

MICHAŁ MANIOWSKI*

OPTYMALIZACJA CHARAKTERYSTYK TŁUMIENIA AMORTYZATORA SAMOCHODOWEGO W WARUNKACH PRZEJAZDU PO POJEDYNCZEJ NIERÓWNOŚCI DROGI

DAMPING CHARACTERISTICS OPTIMIZATION OF A CAR SHOCK ABSORBER IN CONDITIONS OF PASSING OVER A SINGLE UNEVENNESS

Streszczenie

W niniejszym artykule rozwiązano przykłady optymalizacji charakterystyk tłumienia pasywnego amortyzatora stosowanego w zawieszeniach kół samochodu. Rozważano drgania układu koło-nadwozie wymuszane przejazdem po pojedynczych nierównościach drogi typu garb i dołek. Sformułowano tzw. ćwiartkowy, nieliniowy model przedniej osi samochodu VW Passat. Jako zmienne decyzyjne zdefiniowano sześć niezależnych parametrów funkcjonalnego modelu opisującego charakterystyki tłumienia amortyzatora. Jako kryteria optymalizacji zdefiniowano wskaźniki dotyczące komfortu drganiowego i bezpieczeństwa czynnego. Zadanie polioptymalizacji z ograniczeniami rozwiązywano, stosując algorytm genetyczny. Wśród otrzymanych rozwiązań Pareto-optmalnych projektant ma możliwość wyboru najlepszego rozwiązania w zależności od swoich preferencji.

Słowa kluczowe: optymalizacja, amortyzator, drgania samochodu, komfort, bezpieczeństwo

Abstract

Optimization of damping characteristics of a passive shock absorber in car wheel suspension is solved in the paper. Vibrations of the wheel-car body system due to passing over a single road unevenness, like bump and pothole, are considered. Nonlinear quarter model of a front axis of VW Passat is formulated. Six independent parameters of the damping characteristics are chosen as design variables. Criteria of ride comfort and car active safety are defined as a vector goal function. Constrained multi-criteria problem is solved by using genetic algorithm. Obtained Pareto-optimal solutions enable to choose the best one according to the designer preferences.

Keywords: optimization, passive shock absorber, car vibrations, ride comfort, active safety

* Dr inż. Michał Maniowski, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Charakterystyki tłumienia amortyzatorów stosowanych w mechanizmach prowadzenia kół samochodu są dobierane m.in. ze względu na pożądany poziom wibroizolacji (komfort drganiowy), właściwe utrzymywanie kontaktu opony z nawierzchnią drogi (element bezpieczeństwa czynnego) oraz trwałość podzespołów pojazdu [5]. Poprzez zmianę parametrów amortyzatora hydraulicznego wpływa się znacząco na charakter samochodu.

Producenci amortyzatorów kształtują jego właściwości, wykonując pracochłonne cykle testów drogowych, często metodą prób i błędów [1]. Wykorzystanie odpowiedniego oprogramowania może przyspieszyć i ułatwić ten proces na poszczególnych etapach projektowania.

W celu powiązania właściwości samochodu dotyczących komfortu i bezpieczeństwa czynnego z właściwościami pasywnych amortyzatorów hydraulicznych potrzebny jest odpowiedni model pojazdu [2]. Możliwość efektywnego rozwiązania zadania optymalizacji modelu zależy od ustalenia kompromisu pomiędzy dokładnością odwzorowania rzeczywistości a czasochłonnością obliczeń [3].

W artykule rozważano drgania układu koło–nadwozie wymuszane przejazdem po pojedynczych nierównościach drogi typu garb i dziura z różnymi prędkościami najazdu. Sformułowano dwumasowy nieliniowy model symulacyjny przedniej części samochodu osobowego VW Passat, zdefiniowano kryteria i ograniczenia optymalizacji charakterystyk tłumienia pasywnego amortyzatora, czyli zależności ustalonych sił tłumienia od względnej prędkości jego tłoczyska. Charakterystykę tą sparametryzowano sześcioma zmiennymi decyzyjnymi. Do oceny komfortu drganiowego i bezpieczeństwa czynnego wykorzystywano odpowiedzi czasowe odpowiednio pionowego przyspieszenia nadwozia i siły nacisku koła na nawierzchnię drogi.

