



Kontrola ruchu ciała pasażera w pojeździe poddanym działaniu fali uderzeniowej

ARTUR ILUK

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn,
50-371 Wrocław, ul. Łukaszczyka 7/9, artur.iluk@pwr.wroc.pl

Streszczenie. W pierwszej części za pomocą prostych modeli przeanalizowane zostały skutki zastosowania w fotelu przeciwwybuchowym czterech typów układu kontroli ruchu ciała pasażera w pojeździe poddanym działaniu wybuchu. W drugim etapie wyznaczono optymalny przebieg siły działającej na pasażera ze względu na kryterium biomechaniczne DRlz. W celu pełniejszej analizy tego typu układu wykonany został pełny model numeryczny fotela przeciwwybuchowego z układem tłumiącym opartym na pianie aluminiowej, pięciopunktowymi pasami bezpieczeństwa oraz podatnym modelem pasażera. Symulacja numeryczna ruchu pozwoliła sformułować wnioski dotyczące konstrukcji foteli przeciwwybuchowych wykorzystane przy opracowaniu nowego typu fotela przeciwwybuchowego.

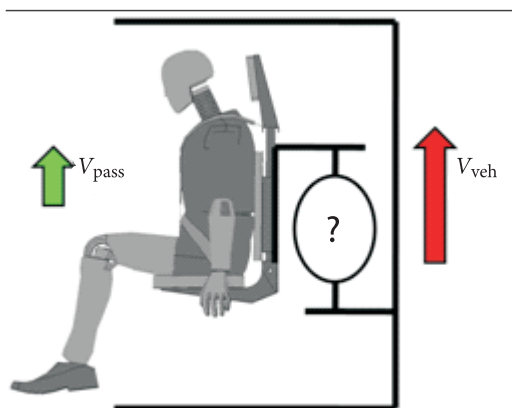
Słowa kluczowe: mechanika, obciążenie udarowe, układy energochłonne, fotel przeciwwybuchowy, symulacja numeryczna

1. Wstęp

Podczas wybuchu miny lub IED pod pojazdem, jego bryła poddana jest bardzo dużym przyspieszeniom działającym poprzez konstrukcje foteli na pasażerów [1, 2, 3]. Znane rozwiązania foteli przeciwwybuchowych oparte są na odseparowaniu ruchu części fotela związanej z pasażerem od ruchu bryły pojazdu (rys. 1). Separacja może polegać na:

- wprowadzeniu pomiędzy siedzisko a bryłę pojazdu układu kinematycznego o zazwyczaj jednym stopniu swobody, który kontrolowany jest elementem tłumiącym różnego typu,
- zawieszeniu siedziska na elementach elastycznych do wielu punktów (np. na podłodze i dachu),

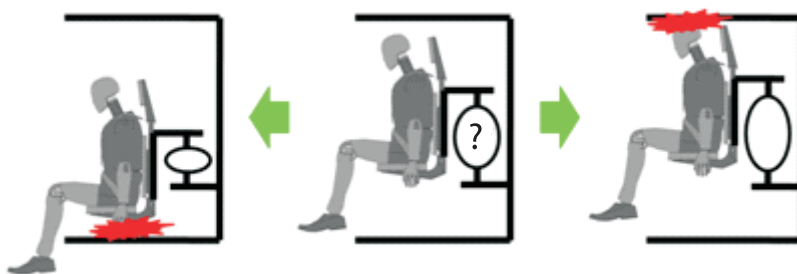
- mocowaniu siedziska do bryły pojazdu za pomocą odkształcalnych np. plastycznych elementów, przy czym odkształcenia plastyczne zachodzą po przekroczeniu określonego poziomu obciążeń.



Rys. 1. Separacja ruchu ciała pasażera od ruchu pojazdu

Wszystkie rozwiązania mają na celu realizację dwóch, często sprzecznych, warunków [4, 5]:

- utrzymanie obciążeń działających na pasażera poniżej wartości powodujących uszkodzenia ciała,
- utrzymanie ciała pasażera podczas całego cyklu ruchu w dostępnej we wnętrzu pojazdu przestrzeni (rys. 2).



Rys. 2. Ograniczenia ruchu ciała wewnątrz pojazdu

Sprzeczność pomiędzy warunkiem pierwszym i drugim wynika z limitowanej przestrzeni w kierunku pionowym, co jest skutkiem ograniczenia wysokości pojazdów wynikającego z wymagań dotyczących ich stabilności poprzecznej, czy konieczności dostosowania do transportu lotniczego. Utrzymanie ciała w tej przestrzeni w warunkach dużych przyspieszeń całej bryły pojazdu wymaga wywierania na ciało pasażera dużych sił, które mogą przekroczyć wartości dopuszczalne.

Optymalne jest takie rozwiązanie układu kontrolującego ruch ciała, które pozwoli uniknąć kontaktu ciała z bryłą pojazdu dla maksymalnie dużego impulsu siły działającego na pojazd. Specyfika warunków brzegowych ruchu ciała spowodowanego wybuchem pod pojazdem polega między innymi na braku zdefiniowanej mocy i miejsca detonacji ładunku wybuchowego, a więc i parametrów ruchu bryły pojazdu. W tych warunkach można sformułować dwie strategie kontroli ruchu ciała:

1. Przyjęcie pewnej maksymalnej mocy ładunku (czy też impulsu siły), przed którą ma chronić układ tłumiący fotela i dostosowanie parametrów układu kontrolującego ruch o charakterystyce progresywnej do tego obciążenia. Pozwala to na wywieranie na ciało mniejszych sił przy wystąpieniu mniejszych obciążeń.
2. Wywieranie na ciało sił o maksymalnej dopuszczalnej wartości (niepowodującej obrażeń) w czasie całego procesu wywołanego wybuchem, co zmniejsza ryzyko kontaktu ciała z bryłą pojazdu.

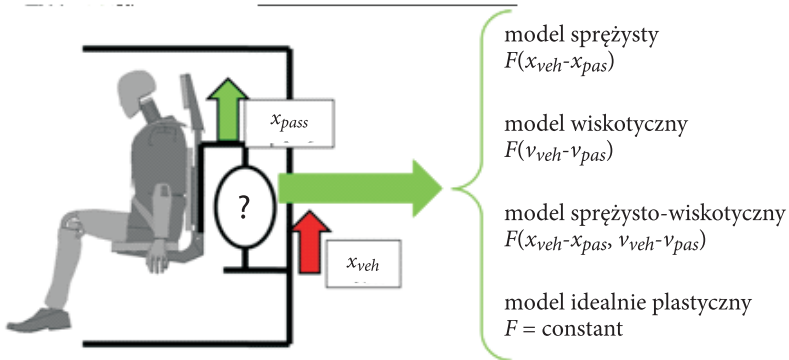
Wybór jednej z tych strategii nie jest oczywisty. Ocena ich skuteczności zależy w dużym stopniu od przyjętych założeń dotyczących ruchu bryły pojazdu podczas wybuchu.

