

Raport serii PREPRINTY nr 007/2012

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Mariusz PTAK

**OCENA WPŁYWU ELEMENTÓW
KONSTRUKCYJNYCH
POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH
NA BEZPIECZEŃSTWO PIESZEGO**

Promotor:

prof. dr hab. inż. Eugeniusz Rusiński

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH SKRÓTÓW I OZNACZEŃ.....	5
1. WPROWADZENIE	6
2. ROZPOZNANIE LITERATUROWE.....	8
2.1. SAMOCHODY SPORTOWO-UŻYTKOWE (SUV)	10
2.2. PARAMETRY POJAZDU WPLYWAJĄCE NA BEZPIECZEŃSTWO PIESZEGO	12
2.3. PRZEDNI UKŁAD ZABEZPIELAJĄCY (PUZ)	18
2.4. PROBLEMATYKA BADANIA POJAZDÓW TYPU SUV	20
3. CEL, ZAKRES I TEZA PRACY	22
3.1. CEL	23
3.2. ZAKRES REALIZACJI CELU PRACY	23
3.3. TEZA	23
4. STATYSTYKI WYPADKÓW DROGOWYCH Z UDZIAŁEM PIESZYCH	24
4.1. STATYSTYKI BEZPIECZEŃSTWA PIESZYCH W UJĘCIU GLOBALNYM.....	24
4.2. BEZPIECZEŃSTWO PIESZYCH W POLSCE.....	26
4.3. RODZAJE OBRAŻEŃ.....	27
5. AKTY NORMATYWNE I REGULACJE PRAWNE.....	29
5.1. HISTORIA REGULACJI PRAWNYCH DOTYCZĄCYCH BEZPIECZEŃSTWA PIESZYCH	30
5.2. SPOSÓB BADANIA BEZPIECZEŃSTWA POJAZDÓW	30
5.2.1. IMPAKTOR NOGI.....	31
5.2.2. IMPAKTOR GÓRNEJ CZĘŚCI NOGI	34
5.2.3. IMPAKTOR GŁOWY	35
5.3. WYMOGI PRZEPROWADZENIA BADAŃ PRZEDNIEJ CZĘŚCI POJAZDU/PUZ	37
5.3.1. UDERZENIE IMPAKTOREM NOGI W ZDERZAK POJAZDU/PUZ	39
5.3.2. UDERZENIE IMPAKTOREM GÓRNEJ CZĘŚCI NOGI W KRAWĘDŹ CZOŁOWĄ MASKI/PUZ.....	41
5.3.3. UDERZENIE IMPAKTORA GŁOWY DZIECKA/NISKIEGO DOROSŁEGO W MASKE/PUZ.....	42
5.3.4. UDERZENIE IMPAKTORA GŁOWY DOROSŁEGO CZŁOWIEKA W PRZEDNIĄ SZYBĘ	43
5.4. ZESTAWIENIE LIMITÓW KRYTERIÓW BIOMECHANICZNYCH.....	44
5.5. TESTY ORGANIZACJI EURO NCAP.....	46
6. WERYFIKACJA METODY NUMERYCZNEJ.....	47
6.1. ŚRODOWISKO PRACY	47

6.2. PROCEDURA BADAWCZA	48
6.3. APARATURA BADAWCZA	50
6.4. ROZWIĄZYWANIE RÓWNANIA RUCHU	54
6.5. BADANIA EKSPERYMENTALNE PUZ_400	56
6.6. SYMULACJE NUMERYCZNE PUZ_400 – MODEL OBLICZENIOWY	58
6.7. WYNIKI WERYFIKACJI METODY NUMERYCZNEJ	62
7. KINEMATYKA ZDERZENIA PIESZEGO	66
8. SYMULACJA ZDERZENIA POJAZDU TYPU SUV Z PIESZYM.....	71
9. PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ PRZY UŻYCIU IMPAKTORÓW I MANEKINÓW.....	74
9.1. BADANIE POJAZDU KOMPAKTOWEGO	76
9.2. BADANIE POJAZDU TYPU SUV	78
10. KRYTERIUM KINEMATYCZNE	82
10.1. MODEL PIESZEGO – MANEKIN.....	83
10.2. POJAZD – ODWZOROWANIE ISTOTNYCH ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH.....	85
10.3. WYBÓR PARAMETRÓW DO OKREŚLENIA KINEMATYKI MANEKINA.....	88
10.4. PARAMETR <i>k</i> WERYFIKUJĄCY KINEMATYKĘ PIESZEGO	90
10.5. WYNIKI PRZEPROWADZONYCH BADAŃ.....	95
11. METODA OCENY PRZEDNIEJ CZĘŚCI POJAZDU NA BEZPIECZEŃSTWO PIESZEGO.....	98
11.1. PROCEDURA WERYFIKACJI POJAZDÓW W ASPEKCIE BEZPIECZEŃSTWA PIESZEGO	98
11.2. ALTERNATYWNE ZASTOSOWANIE PUZ	102
11.3. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA WERYFIKACJI KINEMATYCZNEJ DLA DWÓCH TYPÓW POJAZDÓW	102
11.3.1. POJAZD KOMPAKTOWY	103
11.3.2. POJAZD TYPU SUV	105
11.1. MACIERZ ZALEŻNOŚCI DLA KRYTERIUM KINEMATYCZNEGO I BIOMECHANICZNEGO	107
12. STUDIUM PRAC NAD NOWYM PRZEDNIM UKŁADEM ZABEZPIECZAJĄCYM	108
12.1. WSTĘPNA CHARAKTERYSTYKA PUZ_N1	108
12.2. MODEL GEOMETRYCZNY PUZ_N1	109
12.3. MODEL OBLICZENIOWY PUZ_N1	111
12.4. MODEL OBLICZENIOWY POJAZDU Z PUZ_N1	113
12.5. DOLNA POPRZECZKA PODCINAJĄCA	116
12.6. WSTĘPNA WERYFIKACJA KRYTERIUM KINEMATYCZNEGO.....	117
12.7. WERYFIKACJA KRYTERIUM BIOMECHANICZNEGO	117
12.8. BADANIE KSZTAŁTU, POŁOŻENIA I MATERIAŁU DOLNEJ POPRZECZKI	118
12.8.1. POPRZECZKA PODCINAJĄCA TYPU „L”	119
12.8.1. POPRZECZKA PODCINAJĄCA TYPU „O”	124
12.9. WPLYW MOCOWANIA PUZ_N1 NA PRZYSPIESZENIE IMPAKTORA NOGI.....	130
12.10. WPLYW POJAZDU NA PARAMETRY BIOMECHANICZNE IMPAKTORA NOGI.....	134

12.11. SZCZEGÓŁOWA WERYFIKACJA KRYTERIUM KINEMATYCZNEGO DLA PROTOTYPU PUZ_N1	137
13. BADANIA EKSPERYMENTALNE PUZ_N1	141
13.1. STANOWISKO BADAWCZE.....	141
13.2. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH	143
13.2.1. OBRAZ Z SZYBKIEJ KAMERY	143
13.2.1. WERYFIKACJA KRYTERIUM BIOMECHANICZNEGO.....	147
13.3. PRZEBIEGI PARAMETRÓW BIOMECHANICZNYCH DLA EKSPERYMENTU I SYMULACJI MES.....	152
14. PODSUMOWANIE I KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ	156
15. ZAŁĄCZNIKI	161
15.1. BADANIE KONFIGURACJI POŁOŻENIA I ZASTOSOWANEGO MATERIAŁU NA POPRZECZKĘ PODCINAJĄCĄ .	161
15.2. POPRZECZKA PODCINAJĄCA TYPU „L” PUZ_N1	165
15.3. POPRZECZKA PODCINAJĄCA TYPU „O” PUZ_N1	166
15.4. KONFIGURACJA ELIPSOID	168
16. BIBLIOGRAFIA.....	170

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH SKRÓTÓW I OZNACZEŃ

CAD	–	<i>ang. Computer-Aided Design</i> – projektowanie wspomaganie komputerowo
CAE	–	<i>ang. Computer-Aided Engineering</i> – komputerowe wspomaganie prac inżynierskich
DLOPUZ	–	dolna linia odniesienia przedniego układu zabezpieczającego
DLOZ	–	dolna linia odniesienia zderzaka
EEVC	–	<i>ang. European Enhanced Vehicle-safety Committee</i> – Komisja Europejska ds. Poprawy Bezpieczeństwa Pojazdów
GLOPUZ	–	górną linia odniesienia przedniego układu zabezpieczającego
HIC/HPC	–	<i>ang. Head Injury/Performance Criterion</i> – kryterium oceny obrażeń głowy
JARI	–	<i>ang. Japan Automobile Research Institute</i> – Japoński Instytut Badań Pojazdów Samochodowych
LOKCM	–	linia odniesienia krawędzi czołowej maski
MB	–	<i>ang. Multibody</i> – układ wielocłonowy
MES	–	metoda elementów skończonych
PUZ	–	przedni układ zabezpieczający
SM	–	wysokość środka masy manekina pieszego
SUV	–	<i>ang. Sport Utility Vehicle</i> – samochód sportowo-użytkowy
THUMS	–	<i>ang. Total Human Model for Safety</i> – kompletny model człowieka do badań nad bezpieczeństwem
W	–	wysokość manekina pieszego
WE	–	Wspólnota Europejska
WG	–	<i>ang. Working Group</i> – Grupa Robocza
a	–	przyspieszenie liniowe
$E_{k,k}$	–	energia kinetyczna ruchu krzywoliniowego
$E_{k,p}$	–	energia kinetyczna ruchu prostoliniowego
j	–	promień bezwładności
k	–	parametr do weryfikacji kryterium kinematycznego
L	–	moment pędu
M	–	masa pojazdu
m	–	masa pieszego
p	–	pęd
t	–	czas
v	–	prędkość liniowa
ε	–	przyspieszenie kątowe
ω	–	prędkość kątowna

1. WPROWADZENIE

Postęp w dziedzinie poprawy bezpieczeństwa pieszego jest wynikiem wieloetapowych prac, których podstawą jest odpowiednia organizacja ruchu drogowego. Jednak pełna separacja ruchu pojazdów i pieszych wydaje się być dziś niemożliwa – zawsze pozostanie etap dojścia i wyjścia z samochodu. Wtedy to stajemy się niechronionymi użytkownikami dróg. W rozprawie doktorskiej rozpatrzono wiele aspektów odnoszących się do bezpieczeństwa pieszych, skupiając się głównie na konstrukcji przedniej części pojazdu. Zaprezentowano pierwsze próby budowy prototypu samochodu bezpiecznego, zwracając uwagę na problemy pojawiające się podczas prowadzenia badań nad zminimalizowaniem skutków wypadków drogowych. Przedstawiono aktualny stan prawny wymuszający na producentach pojazdów testowanie ich również pod kątem wypadków z pieszymi. Autor szczególną uwagę przywiązał do badań wykorzystujących impaktory oraz manekiny numeryczne, które umożliwiają weryfikację przedniej części pojazdu jeszcze przed rozpoczęciem produkcji pojazdu i wprowadzeniem go do użytku publicznego. Dzięki tym badaniom samochód osobowy staje się dla pieszego coraz bardziej bezpieczny – oczywiście w zakresie racjonalnych, przy obecnym stanie techniki, prędkości zderzenia. Powyżej 60 km/h pieszy ma nadal nikłe szanse na przeżycie.

W rozprawie doktorskiej zaprezentowana została metoda oceny wpływu elementów konstrukcyjnych przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo pieszego. Integralną częścią metody jest autorska zależność, nazywana w pracy jako parametr k , dzięki której można określić geometryczną właściwość ruchu ciała (kinematykę) pieszego po zderzeniu. Opracowanie nowego algorytmu jest odpowiedzią na problem oceny ryzyka, jakie niesie ze sobą uderzenie pojazdu o wysokiej linii odniesienia zderzaka i maski (pojazd sportowo-użytkowy, SUV – ang. Sport Utility Vehicle) w pieszego. Przedstawiona w rozprawie doktorskiej metoda może stanowić użyteczne narzędzie inżynierskie do oceny bezpieczeństwa pojazdów zarówno nowych, jak i używanych. Opracowany system badań wiąże ze sobą zdefiniowane kryterium kinematyczne oraz kryterium biomechaniczne, czyli ocenę pojazdów przy użyciu impaktorów. Zaprezentowana w pracy metoda została poddana weryfikacji podczas analizy przypadku na pojeździe kompaktowym i typu SUV.

Ponadto, przedstawiono studium prac nad przednim układem zabezpieczającym, które doprowadziły do opracowania nowej, bezpiecznej konstrukcji nazwanej PUZ_N1. Wytwór, odpowiednio zamontowany na pojeździe, ma za zadanie poprawić charakterystykę

bezpieczeństwa pojazdu w zakresie spełnienia wymogów kryterium kinematycznego oraz kryterium biomechanicznego. PUZ_N1 charakteryzuje się zmienną sztywnością materiałową, która zapewnia odpowiednią kinematykę pieszemu po zderzeniu z pojazdem oraz jednocześnie redukuje jego obrażenia. Opracowana konstrukcja PUZ_N1 została poddana badaniom eksperymentalnym w Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów, mieszczącym się w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji w Warszawie, a następnie zgłoszona do ochrony patentowej.

2. ROZPOZNANIE LITERATUROWE

Problem bezpieczeństwa pieszych pojawił się w literaturze po raz pierwszy w latach 50-tych XX wieku [52, 91]. Jednak do lat 80-tych minionego wieku nie był on traktowany poważnie przez konstruktorów ani rządy państw, które mogłyby wywrzeć odpowiedni nacisk na producentów pojazdów. Jeszcze niespełna 60 lat temu nie prowadzono w tym obszarze szczegółowych badań, gdyż powszechnie twierdzono, iż pieszy w starciu ze znacznie cięższym i sztywniejszym pojazdem ma nikłe szanse na przeżycie. Dopełnieniem tego stwierdzenia jest fragment publikacji „Journal of Accident Analysis and Prevention” z roku 1971, w której Fisher i Hall podsumowali problem następująco: „wydaje się, że pieszy i samochód nie są po prostu ze sobą kompatybilni” [43].

Brak postępów w badaniach nad bezpieczeństwem pieszych, w aspekcie konstrukcji przedniej części pojazdu, odzwierciedlał się wciąż rosnącym trendem ofiar wśród pieszych, którzy ginęli pod kołami niebezpiecznych dla nich pojazdów [60]. Pojazdy musiały wyróżniać się wzornictwem, które dalekie było od zabezpieczenia pieszego przed ewentualnymi skutkami zderzenia [118].

Na tle pojazdów wyposażonych w sztywne stalowe zderzaki, wysuwane światła czy też wystające nad maską firmowe emblematy (m.in. Mercedes, Jaguar), wyróżniał się pojazd o nazwie Aurora (rys. 2.1). Zbudowany został w 1958 roku przez pasjonata motoryzacji księdza Alfredo Juliano w Stanach Zjednoczonych i dziś uznawany jest za pierwszą próbę skonstruowania prototypowego, bezpiecznego dla użytkowników i pieszych samochodu (ang. Experimental Safety Vehicle) [47].



Rys. 2.1. Aurora – pierwszy pojazd, w którym uwzględniono aspekty bezpieczeństwa pieszego [47]

Pojazd wyróżnia przednia, zgłoszona do ochrony patentowej [64], konstrukcja wypełniona pianką podatną na odkształcenia zderzaka, która zapewnia złagodzenie przyspieszeń działających na nogi pieszego podczas zderzenia. Co więcej, w wyniku podcięcia dolnych partii nóg (na wysokości stawu skokowego), potrącona osoba doznawałaby korzystnej rotacji, powodującej zawinięcie jej ciała wokół maski. Pomysł zgoła podobny do tego, zastosowanego w samochodach marki Mini pół wieku później – nazwanego popularnie i obrazowo „łamaczem kostki” [61]. Ma on na celu uchronić staw kolanowy pieszego kosztem ewentualnych, lecz mniej niebezpiecznych złamań czy też zwicnięć w obrębie stawu skokowego [24]. Aurora nie zdobyła jednak uznania na rynku i na kartach historii zapisała się nie jako prekursor samochodu bezpiecznego, ale jako najbrzydsze auto XX wieku [47].

Przedstawiona powyżej próba konstrukcji pojazdu bezpiecznego dla pieszego nie skłoniła producentów pojazdów do prowadzenia badań w tym temacie, natomiast rozwijane były systemy zapewniające bezpieczeństwo kierowcy oraz pasażerów. Przyczyna takiego stanu była oczywista – oszczędności. Wynika to z faktu, iż kupując samochód, nabywa się go zazwyczaj dla siebie lub bliskich. Klient inwestuje w systemy bezpieczeństwa, które mogą w przyszłości złagodzić skutki wypadku, a nawet ocalić życie osób podróżujących w pojeździe. Po tym stwierdzeniu można dojść do konkluzji wyjaśniającej przyczynę, dla których elementy poprawiające bezpieczeństwo bierne przechodnia przez wiele lat nie były uwzględniane w konstrukcji pojazdów. Człowiek, o ile nie będzie świadomy zagrożenia, jakie może wyrządzić pieszym podczas użytkowania pojazdu, nie wyda pieniędzy na jego zminimalizowanie.

W 2004 roku Światowa Organizacja Zdrowia przedstawiła dane, z których wynikało, iż do 2012 roku wypadki drogowe mogą stanowić około 1/3 przyczyn zgonów na całym świecie [103]. Szacuje się, że na drogach ginie rocznie 1,17 miliona osób. Biorąc pod uwagę liczbę ofiar zamachu z 11 września 2001 roku, na drogach śmierć ponosi codziennie tyle osób, co w bliźniaczych wieżach World Trade Centre. Sytuacja w krajach, gdzie rozwój infrastruktury drogowej ma długą historię, jest względnie lepsza. Na szlakach komunikacyjnych Unii Europejskiej w 2007 roku zginęło 40 tysięcy osób [135]. Znaczącą liczbą ofiar wypadków są uczestnicy ruchu drogowego, o których kierowcy często zapominają, siedząc w wygodnych, klimatyzowanych pojazdach, a mianowicie piesi [85].

2.1. Samochody sportowo-użytkowe (SUV)

Rynek pojazdów samochodowych dynamicznie się zmienia – moda związana z pojazdami samochodowymi, szczególnie widoczna w dużych miastach, kieruje się swoimi, często sprzecznymi z logiką mechanizmami. Niewątpliwie, dlatego na wąskich i zakorkowanych drogach wielkich aglomeracji, pomiędzy kompaktowymi i przystosowanymi do ruchu miejskiego autami, coraz więcej pojazdów stanowią samochody typu SUV.

Pojazd typu SUV został określony przez konsorcjum IMPROVER [57]. Jest to rodzaj pojazdu, który łączy cechy samochodu osobowego i terenowego. Cechy konstrukcyjne pojazdu sportowo-użytkowego podano w tabeli 1. Zaznacza się, że w pracy pojazdy typu SUV, z racji swoich parametrów geometrycznych, nazywane są również pojazdami o wysokiej linii krawędzi odniesienia zderzaka oraz maski.

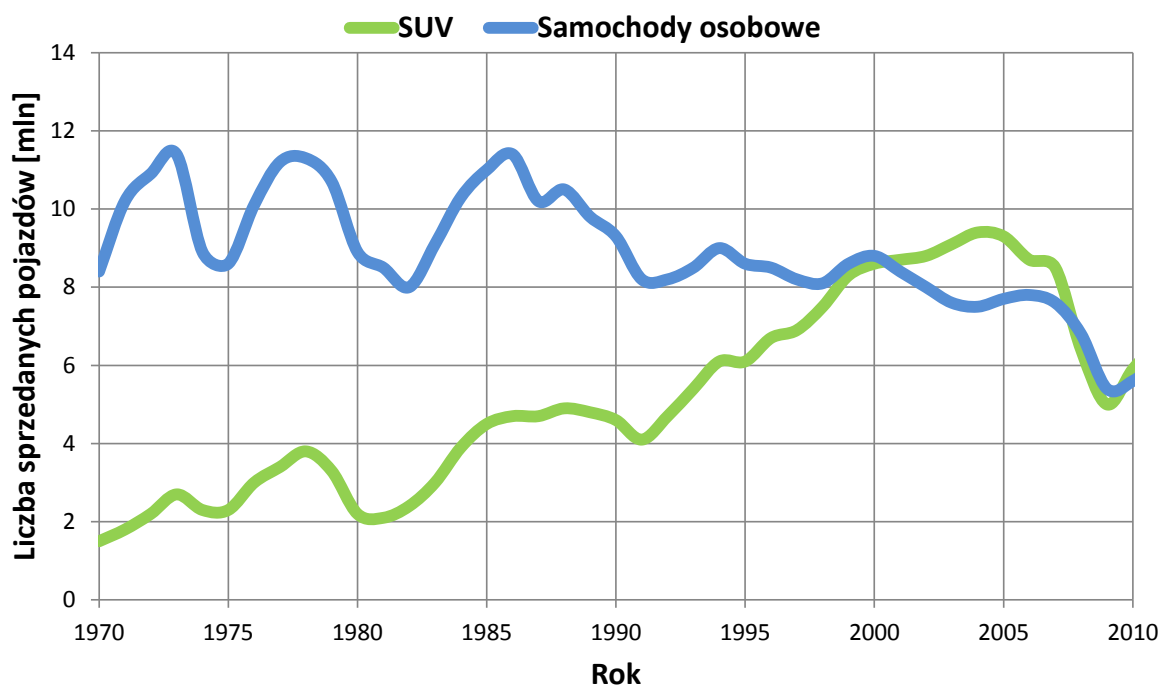
Tabela 1. Cechy konstrukcyjne pojazdu typu SUV; na podstawie [57]

Cecha konstrukcyjna	Ograniczenie
kąt natarcia	> 25°
kąt zejścia	> 20°
kąt rampowy	> 20°
prześwit pod osią przednią i tylną	> 180 mm
prześwit między osiami	> 200 mm
wysokość	> 1600 mm
kategoria pojazdu (zgodnie z dyrektywą 70/156/EWG)	M1

Pojazdy sportowo-użytkowe zaliczane są do najchętniej kupowanych pojazdów samochodowych w Stanach Zjednoczonych i Europie. Zapewniają one lepszą widoczność, są przy tym przestronniejsze, bardziej komfortowe i praktyczniejsze od klasycznych pojazdów osobowych [75]. Wykres na rys. 2.2 pokazuje rosnący trend w sprzedaży pojazdów typu SUV w Stanach Zjednoczonych. Trend, który zauważalny jest obecnie również w Europie [86, 119].

Samochody, których wysoka linia krawędź odniesienia zderzaka oraz maski umożliwia pokonywanie nierówności coraz częściej widoczne są w aglomeracjach miejskich

[60]. Niestety, to właśnie w miastach dochodzi do największej ilości śmiertelnych potrąceń pieszych [141] (por. rozdział 4).



Rys. 2.2. Sprzedaż pojazdów typu SUV i samochodów osobowych w Stanach Zjednoczonych [139]

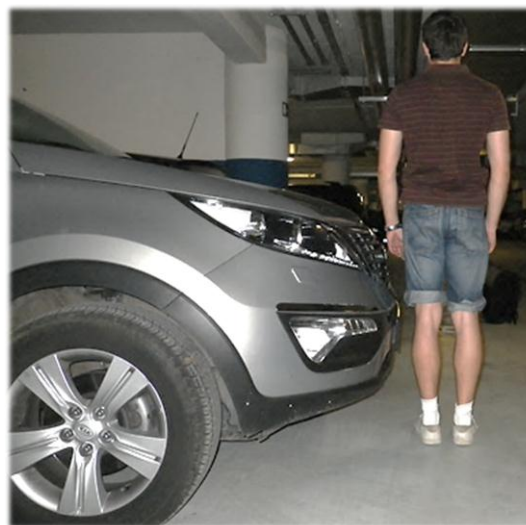
Bardzo mylącym jest stwierdzenie, że jedyną przyczyną zagrożenia, które stwarzają pojazdy sportowo-użytkowe dla pieszych jest ich masa i wielkość [81]. Większa śmiertelność potrąconych pieszych wynika przede wszystkim z niewłaściwie zaprojektowanej (z punktu widzenia bezpieczeństwa pieszego) geometrii przodu pojazdu, która w głównej mierze odpowiedzialna jest za rozległe obrażenia wśród ofiar wypadków [31, 45, 54, 111].

W wyniku zderzenia człowieka z pojazdem typu SUV, ciało ludzkie nie doznaje rotacji (osunięcia na maskę), ponieważ uderzenie następuje bliżej środka masy – co przedstawiono na rys. 2.3.

a)



b)



Rys. 2.3. Pojazdy typu SUV w odniesieniu do pieszych o wzroście: a) 1,70 m; b) 1,80 m

Przykładowo, podniesienie maski przedniej pojazdu z wysokości 600 do 850 mm skutkuje dwukrotnym zwiększeniem siły uderzenia w pieszego, powodując rozległe uszkodzenia głowy, klatki piersiowej i części brzusznej [13].

Warto podkreślić, że obecnie neguje się wpływ masy pojazdu na obrażenia doznane przez pieszego [94, 119]. Niemniej jednak Atkins i in. [12] zaobserwowali, że na śmiertelne obrażenia pieszego największy wpływ ma właśnie masa pojazdu. Jest to jednak pogląd odosobniony i wynika z faktu, że pojazdy sportowo-użytkowe są zazwyczaj cięższe od pojazdów kompaktowych. Należy również dodać, że średnia masa obecnie produkowanych pojazdów [123] jest wielokrotnie większa od masy 50-percentylowego Europejczyka [98, 143].