Zadanie polioptymalizacji rozwiązywano, stosując algorytm ewolucyjny. Otrzymane zbiory polioptymalne wykazują sprzeczność pomiędzy badanymi kryteriami. Projektant ma możliwość wyboru najlepszego rozwiązania w zależności od swoich preferencji. Uzyskano jednocześnie poprawę obu kryteriów najwyżej o kilkanaście procent, co może świadczyć o właściwym doborze amortyzatora przez producenta.

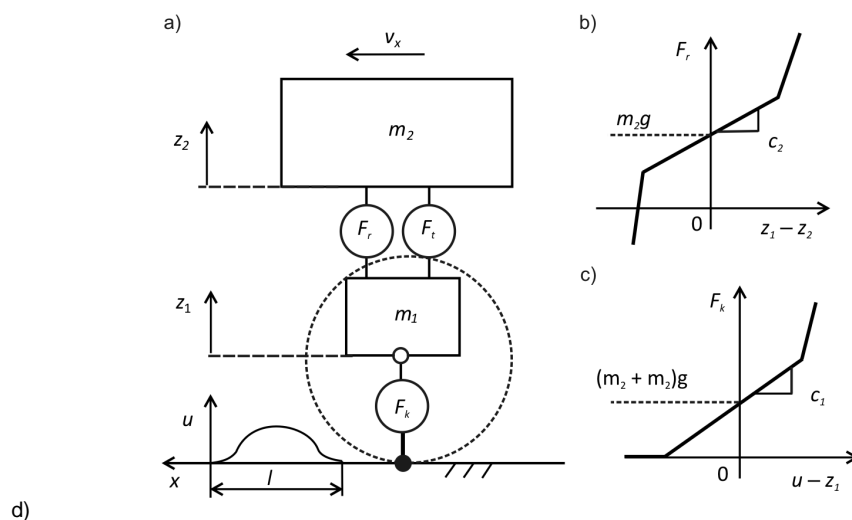
Prezentowany temat stanowi część większej całości dotyczącej optymalizacji charakterystyk sprężysto-tłumiących w mechanizmach prowadzenia kół samochodu [6]. Zadanie to ma szerokie zastosowanie, np. w celu zwiększenia osiągnięć samochodów sportowych [4].

2. Model układu samochodu koło–nadwozie

W celu uproszczenia zagadnienia postawiono następujące założenia przy formułowaniu modelu symulacyjnego: (I) pojazd porusza się na wprost ze stałą prędkością (v_x); (II) rozpatruje się tylko drgania w płaszczyźnie pionowej pojazdu, o częstotliwości do kilkunastu Hz; (III) drgania wymuszone są nierównościami nieodkształcalnej drogi $u(x)$, które są symetryczne względem osi jezdni oraz mają gładkie i odpowiednio długie profile (rys. 1a); (IV) pominięto efekty aerodynamiczne, układ napędowy, hamulcowy pojazdu oraz podatne przeguby w zawieszeniach kół samochodu.

Przy powyższych założeniach drgania układu koło–nadwozie opisano za pomocą tzw. modelu ćwiartkowego [5], którego schemat przedstawiono na rys. 1a. Model ten opisany

jest dyskretnymi parametrami i dwoma stopniami swobody, związanymi z pionowymi składowymi drgań (z_1 i z_2) dwóch zastępczych mas, tj. masy nieresorowanej (m_2) i resorowanej (m_1).

