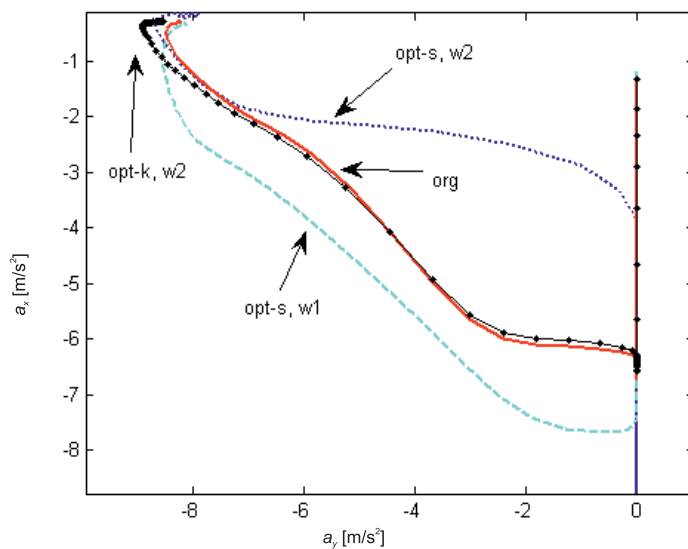
- zwiększyć intensywność hamowania w fazie rozpoczynania skrętu kierownicą,
- wydłużyć fazę zwalniania hamulca.

W tym manewrze faza przeplatania hamowania i skrętu ulega wydłużeniu, co jest widoczne na charakterystyce przyspieszeń podłużnych i poprzecznych samochodu (rys. 6). Samochód dłużej utrzymuje wysokie wartości opóźnienia, mimo zmiany kierunku ruchu. Rozpoczęcie skrętu kół przy znacznym poślizgu wzdłużnym osi przedniej (od hamowania) daje niestety pogorszenie odpowiedzi odchylenia samochodu (tzn. mniej efektywnie zmienia kierunek ruchu).



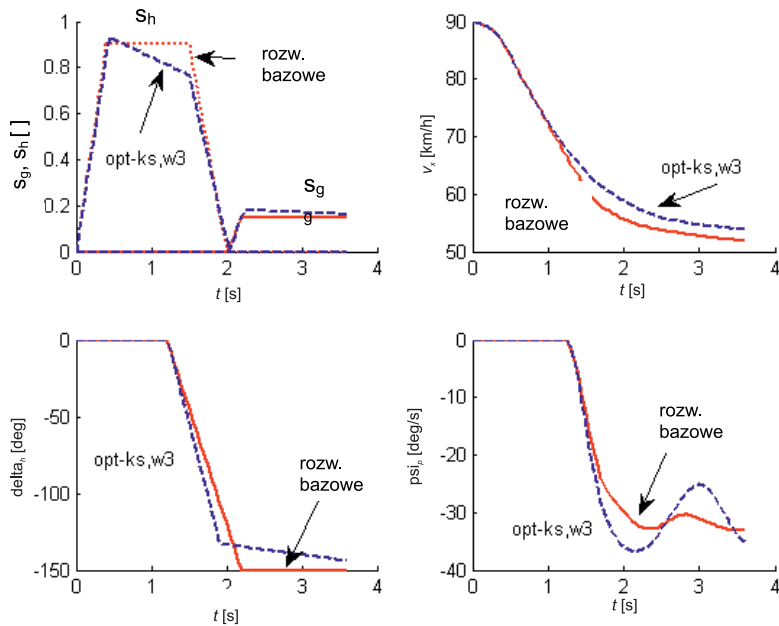
Rys. 5. Przebiegi czasowe symulowanego manewru „wejścia w łuk” samochodem po optymalizacji (opt-k) oraz (opt-s)

Fig. 5. Time responses of simulated turn in maneuver of car after optimization (opt-k) & (opt-s)