Często stosowanym założeniem [6] jest ustalenie pewnej prędkości początkowej ruchu pionowego pojazdu proporcjonalnej do przekazanego bryle pojazdu impulsu siły, spadającej następnie pod wpływem przyspieszenia ziemskiego. Zadaniem układu kontrolującego ruch jest w tej sytuacji rozpędzenie ciała do prędkości pionowej pojazdu bez przekraczania dopuszczalnych obciążeń.

2. Modele analityczne ruchu ciała pasażera

W celu sprawdzenia zachowania różnych typów układów kontroli ruchu przeprowadzono symulację czterech typów takich układów w wyidealizowanych warunkach. Wykonana na prostych modelach analitycznych symulacja polegała na kontroli ruchu nieważkiego siedziska zerowej prędkości początkowej z pasażerem o masie 100 kg względem kabiny pojazdu (punktów mocowania stałej części fotela) poruszającej się do góry ze stałą prędkością. Zadaniem układu było przenoszenie sił pomiędzy pojazdem a siedziskiem i zrównanie ich prędkości. Analizie poddano następujące układy (rys. 3):

- **spr** — liniowy element sprężysty (siła zależna liniowo od względnego przemieszczenia),
- **visc** — liniowy element o tłumieniu wiskotycznym (siła zależna liniowo od względnej prędkości),
- **comb** — równoległe połączenie elementów liniowo-sprężystego i liniowo-wiskotycznego,
- **pl** — element o stałej sile (charakterystyka sztywno-idealnie plastyczna).

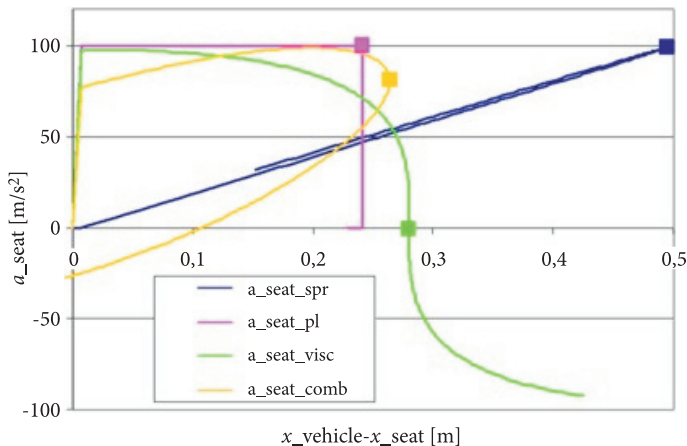


Rys. 3. Cztery typy układu kontrolującego ruch ciała pasażera

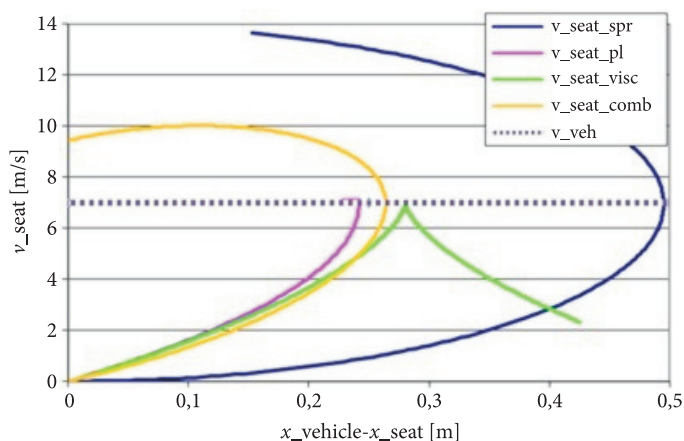
Do celów symulacji parametry układów dobrano w taki sposób, aby przyspieszenia maksymalne wynosiły w każdym przypadku 10 g (g — wartość przyspieszenia ziemskiego) dla prędkości początkowej pojazdu 7 m/s. Na tym etapie analizy celem było jakościowe porównanie poszczególnych metod kontroli ruchu ciała, wartość przyspieszenia maksymalnego przyjęto arbitralnie na poziomie niezagrażającym zdrowiu człowieka [7]. Kryterium oceny układów była minimalizacja przemieszczeń względnych pojazdu i siedziska, czyli wymaganego skoku układu tłumiącego.

Wyniki symulacji pokazano na rysunkach 4 i 5. Markerami oznaczono punkty zrównania prędkości siedziska i pojazdu.

Dla stałej prędkości pojazdu układ oparty na sprężystości wymaga dłuższej drogi rozpędzania ciała pasażera niż układ wiskotyczny, najszybciej efekt osiągnie układ plastyczny. Siła generowana przez układ sprężysty jest zbyt niska w pierwszej fazie



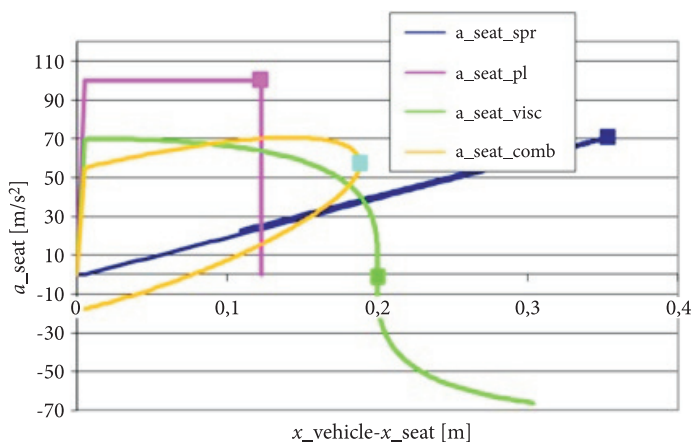
Rys. 4. Przyspieszenia siedziska z różnymi układami kontroli ruchu dla prędkości początkowej 7 m/s w zależności od przemieszczenia siedziska względem pojazdu



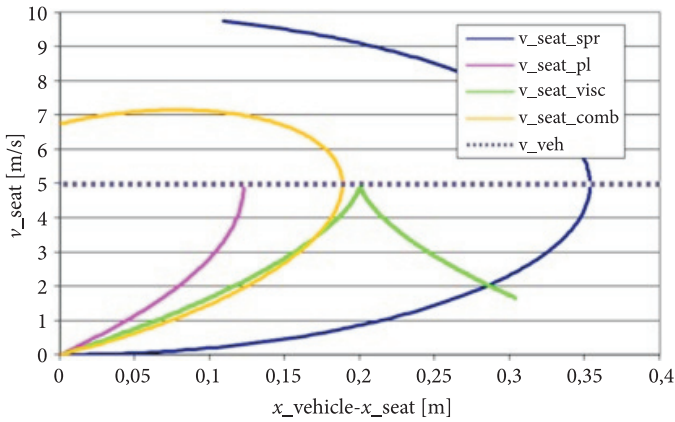
Rys. 5. Prędkość fotela z różnymi układami kontroli ruchu w funkcji skoku układu tłumiącego dla 7 m/s

rozpędzania, dla układu wiskotycznego przeciwnie, siła jest zbyt niska w ostatniej fazie rozpędzania ciała pasażera. Połączenie równoległe tych układów pozwala na utrzymanie w przybliżeniu stałej siły w całym procesie rozpędzania ciała jednak tylko dla jednej, wybranej prędkości początkowej pojazdu. Dla porównania przeprowadzono symulację dla układów o identycznych parametrach (dopasowanych do prędkości 7 m/s) dla mniejszej prędkości początkowej wynoszącej 5 m/s. Wyniki przedstawiono na wykresach 6 i 7, markerami oznaczono punkty zrównania prędkości siedziska i pojazdu.