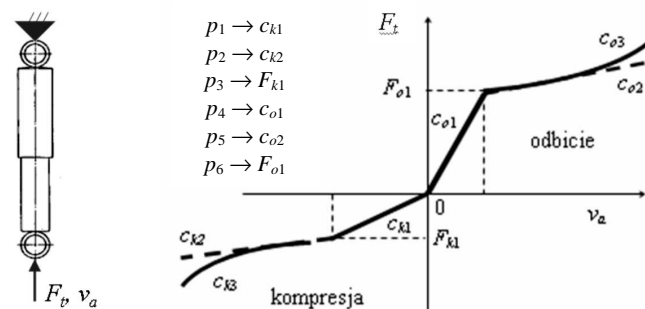


$$m_1 = 45 \text{ [kg]}; m_2 = 495 \text{ [kg]}; c_2 = 78\,000 \text{ [N/m]}; c_1 = 260\,000 \text{ [N/m]}; p_1 = 14\,070 \text{ [Ns/m]};$$

$$p_2 = 1433 \text{ [Ns/m]}; p_3 = 2053 \text{ [N]}; p_4 = 3120 \text{ [Ns/m]}; p_5 = 623 \text{ [Ns/m]}; p_6 = -742 \text{ [N]}.$$

Rys. 1a) Dwumasowy model układu koło–nadwozie wymuszony do drgań pionowych pojedynczą nierównością drogi $u(x)$, b) charakterystyka resorowania, c) charakterystyka sztywności promieniowej ogumienia, d) dane (wybrane) numeryczne (przednia oś VW Passat B5)

Fig. 1a) Double mass model of a wheel-car body system for vertical vibrations analysis, excited by single road unevenness, b) characteristics of suspension vertical stiffness, c) characteristics of tire radial stiffness, d) numerical data (front axle of VW Passat)



Rys. 2. Model funkcjonalny typowej charakterystyki ustalonych sił tłumienia (F_t) amortyzatora samochodowego, opisany sześcioma niezależnymi parametrami p_1 do p_6

Fig. 2. Empirical model of a typical characteristic of steady-state damping forces (F_t) of a car shock absorber, described by six independent parameters p_1 to p_6

Masy są połączone ze sobą poprzez elementy o zastępczych charakterystykach resorowania i tłumienia, odpowiednio zredukowane do środka koła. Zastępczą siłę (F_r) przenoszoną przez elementy resorujące-sprężyste (jak sprężyna główna, element progresujący, ograniczniki skoku) zawieszenia opisano jako odcinkowo-algebraiczną funkcję tzw. ugięcia ($z_a = z_1 - z_2$) zawieszenia (rys. 1b).

Funkcję dysypowania energii mechanicznej drgań pojazdu pełni tutaj pasywny amortyzator hydrauliczny. Jego zastępczą charakterystykę opisano algebraiczną zależnością siły tłumienia (F_t) od prędkości ugięcia (v_a) zawieszenia. Typowa charakterystyka tłumienia współczesnego amortyzatora samochodowego (rys. 2) wynika z próby rozwiązania kompromisu pomiędzy wieloma sprzecznymi wymaganiami [1]. Obecne układy zaworowe amortyzatorów umożliwiają niezależną zmianę każdej części tej charakterystyki w określonym zakresie. Fakt ten wykorzystano do sparametryzowania funkcjonalnego modelu amortyzatora przez sześć niezależnych parametrów (rys. 2), które zapisano jako składowe wektora (\mathbf{p}) zmiennych decyzyjnych w zadaniu optymalizacji:

$$\mathbf{p} = [p_1, p_2 \dots p_6]^T \quad (1)$$

Masa nieresorowana układu wspiera się na oponie (rys. 1a), która przenosi poprzez styk punktowy tylko siłę normalną (F_k) do nawierzchni jezdni w zależności od promieniowego ugięcia ogumienia (rys. 1c). Taki model opony stosuje się dla nierówności o długości fali większej od długości tzw. śladu [5]. Zjawisko oderwania się koła od jezdni uwzględniono jako więzy jednostronne.