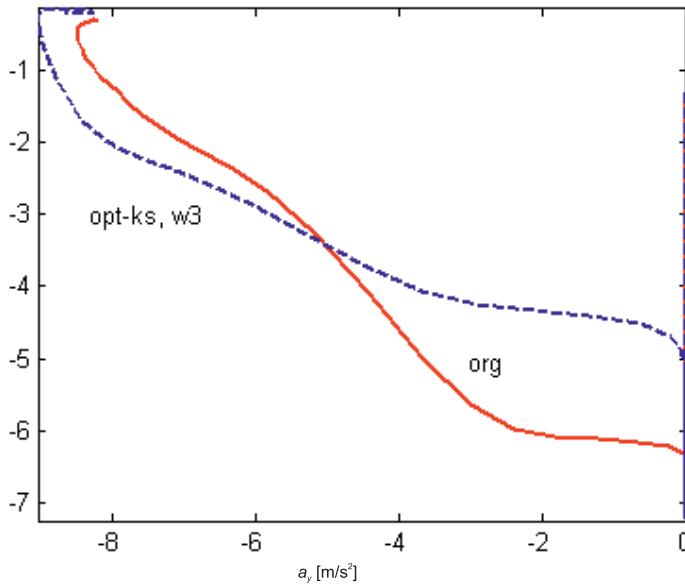
Rys. 6. Osiągnięte przyspieszenia wzdłużne i poprzeczne modelu samochodu po optymalizacji (opt-k) oraz (opt-s)

Fig. 6. Achieved longitudinal&lateral accelerations of car model after optimization (opt-k) & (opt-s)



Rys. 7. Przebiegi czasowe symulowanego manewru „wejścia w łuk” samochodem po optymalizacji (opt-ks, w_3)

Fig. 7. Time responses of simulated turn in maneuver of the car after optimization (opt-ks, w_3)



Rys. 8. Przyspieszenia wzdłużne i poprzeczne modelu samochodu po optymalizacji (opt-ks, w_3)

Fig. 8. Achieved longitudinal vs. lateral accelerations after optimization (opt-ks, w_3)

W celu poprawy wskaźnika w_3 (mniejsza odległość samochodu od wierzchołka łuku pod koniec tej fazy ruchu oznacza szybsze pokonanie zadanej trajektorii) poprzez optymalizację parametrów konstrukcyjnych i sterowania samochodem (opt-ks, w_3) należy:

- zastosować zmiany konstrukcyjne, jak w przypadku optymalizacji opt-k, w_2 ;
- zastosować pośrednie sterowanie samochodem między przypadkami optymalizacji opt-s, w_1 (najlepsze hamowanie) oraz opt-s, w_2 (najlepsze „wejście w łuk”);

Odpowiedzi modelu samochodu w rozwiązaniu bazowym i najszybszym (opt-ks, w_3) porównano na rys. 6 i 7. Dzięki jednoczesnym zmianom sposobu kierowania samochodem i jego parametrów konstrukcyjnych, można osiągnąć wierzchołek łuku ze zwiększoną prędkością o ok. 6%, co jest znaczącą poprawą.

5. Wnioski

Przedstawiona innowacyjna metoda obliczeniowo-eksperymentalna umożliwiła zwiększenie osiągnięć układu samochód–kierowca przy jak najmniejszej liczbie prób drogowych oraz „przebrojeń” samochodu, rozwiązując zadanie polioptymalizacji parametrów dynamicznego i nieliniowego modelu symulacyjnego. Dodatkowo, badania modelu fizycznego ułatwiają zrozumienie istotności charakterystyk złożonego układu.

Efektywność metody zilustrowano poprzez wyniki optymalizacji wyścigowego manewru przejścia samochodu przednionapędowego z prostej w zadany łuk poziomy drogi. Osiągi układu samochód–kierowca oceniano za pomocą trzech wskaźników, odpowiedzialnych za skuteczność: (w_1) hamowania przed łukiem, (w_2) zmiany kierunku samochodu w fazie skręcania oraz (w_3) zbliżenia się do wierzchołka łuku pod koniec tej fazy ruchu. W celu lepszego

zrozumienia wpływu charakterystyk układu kierowca–samochód na zmiany jego osiągnięć na torze wyścigowym przeprowadzono trzy optymalizacje, tj.: (opt-k) tylko 22 parametrów konstrukcyjnych samochodu (sprężyny resorujące, stabilizatory przechyłu, korektor hamowania osi tylnej oraz amortyzatory), (opt-s) tylko parametrów sterowania samochodem (wpływ działania kierowcy opisano 9 parametrami) oraz (opt-ks) parametrów konstrukcyjnych i sterowania jednocześnie. Takie podejście umożliwia ocenę potencjału kierowcy bądź samochodu, który nie został podczas próby drogowej w pełni wykorzystany. Oczywiście, najlepsze wyniki można osiągnąć optymalizując łącznie „samochód i działania kierowcy”, dając poprawę wskaźników nawet o kilkadziesiąt procent. Część przedstawionych wyników optymalizacji potwierdzono w testach drogowych samochodu (rys. 1, eksperyment, cz. 2), które nie są prezentowane w artykule.