Stosując nieliniowe charakterystyki zarówno elementów tłumiących jak i sprężystych, możliwe byłoby uzyskanie pożądanej, stałej wartości siły, jednak nieliniowość



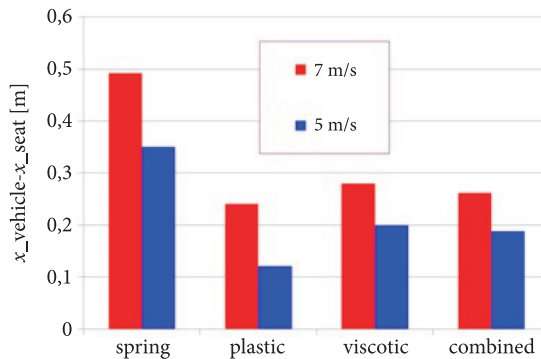
Rys. 6. Przyspieszenie fotela z różnymi układami kontroli ruchu w funkcji skoku układu tłumiącego dla 5 m/s



Rys. 7. Prędkość fotela z różnymi układami kontroli ruchu w funkcji skoku układu tłumiącego dla 5 m/s

elementów komplikuje wykonanie układu, zaś stała wartość siły będzie występowała tylko dla jednej, ściśle określonej wartości prędkości pionowej pojazdu. Przy innych prędkościach wartości sił mogą przekroczyć wartości dopuszczalne lub być zbyt niskie, zwiększając wymagany skok.

Przemieszczenia względne, dla których możliwe było zrównanie prędkości siedziska i pojazdu, zestawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Porównanie drogi wymaganej do zrównania prędkości pojazdu i pasażera przez różne typy układu kontrolującego ruch dla dwóch prędkości początkowych

Wymagany skok dla prędkości 7 m/s, dla której optymalizowano układy, jest podobny dla układu plastycznego i układu sprężysto-wiskotycznego. Jednak dla początkowej prędkości 5 m/s, czyli innej niż ta, dla której dokonywano optymalizacji parametrów, uwidacznia się znaczna przewaga układu plastycznego nad sprężysto-wiskotycznym.

Profil obciążenia może być w praktyce odległy od silnie uproszczonego założenia o stałej prędkości pionowej pojazdu. W sytuacji, kiedy prędkość pojazdu

jest zmienna, układy oparte na połączeniu elementów sprężystych i wiskotycznych nie mogą zapewnić pożądanej, stałej siły kontrolującej ruch ciała pasażera. W tej sytuacji należy założyć, że korzystniejsze jest wywieranie przez układ kontrolujący ruch siły o maksymalnej dopuszczalnej wartości, nawet jeśli w początkowej fazie ruchu prędkości względne są niewielkie. Pozwala to zminimalizować ryzyko wy-czerpania dostępnego skoku układu tłumiącego (czyli np. uderzenie w podłogę) przed dostosowaniem prędkości ciała pasażera do prędkości pojazdu. Cechę tę spośród analizowanych układów posiada tylko układ kontroli ruchu wywierający siły o wartości niezależnej od przemieszczenia i prędkości.

3. Sterowanie optymalne ze względu na kryterium DRIZ

W przedstawionej analizie przyjęto jako kryterium bezpieczeństwa maksymalną wartość przyspieszenia. Odporność człowieka na pionowe przeciążenie w rzeczywistości zależy również od czasu trwania przeciążenia. Człowiek jest w stanie znieść duże przeciążenia, pod warunkiem że działają przez krótki czas [11]. Zjawisko to zostało uwzględnione przy konstruowaniu kryterium *Dynamic Response Index* (DRIZ) [12], opartego na prostym jednomasowym modelu ciała ludzkiego uwzględniającym jego podatność i tłumienie. Istotą tego kryterium jest ocena stopnia kompresji kręgosłupa na podstawie profilu obciążenia działającego na ciało ludzkie. Budowę modelu DRIZ przedstawiono na rysunku 9.

$$\ddot{z}(t) = \ddot{\delta} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{\delta} + \omega_n^2 \cdot \delta, \quad (1)$$

gdzie: $\ddot{z}(t)$ — przyspieszenie pionowe fotela;

$\delta = \xi_1 - \xi_2$ — względne przemieszczenie systemu (kompresja kręgosłupa);

$\zeta = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_n}$ — współczynnik tłumienia równy 0,224;

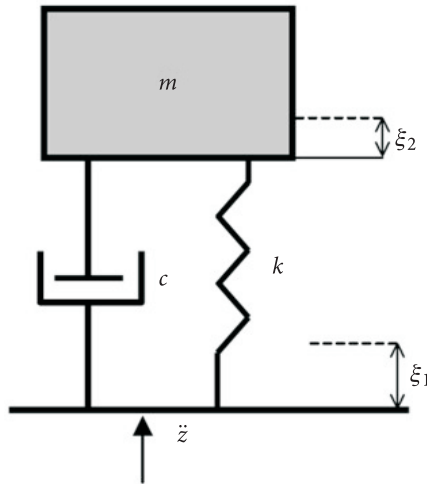
$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ — częstość drgań własnych systemu, równa 52,9 rad/s.

DRIZ jest wyznaczany dla maksymalnego ugięcia systemu δ_{\max} i wartości przyspieszenia ziemskiego g

$$DRIZ = \frac{\omega_n \cdot \delta_{\max}}{g}. \quad (2)$$

Bazując na kryterium DRIZ, przeprowadzono serię symulacji mającą na celu ustalenie optymalnego przebiegu przyspieszenia pozwalającego na rozpędzenie ciała człowieka z minimalizacją ryzyka uszkodzenia kręgosłupa. Symulacje przeprowadzone przy następujących założeniach:

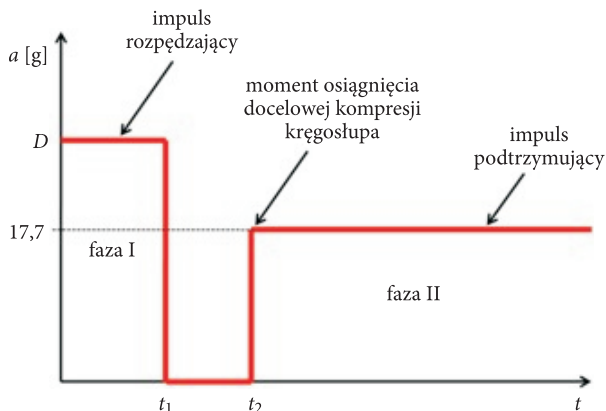
- fotel traktowany jako bryła sztywna,
- nieujemne wartości przyspieszenia fotela w czasie symulacji,
- kryterium biomechaniczne: $DRIZ \leq 17,7$,
- kryterium oceny: skok układu tłumiącego wymagany do osiągnięcia prędkości 7 m/s.