Układ dwóch nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych, opisujących przedstawiony model fizyczny, rozwiązywano za pomocą procedury Runge-Kutta [4, 5] w oprogramowaniu Matlab.

3. Sformułowanie zadania optymalizacji wielokryterialnej

W artykule rozpatrzono przykład numeryczny optymalizacji dotyczący przedniej osi samochodu VW Passat B5. Dane do modelu ćwiartkowego pojazdu (rys. 1a) estymowano na podstawie wyników wielu badań opisanych w [6]. Dane numeryczne zawarto na rys. 1b.

Pierwszym problemem przy formułowaniu zadania optymalizacji charakterystyk tłumienia amortyzatora samochodowego jest wybór odpowiedniego wymuszenia odpowiedzi układu koło–nadwozie (rys. 1a), które będzie reprezentatywne dla zastosowania samochodu. W pracy rozpatrzono dwa proste scenariusze dotyczące przejazdu samochodu z prędkością $v_x = 50$ km/h po pojedynczych nierównościach typu garb (o parametrach: $u_{max} = 0,03$ m; $l = 1$ m) i dołek (odwrócony garb). Nierówności opisano funkcją cosinus.

Kolejnym ważnym etapem jest zdefiniowanie wskaźników oceny własności samochodu, które są: mierzalne (obiektywne), dobrze korelujące z oceną subiektywną np. kierowcy, istotne (zbyt duża liczba wskaźników utrudnia efektywne znalezienie rozwiązania) [3]. Jako kryterium komfortu (K_3) podróży przyjęto wartość skuteczną (RMS) przebiegu przyspieszenia pionowego (z_a) masy resorowanej modelu ćwiartkowego [2]. Założono, że zmniejszeniu tego wskaźnika będzie towarzyszyć zmniejszenie drgań pasażerów, szczególnie w pierwszej fazie, gdy drgania wykonuje masa nieresorowana. Jako kryterium bezpieczeństwa czynnego (B_1) przyjęto wartość RMS przebiegu zmiany siły nacisku koła (F_k) na nawierzchnię drogi [2]. Zmniejszenie tego wskaźnika daje poprawę

warunków współpracy koła z jezdnią, umożliwiając efektywniejsze wygenerowanie sił stycznych potrzebnych do zahamowania lub zmiany toru pojazdu w sytuacji kryzysowej.

Przyjmując określony model pojazdu, realizujący zadane scenariusze, zadanie optymalizacji charakterystyk tłumienia amortyzatora ze względu na komfort i bezpieczeństwo czynne można zapisać następująco:

minimalizuj wektorową funkcję celu: $[K_3, B_1]$ (dla danych scenariuszy) (2)

poprzez zmienne decyzyjne: $p_1 \div p_6$

przy ograniczeniach typu: $p_{i,\min} < p_i < p_{i,\max}$, dla $i = 1:6$.

Do rozwiązania nieliniowej polioptymalizacji z ograniczeniami (2) wykorzystano ewolucyjny algorytm genetyczny [3], który zaimplementowano w środowisku Matlab. Przyjęto następujące parametry algorytmu: liczba populacji: 15; l. generacji: 40; selekcja: ruletka; prawdopodobieństwo krzyżowania: 0,9; prawdopodobieństw mutacji: 1/6.

We wszystkich przypadkach przyjęto, że zmienne decyzyjne (1) mogą zmieniać wartości w zakresie $\pm 50\%$, co odpowiada rzeczywistemu ograniczeniu zakresu regulacji układów zaworowych amortyzatora samochodowego.