2.2. Parametry pojazdu wpływające na bezpieczeństwo pieszego

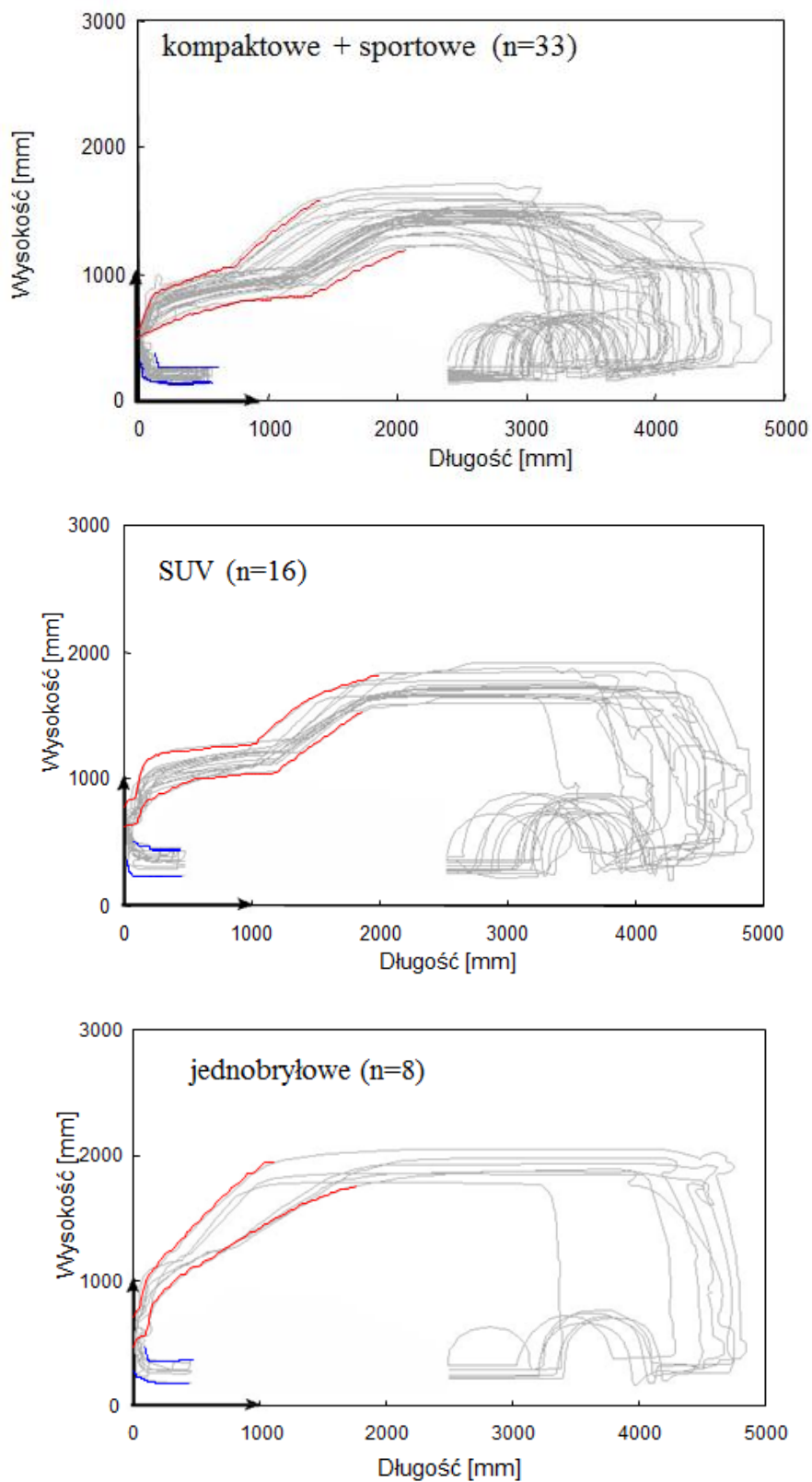
Uderzenie pojazdu w pieszego zostało już dobrze rozpoznane i opisane w szeregu publikacji, głównie dzięki testom na ludzkich zwłokach [8, 27, 28, 67–70, 77, 140] oraz coraz powszechniejszym badaniom manekinów pieszych przeprowadzanych głównie w ośrodkach japońskich [88–90, 145]. Badanie uderzenia w bok pieszego jest najczęściej stosowanym testem, gdyż zgodnie z Yang i Jarret [63, 144] dotyczy około 80% przypadków potrażeń pieszych, którzy najczęściej podczas wypadku przechodzą przez jezdnię.

Ravani [109], Keaser [65], a potem Ishikawa [58] oraz Mizuno i Kajzer [94] poruszyli problem znany głównie ze zderzeń typu pojazd-pojazd [100], a mianowicie zagadnienie

kompatybilności pojazdów z pieszymi. Podkreślili oni wpływ geometrii pojazdów jednobryłowych na zagrażające życiu obrażenia głowy, klatki piersiowej oraz brzucha. Obrażenia tych części ciała są dla pojazdów jednobryłowych trzykrotnie częstsze w porównaniu do pojazdów kompaktowych z wyraźną linią maski.

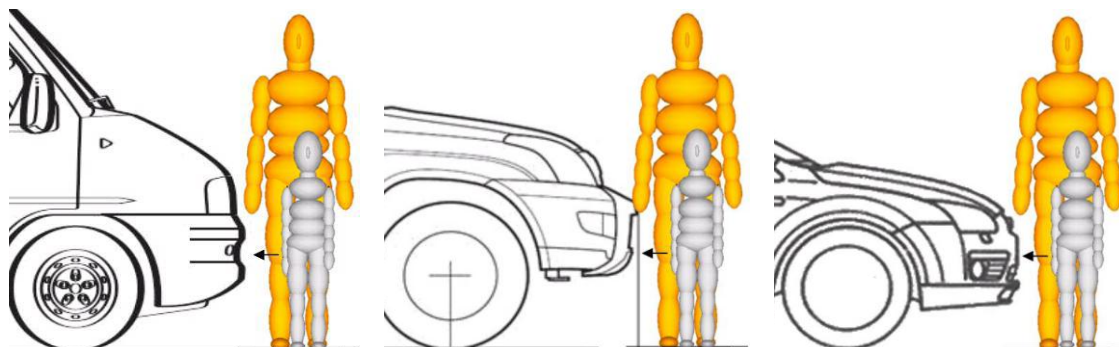
W swoich publikacjach Mizuno [146, 147] dokonał podziału pojazdów na trzy grupy: kompaktowe i sportowe, typu SUV oraz jednobryłowe. Analizowane były najbardziej popularne europejskie, japońskie i amerykańskie pojazdy dostępne na rynku od 2000 roku. Następnie dla każdej z grupy pojazdów Mizuno określił geometrię przednich części pojazdów, wskazując minimalny i maksymalny zarys.

Przedstawiona na rys. 2.4 klasyfikacja pojazdów, ze względu na ich przednią geometrię, była podstawą do prac badawczych, które wykazały, iż potrącenie pieszego przez pojazd sportowo-użytkowy wiąże się z dwukrotnie większym prawdopodobieństwem zgonu pieszego niż potrącenie przez pojazd kompaktowy [81]. Roudsari [111] na podstawie danych z 552 wypadków ocenił, że ryzyko śmierci dla pieszego po potrąceniu przez pojazd typu SUV lub pojazd użytkowy wzrasta ponad 3-krotnie w porównaniu z pojazdem osobowym. Podgląd taki podziela również Henary [54], chociaż zwraca on ponadto uwagę, iż różnica w obrażeniach pieszego, wynikająca z geometrii przedniej części pojazdu, jest największa przy prędkości uderzenia poniżej 30 km/h. Jest to istotne spostrzeżenie, gdyż większość wypadków z udziałem pieszych zachodzi przy prędkościach do 50 km/h [99]. Powyżej tej prędkości prawdopodobieństwo przeżycia drastycznie spada [7, 110]. Hamacher i in. [50] na podstawie symulacji *multibody* oraz zderzeń z manekinami Polar II wywnioskowali, iż pojazdy sportowo-użytkowe są najbardziej niebezpiecznym typem pojazdów (spośród pojazdów kompaktowych, sedan, van, sportowych i jednobryłowych), biorąc pod uwagę kinematykę pieszego po uderzeniu w pojazd. Niezależnie jednak od typu pojazdu, na podstawie licznych publikacji stwierdza się, że wzrost prędkości zderzenia wprost wiąże się z poważniejszymi obrażeniami u pieszego [81, 120, 121, 148].



Rys. 2.4. Klasyfikacja pojazdów ze względu na geometrię przedniej części pojazdu; na podstawie [146, 147]

Wpływ geometrii przedniej części pojazdu na obrażenia pieszego został opisany w monografii Simmsa i Woodsa pt. „Pedestrian and Cyclist Impact” [120]. Zauważyli oni, że kinematyka pieszego uderzonego przez pojazd kompaktowy zdecydowanie różni się od ruchu ciała pieszego potrąconego przez pojazd o wysokiej linii odniesienia zderzaka i maski. Różnica wynika głównie z wysokości obszaru kontaktu pojazdu z ciałem pieszego. W przypadku pojazdu sportowo-użytkowego, uderzenie pieszego następuje bliżej środka jego masy niż w sytuacji zderzenia z pojazdem kompaktowym (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Porównanie wysokości różnych typów pojazdów w odniesieniu do manekina dorosłego pieszego oraz dziecka; na podstawie [80]

W celu zobrazowania wpływu geometrii na rotację pieszego Simms i Woods [120, 121] przedstawili uproszczony model w postaci jednosegmentowego pręta (imitującego pieszego) o masie m , promieniu bezwładności j , uderzonego punktowo prędkością początkową V na wysokości h przez element imitujący pojazd o masie M . Równaniem macierzowym (2.1):

$$\begin{bmatrix} m & M & 0 \\ 0 & -Mh & mj^2 \\ 1 & -1 & h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}(t_{0+}) \\ \dot{X}(t_{0+}) \\ \dot{\theta}_y(t_{0+}) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M\dot{x}(t_{0-}) = MV \\ M\dot{X}(t_{0-})h \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (2.1)$$

określono zmienne dotyczące kinematyki: prędkość liniową $\dot{x}(t_{0+})$ i kątową $\dot{\theta}_y(t_{0+})$ pieszego oraz prędkość liniową pojazdu $\dot{X}(t_{0+})$ po zderzeniu, w funkcji h, m, M, j oraz prędkości początkowej V .

Bazując na zasadzie zachowania pędu i momentu pędu, autorzy monografii [120] przekształcają równanie (2.1) do postaci (2.2) oraz (2.3):

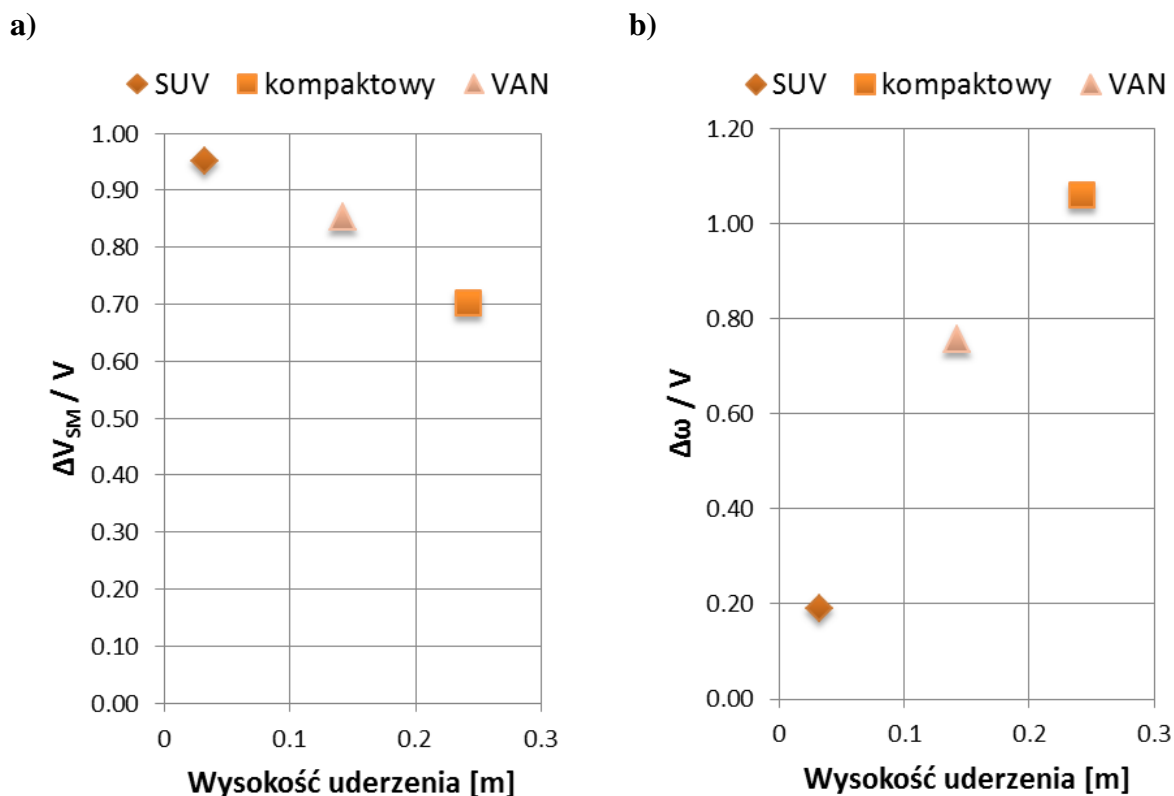
$$\frac{\Delta V_{SM}}{V} = \frac{Mj^2}{(M+m)j^2 + Mh^2}, \quad (2.2)$$

$$\frac{\Delta \omega}{V} = \frac{Mh}{(M+m)j^2 + Mh^2}, \quad (2.3)$$

w których ΔV_{SM} jest zmianą prędkości liniowej, a $\Delta\omega$ zmianą prędkości kątowej środka masy pieszego, znormalizowana względem prędkości początkowej pojazdu V . Przyjmując założenia:

- masa pieszego $m = 75$ kg;
- promień bezwładności $j = 0,4$ m;
- masa pojazdu $M = 1625$ kg dla pojazdów typu SUV/van lub $M = 1265$ kg dla pojazdów kompaktowych;

Simms i Woods opracowali wykresy stosunku $(\Delta V_{SM})/V$ oraz $\Delta\omega/V$ w funkcji wysokości uderzenia h . Wykresy przedstawiono na rys. 2.6. Przyjęta wysokość uderzenia¹ h odzwierciedla średnią wysokość zderzaka oraz maski na podstawie danych opublikowanych przez Snedekera [123].



Rys. 2.6. Wpływ wysokości uderzenia dla modelu jednosegmentowego na: a) zmianę znormalizowanej prędkości liniowej środka masy pieszego; b) zmianę znormalizowanej prędkości kątowej środka masy pieszego; na podstawie [120]

¹ Wartość parametru h została przez autora dysertacji oszacowana, gdyż Simms i Woods nie podali przyjętej wysokości środka masy, który jest podstawą do obliczenia wartości parametru h .

Na podstawie rys. 2.6a można zaobserwować, że przy uderzeniu w okolicę środka masy pieszego, przekazywana jest pieszemu niemal cała prędkość początkowa pojazdu. Przypadek taki często obserwowany jest dla pojazdu typu SUV, gdzie główne uderzenie zlokalizowane jest na wysokości miednicy pieszego – czyli w miejscu, gdzie znajduje się środek masy człowieka w pozycji stojącej [98, 132]. Natomiast z rys. 2.6b można ocenić, że rotacja pieszego podczas potrącenia przez pojazd o wysokiej linii odniesienia zderzaka i maski jest prawie 5-krotnie mniejsza niż dla pojazdów kompaktowych. Oznacza to, że podczas potrącenia przez pojazd typu SUV pieszy doznaje rozległych obrażeń obręczy biodrowej i jamy brzusznej, gdyż działający na ten obszar impuls siły jest większy w porównaniu do pojazdów o niskiej linii odniesienia zderzaka i maski [127]. Teresiński [133, 134] zwraca również uwagę na działające na głowę pieszego siły bezwładności, które prowadzą do uszkodzeń między podstawą czaszki a kręgosłupem szyjnym.

Reasumując, Simms i Woods [120] w sposób analityczny, bazując na zasadzie zachowania pędu i momentu pędu, wykazali zasadniczy wpływ wysokości zderzaka i maski na obrażenia pieszego. Mimo że według Simmsa i Woodsa cel został osiągnięty, tj. wskazali oni zależność pomiędzy wysokością uderzenia a prędkością liniową/kątową środka masy, należy podkreślić fakt dokonania przez autorów wielu uproszczeń, a mianowicie:

- przyjęcie modelu jednosegmentowego o określonym momencie bezwładności, brak podatności stawów, zwłaszcza dolnych partii ciała – założenie krytykowane m.in. w [133];
- założenia, że zderzak i maska znajdują się na tej samej wysokości od podłoża – zderzenie jednopunktowe;
- założenia, że zderzenie jest idealnie plastyczne;
- rozpatrywanie zjawiska zderzenia w układzie dwuwymiarowym.

Warto zwrócić również uwagę na fakt, że przyjęty model opracowany został do wskazania przyczyny obrażeń, które może odnieść pieszy podczas potrącenia przez pojazd kompaktowy, van lub typu SUV. Simms i Woods nie wykazali jednak, że przednia geometria pojazdu może być podstawą do oceny trajektorii ruchu pieszego po zderzeniu. Co więcej, w publikacjach nie można znaleźć metody oceny wpływu elementów konstrukcyjnych pojazdu samochodowego na podstawie analizy parametrów kinematycznych potrąconego pieszego. Brak jest w literaturze kryterium, które pozwalałoby stwierdzić, czy po potrąceniu przez pojazd pieszy będzie:

- a) *wciągnięty pod pojazd;*
- b) *rzucony do przodu, tj. odbity od pojazdu;*
- c) *znajdzie się na pojeździe, tj. nastąpi zawinięcie, salto lub przerzucenie nad dachem.*

2.3. Przedni układ zabezpieczający (PUZ)

Według obowiązującego w krajach Unii Europejskiej rozporządzenia (WE) 78/2009 [39] przedni układ zabezpieczający (PUZ) oznacza oddzielne rozwiązanie konstrukcyjne, takie jak orurowanie lub dodatkowy zderzak, mającą służyć ochronie zewnętrznej powierzchni pojazdu przed uszkodzeniami, w razie zderzenia z innym przedmiotem, z wyjątkiem struktur o masie mniejszej niż 0,5 kg, przeznaczonych wyłącznie do ochrony reflektorów pojazdu.

Historia produkcji przednich układów zabezpieczających (ang. frontal protection system) rozpoczęła się w Australii, gdzie w regionach rolniczych często dochodziło do zderzeń pojazdów z kangurami i innymi dużymi zwierzętami [4, 5, 126]. Dlatego PUZ nazywany jest w języku angielski „roo bar” lub „bullbar”, co oznacza właśnie rurę chroniącą przed kangurem lub bykiem [15]. W języku polskim PUZ znany jest powszechnie jako „orurowanie”, gdyż większość konstrukcji PUZ wykonywana jest z giętych rur (rys. 2.7).



Rys. 2.7. Przedni układ zabezpieczający z giętych stalowych rur, zamontowany na pojazdach typu SUV

Zastosowanie przednich układów zabezpieczających było przedmiotem wielu dyskusji zarówno w Australii [5, 6, 15, 92], jak i w Europie [17, 19, 51, 75, 80]. Głównie ze względu na wciąż rosnącą popularność pojazdów sportowo-użytkowych, które we własnym zakresie uzupełniane były w orurowania niepoddawane homologacji. Należy zauważyć, że

w przeważającej liczbie przypadków, montowanie PUZ na pojeździe typu SUV, jest jedynie zabiegiem tuningowym [92, 117]. Ma on na celu zmianę stylu i charakteru pojazdu na bardziej „agresywny”, wyróżniający się na tle podobnych samochodów. Problem pojawił się, gdy przednie układy zabezpieczające zamiast ich pierwotnej funkcji stały się jedynie modną ozdobą pojazdów sportowo-użytkowych. Niestety pojazdy sportowo-użytkowe, z racji ich rosnącej popularności, coraz częściej biorą udział w wypadkach z udziałem pieszych [119]. Jak już wspomniano w rozdziale 2.2, pojazdy typu SUV, głównie ze względu na swoją geometrię, mogą stanowić dla pieszych duże niebezpieczeństwo. Niewłaściwie zaprojektowany PUZ może potęgować obrażenia doznane przez pieszego podczas zdarzenia w ruchu drogowym [33].

Z biegiem lat pojazdy wyposażone w orurowania powodowały coraz więcej wypadków śmiertelnych z udziałem pieszych, w związku z tym zostały określone wymagania dotyczące tego podzespołu. W 2005 r. została wprowadzona w życie pierwsza w tej kwestii dyrektywa 2005/66/WE opisująca wymogi dotyczące PUZ [102]. Od 25 lutego 2007 r. dystrybucja układów niespełniających określonych przepisów prawnych jest w krajach Unii Europejskiej (dawnej Wspólnoty Europejskiej) nielegalna [18].

Warto zauważyć, że wbrew powszechnej opinii [142], dyrektywa 2005/66/WE ani obecnie obowiązujące rozporządzenie (WE) 78/2009 nie zakazują stosowania typowych stalowych orurowań. Przepisy homologacyjne nie wskazują również materiału, który miałby zostać zastosowany w PUZ, natomiast wszystkie konstrukcje montowane na pojeździe, technicznie określone jako przednie układy zabezpieczające, muszą przejść odpowiednie badania homologacyjne – przedstawione w rozdziale 5. Zostało dowiedzione, że PUZ wykonany z tworzywa sztucznego, z racji mniejszej sztywności materiałowej, może podczas badań wykazać wyższy poziom bezpieczeństwa niż orurowanie stalowe² [5, 6, 14, 40]. Przykład PUZ wykonany z tworzywa sztucznego przedstawiono na rys. 2.8.

² Z doświadczenia autora niniejszej pracy wynika jednak, że odpowiednio zaprojektowana konstrukcja PUZ wykonana ze stalowych rur giętych może spełnić wymagane kryteria homologacyjne określone w Rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 78/2009 z dnia 14 stycznia 2009, czego dowiedziono w raportach [115, 116].



Rys. 2.8. Przedni układ zabezpieczający z tworzywa sztucznego [30]

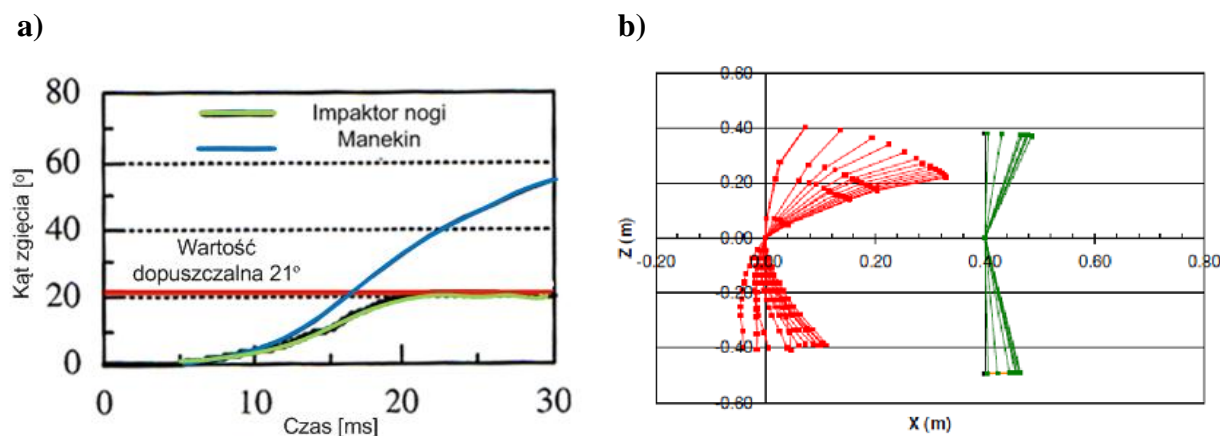
Mimo że znane są opracowania konstrukcyjne PUZ, mającego na celu absorpcję energii podczas zderzenia [40, 41, 93], nie ma obecnie publikacji, która uznawałaby PUZ za konstrukcję nadającą pieszemu odpowiednią trajektorię po zderzeniu.

2.4. Problematyka badania pojazdów typu SUV

Opracowane w latach 80-tych minionego wieku przez organizację EEVC (ang. European Enhanced Vehicle-safety Committee) regulacje dotyczące bezpiecznych dla pieszego przodów pojazdów przyczyniły się do ocalenia życia i zdrowia wielu ludzi [80, 110]. Obserwowany ostatnio wzrost popularności pojazdów sportowo-użytkowych spowodował zwiększenie udziału tego typu pojazdów w wypadkach z pieszymi. Wynika z tego potrzeba aktualizacji norm prawnych, które nie zostały dostosowane do pojazdów o cechach geometrycznych pojazdów typu SUV.

Matsui i in. w 2002 roku [89] przeprowadzili serię prób zderzeniowych przy wykorzystaniu manekina pieszego typu Polar [1, 2] oraz impaktorów nogi i górnej części nogi. Rysunek 2.9a przedstawia kąt zgięcia impaktora odpowiadający bocznemu ugięciu stawu kolanowego nogi podczas uderzenia w pojazd sportowo-użytkowy. Dopuszczalny limit kąta zgięcia, według obowiązującego rozporządzenia (WE) 78/2009, równy jest 21° . Z wykresu wynika, że dla przeprowadzonego testu impaktorem nogi wartość ta nie została przekroczona. W związku z tym poddany badaniom pojazd, po wykonaniu następnego badania z użyciem impaktora głowy, mógłby otrzymać homologację dopuszczającą go do ruchu na terenie Unii Europejskiej. Przy ekspertyzie z użyciem manekina pieszego Polar, zgięcie kolana jest ponad 2,5-krotnie większe. Różnice w kącie zgięcia pomiędzy manekinem a impaktorem nogi zestawiono na rys. 2.9b. Wynikają one bezpośrednio z położenia środka

masy impaktora (na wysokości stawu kolanowego), jego fizycznego ukształtowania (jeden przegub umieszczony w stawie kolanowym) oraz braku tarcia na styku impaktora z podłożem (impaktor w ruchu swobodnym).