Rys. 9. Schemat modelu DRIZ [11]

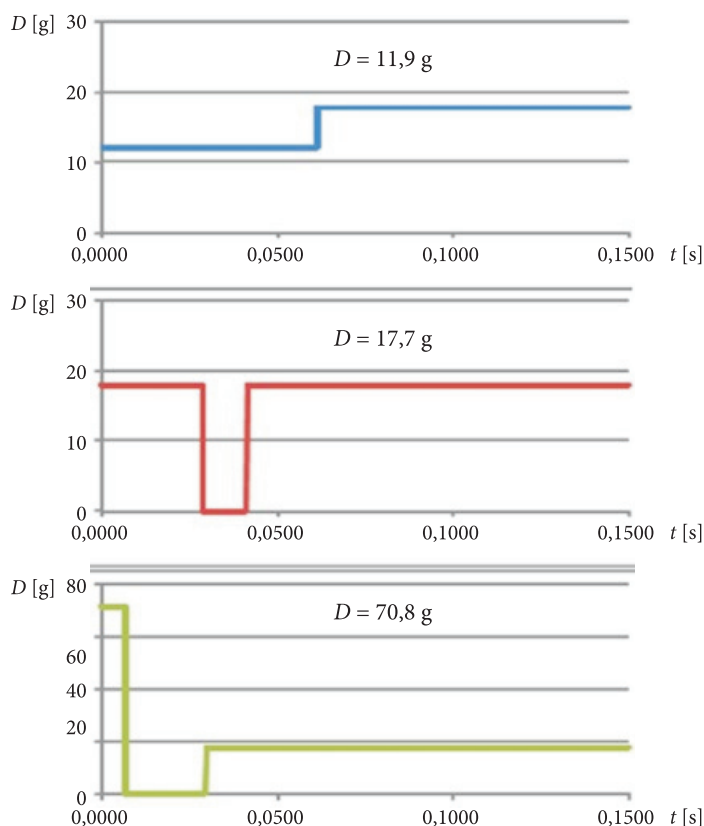
W wyniku optymalizacji przebiegów przyspieszenia rozpędzającego ciało ustalono, że najlepsze wyniki zapewnia zastosowanie dwufazowego rozpędzania wg schematu pokazanego na rysunku 10.

Pierwszy impuls przyspieszenia (faza I) inicjuje kompresję kręgosłupa, nadając ciało pewną prędkość początkową, po nim następuje przerwa, w czasie której



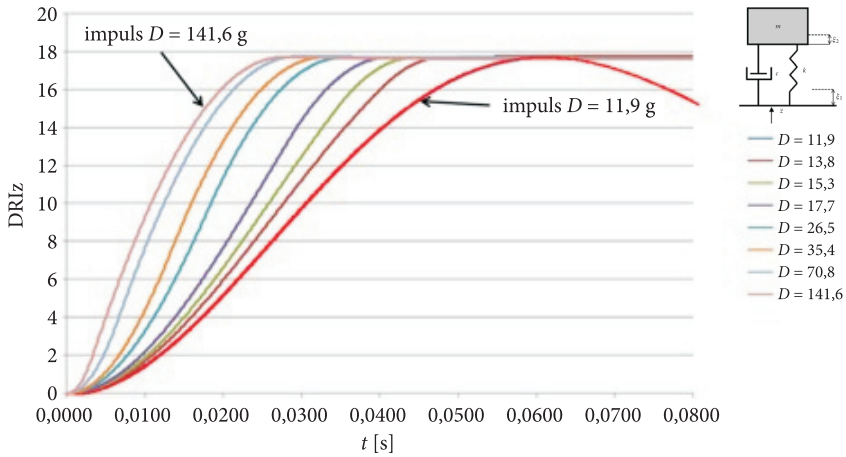
Rys. 10. Podwójny impuls siły rozpędzający ciało pasażera

kręgosłup wskutek działania sił bezwładności osiąga wymagany stopień kompresji. W drugiej fazie fotel działa na ciało przyspieszenie o wartości pozwalającej na utrzymanie osiągniętego stopnia kompresji (impuls podtrzymujący), aż do czasu uzyskania wymaganej prędkości, czyli zrównania prędkości ciała i pojazdu. Możliwe scenariusze rozpędzania ciała pokazano na rysunku 11.



Rys. 11. Możliwe kształty impulsów przyspieszenia, różniące się wartością D przyspieszenia w pierwszej fazie: a) przyspieszenie o wartości minimalnej równej $D = 11,9 \text{ g}$, przypadek bez przerwy po fazie I; b) wartość przyspieszenia równa $D = 17,7$ w I i II fazie; c) wartość przyspieszenia D w pierwszej fazie znacznie większa od wartości przyspieszenia podtrzymującego kompresję kręgosłupa

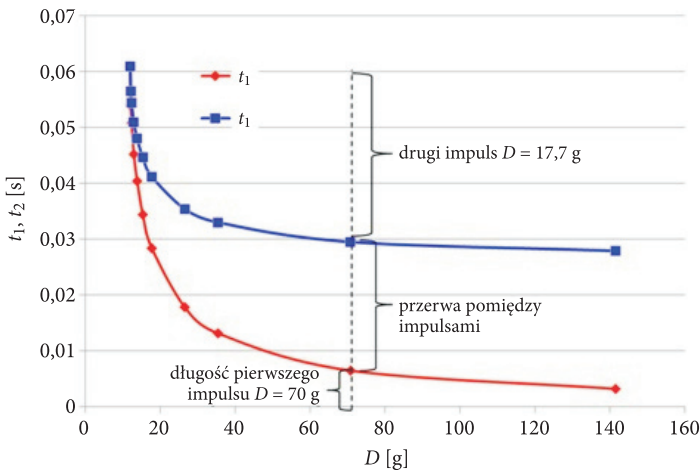
Zmiany wartość DRIZ dla różnych scenariuszy rozpędzania ciała pokazano na rysunku 12. Na rysunku zamieszczono dla porównania zmiany parametru DRIZ dla przyspieszania ciała z maksymalnym dopuszczalnym stałym przyspieszeniem $11,9 \text{ g}$. Z wykresu wynika, że im większa wartość przyspieszenia rozpędzającego, tym wcześniej osiągniany jest wymagany stopień kompresji.