4. Wyniki optymalizacji

Optymalizacja dla przypadku przejazdu po nierówności typu garb

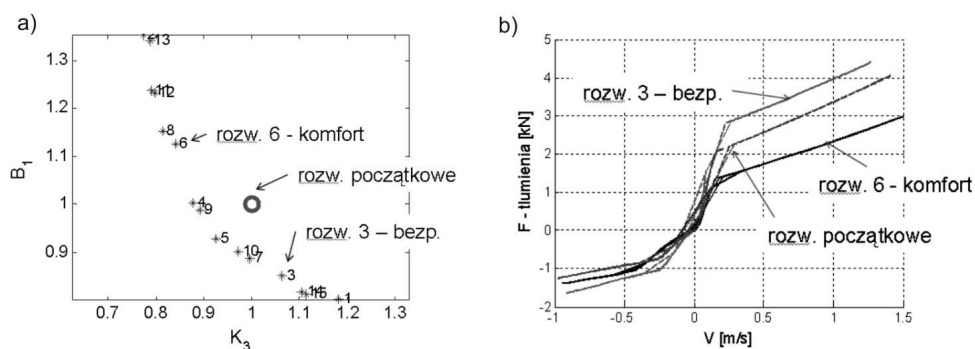
W pierwszym przypadku optymalizacji rozpatrzono tylko scenariusz nr 1, czyli przejazd po nierówności typu garb. Otrzymany zbiór piętnastu rozwiązań Pareto-optymalnych przedstawiono na płaszczyźnie unormowanych kryteriów K_3 i B_1 na rys. 3a. Punkt o współrzędnych (1, 1) odpowiada rozwiązaniu początkowemu (VW Passat). W przypadku zmniejszenia pierwszej współrzędnej (K_3) otrzymamy polepszenie właściwości dotyczących komfortu, a drugiej (B_1) – bezpieczeństwa czynnego. Nowe rozwiązania układają się w tzw. front wypukły, świadczący o sprzeczności postawionych kryteriów [3]. Rozwiązanie nr 5 umożliwi największą poprawę obu kryteriów jednocześnie (o ok. 8%). Pozostałe rozwiązania wymagają ustalenia kompromisu (jedno kosztem drugiego). Projektant ma możliwość wyboru rozwiązania w zależności od swoich preferencji.

Rozpatrzmy przykładowo dwa nowe rozwiązania, tj. nr 6 – ukierunkowane na komfort (poprawa K_3 o 17%, pogorszenie B_1 o 14%) oraz nr 3 – ukierunkowane na bezpieczeństwo czynne (pogorszenie K_3 o 7%, polepszenie B_1 o 14%).

Na rysunku 3b porównano charakterystyki tłumienia amortyzatora oryginalnego (rozwiązanie początkowe) oraz dwóch nowych charakterystyk, odpowiadających rozwiązaniom nr 3 i 6. Polepszenie komfortu wymaga znacznego zmniejszenia sił tłumienia (rozwiązanie 6), ale tylko podczas fazy odbicia (rozciągania) amortyzatora. Natomiast po stronie kompresji (ujemna część dziedziny – rys. 3b) siły uległy zwiększeniu. Otrzymana charakterystyka wykazuje symetrię dla obu faz działania amortyzatora. W celu polepszenia bezpieczeństwa czynnego siły tłumienia (rozwiązanie 3) są zwiększone po obu stronach, ale utrzymują niesymetrię charakterystyki.