Rys. 2.9. Porównanie kąta zgięcia kolana przy uderzeniu w pojazd typu SUV impaktorem oraz podczas uderzenia tym samym pojazdem w manekin pieszego:
a) przebieg zgięcia kolana w czasie [89]; b) zgięcie kolana

Badania opisane przez Matsui w 2004 r. [88] potwierdzają niezgodność wyników przy użyciu impaktora nogi z danymi otrzymanymi w testach z wykorzystaniem manekina Polar II dla pojazdów sportowo-użytkowych.

Podkreśla się również m.in. w [105, 107], iż testy homologacyjne przy użyciu impaktorów nie prezentują bardzo istotnej – pod względem obrażeń pieszego – pełnej kinematyki zderzenia. Na podstawie przedstawionych powyżej wyników, można zatem zauważyć znaczące różnice w ugięciu stawu kolanowego dla manekina i impaktora.

Potrzebna jest więc weryfikacja metody badań homologacyjnych pojazdów o wysokiej linii odniesienia zderzaka oraz maski w celu zwiększenia bezpieczeństwa pieszych na drogach. Modele numeryczne wydają się być jednym z bardziej obiecujących sposobów na redukcję zagrożenia ze strony pojazdów typu SUV, ponieważ umożliwiają one weryfikację zarówno obrażeń, jak i kinematyki pieszego po zderzeniu.

3. CEL, ZAKRES I TEZA PRACY

Przeprowadzone studia literaturowe dotyczące zagadnienia badań i oceny pojazdów z wysoką linią odniesienia zderzaka oraz maski (SUV) wskazują, iż problem ten nie został definitywnie rozwiązany. Stosowane obecnie w badaniach impaktory mogą z dużą wiarygodnością ocenić bezpieczeństwo pojazdów osobowych. Jednak zastosowanie ich w testach pojazdów sportowo-użytkowych budzi wiele wątpliwości i jest kwestionowane. Będące obecnie w użyciu impaktory nie pozwalają w sposób wiarygodny ocenić poziomu bezpieczeństwa pojazdów typu SUV dla niechronionych użytkowników ruchu drogowego.

Pomimo wielu lat badań i eksperymentów, jakie przeprowadzono w różnych organizacjach oraz ośrodkach naukowych i przemysłowych, wciąż brakuje precyzyjnej a jednocześnie szybkiej i wygodnej w stosowaniu metody oceny wpływu przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo niechronionych użytkowników ruchu drogowego. W publikacjach nie można znaleźć metody oceny wpływu elementów konstrukcyjnych pojazdu samochodowego na bezpieczeństwo pieszego na podstawie analizy parametrów kinematycznych potrąconego człowieka. Obecnie publikowane testy homologacyjne, oparte na badaniach impaktorami, nie prezentują bardzo istotnej – z uwagi na obrażenia pieszego – pełnej kinematyki zderzenia pojazdu z pieszym. Brak jest w literaturze kryterium, które pozwoliłoby określić geometryczne właściwości ruchu pieszego po zderzeniu z pojazdem.

Co ważne nie znaleziono publikacji, która definiowałaby przedni układ zabezpieczający jako konstrukcję nadającą pieszemu odpowiednią trajektorię po zderzeniu. Innymi słowy, dotychczasowe prace badawcze skoncentrowały się przede wszystkim na niwelowaniu obrażeń, które doznaje pieszy w pierwszej fazie kontaktu z pojazdem, a nie na nadaniu mu odpowiedniej prędkości kątowej zapobiegającej rzutowi pieszego (odbiciu) lub wciągnięciu pieszego pod pojazd.

3.1. Cel

Biorąc pod uwagę dotychczasowy stan wiedzy sformułowano następujący cel pracy:

Opracowanie metody oceny wpływu przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo pieszego.

3.2. Zakres realizacji celu pracy

Realizacja celu pracy wymaga przeprowadzenia następujących prac:

- I. Weryfikację obecnych badań homologacyjnych (WE) 78/2009 przy użyciu impaktora nogi w aspekcie zapewnienia bezpieczeństwa pieszym podczas zderzenia z pojazdem typu SUV;
- II. Opracowanie procedury badań porównawczych przednich układów zabezpieczających;
- III. Opracowanie kryterium oceny kinematyki pieszego po zderzeniu z pojazdem samochodowym;
- IV. Przeprowadzenie analizy wpływu kształtu, materiału oraz zamocowania przedniego układu zabezpieczającego na parametry biomechaniczne rejestrowane podczas badań impaktorem nogi;
- V. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych na prototypie konstrukcji przedniego układu zabezpieczającego w celu weryfikacji metodyki obliczeń numerycznych i zbadania bezpieczeństwa wytworu.

3.3. Teza

Równolegle do sformułowanego celu i zakresu pracy sformułowano następującą tezę:

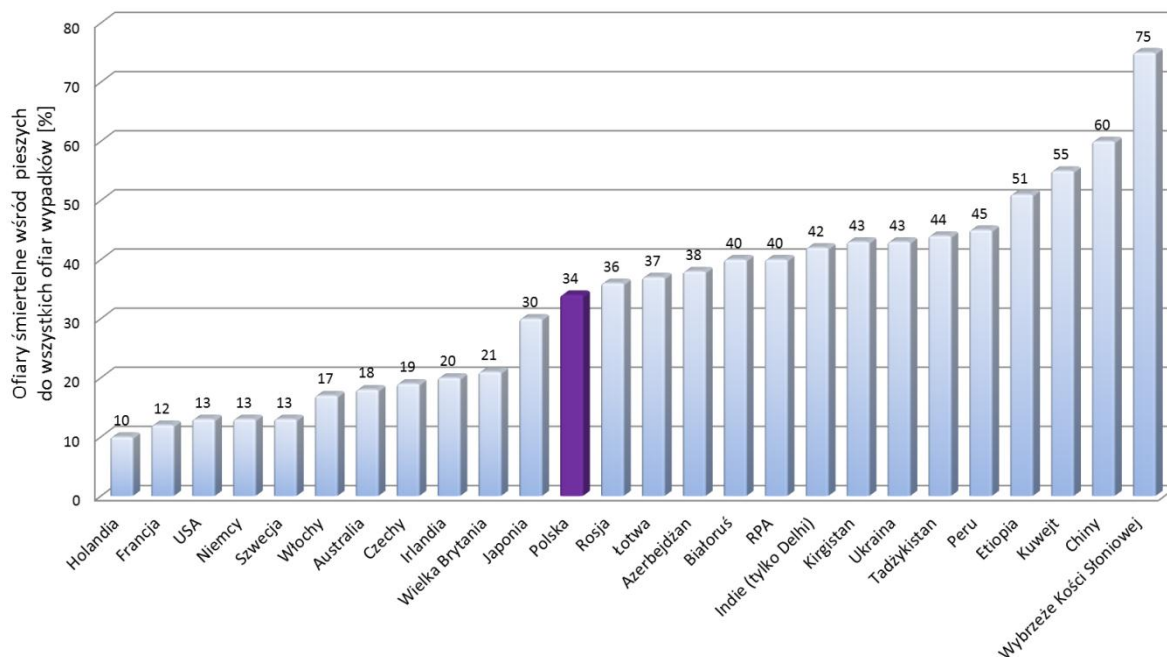
Istnieje zależność pozwalająca ocenić kinematykę pieszego po zderzeniu, a tym samym wstępnie określić bezpieczeństwo pojazdu samochodowego w odniesieniu do ochrony pieszego.

4. STATYSTYKI WYPADKÓW DROGOWYCH Z UDZIAŁEM PIESZYCH

W niniejszym rozdziale przedstawiona została skala ofiar śmiertelnych i obrażeń pieszych w wypadkach drogowych w ujęciu globalnym i lokalnym – tj. w Polsce. Zwrócono uwagę na fakt, że bezpieczeństwo pieszych stanowi obecnie poważny problem natury społecznej, gdyż na drogach Europy niemal 20% śmiertelnych wypadków stanowią niechronieni uczestnicy ruchu drogowego. Rozwijanie systemów bezpieczeństwa w pojazdach, jak również oddzielanie ruchu pieszych od ruchu drogowego przyczynia się do poprawy tej sytuacji. Nawet w najbardziej rozwiniętych krajach, gdzie infrastruktura drogowa nastawiona jest na bezpieczeństwo niechronionych użytkowników dróg, wypadki z udziałem pieszych w miastach i aglomeracjach stanowią nawet 50% wszystkich ofiar [32]. Warto również zaznaczyć, iż spadek liczby ofiar wśród pieszych m.in. w Anglii i Walii nie wynika jedynie z poprawy infrastruktury drogowej, lecz głównie z krótszych dystansów, jakie obecnie pokonują piesi [124].

4.1. Statystyki bezpieczeństwa pieszych w ujęciu globalnym

W ujęciu globalnym, procentowa liczba pieszych ginących w wypadkach w stosunku do wszystkich ofiar wypadków drogowych w danym kraju została przedstawiona na rys. 4.1. Można zauważyć, że śmiertelność i obrażenia pieszych są mniejszym problemem w krajach, gdzie rozwój infrastruktury drogowej ma długą historię. W Holandii, Stanach Zjednoczonych, Francji czy Szwecji piesi stanowią 12÷13% wszystkich śmiertelnych ofiar wypadków drogowych, co w porównaniu z innymi państwami jest najniższym wskaźnikiem.



Rys. 4.1. Procentowa liczba pieszych zabitych w wypadkach drogowych w poszczególnych krajach, dane z lat 2000–2011; na podstawie [3, 103, 120, 128, 135, 138]

W słabiej rozwiniętych państwach Azji, Afryki czy Ameryki Południowej jest wręcz odwrotnie. Przykładowo w Etiopii liczba ofiar śmiertelnych będących pieszymi stanowi ponad 50% wszystkich osób, które zginęły na drogach, zaś na Wybrzeżu Kości Słoniowej ta liczba dochodzi do 75%. W Chinach, które zaliczane są obecnie do najszybciej rozwijającej się gospodarki świata, można zauważyć pewien paradoks znany m.in. ze Stanów Zjednoczonych. Drogi przeznaczone niegdyś dla niechronionych użytkowników ruchu drogowego zamieniane są aktualnie w kolejne pasy dla pojazdów samochodowych, co jest związane z intensywnym rozwojem motoryzacji. Jednak, jak podkreśla Wang [138], w krajach, które wcześniej odebrały pieszym i rowerzystom przynależne im pasy ruchu lub chodniki, są one z powrotem budowane. Głównie z uwagi na lawinowo rosnący odsetek pieszych wśród ofiar wypadków, lecz także ze względów ekologicznych.

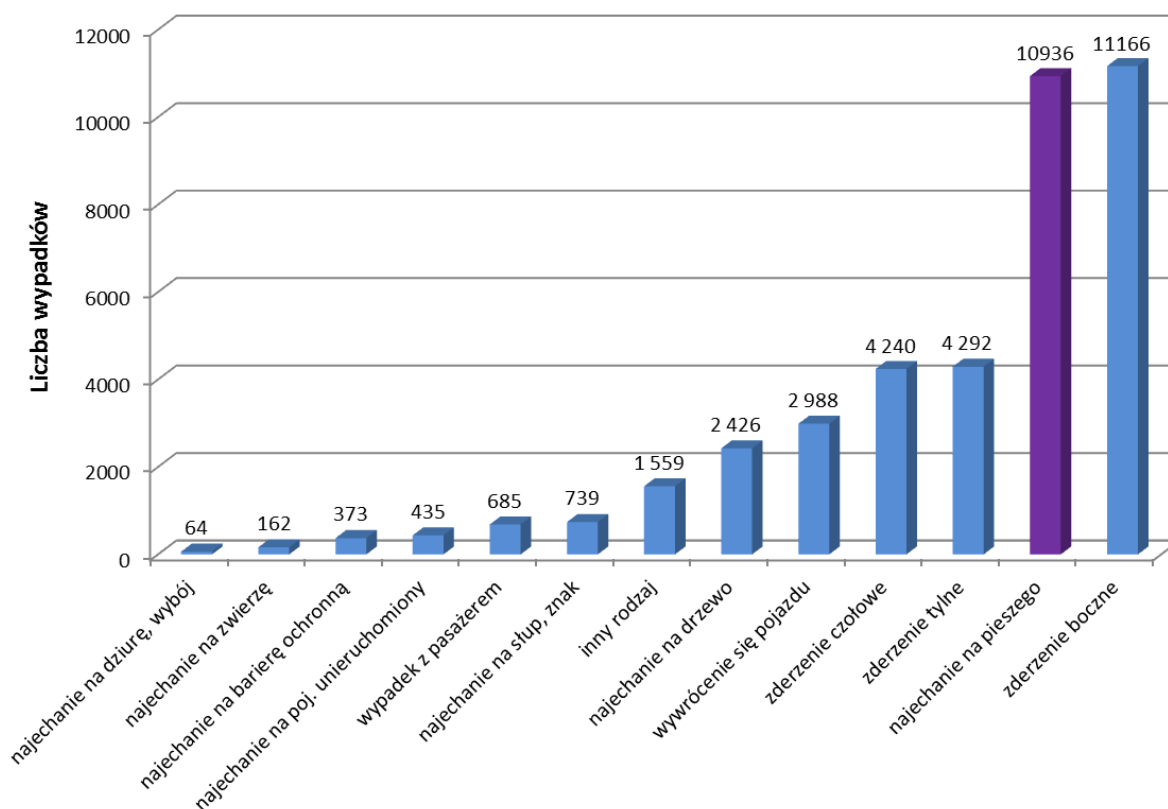
Analizując stan i zaawansowanie infrastruktury drogowej w terenach zabudowanych oraz poza nimi, mogłoby się wydawać, że bardziej niebezpieczne są dla pieszego drogi pozamiejskie. Jednak statystyki wskazują, że najwięcej wypadków z udziałem pieszych ma miejsce na terenach zabudowanych [73, 141], i tak np. w Londynie piesi stanowią około 50% osób ginących podczas zdarzeń drogowych [32]. Dowodzi to, że przyczyną takich zdarzeń jest duże natężenie ruchu kołowego oraz pieszego, a także możliwość zetknięcia się tych dwóch rodzajów ruchu. Takie warunki występują przede wszystkim w miastach, gdzie

przejścia przez jezdnie występują w jej jednym poziomie i właśnie w tym miejscu dochodzi do największej liczby wypadków z udziałem pieszych.

4.2. Bezpieczeństwo pieszych w Polsce

W Polsce w 2010 roku odnotowano 11286 wypadków z udziałem pieszych (29% ogółu wypadków), w których śmierć poniosło 1245 osób, czyli 31,9% ogółu [128]. Natomiast w 2011 roku odnotowano 11220 wypadków z udziałem pieszych, w których zginęło 1419 osób, czyli o 14% więcej ofiar wśród pieszych niż 2010 roku.

Biorąc pod uwagę dane z rys. 4.2 okazuje się, że najechanie na pieszego jest jednym z najczęstszych rodzajów wypadków drogowych odnotowanych w Polsce.



Rys. 4.2. Rodzaje wypadków drogowych w 2011 roku [129]

Miejsca udostępnione dla pieszych, gdzie najczęściej dochodzi do wypadków, to przejścia dla pieszych oraz skrzyżowania (tabela 2). Podstawową przyczyną wypadków jest lekceważenie przepisów ruchu drogowego przez kierowców oraz pieszych. Wzrost liczby wypadków z udziałem pieszych zaczyna się we wrześniu, gdy po wakacjach do szkół wracają uczniowie i trwa do stycznia z powodu złych warunków atmosferycznych w tym okresie. W 2011 roku w miejscach udostępnionych dla ruchu pieszych zarejestrowano 7212

wypadków, stanowi to 64,3% wszystkich wypadków z udziałem pieszych. Śmierć w nich poniosło 507 osób (35,7% ogółu zabitych pieszych), rannych zostało 7272 osób (68,8% ogółu rannych pieszych) [128, 129].

Tabela 2. Wypadki drogowe i ich skutki w miejscach udostępnionych dla ruchu pieszych w 2011 roku [129]

Wybrane miejsca ruchu pieszych	Wypadki	Zabici	Ranni
przejście dla pieszych	3412	227	3414
skrzyżowanie	3215	245	3246
chodnik, droga dla pieszych	382	15	406
pobocze	111	14	110
przystanek komunikacji publicznej	92	6	96

Według raportów Komendy Głównej Policji liczba wypadków na przejściach dla pieszych malała od 2001 do 2010 roku, jednak w 2011 roku liczba ta wzrosła o 105 wypadków. Jest to bardzo negatywne zjawisko, gdyż przejście dla pieszych w swej istocie powinno gwarantować niechronionym uczestnikom ruchu bezpieczne przekroczenie jezdni [49]. Główną przyczyną takich zdarzeń jest nadmierna prędkość, wyprzedzanie innego pojazdu w trakcie dojeżdżania do przejścia dla pieszych, wkroczenie pieszego na przejście przy czerwonym świetle lub nieostrożne wejście pieszego przed nadjeżdżający pojazd.

4.3. Rodzaje obrażeń

Uszkodzenia ciała, jakich może doznać pieszy, są najczęściej oceniane według, powstałej w celu medycznej oceny obrażeń, skali opisowej AIS (ang. Abbreviated Injury Scale). Posiada ona 6 stopni zdefiniowanych m.in. w [141].

Obrażenia ciała pieszego są oceniane od AIS1 (drobne obrażenia) do AIS6 (obrażenia śmiertelne). W większości danych podawanych przez IHRA (ang. International Harmonization Research Activities) pomija się uszkodzenia AIS1, ponieważ w grupie wszystkich obrażeń są one znacznie liczniejsze od pozostałych, co z kolei znacząco wpływa na statystyki [120, 137]. Częstotliwość uszkodzenia poszczególnych części ciała zarówno dorosłych, jak i dzieci według IHRA przedstawiona została w tabeli 3.

Tabela 3. Częstotliwość uszkodzenia poszczególnych części ciała [65]

Uszkodzone części ciała	Obrażenia AIS2÷6 [%]
głowa	31,4
twarz	4,2
szyja	1,4
klatka piersiowa	10,3
brzuch	5,4
miednica	6,3
ręce	8,2
nogi (bez wyróżnionych poszczególnych części)	32,6

Na podstawie danych zgromadzonych w tabeli 3 można zauważyć, że w wyniku wypadków drogowych najczęstszymi obrażeniami AIS2÷6 doznaje głowa (wykluczając twarz) oraz nogi pieszego. Duża grupa obrażeń dotyczy też klatki piersiowej i rąk, które są zagrożone uszkodzeniami AIS2÷6 odpowiednio w 10% i 8%. Rzadziej uszkodzane są miednica, brzuch, twarz i szyja. W tabeli 3 nie wyszczególniono stopnia obrażeń poszczególnych partii nóg pieszego uszkodzanych podczas wypadków. Jest to część ciała ulegająca obrażeniom AIS2÷6 średnio w 1/3 przypadków. Ponieważ w niniejszej pracy szczególna uwaga poświęcona została nogom pieszego należy dodać, że według danych z 1999 roku [35], najczęściej podczas wypadku uszkodzeniom ulega piszczel (30%), następnie kość strzałkowa (25%), miednica (21%) i kość udowa (14%). Złamanie kości strzałkowej występuje w 78% przypadków razem ze złamaniem piszczeli.

5. AKTY NORMATYWNE I REGULACJE PRAWNE

Na początku lat 50-tych XX wieku nastąpił szybki rozwój technologii, która przyczyniała się do poprawy bezpieczeństwa pasażerów pojazdów samochodowych. Udoskonalenie stref zgniotu oraz zastosowanie pasów bezpieczeństwa są uznawane za kamienie milowe w motoryzacji, jednak w małym stopniu przyczyniły się do poprawy bezpieczeństwa pieszych. Dopiero systematycznie wprowadzane regulacje prawne wymusiły na rynku samochodów osobowych zmiany, których to ewolucję można zaobserwować również dziś. Aspekty związane z bezpieczeństwem pieszych, jak również obowiązujące trendy i zagadnienia aerodynamiczne, zmieniły przednią część pojazdów. Samochody stały się bardziej opływowe, przednie zderzaki pozbawione zostały ostrych krawędzi, które potencjalnie przyczyniały się do zwielokrotnienia obrażeń pieszych podczas zderzenia. Na drogach krajów Unii Europejskiej już tylko sporadycznie można spotykać się z pojazdami wyposażonymi w zderzaki wykonane ze stopów metali – zostały one bowiem zastąpione przez zderzaki z tworzyw sztucznych. Podczas procesu homologacji pojazdów samochodowych sprawdzane jest, czy badany pojazd spełnia założenia określone przez regulaminy Europejskiej Komisji Gospodarczej (EKG ONZ) lub rozporządzenia Unii Europejskiej³.

Co więcej, to właśnie bezpieczeństwo pieszych i odpowiednie, ujęte w ramy prawne przepisy, wymusiły wyeliminowanie symboli firmowych z przedniej części pojazdu. Opracowywane dziś modele samochodów pozbawione są charakterystycznych gwiazd, odlewów jaguarów i rozpoznawalnych emblematów takich jak Spirit of Ecstasy, zdobiących osłonę chłodnicy pojazdów marki Rolls-Royce. Jeśli elementy takie pozostają, nie mogą zagrażać pieszemu. Innymi słowy, muszą chować się lub łamać pod działaniem niewielkiej siły. Analogię można znaleźć w konstrukcji bocznych lusterek, które powinny składać się przy uderzeniu w pieszego przy względnie niskiej prędkości pojazdu.

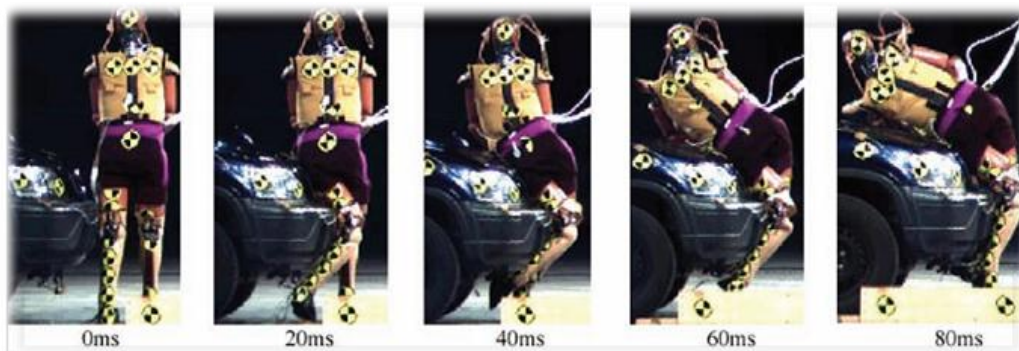
³ Do dnia 30 listopada 2009 r. istniała Wspólnota Europejska – filar Unii Europejskiej, pod nazwą której obowiązują obecne rozporządzenia i normy prawne dotyczące bezpieczeństwa pieszych w Unii Europejskiej.

5.1. Historia regulacji prawnych dotyczących bezpieczeństwa pieszych

Od lat 60-tych zeszłego wieku zwiększanie bezpieczeństwa pojazdów samochodowych było nie tylko zabiegiem marketingowym, ale co ważne, wymuszone zostało odpowiednimi normami oraz regulacjami. Dwadzieścia lat później podjęto pierwsze działania mające na celu powstrzymanie wzrostu liczby śmiertelnych wypadków na drogach z udziałem pieszych. Tematyką zderzenia pojazdów z pieszymi, w aspekcie prawnym, zajął się po raz pierwszy w latach 80-tych European Experimental Vehicle Committee (EEVC). W roku 1988 przy EEVC powstała tzw. Grupa Robocza 10 (później przemianowana na Grupę Roboczą 17), której celem było opracowanie metod i ustalenie granicznych wartości biomechanicznych przy uderzeniu pieszego przez przód pojazdu [38]. W lutym 2009 roku Parlament Unii Europejskiej, bazując na doświadczeniu EEVC, wydał rozporządzenie (WE) 78/2009 zmieniające dyrektywę 2005/66/WE w sprawie homologacji pojazdów silnikowych w odniesieniu do ochrony pieszych.

5.2. Sposób badania bezpieczeństwa pojazdów

Zaskakujący może być sposób testowania pojazdów samochodowych w aspekcie spełnienia kryteriów określonych w regulacjach. Wydawać by się mogło, iż odbywa się on analogicznie do testów bezpieczeństwa przeprowadzanych m.in. przez organizację EuroNCAP, gdzie badane są różne parametry biomechaniczne na podstawie pełnowymiarowego, umieszczonego w pojeździe manekina (ang. dummy). Jednakże testowanie przodu pojazdu na podstawie zderzenia z pełnowymiarowym manekinem (rys. 5.1) służy producentom bardziej jako badanie jakościowe niż podstawa do homologacji. Wynika to z faktu, że jednorazowe uderzenie pojazdu w manekina jest kosztowne i wymaga wielu przygotowań organizacyjnych. Założywszy, iż przód pojazdu powinien być przetestowany w pełnym zakresie jego geometrii, prób zderzeniowych z użyciem manekina musiałoby się odbyć co najmniej kilkanaście.