Otrzymane rozwiązania Pareto-optymalne w większości przypadków potwierdzają sprzeczność pomiędzy postawionymi kryteriami (jedno kosztem drugiego, tzn. albo samochód będzie dobrze hamować, albo skręcać, albo najszybciej przejedzie rozważany odcinek toru). Każde z kilkuset rozwiązań daje inne własności, które można otrzymać przy odpowiednio zmienionych wartości wektora decyzyjnego. Jednak ze względu na nieliniowość i złożoność rozważanego układu samochód–kierowca jego zbliżone własności może dać kilka różnych zestawów parametrów. Wybór najlepszego rozwiązania zależy od preferencji kierowcy i możliwości technicznych (ekonomicznych) zespołu sportowego.

Zwiększanie osiągnięć samochodów przystosowanych do sportu wiąże się przede wszystkim z poprawą współpracy opon (nie bez powodu nazywane „czarnym złotem”) z nawierzchnią drogi. Kryteria komfortu kierowcy (i pilota) są co najwyżej drugorzędne. Ze względu na specyfikę rozważanego odcinka łuku poziomej i równej drogi, który ma stosunkowo łagodne rozwinięcia, na osiągnięcia samochodu wpływają przede wszystkim charakterystyki sztywności zawiesznień. W przypadku istnienia nierówności i pochyłeń drogi coraz większe znaczenie mają charakterystyki tłumienia amortyzatorów.

Efektywność opracowanych algorytmów optymalizacji potwierdzono także w przypadkach innych samochodów (przednio-, tylny- i czteronapędowych) prowadzonych, stosując różne techniki (wyścigowa, rajdowa, „dryftowa”) wyczynowej jazdy w zróżnicowanych warunkach drogowych.

Prezentowane wyniki badań, zrealizowane w ramach tematu nr M-4/368/DS/2012, zostały sfinansowane z dotacji na naukę przyznanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- [1] Braghin F., et al, *Race driver model*, Computers and Structures, vol. 86, 2008, 1503-1516.
- [2] Casanova D., Sharp R.S., Symonds P., *Minimum time manoeuvring: The significance of yaw inertia*, Vehicle System Dynamics, vol. 34, 2000, 77-115.
- [3] Gobbi M., Mastinu G., Doniselli C., *Optimising a Car Chassis*, Vehicle System Dynamics, 32: 2, 1999, 149-170.
- [4] Kalaynmo D., *Multi-objective Optimization using Evolutionary Algorithms*, John Wiley&Sons 2001.

- [5] Knapczyk J., Maniowski M., *Optimization of 5-rod car suspension for elastokinematic and dynamic characteristics*, The Archive of Mechanical Engineering, z. 2, 2010.
- [6] Knapczyk J., Maniowski M., *Synthesis of a five-rod suspension for given load-displacement characteristics*, Proc. Instn. Mech. Engrs, Part D: J. Automobile Engineering, Vol. 220, 2006, 879-889.
- [7] Maniowski M., *Ustawienia samochodu rajdowego dla szybkiego pokonania hopy*, Zeszyty Nauk. Politechniki Świętokrzyskiej, nr 8, Kielce 2008, 235-242.
- [8] Maniowski M., *Optimization of spring-damper modules of rally car for fast passing over jump inducing bumps*, International Association of Vehicle System Dynamics, Manchester 2011.
- [9] Maniowski M., *Optymalizacja charakterystyk tłumienia amortyzatora samochodowego w warunkach przejazdu po pojedynczej nierówności drogi*, Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej, 1-M, z. 2, 2011, 137-145.
- [10] Maniowski M., *Porównanie efektywności modeli amortyzatorów hydraulicznych*, Konferencja Bezpieczeństwa Pojazdów, Kielce–Cedzyna 2012.
- [11] Milliken W., Milliken D., *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale PA USA: Society of Automotive Engineers (SAE) International, 1995.
- [12] Mitschke M., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Band B, Springer-Verlag, 1984.
- [13] Van Valkenburgh P., *Race car engineering and mechanics*, HPBooks, 2002.