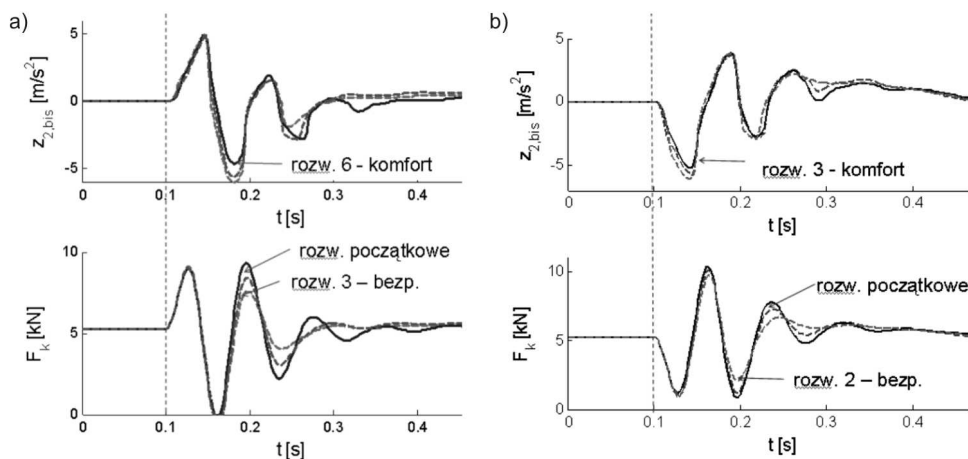
Na rysunku 4 porównano odpowiedzi czasowe przyspieszenia pionowego masy resorowanej i siły nacisku koła w wyniku przejazdu po garbie (rys. 1a). Zastosowane okno czasowe zawiera tylko pierwszą część odpowiedzi, kiedy drga głównie masa nieresorowa-

wana (częstotliwość drgań tłumionych ok. 12 Hz) wymuszona kontaktem z nierównością drogi w chwili $t = 0,1$ s. Zastosowanie amortyzatora rozwiązania 6 umożliwia wyraźne zmniejszenie drugiej wartości szczytowej przebiegu przyspieszenia pionowego, co daje poprawę wskaźnika komfortu. Natomiast zastosowanie amortyzatora rozwiązania 3 umożliwia wyraźne zmniejszenie trzeciej, czwartej i piątej wartości szczytowej przebiegu siły nacisku koła, co poprawia wskaźnik bezpieczeństwa czynnego.



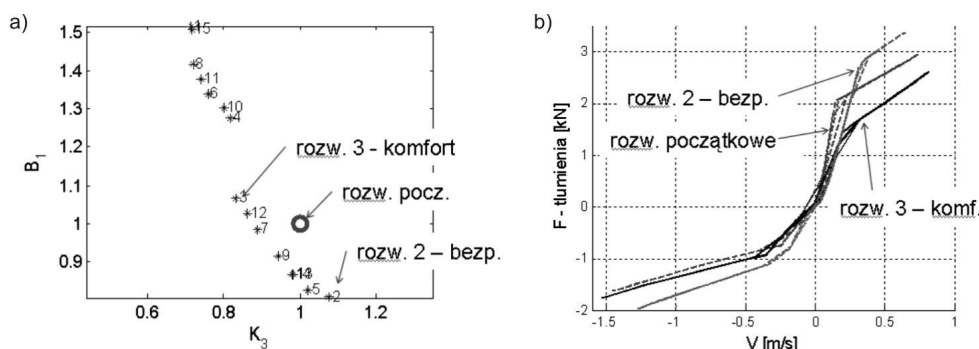
Rys. 3a) otrzymane zbiory rozwiązań Pareto- optymalnych dotyczące scenariusza nr 1 (garb),
b) porównanie wybranych rozwiązań charakterystyk amortyzatora

Fig. 3a) Pareto-optimal set of solutions regarding scenario nr 1 (bump),
b) selected characteristics of damper are compared



Rys. 4. Porównanie odpowiedzi czasowych przyspieszenia pionowego masy resorowanej i siły nacisku koła dotyczących nowych charakterystyk amortyzatora: a) scenariusz nr 1, b) scenariusz nr 2

Fig. 4. Comparison of time responses of sprung mass vertical acceleration and tire vertical force for new characteristics of damper: a) scenario nr 1, b) scenerio nr 2



Rys. 5a) otrzymane zbiory rozwiązań Pareto-optimalnych dotyczące scenariusza nr 2,
b) porównanie wybranych rozwiązań charakterystyk amortyzatora

Fig. 5a) Pareto-optimal set of solutions regarding scenario nr 2 (bump),
b) selected characteristics of damper are compared

Optimalizacja dla przypadku przejazdu po nierówności typu dołek

Drugi przypadek optymalizacji rozpatrzono tylko dla scenariusza nr 2, czyli przejazdu po nierówności typu dołek. Otrzymany zbiór piętnastu rozwiązań Pareto-optimalnych przedstawiono na płaszczyźnie unormowanych kryteriów K_3 i B_1 na rys. 5a. Nowe rozwiązania tworzą także i tu „front” wypukły. Rozwiązanie nr 9 jest najlepsze z punktu widzenia możliwości poprawy obu kryteriów jednocześnie (o ok. 8%).