Rys. 5.1. Symulacja zderzenia pojazdu z pieszym przy wykorzystaniu manekina [120]

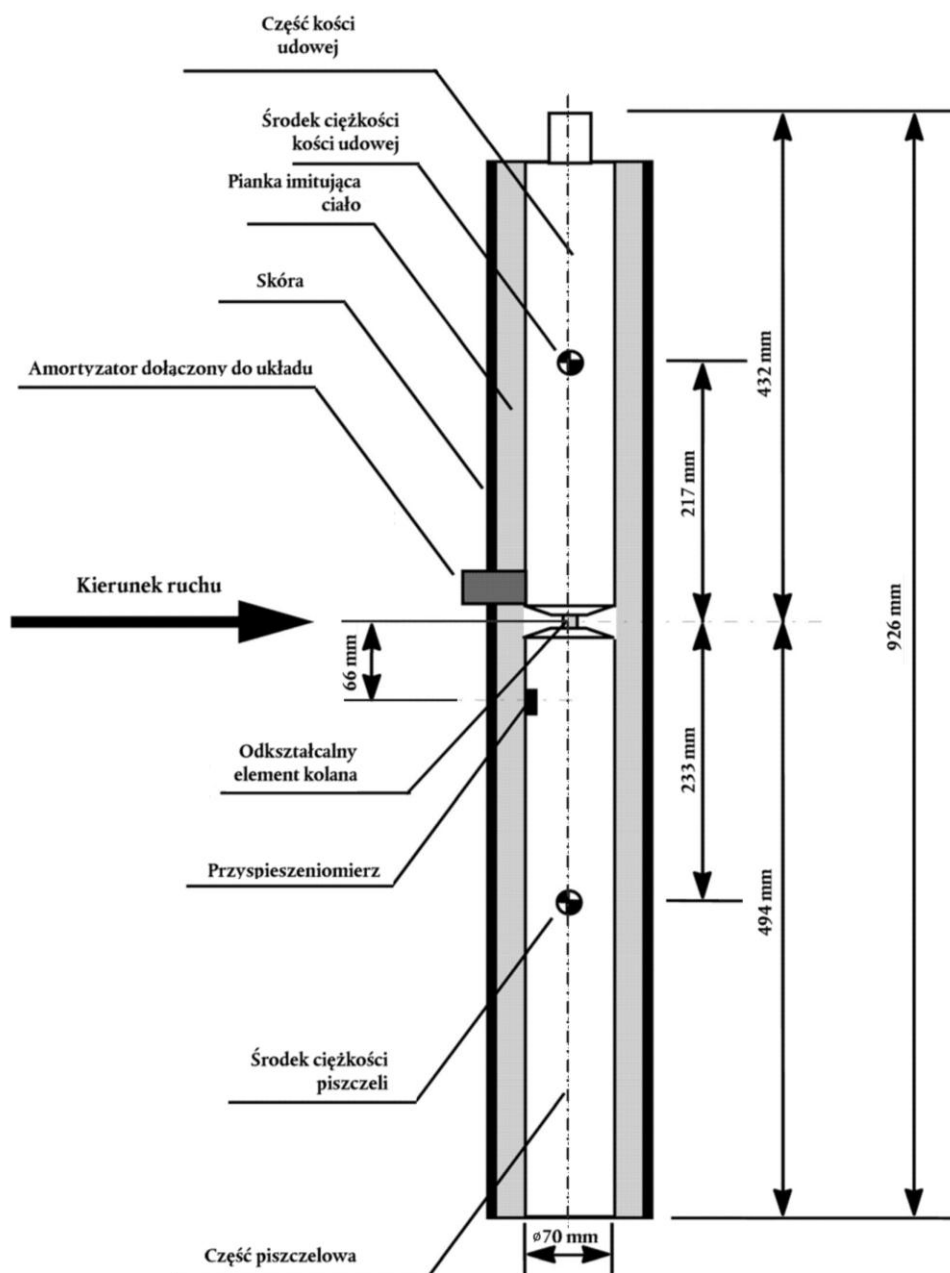
Dlatego też, podczas badania przedniej części pojazdu, zdecydowano się na zastąpienie manekina seriami testów z użyciem impaktorów. Modele części ciała człowieka obniżają one znacząco koszty badań, a z drugiej strony pozwalają na normalizację procedury badawczej. W celu weryfikacji parametrów określonych rozporządzeniem (WE) 78/2009 należy wykorzystać certyfikowane impaktory, odzwierciedlające krytyczne przy zderzeniu części ludzkiego ciała.

5.2.1. Impaktor nogi

Impaktor nogi (rys. 5.2), powszechnie nazywany również impaktorem dolnej części nogi⁴, składa się z dwóch sztywnych segmentów odwzorowujących kość udową oraz piszczel, których średnica wynosi 70 ± 1 mm. Są one połączone ze sobą odkształcalnym złączem imitującym więzadło kolano (szerzej przedstawione w rozdziale 13). Oba elementy powinny być pokryte pianką imitującą ludzką tkankę tłuszczową wykonaną z materiału Confor™ CF-45 o grubości 25 mm. Pianka odzwierciedlająca skórę składa się z tworzywa neoprenowego o grubości 6 mm, pokrytego tkaniną nylonową o grubości 0,5 mm. Całkowita długość modelu dolnej części nogi wynosi 925 ± 5 mm, w tym długość kości udowej wynosi 432 mm, a kości piszczelowej 494 mm. Masa całego impaktora wynosi $13,4 \pm 0,2$ kg, w tym masa kości udowej to $8,6 \pm 0,1$ kg, a piszczeli $4,8 \pm 0,1$ kg. Zgodnie z [101] moment bezwładności kości udowej i piszczeli względem osi poziomej, przechodzącej przez

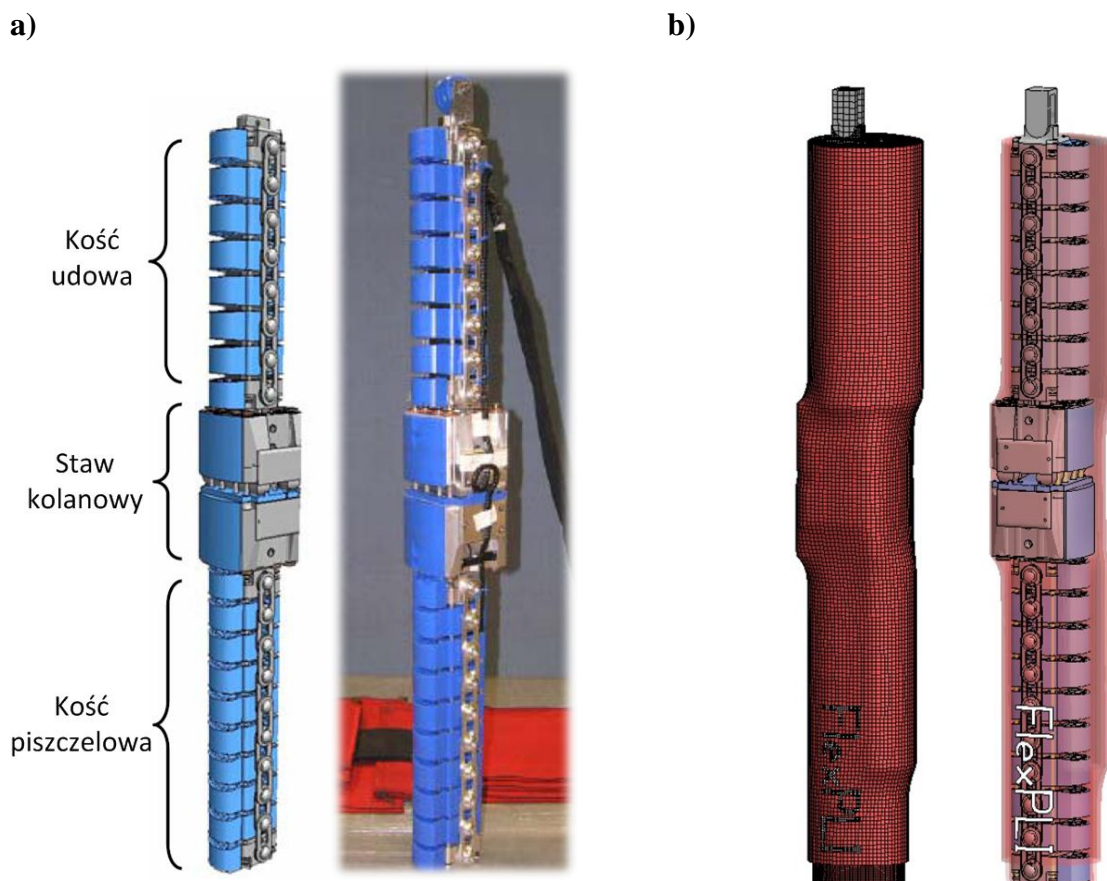
⁴ Według organizacji IRCOBI, której recenzenci opiniowali publikację [105], nazywanie modelu nogi impaktorem *dolnej* części nogi jest błędne. Określenie „dolna część nogi” powstało podczas opracowywania impaktorów w latach 80-tych XX wieku. Autor pracy podziela opinię organizacji IRCOBI, która zaznacza, że dolną częścią nogi powinno się nazywać partię ciała od stawu kolanowego w dół. Dlatego w niniejszej pracy używany impaktor nazywany jest impaktorem nogi, a nie *dolnej* części nogi.

odpowiedni środek ciężkości i prostopadłej do kierunku uderzenia, wynosi odpowiednio $0,127 \pm 0,010 \text{ kg/m}^2$ i $0,120 \pm 0,010 \text{ kg/m}^2$.



Rys. 5.2. Impaktor nogi [101]

Wraz z opracowaniem w 2000 roku manekina pieszego o nazwie Polar [1, 2] powstała również koncepcja opracowania impaktora nogi, który zastąpiłby opisany w niniejszym rozdziale impaktor nogi wykonany zgodnie z WG17 EEVC. Impaktor Flex-PLI (ang. Flexible Pedestrian Legform Impactor) został przedstawiony na rys. 5.3.



Rys. 5.3. Impaktor nogi Flex: a) obiekt rzeczywisty; b) model dyskretny [53]

Zasadnicze zmiany, w stosunku do impaktora WG17 EEVC, objęły odwzorowanie kości udowej oraz piszczelowej. Rdzenie modelu kości są odpowiednio elastyczne, dzięki czemu otrzymano strukturę podobną do nogi człowieka. W odróżnieniu od impaktora stosowanego w procedurach homologacyjnych oraz EuroNCAP [36], impaktor Flex umożliwia odwzorowanie ugięcia kości podczas uderzenia w pojazd [74]. Umieszczone czujniki pomiarowe na kości piszczelowej pozwalają także zidentyfikować możliwość złamania m.in. w obrębie stawu skokowego [80].

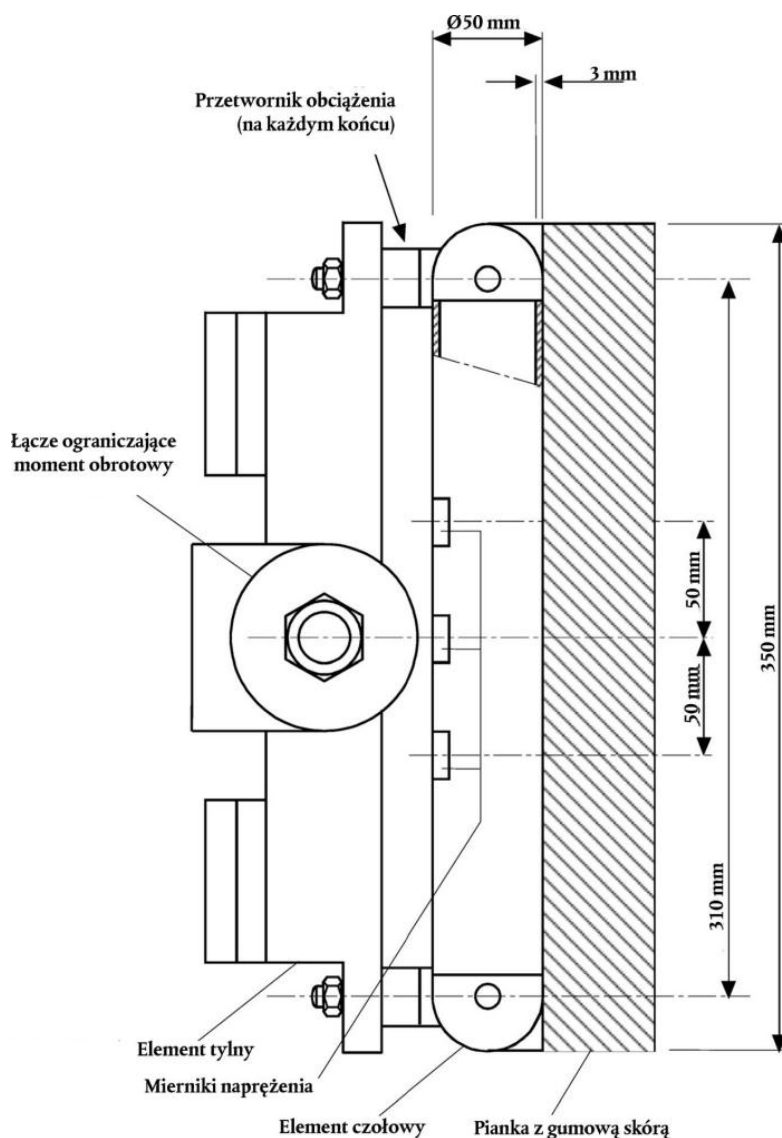
W impaktorze Flex zastosowano nową konstrukcję stawu kolanowego, który odzwierciedla faktyczne połączenia więzadeł człowieka. Należy zaznaczyć, że model kolana w impaktorze WG17 EEVC ugina się podobnie jak ludzkie kolano, jednak mechanizm ugięcia realizowany jest przez zginanie dwóch płaskowników (por. rozdział 13.2.1).

W literaturze podkreśla się, że wdrożenie impaktora Flex wpłynie pozytywnie na poprawę jakości wyników badań dolnych partii ciała pieszych [53, 74, 80, 92]. Zwraca się jednak uwagę na problemy, które powodują opóźnienia we wdrożeniu najnowszej wersji

impaktora typu Flex, mianowicie Flex-GTR. Lawrence i in. [80] wykazali, iż bardziej zaawansowana konstrukcja impaktora Flex, w porównaniu do WG17 EEVC, wpłynęła na przesunięcie środka masy impaktora znacznie poza zakres określony przez WG17 oraz JARI (ang. Japan Automobile Research Institute). Kwestionowane są również momenty bezwładności kości piszczelowej oraz udowej [80]. Pomimo wskazanych problemów odnotowano, iż w Japonii zdecydowano się zastąpić impaktor WG17 EEVC impaktorem Flex-GTR podczas prób zderzeniowych w organizacji odpowiadającej EuroNCAP, mianowicie JNCAP (ang. Japan New Car Assessment Program) [48, 62].

5.2.2. Impaktor górnej części nogi

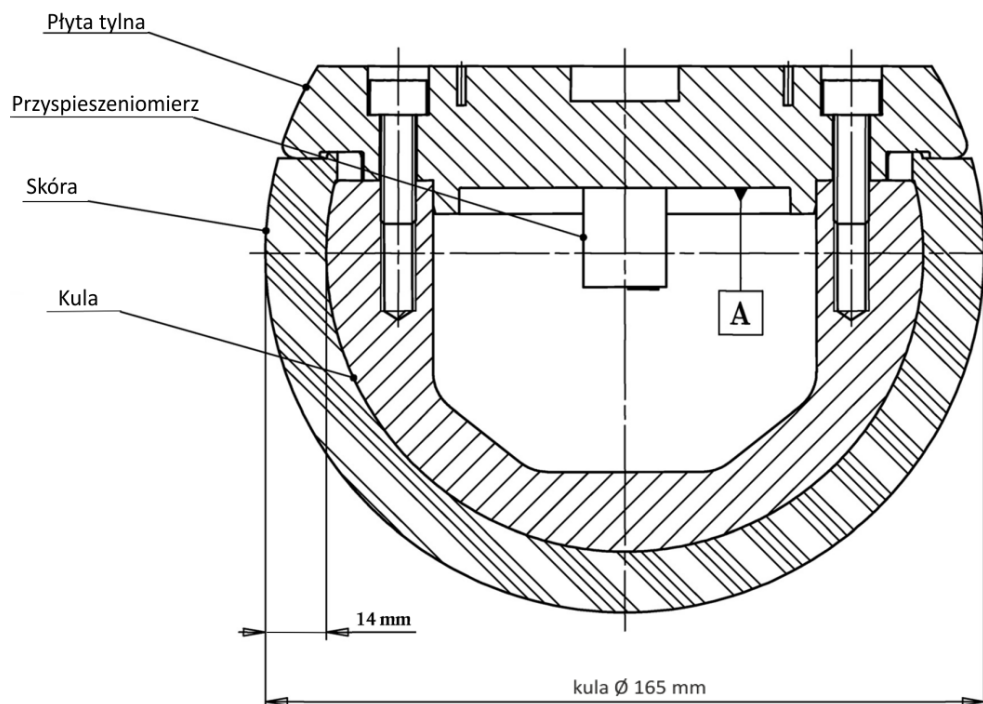
Model górnej części nogi (rys. 5.4) według rozporządzenia (WE) 631/2009 stanowi jedną sztywną konstrukcję pokrytą od strony uderzenia pianką Confor™ CF-45 o grubości 25 mm. W skład modelu wchodzi przetworniki obciążenia mierzące wartości sił oraz mierniki umożliwiające określenie momentów gnących. Długość tego zespołu równa jest 350 ± 5 mm, natomiast masa modelu z elementami napędu i układami naprowadzania wynosi $9,5\pm 0,1$ kg.



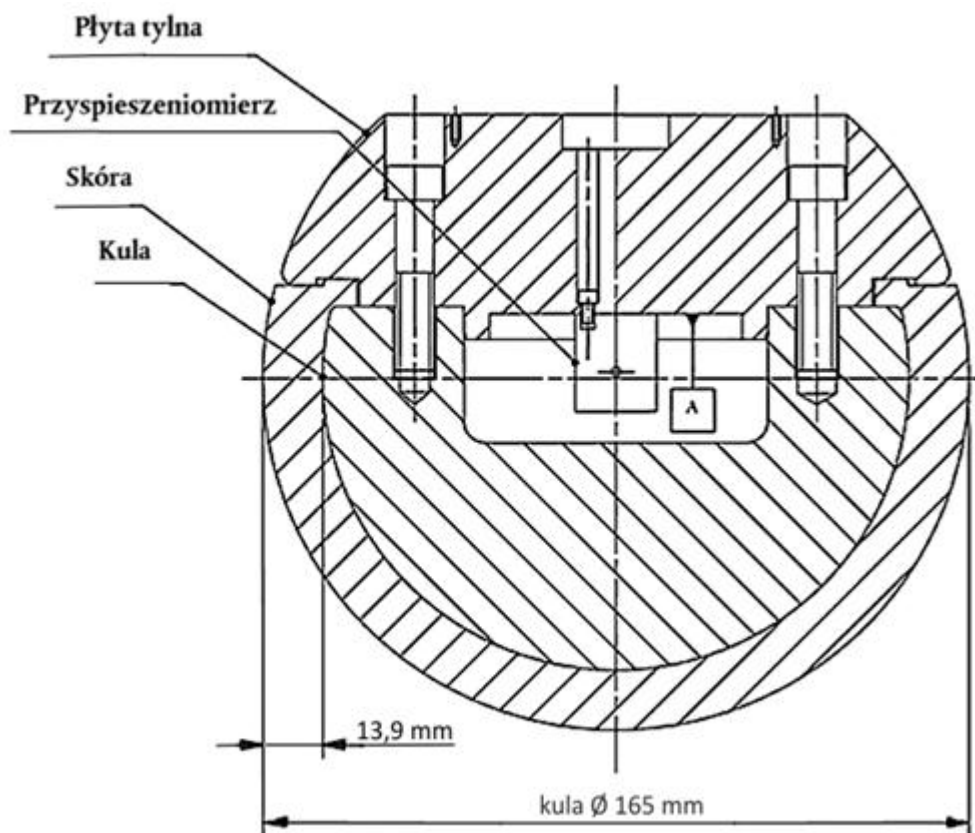
Rys. 5.4. Impaktor górnej części nogi [101]

5.2.3. Impaktor głowy

W treści rozporządzenia (WE) 631/2009 Parlamentu Europejskiego i Rady wyróżnione zostały dwa rodzaje modelu głowy: model głowy dziecka/niskiej dorosłej osoby oraz model osoby dorosłej, które przedstawione są w postaci sztywnej kuli o średnicy 165 ± 1 mm wykonanej z aluminium i w połowie pokryte warstwą skóry syntetycznej o grubości $14 \pm 0,5$ mm. Masa modelu głowy dziecka z oprzyrządowaniem wynosi $3,5 \pm 0,07$ kg, natomiast modelu głowy dorosłego $4,8 \pm 0,1$ kg (rys. 5.5 i rys. 5.6).



Rys. 5.5. Impaktor głowy dziecka/niskiej osoby dorosłej [101]



Rys. 5.6. Impaktor głowy osoby dorosłej [101]

5.3. Wymogi przeprowadzenia badań przedniej części pojazdu/PUZ

W celu weryfikacji parametrów określonych rozporządzeniem (WE) 78/2009 należy wykorzystać certyfikowane impaktory, odzwierciedlające krytyczne pod względem obrażeń części ludzkiego ciała. Rysunek 5.7 przedstawia wizualizacje potrącenia pieszego przez pojazd samochodowy. Obok klasycznych impaktorów zamieszczone zostały rysunki impaktorów numerycznych.

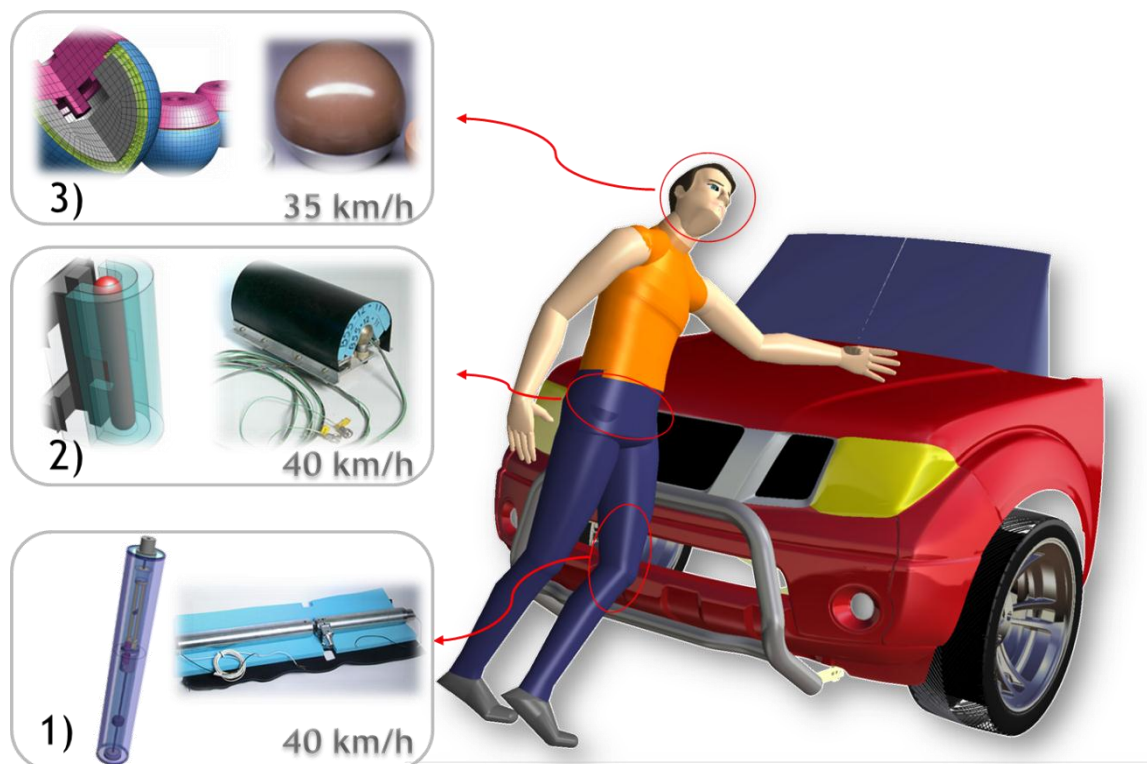
Dodajmy, że testy przy użyciu impaktorów dla pojazdów bez przedniego układu zabezpieczającego (PUZ) oraz dla PUZ jako oddzielnych zespołów technicznych⁵ są pod wieloma względami identyczne. Dlatego też w pracy opisywane będą badania łącznie dla pojazdów, jak i PUZ. Jeśli pomiędzy badaniami występuje znacząca różnica, fakt ten zostanie wyszczególniony.

Symulacja zderzenia odbywa się przy prędkości 35 lub 40 km/h i obejmuje:

- 1) uderzenie *impaktorem nogi* w zderzak/PUZ lub uderzenie *impaktorem górnej części nogi* w zderzak/PUZ⁶;
- 2) uderzenie *impaktorem górnej części nogi* w krawędź czołową maski/PUZ;
- 3) uderzenie *impaktorem głowy małego dziecka* w maskę/PUZ i uderzenie *impaktorem głowy dorosłego* w szybę przednią.

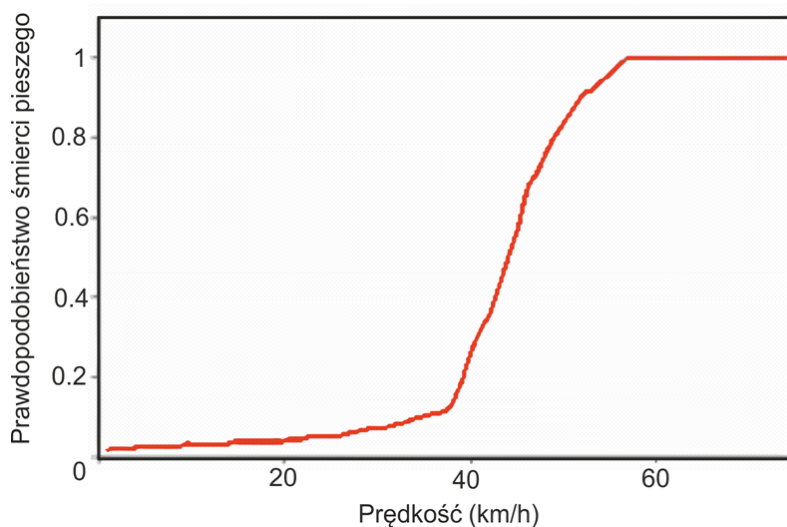
⁵ PUZ nabywany jako odrębny element wyposażenia pojazdu.