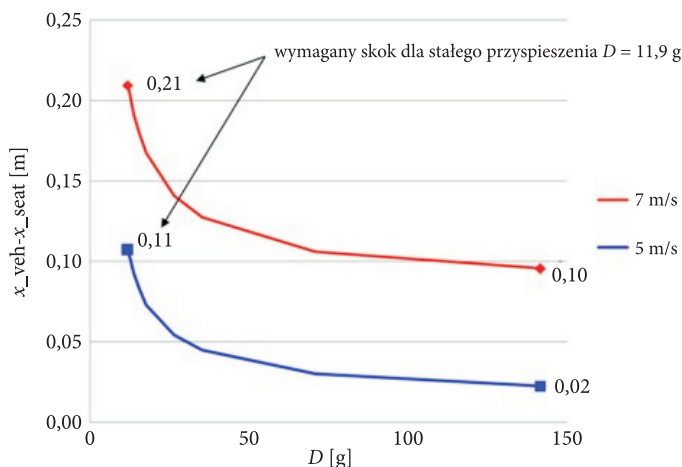
Rys. 12. Zmiana wartości parametru DRlz dla różnych kształtów impulsu przyspieszającego

Stosowanie większych przyspieszeń w I fazie wymaga dłuższej przerwy pomiędzy fazami I i II. Zależności pomiędzy wartością przyspieszenia w pierwszej fazie a czasami trwania fazy I i przerwy pomiędzy nimi pokazano na rysunku 13.

Ze względu na wymagany skok, optymalne jest stosowanie w fazie I jak największego przyspieszenia. Zależność drogi wymaganej do rozpędzenia ciała do prędkości 5 i 7 m/s od wartości przyspieszenia D w fazie I pokazano na rysunku 14.



Rys. 13. Charakterystyka wymaganych wartości i czasów trwania impulsów przyspieszenia: t_1 — czas trwania pierwszego impulsu przyspieszenia o wartości D ; t_2 — czas początku drugiego impulsu przyspieszenia o wartości 17,7 g



Rys. 14. Wymagany skok układu [m] w funkcji wartości impulsu przyspieszającego D [g] dla różnych prędkości podstawy fotela

Z wykresu wynika, że ze wzrostem zastosowanego przyspieszenia D wymagany skok dąży asymptotycznie do stałej wartości, która w przypadku prędkości docelowej 7 m/s jest ponad połowę niższa od skoku wymaganego dla rozpędzania z maksymalnym dopuszczalnym stałym przyspieszeniem równym 11,9 g.

4. Analiza pełnego modelu układu fotel-pasażer

W praktyce zbudowanie układu pochłaniającego energię w sposób niezależny od prędkości i przemieszczenia nie jest łatwe. Możliwe jest uzyskanie pożądanej charakterystyki poprzez zastosowanie układów aktywnych, np. z użyciem cieczy magnetoreologicznych [8], jednak problemem może być niezawodność takich układów, zwłaszcza w warunkach silnych obciążeń dynamicznych i potrzeby jednokrotnego zadziałania układu po kilku latach po zamontowaniu. Korzystniejsze wydaje się stosowanie w tym przypadku bardziej niezawodnych układów pasywnych.

W przemyśle samochodowym bardzo rozpowszechnione są elementy pochłaniające energię zderzenia oparte na metalowych rurach cienkościennych, w których energia pochłaniana jest na drodze progresywnego zgniatania poprzez fałdowanie tych elementów. Są to elementy proste i niezawodne. W tym — i podobnych — rozwiązaniach stała wartość siły hamującej jest zaburzana przez dwa czynniki:

- zjawisko umacniania materiału z prędkością odkształcania (*strain rate*),
- zaburzenia siły hamującej w wyniku formowania na rurze kolejnych fałd (zgniatanie progresywne).

Szczególnie niebezpieczny może być drugi efekt, ponieważ skutkiem cyklicznej zmiany siły zgniatania może być wystąpienie zjawiska rezonansu elementów

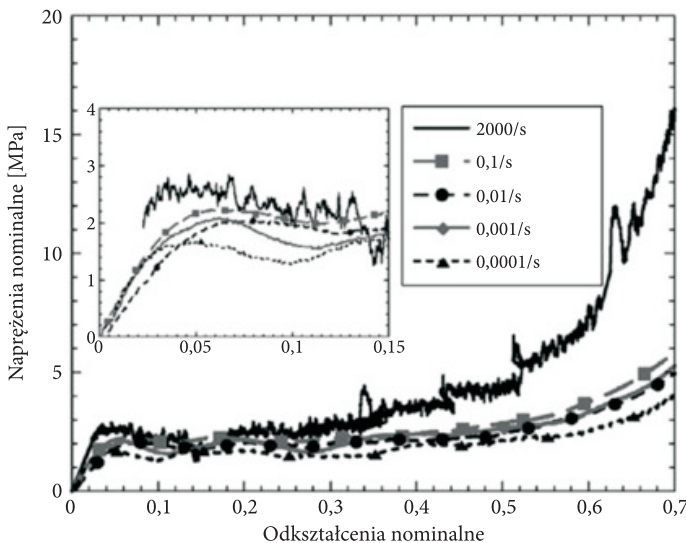
konstrukcji fotela lub ciała człowieka, które również powinny być traktowane jako układ drgający [5].

Z powyższych rozważań można wysnuć następujące wnioski dotyczące wymagań stawianych układowi tłumiącemu energię wybuchu w fotelu przeciwwybuchowym:

- układ powinien być możliwie niezawodny, w miarę możliwości pozbawiony elementów elektronicznych/aktywnych,
- układ powinien zapewniać możliwie stałą siłę kontrolującą ruch ciała o maksymalnej dopuszczalnej wartości niezależnie od względnego przemieszczenia i względnej prędkości ciała i pojazdu,
- siła działająca na ciało powinna być maksymalnie stabilna w celu zminimalizowania drgań,
- układ tłumiący powinien zapewniać siłę kontrolującą ruch ciała dla całego dostępnego skoku części ruchomej fotela, który zależy od przestrzeni dostępnej wewnątrz pojazdu.

Przykładem układu spełniającego w zadowalającym stopniu powyższe warunki jest układ oparty na plastycznym odkształcaniu elementu wykonanego z piany na bazie stopu aluminium. Charakterystyki zgniatania dla tego typu materiału przedstawiono na rysunku 15.

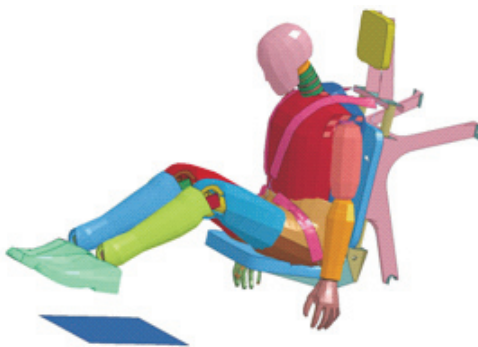
Charakterystyczną cechą jest występowanie w charakterystyce tzw. platoobszaru, w którym występuje względnie stały, niezależny od odkształcenia poziom naprężeń. Materiał bazowy — stop aluminium — wykazuje słabe umocnienie z prędkością



Rys. 15. Charakterystyka jednoosiowego ściskania pianki ALPORAS dla różnych prędkości odkształcania [10]

odkształcania. Piany wykonane z tego materiału wykazują pewne umocnienie, jednak występuje ono dla dużych prędkości odkształcania rzędu 2000 1/s [10], która jest znacznie większa od prędkości występujących podczas analizowanych zjawisk. Możliwe jest wykonanie elementu energochłonnego w taki sposób, aby w dostępnej przestrzeni pracował on na tym właśnie wyróżnionym fragmencie charakterystyki jednoosiowego ściskania.