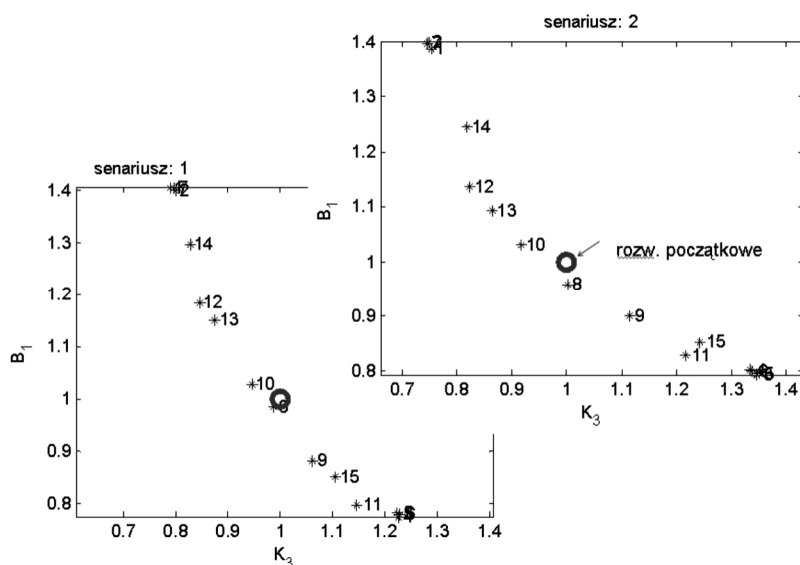
Rozpatrzmy przykładowo dwa nowe rozwiązania, tj. nr 3 – ukierunkowane na komfort (poprawa K_3 o 18%, pogorszenie B_1 o 7%) oraz nr 2 – ukierunkowane na bezpieczeństwo czynne (pogorszenie K_3 o 8%, polepszenie B_1 o 20%). Na rysunku 5b porównano charakterystyki tłumienia amortyzatora oryginalnego (rozwiązanie początkowe) oraz dwie nowe charakterystyki. Polepszenie komfortu także tu wymaga zmniejszenia sił tłumienia (rozwiązanie 3), głównie podczas fazy odbicia amortyzatora, dając bardziej symetryczną charakterystykę amortyzatora. W celu polepszenia bezpieczeństwa czynnego siły tłumienia (rozwiązanie 2) są zwiększone po obu stronach, pogłębiając niesymetrię charakterystyki.

Na rysunku 4b porównano odpowiedzi czasowe przyspieszenia pionowego masy resorowanej i siły nacisku koła w wyniku przejazdu po nierówności typu dołek. Zastosowanie amortyzatora rozwiązania 3 umożliwia wyraźne zmniejszenie pierwszej wartości szczytowej przebiegu przyspieszenia pionowego, co daje poprawę wskaźnika komfortu. Natomiast zastosowanie amortyzatora rozwiązania 2 umożliwia wyraźne zmniejszenie drugiej, trzeciej i czwartej wartości szczytowej przebiegu siły nacisku koła, co daje poprawę wskaźnika bezpieczeństwa czynnego. Mimo że warunki przejazdu po nierówności typu dołek i garb są zgoła różne, otrzymane charakterystyki sił tłumienia są zbliżone do siebie.