⁶ Uderzenie *impaktorem górnej części nogi* w zderzak/PUZ przeprowadzane jest tylko wtedy, gdy wysokość DLOZ/DLOPUZ wynosi ≥ 500 mm.



Rys. 5.7. Wizualizacja zderzenia pojazdu z pieszym i użycie impaktorów numerycznych odzwierciedlających newralgiczne części ludzkiego ciała

Na obrażenia, jakich dozna pieszy podczas wypadku, wpływ ma prędkość pojazdu w czasie zderzenia. Ujęta w normach prędkość 40 km/h ma swoje dwojakie uzasadnienie. Po pierwsze, jak pokazano na rys. 5.8, prawdopodobieństwo śmierci pieszego przy prędkości 40 km/h zaczyna gwałtownie wzrastać.



Rys. 5.8. Prawdopodobieństwo śmierci pieszego w zależności od prędkości uderzenia [7, 110]

Widać również, że przy prędkości powyżej 60 km/h pieszy nie ma już praktycznie żadnych szans na przeżycie po potrąceniu przez samochód. Dlatego właśnie prędkość 40 km/h, z jaką impaktory uderzają w pojazd/PUZ, jest prędkością, przy której obecnie wytwarzane pojazdy/PUZ mają zapewnić pieszemu bezpieczeństwo. Zwiększenie prędkości normowej zmusiłoby producentów pojazdów do przekonstruowania pojazdów. Jednak głównie ze względów ekonomicznych, przy obecnym stanie techniki, podwyższenie wymaganej prędkości testowej nie znajduje się w wytycznych Wspólnoty Europejskiej [39] do 2020 roku. Lawrence i in. wskazują jednak, że podniesienie wymaganej prędkości zderzenia do 50 km/h mogłoby o połowę zmniejszyć liczbę śmiertelnych ofiar wśród pieszych [80].

Poniżej znajdują się szczegółowe informacje bazujące na treści rozporządzenia (WE) 78/2009 oraz 631/2009 [39, 101] na temat przeprowadzania badań pojazdów oraz przednich układów zabezpieczających.

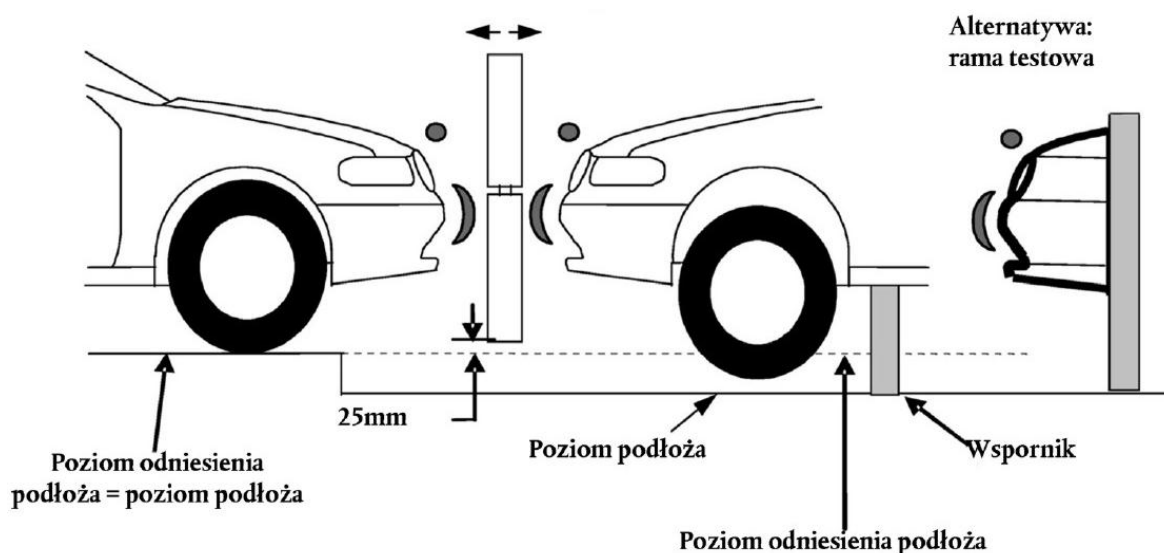
5.3.1. Uderzenie impaktorem nogi w zderzak pojazdu/PUZ

W celu uzyskania homologacji pojazdu wymagane jest przeprowadzenie uderzenia w zderzak/PUZ impaktorem nogi lub górnej części nogi. Testy przeprowadzane są przy prędkości uderzenia impaktora w nieruchomy samochód/PUZ równej 40 km/h. Badanie uderzenia impaktorem nogi przeprowadza się na pojazdach o $DLOZ/DLOPUZ^7 < 425$ mm od podłoża, natomiast samochody lub PUZ, dla których ta wysokość wynosi ≥ 500 mm, bada się za pomocą testu uderzenia modelu górnej części nogi w zderzak. Pojazdy lub PUZ, w których wysokość ta wynosi pomiędzy 425 a 500 mm, mogą być testowane zarówno przez badanie uderzeniem impaktorem nogi, jak i górnej części nogi. Badania uderzeń modelu nogi w zderzak/PUZ należy powtórzyć przynajmniej trzykrotnie w różnych miejscach zderzaka/PUZ.

W czasie uderzenia impaktor powinien być w ruchu swobodnym. Podczas pierwszego zderzenia z pojazdem/PUZ tolerancja osi impaktora prostopadła do płaszczyzny poziomej wynosi $\pm 2^\circ$, a wektor prędkości uderzenia jest równoległy do wzdłużnej płaszczyzny pionowej pojazdu również z tolerancją $\pm 2^\circ$. W trakcie zderzenia impaktora z samochodem/PUZ, impaktor ma kontakt jedynie z pojazdem lub pojazdem

⁷ Odległość krawędzi dolnej zderzaka/PUZ od podłoża oznacza, w dowolnym położeniu poprzecznym, odległość podłoża w pionie od DLOZ/DLOPUZ w pojeździe ustawionym w zwykłej pozycji do jazdy [101].

z zamontowanym PUZ. Dwa podstawowe usytuowania pojazdu podczas badań uderzenia modelu nogi w zderzak pokazano na rys. 5.9. Dla PUZ przewidziano również możliwość jego testowania na ramie testowej.



Rys. 5.9. Badanie uderzenia impaktorem nogi w pojazd/PUZ oraz badanie PUZ na alternatywnej ramie testowej [101]

Podczas testu impaktor ustawiony jest przed zderzeniem z pojazdem 25 ± 10 mm od powierzchni podłoża. Wartości dopuszczalne dla modelu nogi przedstawia tabela 4.

Tabela 4. Wartości dopuszczalne impaktora nogi (uderzenie w zderzak) [101]

Kryterium uszkodzenia	Wartość dopuszczalna
kąt zgięcia	21°
przesunięcie ścinające	6 mm
przyspieszenie górnego końca piszczeli	200 g

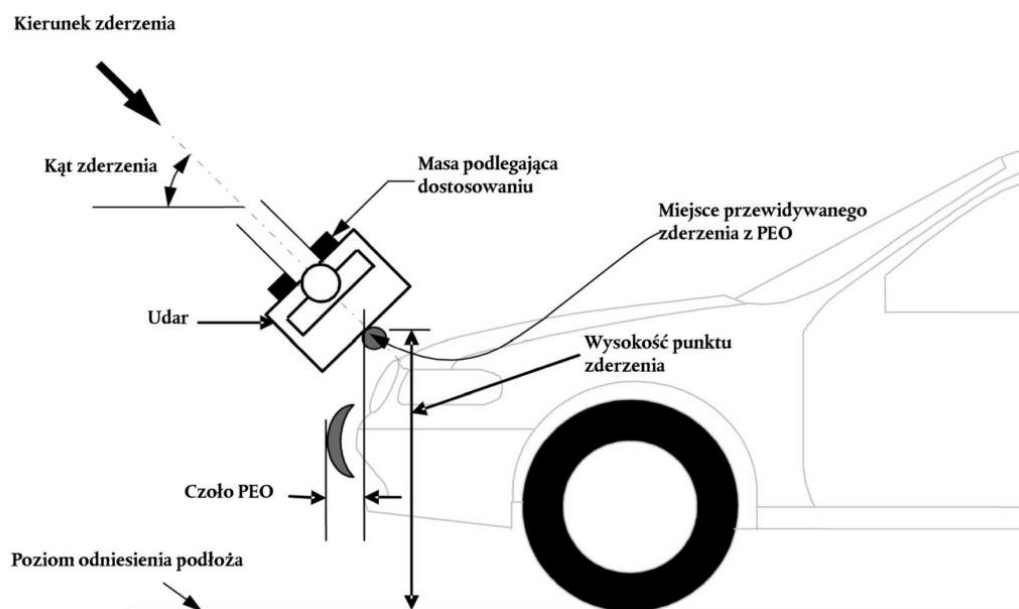
Badanie wygląda podobnie dla impaktora górnej części nogi, a dopuszczalne wartości dla tego modelu po przeprowadzeniu testu przedstawione są w tabeli 5.

Tabela 5. Wartości dopuszczalne modelu górnej części nogi (uderzenie w zderzak) [101]

Kryterium uszkodzenia	Wartość dopuszczalna
suma sił uderzenia	7,5 kN
moment zginający	510 Nm

5.3.2. Uderzenie impaktorem górnej części nogi w krawędź czołową maski/PUZ

Kolejnym przeprowadzanym w aspekcie ochrony pieszych badaniem jest uderzenie impaktorem górnej części nogi w krawędź czołową maski⁸ lub PUZ. Model nogi mocowany jest w układzie napędowym. Układ naprowadzania natomiast wyposażony w prowadnice uniemożliwia ruch w innych kierunkach niż określony podczas zderzenia z pojazdem. Masę impaktora górnej części nogi wraz z jego układem napędowym i układem sterowania wyznacza się ze wzoru opracowanego w rozporządzeniu (WE) 631/2009. Z treści tego rozporządzenia odczytuje się prędkość i energię uderzenia potrzebne do przeprowadzenia badania. Uderzenie impaktorem górnej części nogi w krawędź czołową maski przedstawiono na rys. 5.10.



Rys. 5.10. Badania uderzenia modelu górnej części nogi w krawędź czołową maski/PUZ [101]

Pomiary należy przeprowadzić trzykrotnie w różnych miejscach krawędzi czołowej maski/PUZ, które najprawdopodobniej spowodują obrażenia u pieszych podczas zderzenia z pojazdem. Ocena badania polega na porównaniu wartości siły uderzenia oraz momentu zginającego impaktora z wartościami dopuszczalnymi (tabela 6).

⁸ Krawędź czołowa maski oznacza przód górnej konstrukcji zewnętrznej obejmującej maskę i błotniki, górne i boczne elementy składowe obudowy reflektorów i wszelkie inne przymocowane elementy.

Tabela 6. Wartości dopuszczalne impaktora górnej części nogi w badaniu uderzenia w krawędź czołową maski [101]

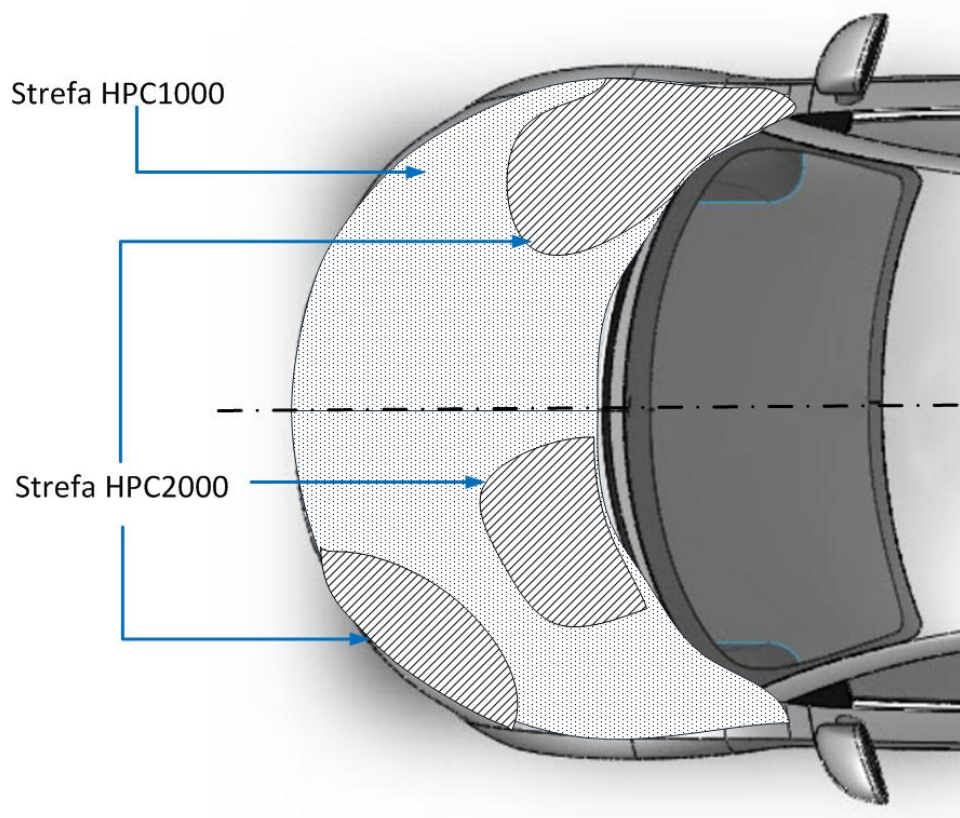
Kryterium uszkodzenia	Wartość dopuszczalna
suma sił uderzenia	5 kN
moment zginający	300 Nm

Badanie to przeprowadzane jest jedynie w celu monitorowania wyników, które przedstawiane są przez krajowe organy Komisji Europejskiej.

5.3.3. Uderzenie impaktora głowy dziecka/niskiego dorosłego w maskę/PUZ

Następnym badaniem, przeprowadzanym w celu uzyskania homologacji pojazdu, jest uderzenie modelu głowy dziecka/niskiego dorosłego człowieka w maskę/PUZ. Impaktor głowy, podobnie jak nogi, podczas uderzenia powinien znajdować się w ruchu swobodnym. Prędkość uderzenia modelu głowy o maskę podczas badania wynosi $9,7 \pm 0,2$ m/s, tj. około 35 km/h. Uderzenie wykonuje się pod kątem $50 \pm 2^\circ$ względem poziomu odniesienia. Podczas tego badania maska zostaje podzielona na 2 strefy. Strefę „HPC1000”, w której obszarze zagrożenie według kryterium ochrony głowy HPC⁹ jest mniejsze bądź równe 1000, oraz strefę „HPC2000”, czyli obszar, który charakteryzuje się kryterium HPC mniejszym bądź równym 2000. Wymienione strefy pokazano na rys. 5.11.

⁹ HPC lub HIC – ilościowa metoda oceny obrażeń głowy. Jest szeroko stosowana przy badaniach bezpieczeństwa użytkowników dróg. Powyżej HPC 1000 zachodzi zwiększone ryzyko utraty życia.



Rys. 5.11. Oznaczenie stref HPC1000 i HPC2000; na podstawie [101]

W celu otrzymania homologacji 1/3 badanej powierzchni maski testowanego pojazdu musi charakteryzować się kryterium HPC mniejszym bądź równym 1000, natomiast 2/3 jej powierzchni winna cechować się HPC nie większym niż 2000 [5].

5.3.4. Uderzenie impaktora głowy dorosłego człowieka w przednią szybę

Kolejnym badaniem wymaganym do uzyskania homologacji danego pojazdu jest uderzenie modelu głowy dorosłego człowieka w przednią szybę. Badanie to jest wykonywane przy prędkości uderzenia równej $9,7 \pm 0,2$ m/s. W teście wykorzystuje się impaktor głowy dorosłego człowieka. Kąt uderzenia modelu w przednią szybę wynosi $35 \pm 2^\circ$ względem powierzchni podłoża, na którym ustawiony jest pojazd. Obszar pomiarowy oraz odległości od granicy szyby przedstawione są na rys. 5.12.



Rys. 5.12. Obszar uderzenia w szybę przednią; na podstawie [101]

Podczas testu rejestruje się HPC, a wyniki porównuje się z wartością dopuszczalną wynoszącą 1000. Badanie wykonywane jest jedynie w celach monitorowania, podobnie jak badanie uderzenia modelu górnej części nogi w krawędź czołową maski.

5.4. Zestawienie limitów kryteriów biomechanicznych

W tabeli 7 przedstawiono zestawienie obowiązujących¹⁰ limitów oraz kryteriów biomechanicznych badań za pomocą impaktorów opisanych w rozdziale 5.3 w przypadku:

- pojazdów bez przedniego układu zabezpieczającego;
- przedniego układu zabezpieczającego, jako oddzielnego zespołu technicznego, przeznaczonego do użytku na ściśle określonym pojeździe.

¹⁰ Dane na czerwiec 2012 roku.

Tabela 7. Zestawienie limitów oraz kryteriów biomechanicznych dla testów za pomocą impaktorów, pojazdów bez PUZ oraz PUZ jako oddzielnych zespołów technicznych; na podstawie [39, 101]

Test	Kryterium	LIMIT			
		Pojazd bez PUZ		Przedni układ zabezpieczający (PUZ)	
Uderzenie impaktorem głowy dorosłego człowieka w szybę przednią	HPC	masa impaktora głowy	4,8 kg	brak	
		prędkość uderzenia	35 km/h		
		strefa uderzenia	uderzenie w szybę przednią		
		< 1000 (tylko w celu monitorowania)			
Uderzenie impaktorem głowy małego dziecka w maskę/PUZ	HPC	masa impaktora głowy	3,5 kg	masa impaktora głowy	3,5 kg
		prędkość uderzenia	35 km/h	prędkość uderzenia	35 km/h
		strefa uderzenia	uderzenie w maskę	strefa uderzenia	uderzenie w PUZ
		< 1000 dla 2/3 strefy uderzenia < 2000 dla 1/3 strefy uderzenia		< 1000	
Uderzenie impaktorem górnej części nogi w krawędź czołową maski	całkowita siła	5,0 kN (tylko w celu monitorowania)		5,0 kN (tylko w celu monitorowania)	
	moment zginający	300 Nm (tylko w celu monitorowania)		300 Nm (tylko w celu monitorowania)	
Uderzenie impaktorem górnej części nogi w zderzak/PUZ (przeprowadzane tylko, gdy dolna linia odniesienia zderzaka/PUZ ≥ 500 mm)	całkowita siła	< 7,5 kN		< 7,5 kN	
	moment zginający	< 510 Nm		< 510 Nm	
Uderzenie impaktorem nogi w zderzak / PUZ	przyspieszenie	< 200 g		< 200 g	
	kąt zgięcia	< 21°		< 21°	
	przemieszczenie ścinające	< 6 mm		< 6 mm	

5.5. Testy organizacji Euro NCAP

Testy organizacji Euro NCAP (ang. European New Car Assessment Programme) wykonywane są w ten sam sposób jak przedstawione powyżej badania. Zasadniczą różnicę między nimi a obowiązkowymi testami opisanymi w rozporządzeniach Wspólnoty Europejskiej stanowią limity wartości dopuszczalnych dla impaktorów. Rozporządzenie (WE) 78/2009 ocenia pojazdy lub przednie układy zabezpieczające bezwzględnie – wynik badań może być tylko pozytywny lub negatywny. Euro NCAP natomiast, poprzez stosowanie szerszej skali oceny wartości kryteriów biomechanicznych, opiniuje wyniki testów i przyznaje pojazdom odpowiednią punktację. Dzięki temu możliwy jest podział pojazdów na te, które spełniają normy z dużą tolerancją, są blisko limitów określonych przez (WE) 78/2009 oraz pojazdy, które zdecydowanie przekraczają obowiązujące limity [36, 37].

6. WERYFIKACJA METODY NUMERYCZNEJ

W tym rozdziale podjęto próbę weryfikacji poprawności wyników symulacji numerycznych, wykorzystujących metodę elementów skończonych, przeprowadzonych według wymagań rozporządzenia (WE) 78/2009 oraz (WE) 631/2009, z wynikami eksperymentu na rzeczywistym obiekcie. Metoda badań umożliwi numeryczną ocenę zgodności przednich układów zabezpieczających z wymaganymi kryteriami homologacji określonymi w rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) 78/2009 z dnia 14 stycznia 2009 roku. Prawidłowo opracowana metoda badań jest niezbędna do późniejszego studium nad autorskim prototypem przedniego układu zabezpieczającego (PUZ).

Przedmiotem badań był PUZ wraz z mocowaniem przystosowany dla pojazdu Nissan Navara 2004+. Prace badawcze przeprowadzone zostały w Laboratorium Komputerowego Wspomagania Projektowania Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej [76].

Zakres prac obejmował:

1. Skanowanie geometrii przodu pojazdu Nissan Navara;
2. Rekonstrukcję modeli powierzchniowych CAD na podstawie rezultatów skanowania optycznego elementów pojazdu;
3. Budowę modelu geometrycznego przodu pojazdu Nissan Navara;
4. Przygotowanie modelu dyskretnego w/w obiekcie;
5. Identyfikację i definicję warunków brzegowych – symulację zderzenia z pieszym zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009 w sprawie stosowania przednich układów zabezpieczających w pojazdach silnikowych;
6. Przeprowadzenie analiz numerycznych zgodnych z przepisami technicznymi (WE) 631/2009 odnoszącymi się do rozporządzenia (WE) 78/2009;
7. Porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami eksperymentu przeprowadzonego w ośrodku badawczym IDIADA.

6.1. Środowisko pracy

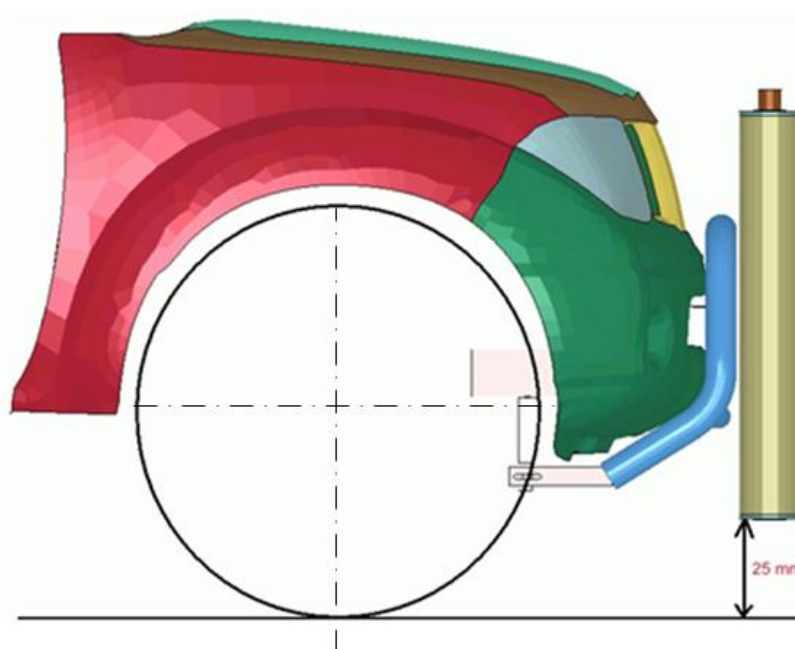
Symulacje numeryczne zostały przeprowadzone według wymagań rozporządzenia (WE) 631/2009 odnoszącym się do (WE) 78/2009. Obejmują one badania przedniego układu zabezpieczającego pojazdu Nissan Navara jako oddzielnej jednostki technicznej. Wykonano symulacje numeryczne z wykorzystaniem modelu dyskretnego samochodu Nissan Navara,

ściśle odpowiadającym podstawowym wymiarom zewnętrznym przedniej części rzeczywistego pojazdu.

6.2. Procedura badawcza

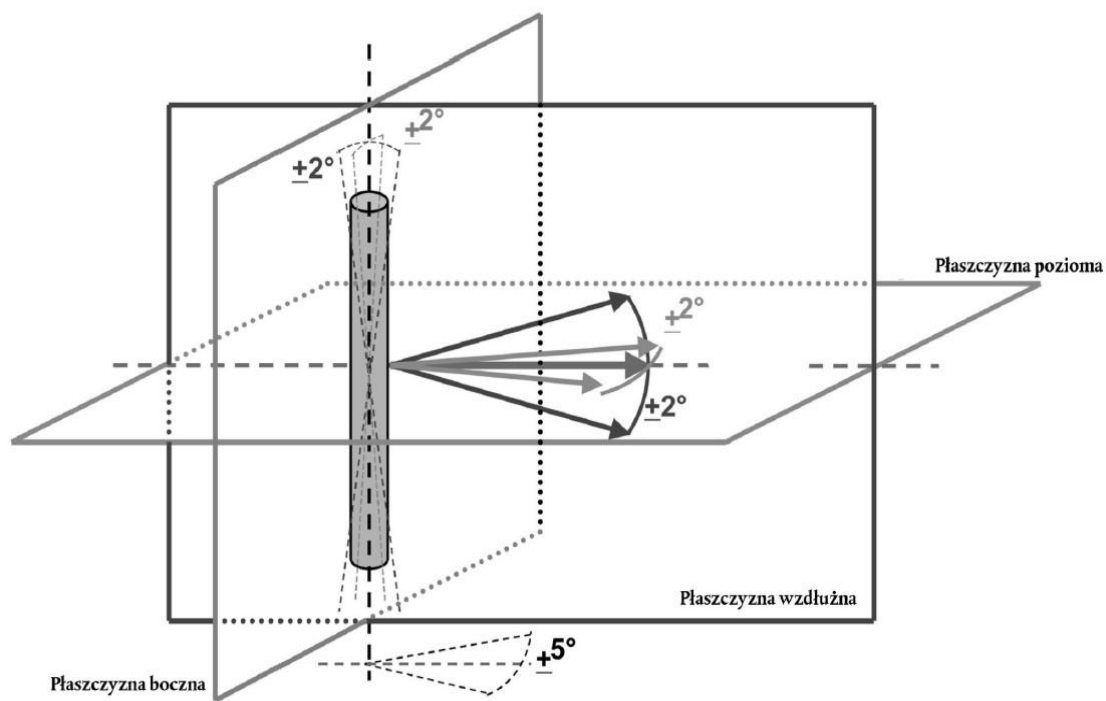
Obliczenia numeryczne przeprowadzono przy wykorzystaniu programu komputerowego LS-DYNA [26, 83] i numerycznych modeli impaktorów: *dolnej* części nogi (ang. pedestrian lower legform impactor) i górnej części nogi (ang. pedestrian upper legform impactor), zweryfikowanych przez firmę ARUP [11]. Badania przedniego układu zabezpieczającego odbywały się w oparciu o numeryczny model pojazdu.