W celu sprawdzenia działania fotela z układem kontroli ruchu opartym na pianie aluminiowej przeprowadzono symulację pełnego modelu konstrukcji fotela z 95-centylowym manekinem HYBRYD III. Zastosowano model manekina w postaci podatnej, ponieważ podatność ciała ma duży wpływ na dynamiczną odpowiedź układu [5, 11]. Model obejmował układ tłumiący ze spienionego aluminium o charakterystyce odpowiadającej pianie ALPORAS, pięciopunktowe pasy bezpieczeństwa oraz poduszki z piany poliuretanowej (rys. 16).



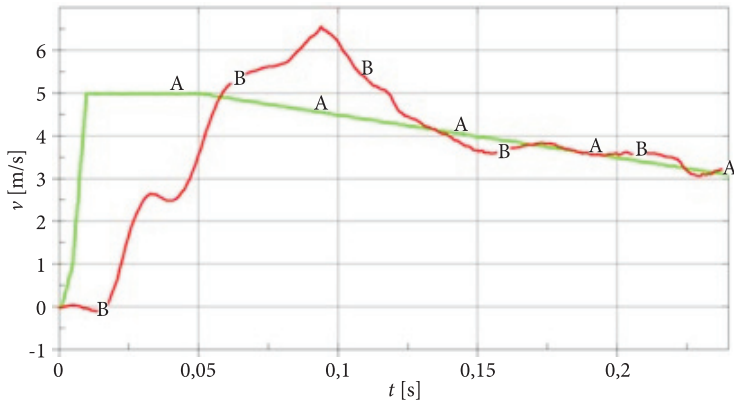
Rys. 16. Widok fotela z 95-centylowym manekinem HYBRID III w trakcie próby

Układ tłumiący realizował tłumienie ze średnią siłą zmienianą w kolejnych symulacjach w zakresie 5-20 kN. Zakres ruchu układu tłumiącego ograniczono kinematycznie do 0,2 m. Do symulacji wykorzystano program LS-DYNA realizujący obliczenia metodą jawnego całkowania równań ruchu.

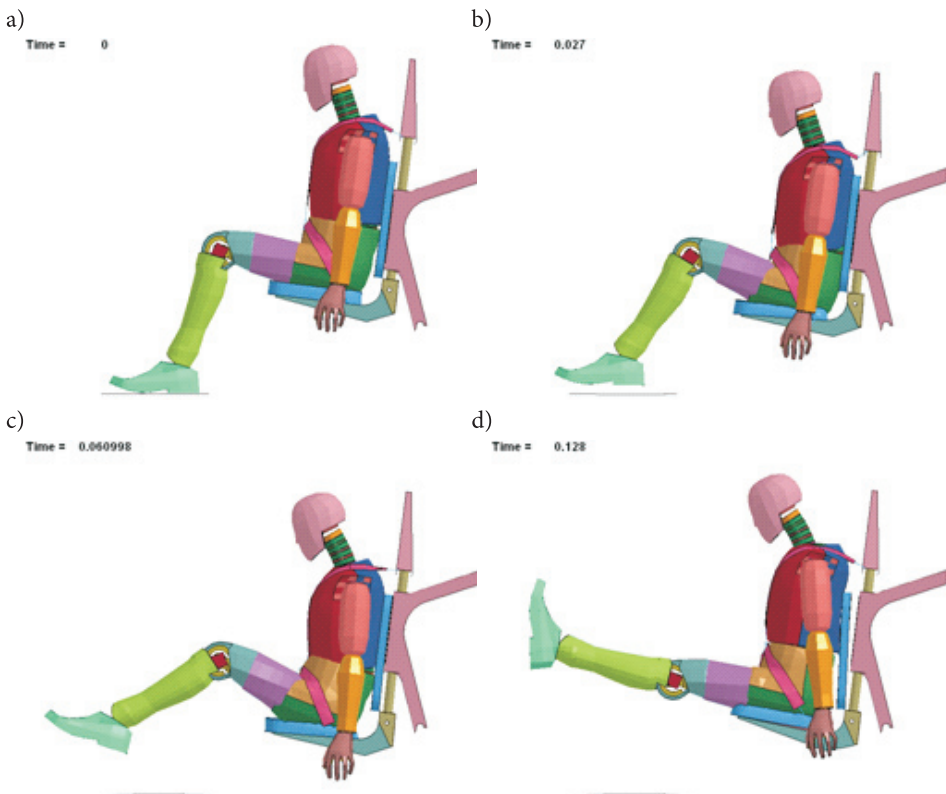
Warunki brzegowe zdefiniowano poprzez wymuszony ruch w kierunku pionowym punktów mocowania fotela o prędkości narastającej od 0 do 3, 5 lub 7 m/s w czasie 10 ms, zmniejszaną następnie przez przyspieszenia ziemskie. Przykładowy wykres prędkości pionowej pojazdu i odpowiadającej mu prędkości pasażera (punkt położony w pobliżu środka masy ciała) pokazano na rysunku 17.

Ze względu na fakt, że po początkowym etapie pionowego przyspieszania ciała pasażera pojawia się konieczność hamowania, kiedy pasażer porusza się do góry szybciej niż pojazd, w modelu zastosowano układ blokujący w takiej sytuacji ruch względny siedziska.

Prędkość pionowa ciała pasażera przekracza przez pewien czas prędkość pojazdu, pomimo mechanicznego blokowania w tej sytuacji ruchu siedziska względem



Rys. 17. Przykładowy przebieg prędkości w kierunku pionowym pojazdu **A** (wymuszenie kinematyczne układu) i pasażera **B** dla kontroli ruchu elementem plastycznym



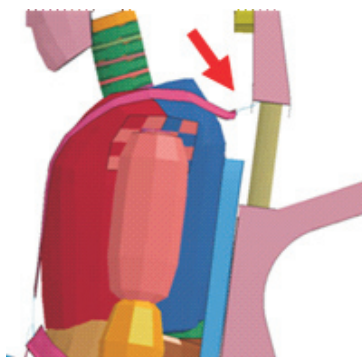
Rys. 18. Fazy ruchu pasażera: a) stan początkowy; b) kompresja poduszki i kręgosłupa; c) dekompresja kręgosłupa; d) napięcie pasów i ponowna kompresja kręgosłupa

pojazdu (rys. 17). Jest to spowodowane ruchem ciała względem siedziska w ramach ograniczeń, jakimi są pasy bezpieczeństwa i poduszka siedziska. Efekt ten jest bardzo istotny z punktu widzenia bezpieczeństwa, ponieważ może spowodować urazy głowy i szyi w wyniku uderzenia głową w dach.