Łączny przypadek przejazdu po nierównościach typu garb i dołek

W trzecim, najtrudniejszym przypadku optymalizacji rozważono łącznie cztery kryteria, tj. dwa dotyczące przejazdu po garbie oraz dwa dla dołka. Teraz otrzymane rozwiązania Pareto-optimalne należy rozpatrywać względem czterowymiarowej przestrzeni kryteriów, co znacznie utrudnia ich analizę.

Na rysunku 6 przedstawiono zbiory rozwiązań na płaszczyźnie kryteriów K_3 i B_1 dla scenariuszy nr 1 i nr 2. Otrzymane „fronty” są nadal wypukłe. Rozwiązanie nr 8 wydaje się najlepsze z punktu widzenia możliwości poprawy czterech kryteriów jednocześnie. Jednak stopień poprawy jest na poziomie co najwyżej kilku procent. Im więcej kryteriów uwzględnia się jednocześnie w optymalizacji, tym trudniej jest znaleźć rozwiązanie lepsze od oryginalnego.



Rys. 6. Zbiory rozwiązań Pareto-optymalnych otrzymane dla obu scenariuszy jednocześnie

Fig. 6. Pareto-optimal set of solutions obtained for both scenarios

Nadal jednak istnieje możliwość wyboru rozwiązania dającego znaczące polepszenie komfortu lub bezpieczeństwa czynnego, w zależności od preferencji.

5. Wnioski

Otrzymane zbiory rozwiązań Pareto-optymalnych charakterystyk pasywnego amortyzatora potwierdzają sprzeczność zastosowanych kryteriów komfortu i bezpieczeństwa ruchu. W przypadku optymalizacji dotyczącej pojedynczego scenariusza otrzymano nowe charakterystyki amortyzatora dające poprawę obu kryteriów nawet o kilkanaście procent. Stosując optymalizację dla obu scenariuszy jednocześnie, otrzymano charakterystyki amortyzatora zbliżone do oryginalnego przy nieznacznej (kilkuprocentowej) poprawie właściwości pojazdu. Świadczyć to może o tym, że producent właściwie dobrał amortyzator, starając się spełniać kompromis między komfortem i bezpieczeństwem w różnych warunkach drogowych.

Optymalizację charakterystyk amortyzatora powinno się przeprowadzać łącznie z elementami resorującymi zawieszenia koła samochodu. Wśród scenariuszy optymalizacji należy także rozpatrzyć nierówności o bardziej złożonym profilu oraz manewry samochodu

(slalom, wejście w łuk itp.) opisujące jego charakterystyki kierowności i stateczności na gładkich i nierównych drogach. Wymaga to jednak zastosowania przestrzennego modelu pojazdu, a co za tym idzie znaczącego zwiększenia czasu obliczeń.

Literatura

- [1] Dzierżek S., Knapczyk M., Maniowski M., *Passive damper compression tuning approach innovative solutions*, 2nd Advanced Suspension Systems Conference, IQPC, Frankfurt, October 2007.
- [2] Gobbi M., Haque I., Papalambros P.Y., Mastinu G., *Optimization and integration of ground vehicle systems*, *Vehicle System Dynamics*, 43: 6, 2005, 437-453.
- [3] Kalyanmoy D., *Multi-objective Optimization using Evolutionary Algorithms*, John Willey & Sons, 2001.
- [4] Maniowski M., *Ustawienia samochodu rajdowego dla szybkiego pokonania hopy*, *Zeszyty Nauk. Politechniki Świętokrzyskiej*, nr 8, Kielce 2008, 235-242.
- [5] Mitschke M., *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Band B, Springer-Verlag, 1984.
- [6] Sprawozdanie projektu badawczego nr 502 059 31/2391 *Optymalizacja parametrów podatności, tłumienia i tarcia wielowahaczowego mechanizmu prowadzenia kół ze względu na skuteczność tłumienia drgań kół i nadwozia samochodu*, Projekt prowadzony w Instytucie Pojazdów Samochodowych Politechniki Krakowskiej w latach 2007–2009.