Zgodnie z przepisami technicznymi (WE) 631/2009 do rozporządzenia (WE) 78/2009 kierunek uderzenia wyznaczony był w płaszczyźnie poziomej, równoległej do wzdłużnej płaszczyzny pionowej modelu numerycznego przedniego układu zabezpieczającego zamontowanego na pojeździe. W chwili kontaktu tolerancja dla kierunku wektora prędkości w płaszczyźnie poziomej oraz w płaszczyźnie wzdłużnej wynosiła $\pm 2^\circ$. W chwili pierwszego zetknięcia się impaktora z PUZ spód impaktora znajdował się na wysokości 25 mm nad poziomem odniesienia (rys. 6.1).



Rys. 6.1. Określenie poziomu odniesienia impaktora względem przedniego układu zabezpieczającego pojazdu Nissan Navara

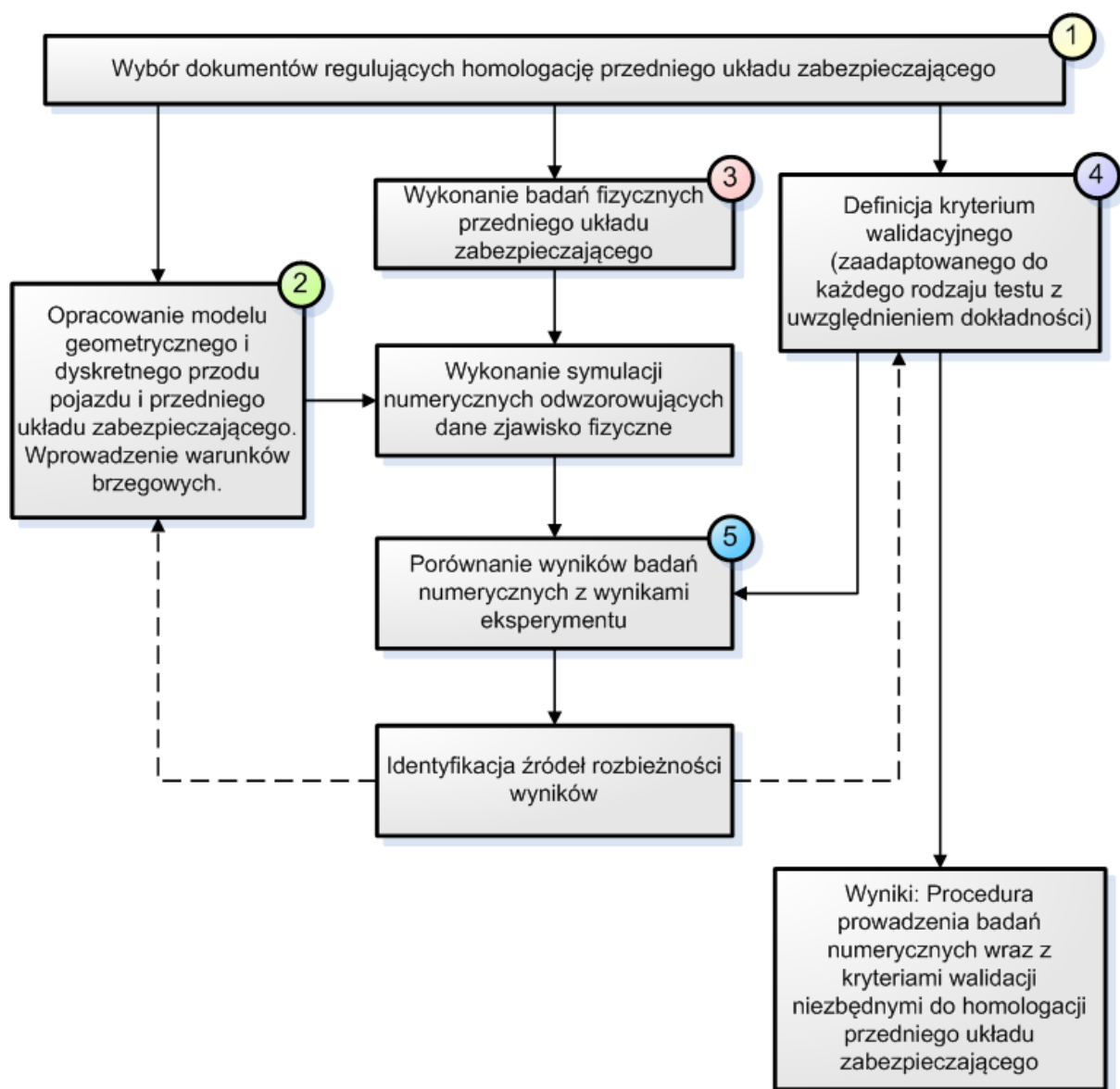
Współrzędne modelu impaktora zostały określone w taki sposób, że oś impaktora była prostopadła do płaszczyzny poziomej, z tolerancją $\pm 2^\circ$ w płaszczyźnie bocznej i wzdłużnej (rys. 6.2).



Rys. 6.2. Pozycjonowanie impaktora nogi

Badania prowadzono przy zapewnieniu braku kontaktu impaktora z podłożem. Prędkość zderzenia impaktora z przednim układem zabezpieczającym wynosiła 11,1 m/s.

Procedura badawcza dotyczy numerycznej symulacji komputerowej, której celem jest zrekonstruowanie zjawisk fizycznych towarzyszącym badaniom przednich układów zabezpieczeń, zgodnie ze szczególnymi przepisami technicznymi (WE) 631/2009 do rozporządzenia (WE) 78/2009. Opracowaną własną procedurę badań porównawczych przy wykorzystaniu metody elementów skończonych przedstawiono na rys. 6.3.

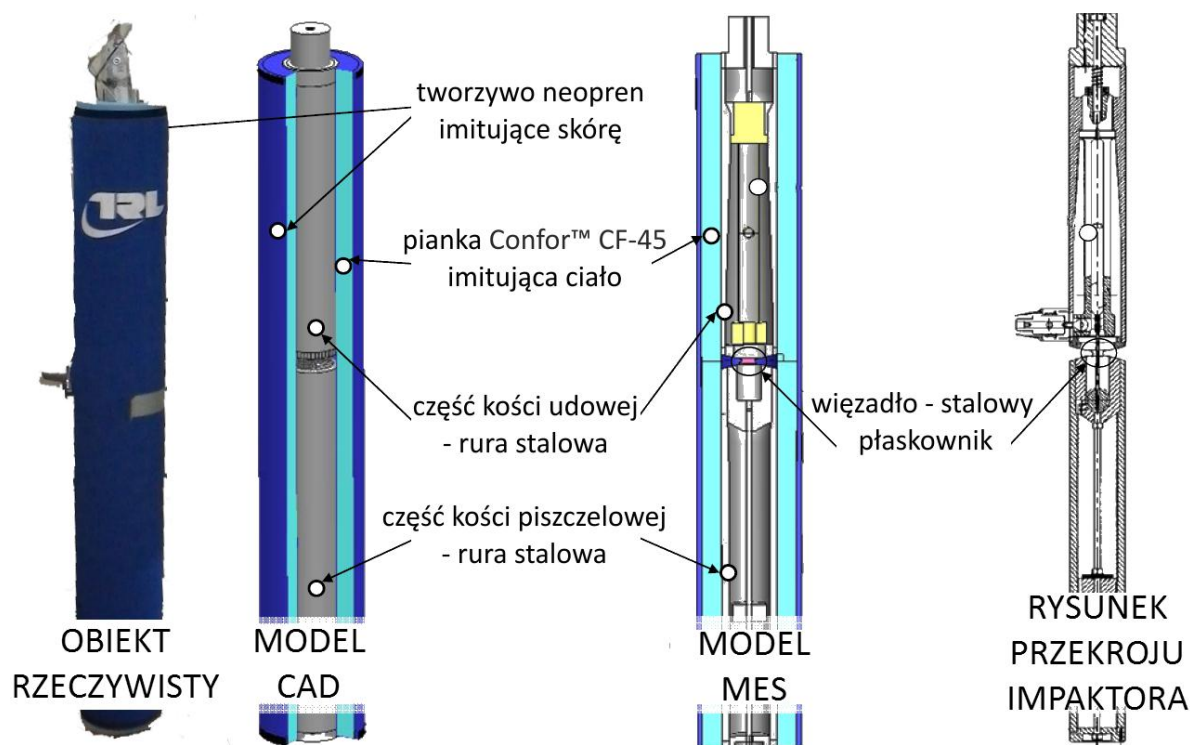


Rys. 6.3 Procedura badań porównawczych przedniego układu zabezpieczającego

6.3. Aparatura badawcza

W badaniach nad zgodnością z rozporządzeniem (WE) 78/2009 użyto impaktorów numerycznych nogi oraz górnej części nogi. Impaktory numeryczne są certyfikowanymi odpowiednikami impaktorów rzeczywistych i zostały opracowane przez firmę ARUP [9] do badań nad bezpieczeństwem niechronionych uczestników ruchu drogowego. W związku z faktem, że niniejsza praca skupia się na badaniu impaktorem nogi, poniżej przedstawiono jego numeryczny odpowiednik. Model impaktora nogi został certyfikowany do badań w kodzie LS-DYNA.

Impaktor nogi przedstawiono na rys. 6.4. Sztywne elementy imitujące kości udową i piszczelową mają średnicę wynoszącą 70 mm. Pianka osłaniająca kości ma imitować ciało pieszego.



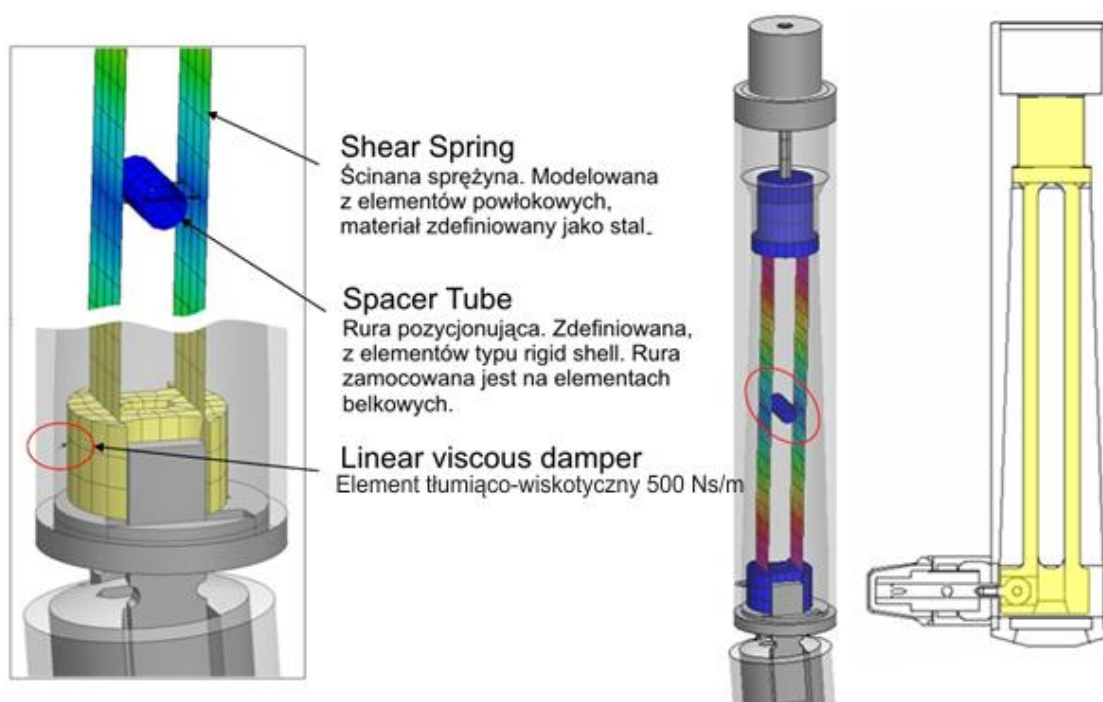
Rys. 6.4. Impaktor nogi stosowany w badaniach rzeczywistych (po lewej) oraz w symulacjach komputerowych (po prawej); na podstawie [9]

Impaktor nogi składa się z dwóch sztywnych segmentów pokrytych pianką, odpowiadających kości udowej (górna część impaktora) i piszczeli (dolna część nogi), połączonych za pomocą odkształcalnego złącza symulującego staw kolanowy. Masa impaktora nogi odpowiada masie obiektu rzeczywistego i wynosi 13,4 kg.

Model numeryczny impaktora nogi składa się z:

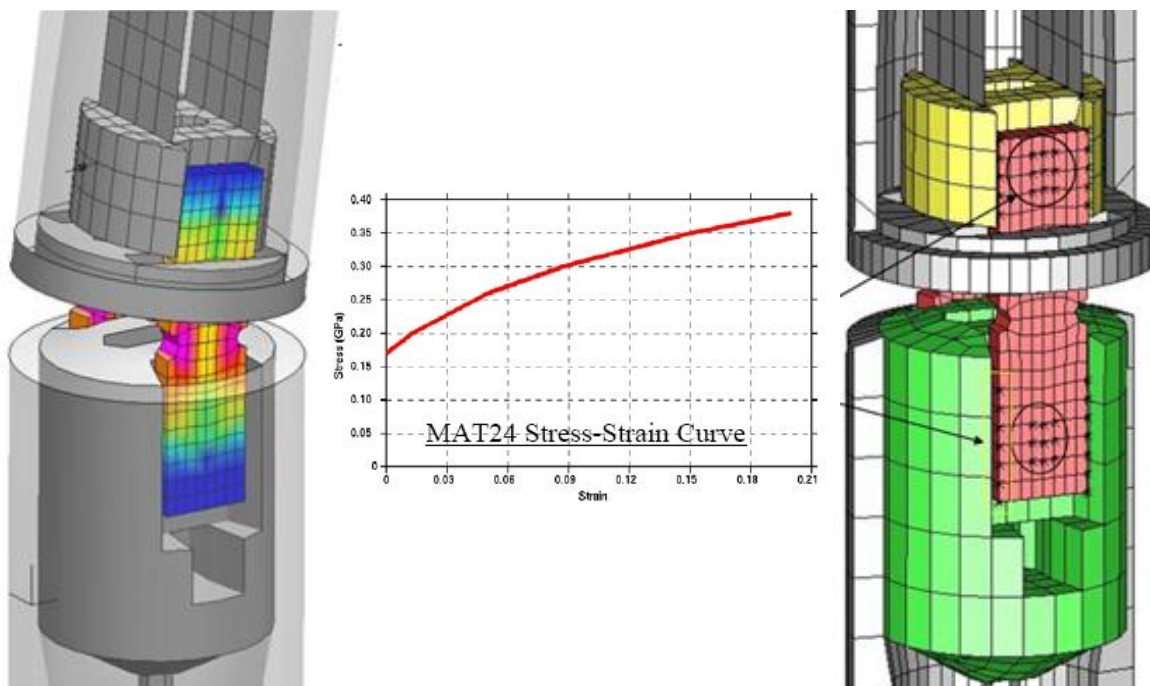
- 24 933 elementów skończonych,
- 16 097 węzłów.

Numeryczny model górnej części impaktora wraz z amortyzatorem został zobrazowany na rys. 6.5. Przedstawiony fragment impaktora został odwzorowany przy wykorzystaniu elementów powłokowych, belkowych i nieodkształcalnych elementów typu *rigid*.



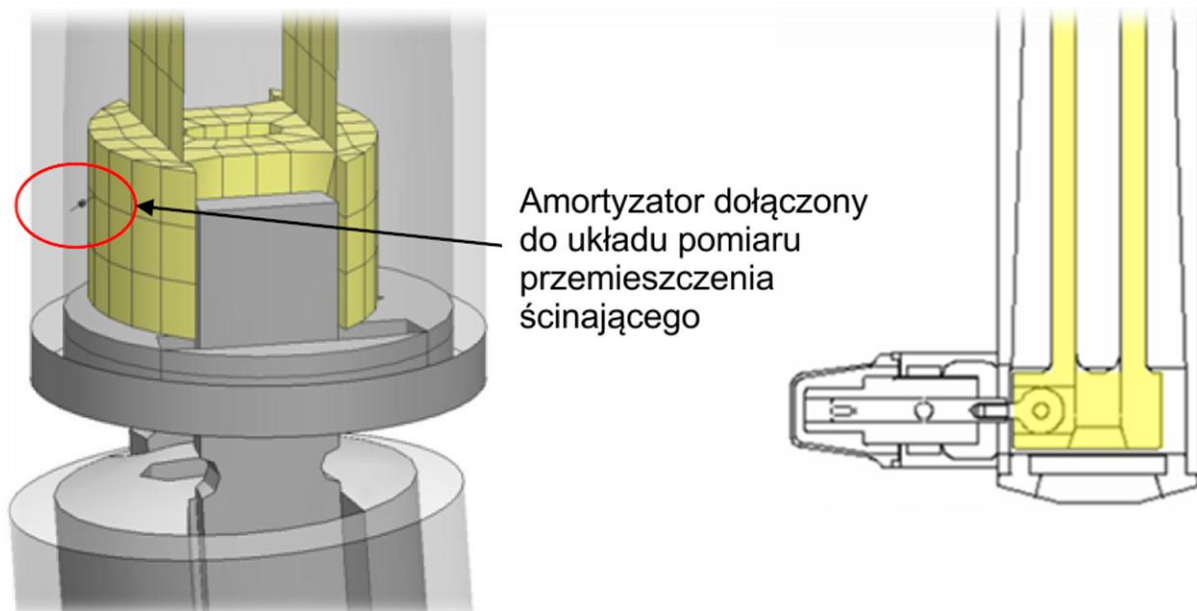
Rys. 6.5. Część kości udowej wraz z amortyzatorem; na podstawie [9]

Więzadło kolanowe zostało opisane przy wykorzystaniu powłokowych i bryłowych elementów skończonych [25]. W modelu wykorzystano materiał MAT24 z bazy LS-DYNA uwzględniający prędkość odkształcania w modelu nieliniowym. W celu dostosowania masy modelu do jego rzeczywistego odpowiednika zostały wykorzystane elementy masowe. Elementy więzadła pozostają we wzajemnych relacjach dzięki zdefiniowanemu kontaktowi. Na rys. 6.6 przedstawiono opis modelu numerycznego więzadła kolanowego.



Rys. 6.6. Budowa więzadła kolanowego; na podstawie [9]

Impaktor posiada matematyczny opis amortyzatora, który dołączony jest do układu pomiaru przemieszczenia ścinającego – rys. 6.7.



Rys. 6.7. Definicja amortyzatora; na podstawie [9]

6.4. Rozwiązywanie równania ruchu

Podstawową metodą komputerowej symulacji zjawisk dynamicznych jest, przy obecnym stanie wiedzy, metoda elementów skończonych [22, 66, 71, 72, 79, 112, 122, 149]. Występuje ona w dwóch podstawowych odmianach *explicit* oraz *implicit*. Zaznacza się, że większość zjawisk dynamicznych można analizować obiema metodami. Jednak od wyboru odpowiedniej metody zależy czas oraz ilość zasobów potrzebnych do wykonania obliczeń. Do celów modelowania zjawisk szybkozmiennych, do jakich zalicza się badania impaktorami oraz zderzenia pieszych z pojazdami, wskazana jest metoda *explicit*, głównie z uwagi na:

- dużą efektywność numeryczną w definiowaniu i symulacji zjawisk kontaktowych zachodzących na styku impaktora i PUZ oraz pomiędzy poszczególnymi warstwami impaktora;
- mniejsze niż w przypadku metody *implicit* problemy z dużymi deformacjami symulowanych obiektów, m.in. pianki Confor™ CF-45 w impaktorze nogi.

Ogólnie równania ruchu modelu dyskretnego struktury można zapisać w postaci macierzowej [149]:

$$[M]\{\ddot{r}\}_n + [C]\{\dot{r}\}_n + [K]\{r\}_n = \{F_{ext}\}_n, \quad (6.1)$$

gdzie:

- $\{\ddot{r}\}$ – wektor węzłowych przyspieszeń,
- $\{\dot{r}\}$ – wektor węzłowych prędkości,
- $\{r\}$ – wektor węzłowych przemieszczeń,
- $[M]$ – macierz masy,
- $[C]$ – macierz tłumienia,
- $[K]$ – macierz sztywności,
- n – numer iteracji w chwili $t_n = n\Delta t$,
- $\{F_{ext}\}$ – wektor sił zewnętrznych.

Ze względu na krótki czas analizowanych zjawisk została pominięta macierz tłumienia¹¹. Zastąpiono również człon $[K]\{r\}_n$ równoważnymi wewnętrznymi siłami węzłowymi $\{F_{int}\}_n$. Po przekształceniach otrzymuje się [56, 66]:

$$[M]\{\ddot{r}\}_n = \{F_{ext}\}_n - \{F_{int}\}_n. \quad (6.2)$$

Przy założeniu, że macierz mas występuje w postaci diagonalnej [26], równania ruchu rozwiązywane są w sposób jawny metodą Eulera. Wektor przyspieszeń węzłowych $\{\ddot{r}\}$ wyznaczany jest ze wzoru [56]:

$$\{\ddot{r}\}_n = [M]^{-1}(\{F_{ext}\} - \{F_{int}\})_n. \quad (6.3)$$

Wektory węzłowych prędkości $\{\dot{r}\}_{n+1/2}$ i przemieszczeń $\{r\}_{n+1}$ otrzymujemy przez całkowanie po czasie metodą centralnych różnic skończonych:

$$\begin{aligned} \{\dot{r}\}_{n+1/2} &= \{\dot{r}\}_{n-1/2} + \{\ddot{r}\}_n \Delta t_n \\ \{r\}_{n+1} &= \{r\}_n + \{\dot{r}\}_{n+1/2} \Delta t_{n+1/2} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Przedstawione powyżej podejście umożliwia wyznaczenie wartości r_{n+1} bez konieczności odwracania macierzy sztywności. Dlatego też nazwano tę metodę *explicit*, co z łaciny oznacza *wprost, jawnie*. Ze względu na krótki krok całkowania nie ma konieczności stosowania procedur iteracyjnych w celu uwzględnienia nieliniowości modelu. Dlatego wynik obliczeń otrzymywany jest w sposób szybki i prosty.

Jednak charakterystyczną cechą metody *explicit* jest stały krok symulacji, uzależniony od prędkości propagacji fali deformacji w elementach modelu, przy czym najkrótszy czas spośród wszystkich elementów określa długość kroku symulacji dla całego modelu. Oznacza to warunkową stabilność metody *explicit*. Warunkiem stabilności jest ograniczenie długości kroku całkowania poniżej tzw. krytycznego kroku całkowania [26]. Krytyczny krok

¹¹ Pod warunkiem, że macierz tłumienia jest diagonalna i nie trzeba dokonywać operacji jej odwracania, możliwe jest jej uwzględnienie w obliczeniach.

całkowania T^{kryt} zależy od najwyższej częstości drgań własnych ω_{max} modelu dyskretnego bez tłumienia lepkościowego. Krok całkowania T musi więc spełniać warunek:

$$\Delta T \leq \Delta T^{kryt} = \frac{2}{\omega_{max}}. \quad (6.5)$$

Oznacza to, że lokalne zagęszczanie siatki elementów skończonych w celu lepszego odwzorowania np. procesu zderzenia, powoduje szybszy wzrost kosztu obliczeniowego niż w metodach implicit.

6.5. Badania eksperymentalne PUZ_400

W pierwszym etapie badań przeprowadzono symulacje numeryczne dla obiektu powstałego na podstawie dokumentacji technicznej przekazanej przez firmę Dakro – PUZ_400 wraz z mocowaniami.

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone w ośrodku badawczym IDIADA w Hiszpanii. Badania wykonane zostały zgodnie z przepisami technicznymi rozporządzenia (WE) 79/2009 Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie zastosowania przednich układów zabezpieczających w pojazdach silnikowych oraz szczególnych przepisów technicznych niezbędnych do przeprowadzenia badań określonych w rozporządzeniu (WE) 631/2009.

Przebadano dwa rodzaje układów zabezpieczeń:

- PUZ oznaczony jako PUZ_400 – opisany w niniejszej pracy;
- PUZ oznaczony jako PUZ_565 – badania opisane w opracowaniu [114].