Poszczególne fazy ruchu ciała pasażera pokazano na rysunku 18.

Na uwagę zasługuje fakt, że w modelu zbliżonym do rzeczywistego obiektu (uwzględnienie pasów bezpieczeństwa, poduszek siedziska i oparcia) pomimo zastosowania elementu plastycznego o „gładkiej” charakterystyce, występują podczas rozpędzania ciała pasażera widoczne na rysunku 17 istotne drgania wywołane:

- drganiami samego fotela,
- podatnością poduszki siedziska,
- luzami pasów bezpieczeństwa (rys. 19).

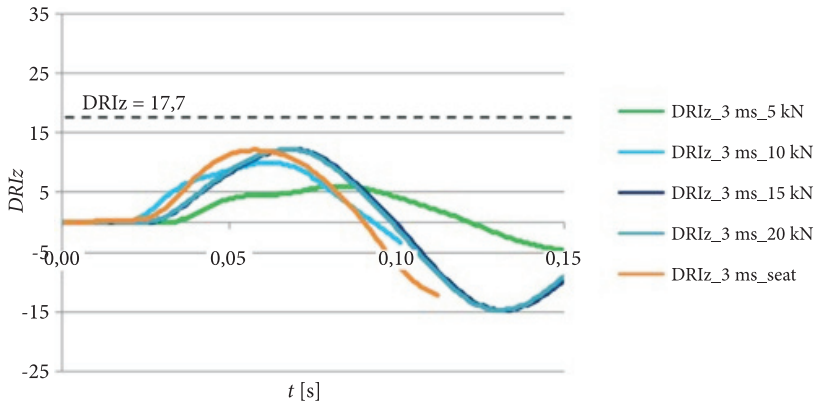


Rys. 19. Luzowanie pasów bezpieczeństwa wywołane kompresją poduszki siedziska i ciała pasażera

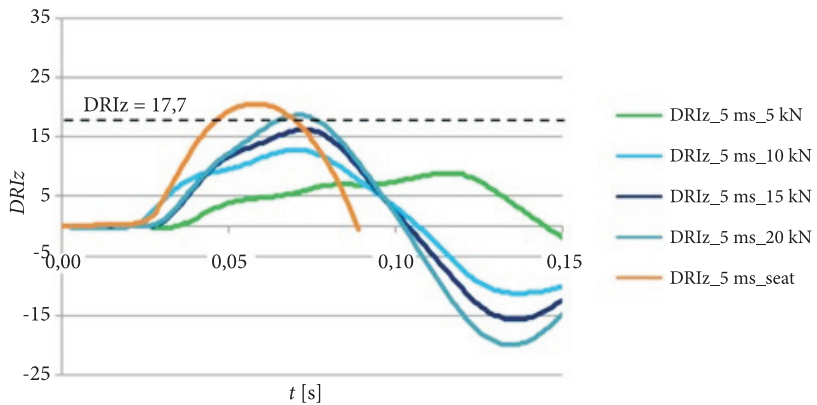
Występowanie drgań układu spowodowanych nadmiernymi luzami (duże wahania sił działających na kręgosłup) oraz ryzyko urazu głowy przy uderzeniu w dach pojazdu wskazują na szczególne znaczenie dopasowania pasów bezpieczeństwa. Wskazuje to jednocześnie na ryzyko stosowania pasów z blokadą bezwładnościową (zwiększone luzy spowodowane zwłoką zadziałania blokady), jeśli nie jest ona połączona z pirotechnicznymi napinaczami.

Do oceny poziomu bezpieczeństwa pełnego układu fotel-pasażer zastosowano kryterium DRIZ. Na rysunkach poniżej przedstawiono wykresy zmiany wartości tego parametru dla prędkości maksymalnych 3, 5 i 7 m/s. Dla porównania obok wyników dla różnych sił tłumiących zamieszczono wykresy dla fotela z zablokowanym (sztywnym) układem tłumiącym (oznaczenie *seat*).

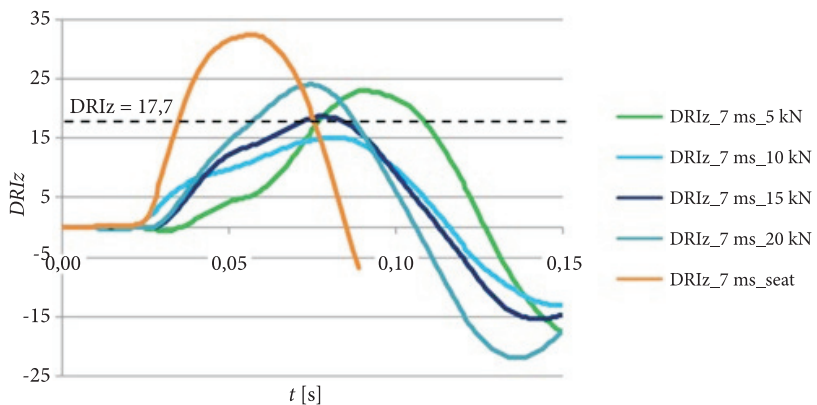
Z wykresów powyżej wynika, że dla prędkości 3 m/s układ tłumiący nie jest wymagany. Przy prędkości względnej 5 m/s fotel z zablokowanym układem tłumiącym przekracza dopuszczalną wartość DRIZ, podobnie jak układ z tłumikiem 20 kN. Prędkość 7 m/s wymaga układu tłumiącego o sile mniejszej niż 15 kN, ale większej niż 5 kN. Dla tłumienia 5 kN występuje duży skok układu i wyczerpanie



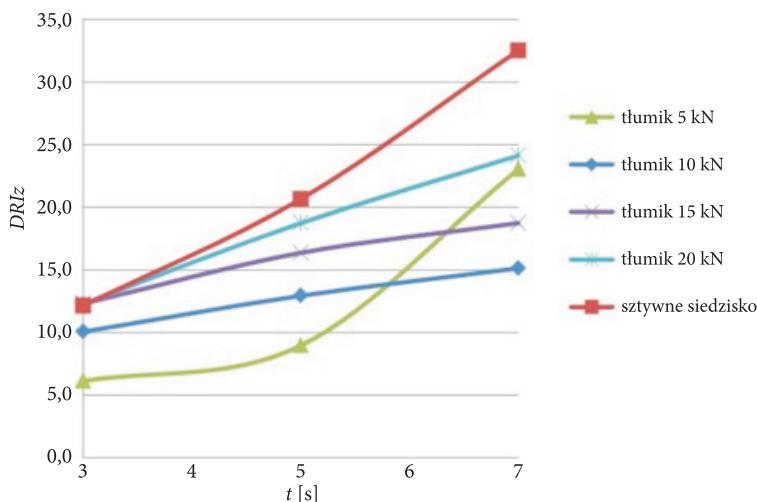
Rys. 20. Wykres zmiany wartości parametru DRIZ dla prędkości maksymalnej wymuszenia 3 m/s, sił tłumiących 5-20 kN oraz dla zablokowanego układu tłumiącego