Pierwsze badania przedniego układu zabezpieczeń zostały wykonane dla PUZ_400. Na rys. 6.8 przedstawiono PUZ_400 zamontowany na badanym pojeździe Nissan Navara na stanowisku badawczym.

a)

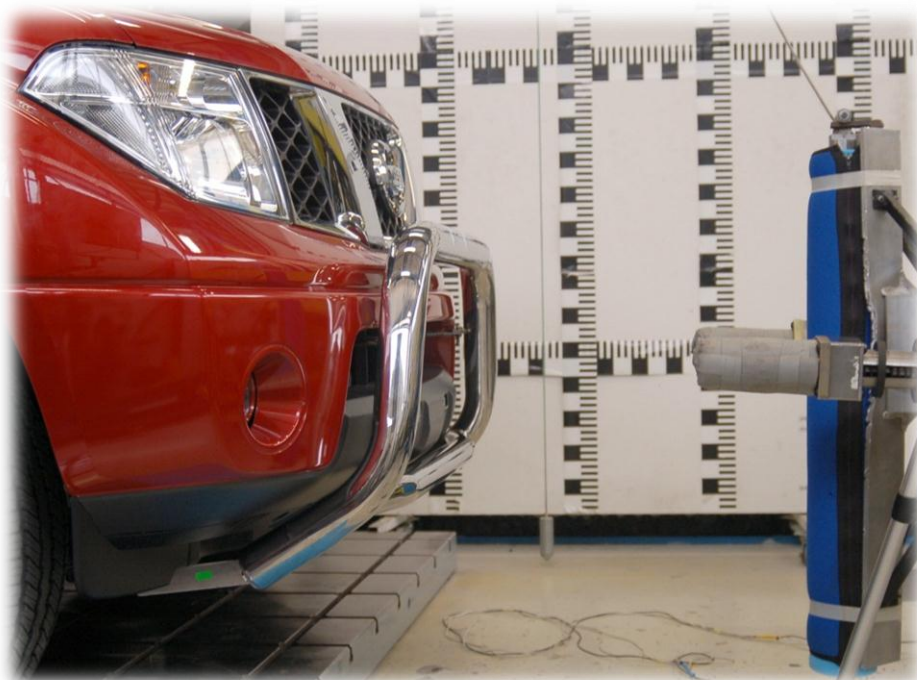


b)



Rys. 6.8. PUZ_400 na pojeździe Nissan Navara: a) widok z przodu; b) widok z boku

Warunki i przepisy szczególne dotyczące przeprowadzenia eksperymentu zostały opisane w rozdziale 5.3 i 6.2. Na rys. 6.9 przedstawiono badany obiekt i impaktor nogi na stanowisku badawczym w ośrodku badawczym IDIADA.

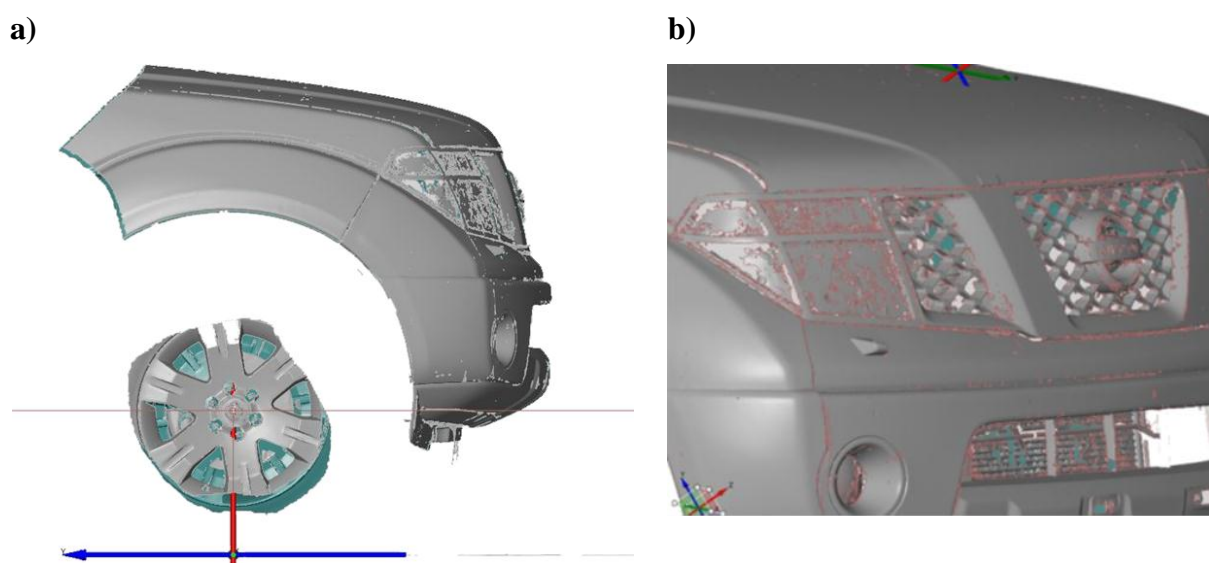


Rys. 6.9. Stanowisko badawcze – widoczny impaktor nogi i PUZ_400 zamontowany na pojeździe Nissan Navara

6.6. Symulacje numeryczne PUZ_400 – model obliczeniowy

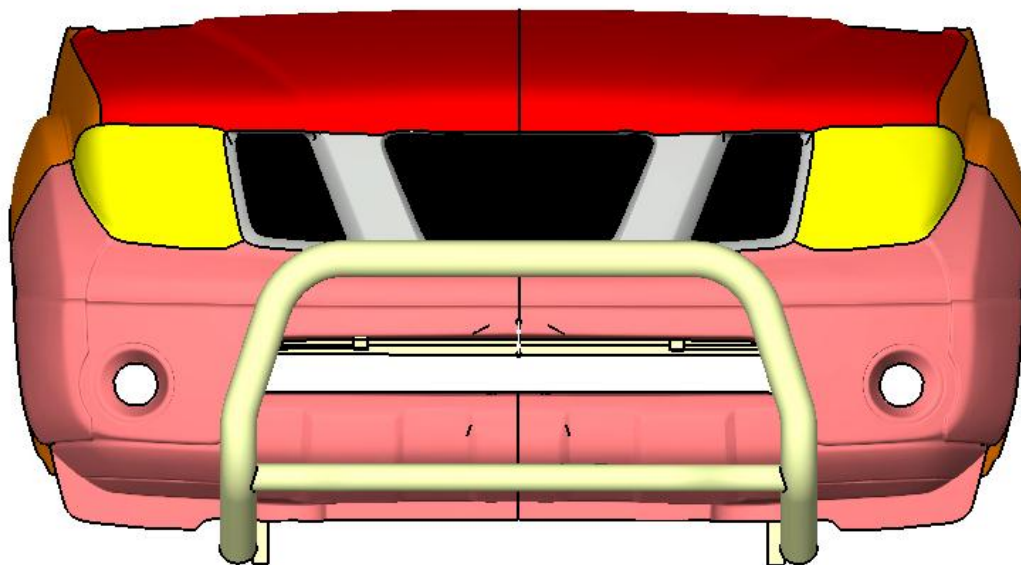
Numeryczne symulacje uderzenia impaktorem nogi w przód pojazdu Nissan Navara z zamontowanym PUZ_400 przeprowadzono przy użyciu metody elementów skończonych.

W pierwszym etapie przednia część pojazdu Nissan Navara wiernie odwzorowano przy użyciu inżynierii odwrotnej (ang. Reverse Engineering) – rys. 6.10. Wykorzystano w tym celu skaner optyczny 3D ATOS firmy GOM.

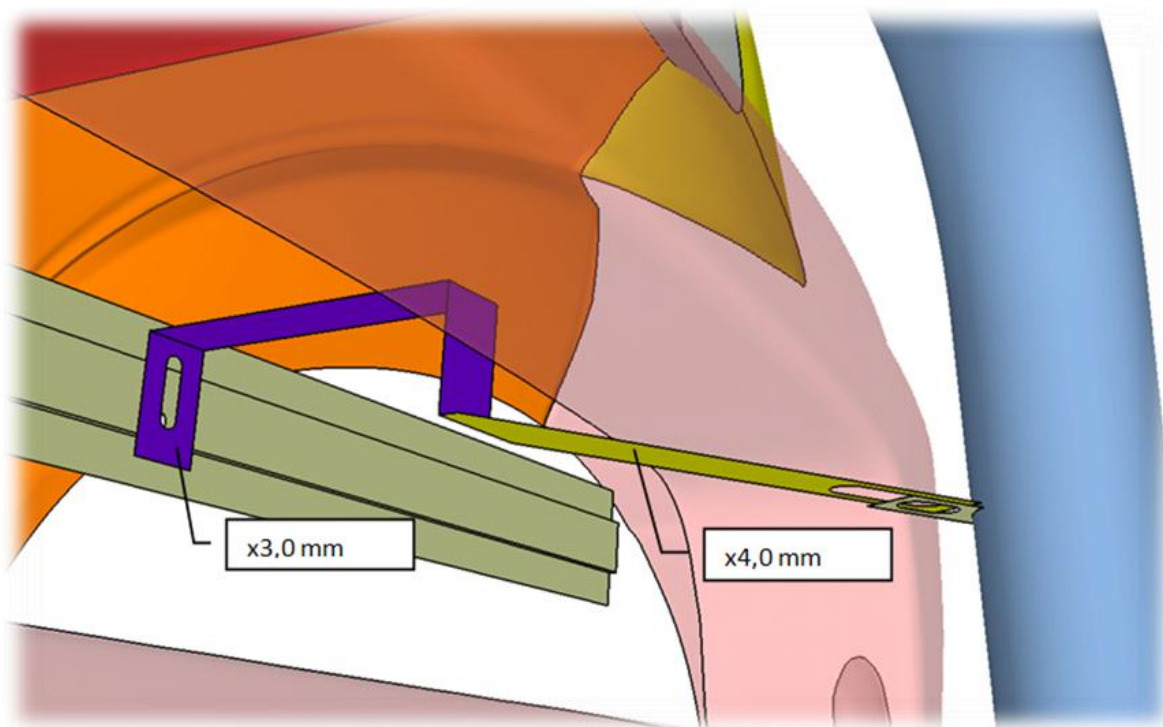


Rys. 6.10. Chmura punktów opisująca geometrię pojazdu Nissan Navara:
a) widok z boku; b) widok aksonometryczny

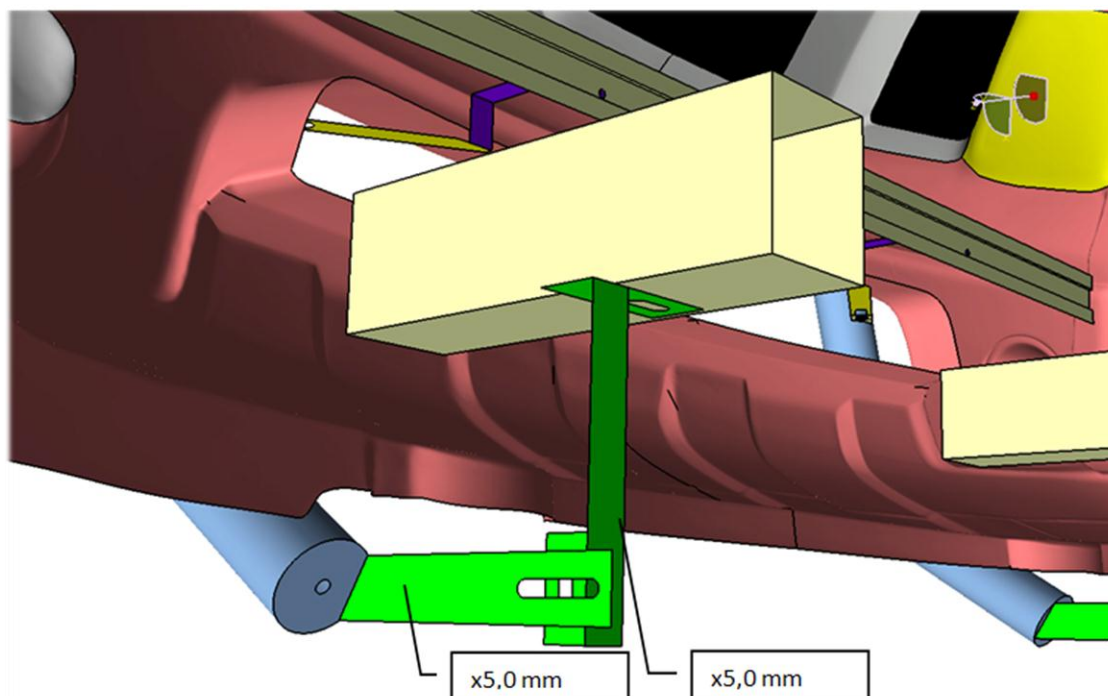
W drugim etapie tzw. chmura punktów poddana została konwersacji na powierzchnie rozpoznawalne przez programy wspomagające projektowanie typu CAD. W modelu wydzielone zostały istotne powierzchnie przodu pojazdu, które mogłyby wpływać na zachowanie PUZ po zderzeniu. W dalszej części prac model geometryczny pojazdu został uzupełniony o geometryczny model PUZ_400 wraz z odpowiednimi mocowaniami (rysunki 6.11÷6.13).



Rys. 6.11. Model geometryczny przedniego układu zabezpieczającego – PUZ_400 zamontowany na pojeździe Nissan Navara



Rys. 6.12. Wizualizacja górnych mocowań zastosowanych w PUZ_400



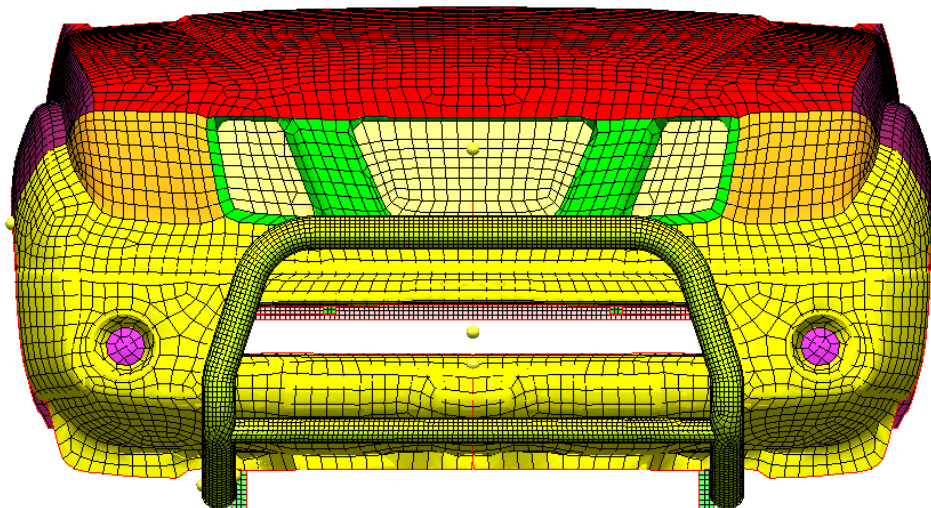
Rys. 6.13. Wizualizacja dolnych mocowań zastosowanych w PUZ_400

Na bazie modelu geometrycznego zbudowano model dyskretny przodu pojazdu do obliczeń MES. Model dyskretny obiektu uzyskano poprzez rozpięcie siatki elementów skończonych na zbudowanym uprzednio modelu geometrycznym. Dyskretyzację przeprowadzono elementami powłokowymi oraz elementami odwzorowującymi połączenia śrubowe. Linia natarcia maski pojazdu została zdyskretyzowana przy pomocy trójwęzłowych i czterowęzłowych elementów powłokowych. Ze względu na to, że podczas wykonywania badań może nastąpić częściowe uplastycznienie materiału, z którego wykonano PUZ i mocowania, wszystkie zastosowane elementy skończone są dostosowane do wykonywania obliczeń z uwzględnieniem nieliniowości materiałowej i geometrycznej.

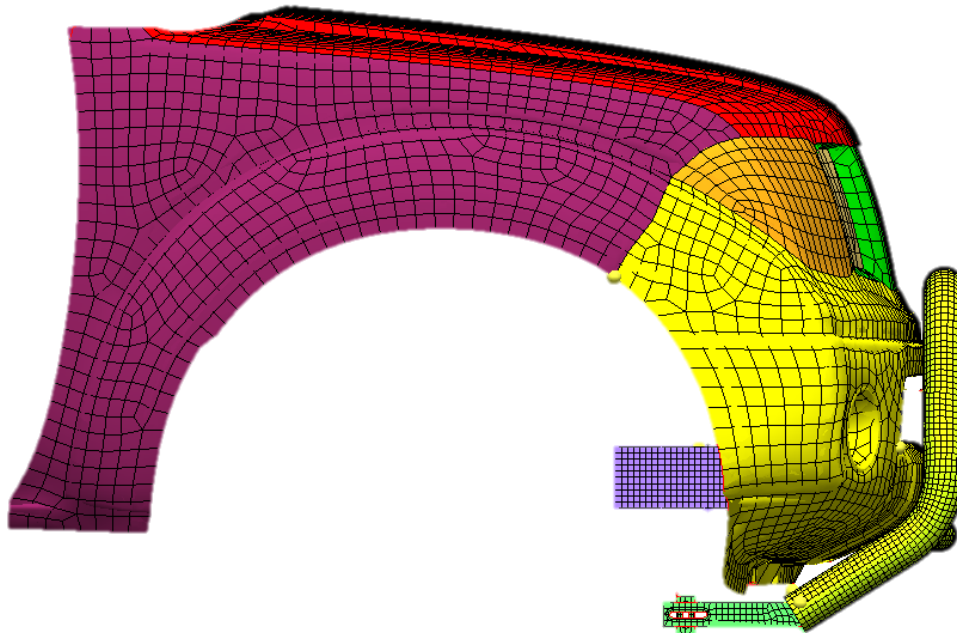
Ważnym elementem wpływającym na wyniki symulacji numerycznych z wykorzystaniem MES jest jakość zastosowanej siatki. Poprawnie wykonana siatka elementów skończonych przeznaczona do analiz dynamicznych, dla strefy największych odkształceń (tzw. strefy I) powinna spełniać następujące kryteria [16, 44]:

- średnia długość boku elementu powłokowego $10 \div 15$ mm;
- jacobian $0,7 < J < 1,0$;
- warpage $< 15^\circ$;
- aspect ratio $5 > AR > 1$;
- liczba elementów trójwęzłowych w modelu $< 4\%$ ogólnej liczby elementów.

Model PUZ_400 składał się z: 6608 czterowzłowych elementów powłokowych rozpiętych na 6582 węzłach. Model obliczeniowy pojazdu wraz z PUZ_400 przedstawiono na rysunkach 6.14÷6.15.



Rys. 6.14. Model dyskretny przedniego układu zabezpieczającego – PUZ_400



Rys. 6.15. Model dyskretny przedniego układu zabezpieczającego – PUZ_400 zamontowany na pojeździe Nissan Navara

Mocowania oraz PUZ zostały wykonane z materiału DIN 1.4307, X5CrNi18-10. W tabeli 8 przedstawiono parametry wytrzymałościowe materiału, z którego wykonany został PUZ_400 wraz z mocowaniem.

Tabela 8. Parametry materiałowe DIN 1.4307 – na podstawie danych producenta PUZ_400

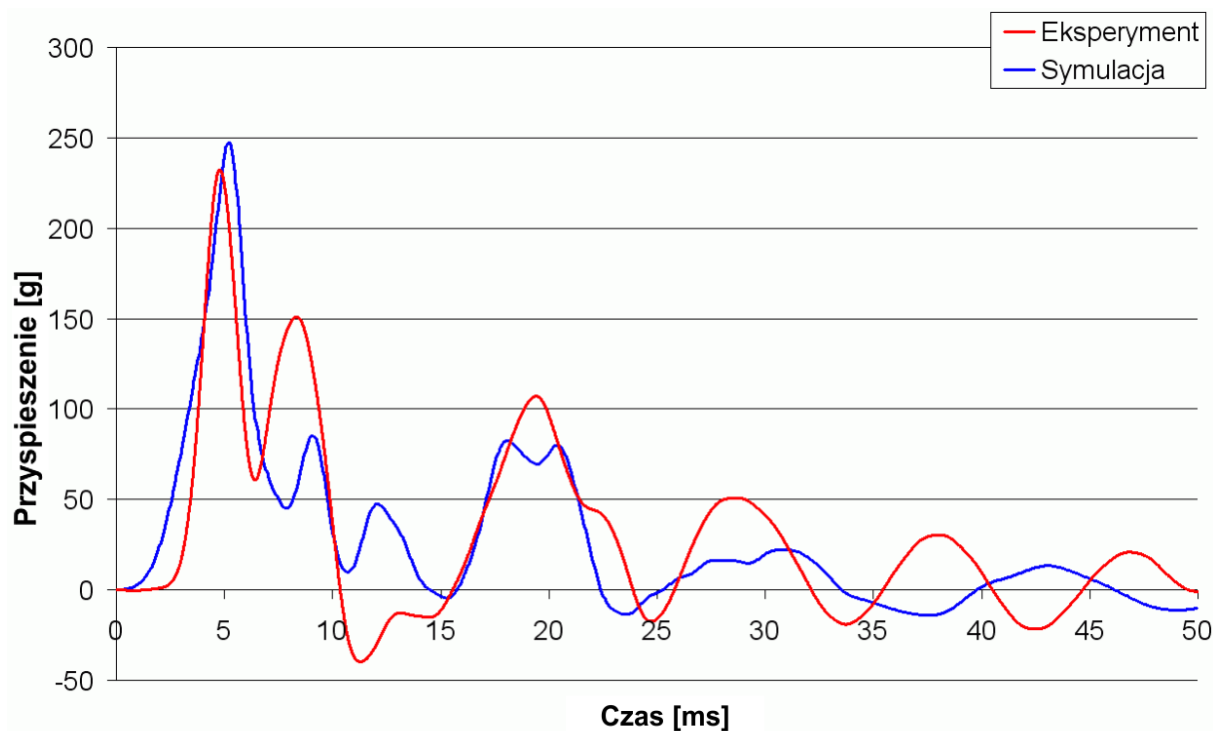
Material	Rm [N/mm ²]	Rp 0,2 [N/mm ²]	Rp 0,1 [N/mm ²]	A50%	A5%
TP-304 1.4307	631,77	322,67	376,50	52,67	54,67

6.7. Wyniki weryfikacji metody numerycznej

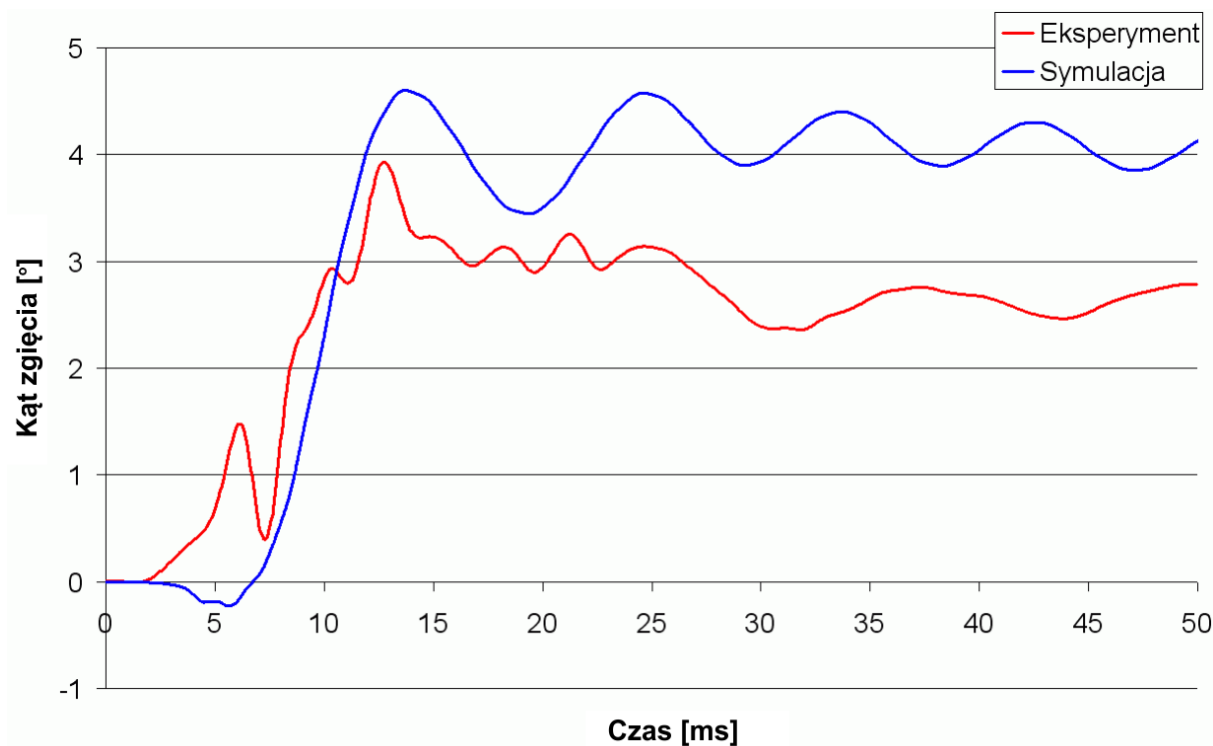
Przeprowadzone symulacje numeryczne wykonano zgodnie z wypracowaną metodyką prowadzenia symulacji numerycznych, o czym świadczą zbliżone charakterystyki przebiegów przyspieszeń zmierzone w punktach pomiaru. Maksymalna wartość przeciążenia działającego na impaktor nogi wynosi 232,1 g w przeprowadzonej symulacji numerycznej i 247,4 g w eksperymencie rzeczywistym. Największa zmierzona wartość kąta zgięcia wynosi kolejno 4,6° w symulacji numerycznej i 3,9° w eksperymencie. Maksymalna uzyskana wartość przemieszczenia ścinającego wynosi kolejno 2,9 mm dla symulacji numerycznej i 4,1 mm dla eksperymentu. Zestawienie wyników przeprowadzonych analiz zostało przedstawione w tabeli 9, natomiast 6.16÷6.18 obrazują przebiegi funkcji biomechanicznych podczas eksperymentu i symulacji numerycznej. Przedstawiono wyniki uderzenia dla punktu Y1 = 0 mm leżącego w płaszczyźnie symetrii PUZ_400. Rezultaty badań dla pozostałych dwóch punktów uderzenia znajdują się w opracowaniu Rusińskiego i innych [114].