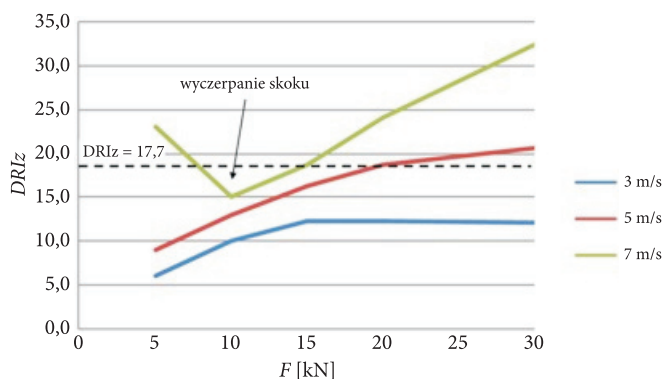
Rys. 21. Wykres zmiany wartości parametru DRIZ dla prędkości maksymalnej wymuszenia 5 m/s, sił tłumiących 5-20 kN oraz dla zablokowanego układu tłumiącego



Rys. 22. Wykres zmiany wartości parametru DRIZ dla prędkości maksymalnej wymuszenia 7 m/s, sił tłumiących 5-20 kN oraz dla zablokowanego układu tłumiącego



Rys. 23. Wartości maksymalne DRIZ w funkcji prędkości dla różnych sił tłumienia



Rys. 24. Wartości maksymalne DRIZ w funkcji siły tłumienia dla różnych prędkości

przestrzeni dostępnej dla ruchomej części fotela, co powoduje w konsekwencji znaczny wzrost siły i przekroczenie dopuszczalnych wartości DRIZ.

Efekt wyczerpania skoku dla tłumika 5 kN widoczny jest na wykresach poniżej, gdzie zestawiono wartości współczynnika DRIZ w funkcji maksymalnej prędkości względnej pojazdu i siedziska dla różnych sił tłumiących.

Dla analizowanego przypadku optymalny jest zakres sił tłumiących 10-15 kN. Z jednej strony zabezpiecza on przed przekroczeniem dopuszczalnych wartości DRIZ w fazie kompresji kręgosłupa, z drugiej — jest w stanie wyrównać prędkość pasażera i pojazdu przed wyczerpaniem dostępnej wewnątrz pojazdu przestrzeni.

5. Podsumowanie

W artykule porównano cztery typy układów kontroli ruchu ciała pasażera w pojeździe poddanym działaniu wybuchu. Za pomocą prostych modeli przeanalizowane zostały skutki ich zastosowania w fotelu przeciwwybuchowym oraz wykazano, że najbardziej skuteczny spośród nich jest układ o stałej sile niezależnej od względnego przemieszczenia i prędkości.

Bazując na biomechanicznym kryterium *Dynamic Response Index*, wyznaczono profile przyspieszenia pozwalające na możliwie szybkie rozpędzenie ciała człowieka bez przekraczania niebezpiecznych wartości kryterium. Wykazano, że stosując rozpędzanie dwoma impulsami siły, możliwe jest skrócenie wymaganego skoku o ponad połowę w stosunku do układu ze stałą siłą.

W celu pełniejszej analizy tego typu układu z uwzględnieniem podatności fotela, pasażera i pasów bezpieczeństwa wykonany został złożony model numeryczny fotela przeciwwybuchowego z układem tłumiącym i pasażerem. Wyznaczony został optymalny ze względu na kryterium DRIZ zakres wartości siły tłumiącej dla układu opartego na pianie aluminiowej. Symulacja numeryczna wykonana za pomocą programu LS-DYNA wskazuje na szczególne znaczenie uwzględniania luzów i podatności elementów układu na bezpieczeństwo pasażera.

Z analizy optymalnego profilu siły rozpędzającej (dwufazowe rozpędzania ciała) wynika kierunek dalszych prac, które powinny zmierzać do opracowania układu zdolnego do realizacji zmiennego profilu siły rozpędzającej w czasie, co pozwoli na znaczne skrócenie wymaganego skoku układu tłumiącego.

Artykuł wpłynął do redakcji 17.01.2012 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w kwietniu 2012 r.

LITERATURA

- [1] W. BORKOWSKI, P. RYBAK, *Konstrukcyjne zwiększenie odporności wozu bojowego na obciążenia udarowe*, Biul. WAT, 11, 2002.
- [2] A. DACKO, *Dynamika struktury obciążonej falą uderzeniową*, Biul. WAT, 1, 2004.
- [3] E. KRZYSTAŁA, A. MĘŻYK, S. KCIUK, *Analiza zagrożenia załogi w wyniku wybuchu ładunku pod kołowym pojazdem opancerzonym*, Zeszyty Naukowe WSOWL, 159, 2011.
- [4] J. TREMBLAY, D.M. BERGERON, R. GONZALEZ, *Protection of Soft-Skinned Vehicle Occupants from Landmine Effects*, The Technical Cooperation Program (TTCP), Technical Report, 1998.
- [5] A. ILUK, *Wpływ konstrukcji fotela na bezpieczeństwo załogi pojazdu podczas wybuchu*, Gór. Odkryw., 4, 2010.
- [6] J. ERIDON, *Analysis of Spinal Compression and Energy-Absorbing Seats in Blast Environments*, MSTV Symposium, 2009.
- [7] A.M. EIBAND, *Human Tolerance to Rapidly Applied Acceleration*, NASA Memorandum, National Aeronautics and Space Administration, Washington, USA, 1959.
- [8] B. SAPIŃSKI, M. ROSOŁ, *MR damper performance for shock isolation*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 45, 2007.

- [9] A. EIBAND, A. MARTIN, *Human Tolerance to Rapidly Applied Acceleration*, NASA Memorandum 5-19-59E, National Aeronautics and Space Administration, Washington, 1959.
- [10] C. CADY, G. GRAY, C. LIU, M. LOVATO, T. MUKAI, *Compressive properties of closed-cell aluminium foam as a function of strain rate and temperature*, Material Science and Engineering, 525, 2009.
- [11] E.L. STECH, P.R. PAYNE, *Dynamic Models of the Human Body*, Aerospace Medical Research Laboratory, Wright Patterson Air Force Base, 1969.
- [12] *Test Methodology for Protection of Vehicle Occupants against Anti-Vehicular Landmine Effects*, RTO Technical Report, 2007.

A. ILLUK

Control of motion of a passenger's body in the vehicle subjected to blast load

Abstract. In the first part, the effects of applying, in blast-attenuating seat, four types of control system of the motion of a passenger in the vehicle subjected to explosion were analysed. In the second stage, the profile of force acting on the passenger's was optimised due to the biomechanical criterion DRILz. In order to better analyse this type of structure, a full model of the blast attenuating seat with attenuating element based on the aluminium foam, five-point seat belts and passenger were prepared. Numerical simulation of the body motion allowed us to formulate proposals regarding the structure of the blast-attenuation seats used to develop a new type of such a device.

Keywords: mechanics, shock absorption, blast-attenuating seat, numerical simulation