Tabela 9. Zarejestrowane wartości w badaniach PUZ_400

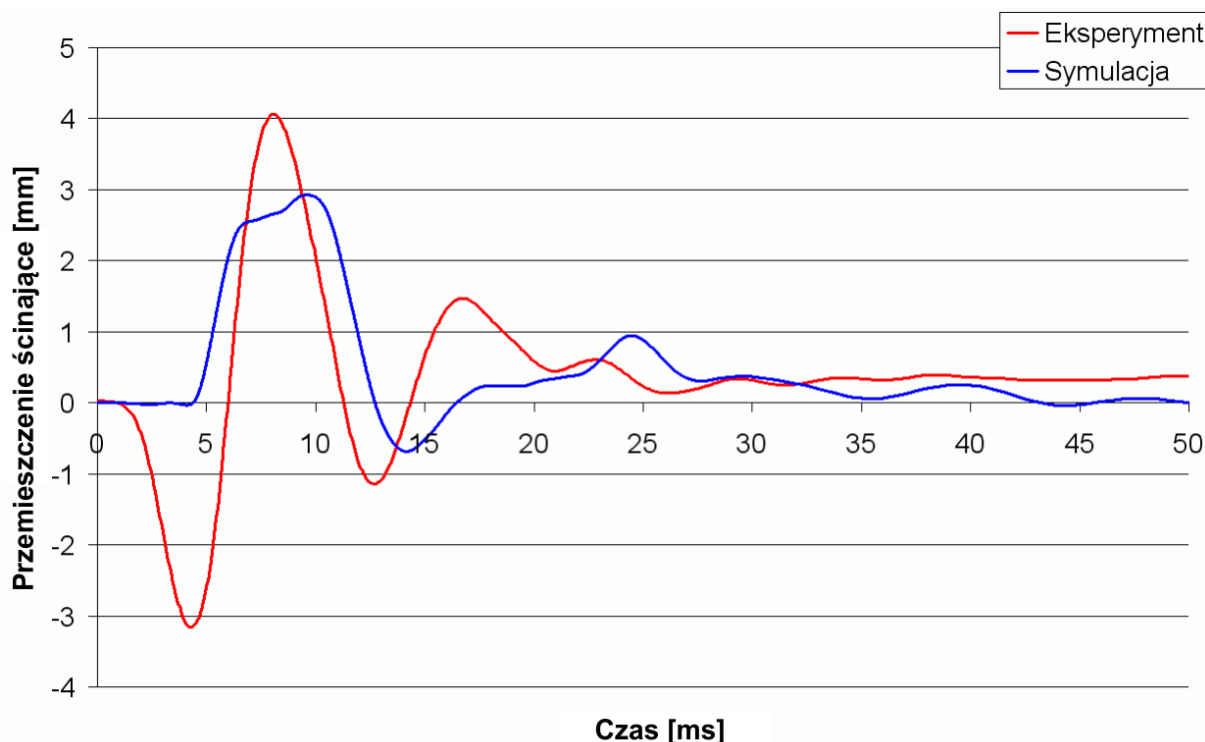
Przedni układ zabezpieczający	Zarejestrowane wartości		
	Przyspieszenie przy górnym końcu kości piszczelowej [g]	Kąt zgięcia kolana [°]	Przemieszczenie ścinające [mm]
PUZ_400			
Y1 = 0 mm <i>eksperyment</i>	247,4	3,9	4,1
Y1 = 0 mm <i>symulacja numeryczna</i>	232,1	4,6	2,9



Rys. 6.16. Porównanie przebiegów przyspieszeń dla eksperymentu i symulacji numerycznej podczas uderzenia w punkt $Y = 0$ mm PUZ_400



Rys. 6.17. Porównanie przebiegów kąta zgięcia dla eksperymentu i symulacji numerycznej podczas uderzenia w punkt $Y = 0$ mm PUZ_400



Rys. 6.18. Porównanie przebiegów przemieszczenia ścinającego dla eksperymentu i symulacji numerycznej podczas uderzenia w punkt $Y = 0$ mm PUZ_400

W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i symulacji numerycznych uzyskano zbliżone postacie przebiegów przyspieszenia. Uzyskane z symulacji numerycznych wartości przyspieszeń, kąta zgięcia i przemieszczenia ścinającego można uznać za satysfakcjonujące.

Z doświadczeń Zakładu Komputerowego Wspomagania Projektowania Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, jak również innych ośrodków zajmujących się numerycznymi badaniami wynika, że jest możliwe przeprowadzenie poprawnej symulacji komputerowej przedniego układu zabezpieczającego pojazdu silnikowego zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009 oraz wytycznymi (WE) 631/2009. Zidentyfikowane parametry modeli materiałów przyjmowanych do obliczeń odpowiadają rzeczywistej odpowiedzi materiału na prędkość odkształcania, z uwzględnieniem nieliniowości.

Reasumując, wyniki badań numerycznych mogą służyć do oceny przednich układów zabezpieczających dla pojazdów silnikowych, pod kątem spełnienia wymagań określonych w rozporządzeniu (WE) 78/2009 Parlamentu Europejskiego i Rady. Potwierdzeniem tego faktu może być uzyskanie akredytacji Polskiego Centrum Akredytacji przez Zakład Komputerowego Wspomagania Projektowania na badania wytrzymałościowe na obciążenia

o charakterze udarowym metodą elementów skończonych przednich układów zabezpieczających, zgodnie z (WE) 631/2009 oraz (WE) 78/2009. Badania te są objęte zakresem akredytacji nr AB 659 PCA.

7. KINEMATYKA ZDERZENIA PIESZEGO

Konfiguracja wypadków pojazdów z pieszymi charakteryzuje się dużą zmiennością. Każda kolizja pojazdu z człowiekiem jest wynikiem szeregu zmiennych, w których najistotniejsze dla kinematyki potrąconego pojazdu są:

- położenie środka masy i momentu bezwładności pieszego;
- pozycja pieszego podczas zderzenia;
- geometria i sztywność przedniej części pojazdu wchodzącej w kontakt z pieszym;
- prędkość i kierunek zderzenia oraz zmiana prędkości pojazdu podczas zderzenia (hamowanie, przyspieszanie);
- masa pojazdu i pieszego¹².

Testy zderzeniowe oraz rekonstrukcje wypadków z udziałem pieszych przewidują pięć typowych faz przebiegu wypadku zaprezentowanych na rys. 7.1a÷e. Autor prac zamieścił dodatkowo konfigurację wypadku, zobrazowaną na rys. 7.1f, w której pieszy wciągany jest pod pojazd. Poniżej przedstawiono zestawienie konfiguracji wypadkowych na podstawie [87, 120, 133]. Mechanizm wypadku określony został dla 50-percentylowego męskiego manekina pieszego o masie wielokrotnie mniejszej od masy pojazdu i uderzonego przez pojazd z boku.

- a) *Rzut pieszego do przodu* (ang. forward projection) występuje, gdy pieszy zostaje potrącony powierzchnią płaską przodu pojazdu – typową dla pojazdów ciężarowych o kabinie wagonowej oraz autobusów. Pojazd uderza w przechodnia na wysokości lub powyżej środka masy. Obrażenia nóg, biodra, tułowia i kończyn górnych powstają niemal jednocześnie. Podczas zderzenia prędkości pojazdu i pieszego wyrównują się, co powoduje nagłe przyspieszenie ciała pieszego. Pieszemu nie jest nadana rotacja w stronę pojazdu. Oddziaływanie sprężyste przodu pojazdu może spowodować nadanie większej prędkości wzdłużnej pieszemu niż prędkość zderzeniowa pojazdu, co skutkuje odbiciem pieszego od pojazdu. Jeśli samochód nie będzie dostatecznie wyhamowany następuje wtórne przejechanie pieszego.

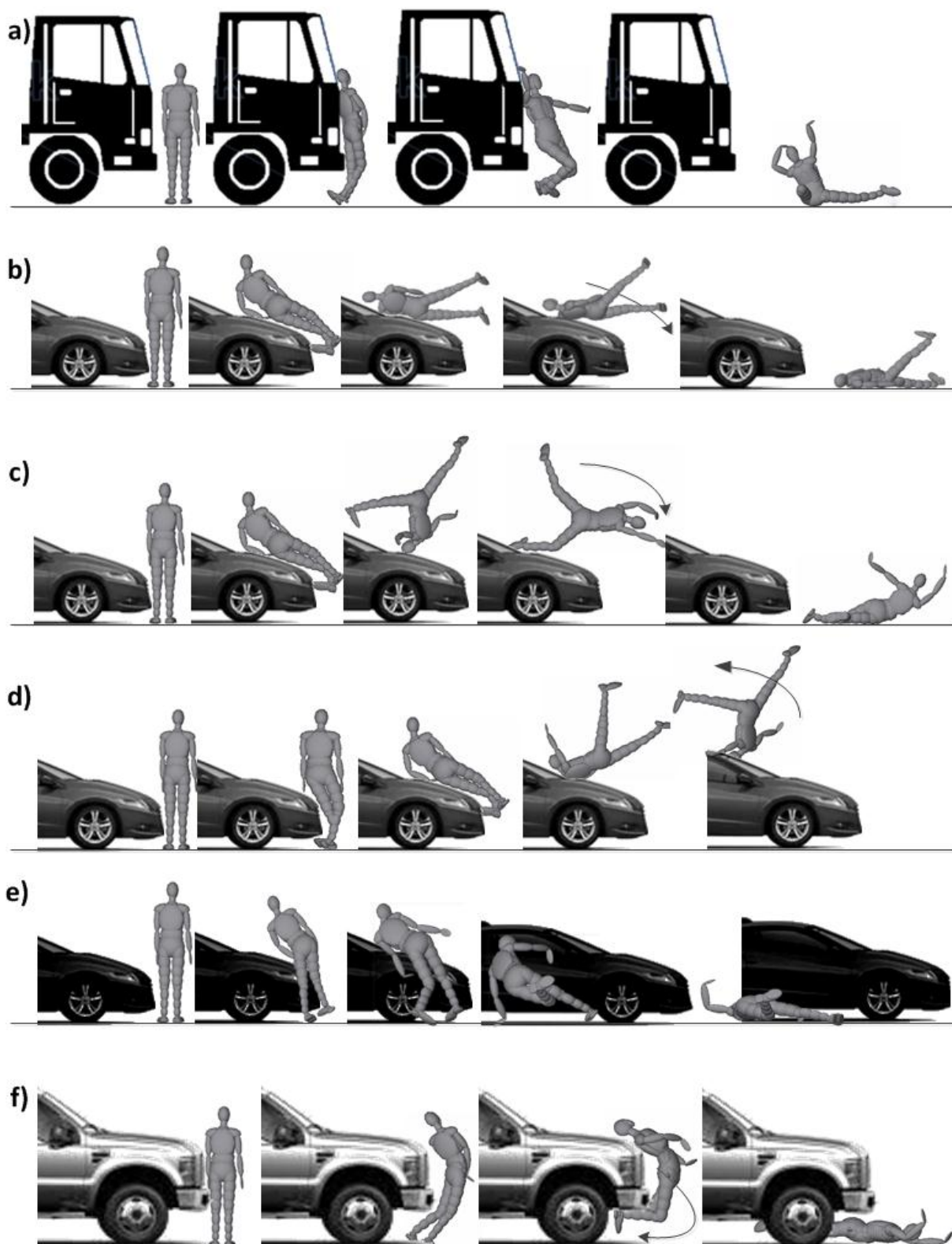
¹² Parametr często pomijany ze względu na wielokrotnie większą masę pojazdu w stosunku do masy pieszego.

- b) *Zawinięcie pieszego* – według [133] *rozwinięcie* (ang. wrap projection) pieszego następuje, gdy w pierwszej fazie zderzenia dochodzi do kontaktu pomiędzy przednią częścią obrysu pojazdu a pieszym, poniżej jego środka ciężkości. Nogom pieszego zostaje nadany moment obrotowy, który powoduje ich rotację w kierunku maski pojazdu. Z powodu bezwładności części ciała, które nie są początkowo w kontakcie z pojazdem, tj. głowy i tułowia, pozostają one nieruchome przez co najmniej 30 ms od zderzenia [120]. Następnie dochodzi do kontaktu pomiędzy krawędzią czołową maski a górną częścią nogi. W dalszej fazie ma miejsce zawinięcie ciała pieszego na masce pojazdu, po czym następuje uderzenie klatką piersiową i głową w maskę, podszybie lub przednią szybę pojazdu – zależnie od geometrii pojazdu i prędkości zderzenia. Po uderzeniu potrącony pieszy pozostaje na masce do chwili nie podjęcia przez kierowcę intensywnego hamowania. Wówczas bezwładne ciało pieszego upada na drogę. Jeśli niepodjęty został manewr hamowania lub był on niewystarczająco intensywny, pieszy może pozostać na masce pojazdu.
- c) *Salto* (ang. somersault) – zdarzenie rozpoczyna się podobnie jak powyżej przedstawiona konfiguracja zawinięcia pieszego. W tym jednak przypadku nogi pieszego nie pozostają z przodu pojazdu, zostaje on bowiem podbity w górę, co spowodowane jest przez odpowiednio dużą prędkość zderzenia i kształt pojazdu. Nogi potrąconego przechodnia obracają się w stronę dachu auta, podczas gdy głowa pozostaje na masce pojazdu. Dalsze fazy wypadku są bezpośrednio związane z manewrem intensywnego hamowania pojazdu. Od niego zależy zatem, czy pieszy po obrocie znajdzie się na masce, czy w przypadku wyhamowania pojazdu – upadnie przed nim. Następnie pieszy, przetaczając się uprzednio po dachu, upada na ziemię.
- d) *Przerzucenie nad dachem pojazdu* (ang. roof vault) – sytuacja w pierwszej fazie podobna do konfiguracji c), jednak zachodząca przy większych prędkościach zderzeniowych lub kiedy pojazd charakteryzuje się klinowym (sportowym) nadwoziem. Pieszy zostaje podcięty przez pojazd, w wyniku czego nadawana jest mu rotacja. Jeśli pieszy nie pozostaje w kontakcie z pojazdem, oś jego obrotu przechodzi przez środek masy pieszego. W następnej fazie wypadku pieszy przerzucany jest ponad dachem pojazdu, a następnie upada za pojazdem.

- e) *Uderzenie narożnikowe* (ang. fender vault) – sytuacja, w której pieszy jest uderzony częścią narożną samochodu. Pierwszy kontakt przechodnia z pojazdem jest zlokalizowany w okolicach nóg. Z uwagi na bliskość narożnika i krawędzi maski pieszy upada z boku auta i uderza o podłoże.
- f) *Wciągnięcie pod pojazd* – konfiguracja zderzenia, w której pieszy w wyniku obrażeń pierwotnych¹³ jest wciągany pod pojazd. W literaturze opisywana dotychczas jako dalsza faza zderzenia, gdyż pojazd najjeżdża na leżącego już pieszego, w wyniku czego doznaje on poważnych obrażeń wtórnych. Wciągnięcie pieszego pod pojazd może charakteryzować wypadki z udziałem pojazdów o wysokiej linii odniesienia zderzaka oraz wysokiej linii odniesienia maski. W wyniku wciągnięcia dolnej części nogi pieszego pod pojazd i jej zakleszczenia, staje się ona chwilowym punktem obrotu środka masy pieszego.

Zaznacza się jednak, że konfiguracja wypadku zależy przede wszystkim od położenia DLOZ i LOKCM pojazdu względem środka masy pieszego. Zatem dla 5-percyntylowej kobiety przypadek *rzutu do przodu* może nastąpić przy zderzeniu ze standardowym pojazdem kompaktowym. Jeśli rozpatrzemy natomiast ten sam przypadek zderzeniowy, to dla 95-percentylowego męskiego pieszego *zawinięcie* pieszego będzie bardziej prawdopodobne ze względu na wyżej położony środek masy. Z uwagi na powyższe, potrącenie małego dziecka przez pojazd kompaktowy może cechować się podobną konfiguracją kinematyczną jak uderzenie pojazdu typu SUV w wysokiego pieszego (> 1,74 m).

¹³ Według [133] w publikacjach z zakresu biomechaniki używany jest uproszczony podział na obrażenia pierwotne, powstające w wyniku kontaktu z pojazdem oraz obrażenia wtórne w wyniku dalszych faz zderzenia.



Rys. 7.1. Trajektorie ruchu pieszego po zderzeniu z pojazdem

Badania opracowane przez Yang oraz Jarret [63, 144] wskazały na fakt, że około 80% pieszych jest uderzanych przez pojazd z boku, najczęściej podczas przekraczania jezdni w poprzek. Przy czym około 60% pieszych nie wykonuje przed zderzeniem żadnego uniku.

Tabela 10 przedstawia procentowy udział konfiguracji zderzenia pojazdu z pieszym. Zawiera ona jedynie pięć z sześciu przedstawionych na rys. 7.1 typowych sytuacji przebiegu potrącenia pieszego. Nie ujęto w niej sytuacji wciągnięcia pieszego pod pojazd (rys. 7.1f), gdyż źródła, na których bazowano, nie przewidują takiej sytuacji [109] lub, jak twierdzi Mackay [84], stanowią one tylko 2% wszystkich wypadków. Podkreśla się jednak, że wspomniane dane źródłowe pochodzą z lat 70-tych i 80-tych XX wieku, kiedy stosunek pojazdów o wysokiej linii zderzaka i maski do pojazdów kompaktowych był ponad pięciokrotnie niższy niż obecnie [139].

Tabela 10. Procentowy udział różnych przebiegów zderzenia [109]

Zawinięcie pieszego (<i>warp projection</i>)	Rzut do przodu (<i>forward projection</i>)	Salto (<i>somersault</i>)	Przerzucenie nad dachem pojazdu (<i>roof vault</i>)	Uderzenie narożnikowe (<i>fender vault</i>)
45%	35%	13%	5%	2%

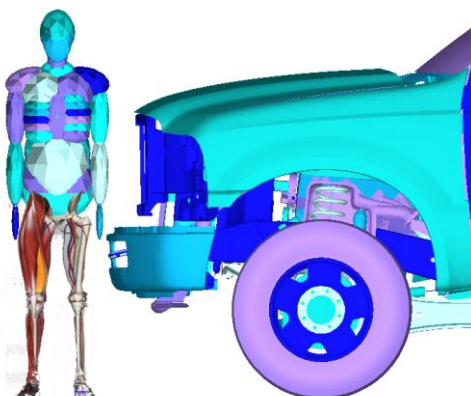
8. SYMULACJA ZDERZENIA POJAZDU TYPU SUV Z PIESZYM

Symulację zderzenia pojazdu z pieszym przeprowadzono w oparciu o sprzężone ze sobą dwa kody numeryczne – tzw. *coupling* [82]. Manekin pieszego o wzroście 1,74 m i masie 75,7 kg pobrany został ze zwalidowanej bazy manekinów programu MADYMO, natomiast model pojazdu Ford F250 opracowany został przez NCAC (ang. National Crash Analysis Center) w kodzie programu LS-DYNA [97].



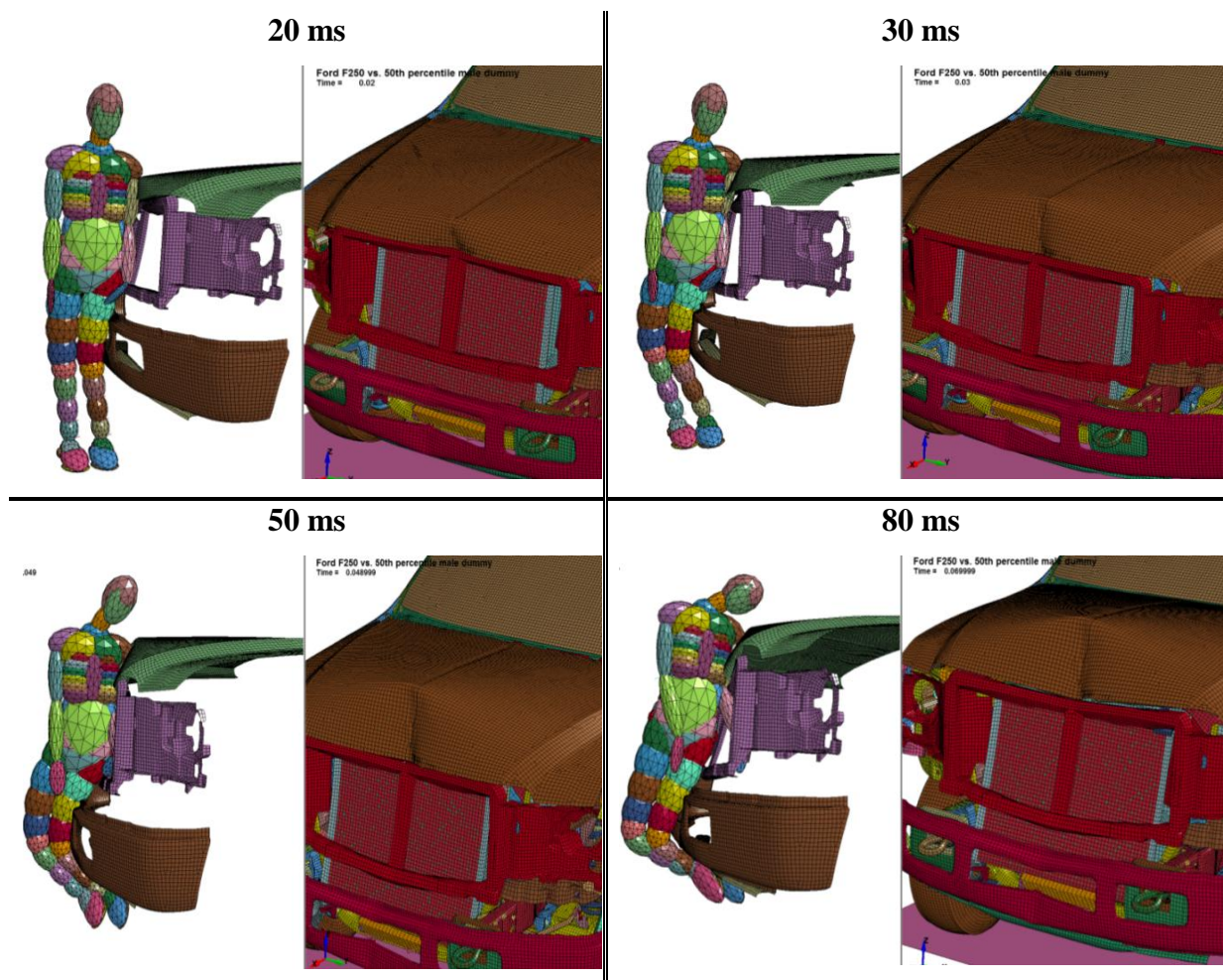
Rys. 8.1. Model dyskretny samochodu Ford F250 oraz obiekt rzeczywisty

Powiązanie ze sobą obu programów umożliwiło przeprowadzenie pełnej analizy zderzenia pojazdu z pieszym. Symulacje przeprowadzono dla prędkości początkowej pojazdu 11,1 m/s (40 km/h). Na rys. 8.2 przedstawiono ustawienie pieszego względem pojazdu. W celu lepszego zobrazowania wysokości zderzaka samochodu, zaprezentowano wizualizację kończyn dolnych manekina.



Rys. 8.2. Ustawienie manekina względem pojazdu przed zderzeniem – dodano wizualizację kończyn dolnych modelu człowieka

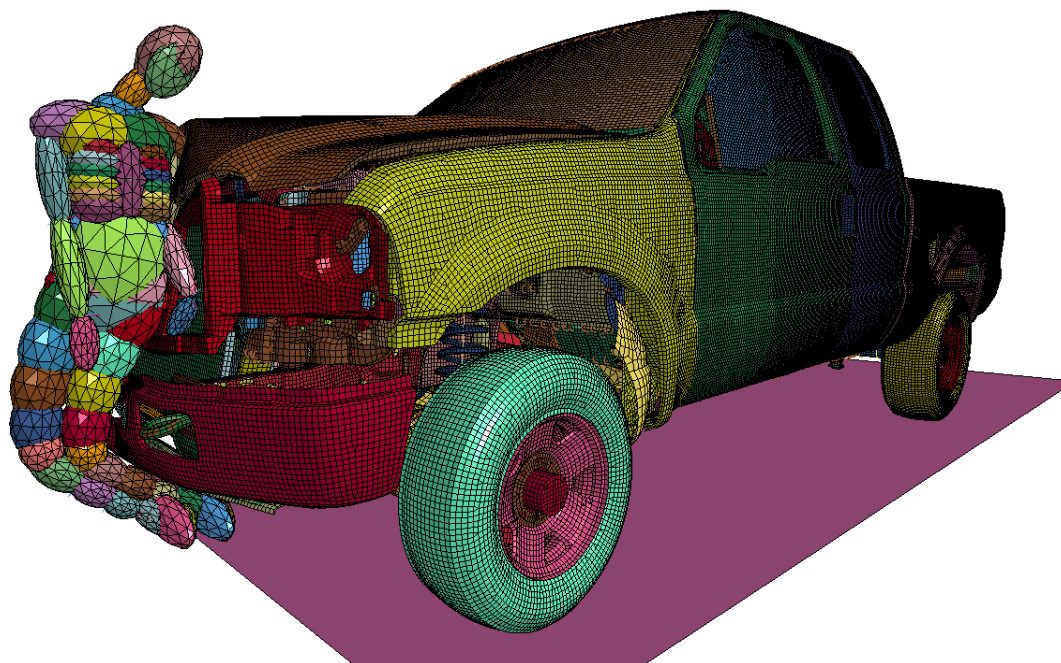
Na rys. 8.3 widoczne są kolejne fazy zderzenia. Dzięki jednoczesnemu przedstawieniu pieszego i przedniej części pojazdu możliwa jest łatwiejsza ocena kinematyki pieszego oraz deformacji pojazdu.



Rys. 8.3. Numeryczna symulacja uderzenia pojazdu Ford F250 w pieszego

Interesujący, z punktu widzenia kinematyki pieszego, jest pierwszy moment kontaktu kończyn dolnych ze zderzakiem. Widać, że początkowy kontakt nastąpił pomiędzy stawem kolanowym pieszego a górną częścią zderzaka pojazdu. Kończyny dolne owijają się wokół zderzaka, co powoduje zerwanie układu więzadeł kolanowych oraz groźne przemieszczenia kości udowej względem piszczelowej. Ponieważ środek ciężkości pieszego znajduje się poniżej krawędzi czołowej maski, pieszemu nie zostaje nadana, a pożądana w tym przypadku, prędkość obrotowa. Organizm pieszego doznaje więc zagrażających życiu przeciążeń, gdyż w przeciągu 100 ms jego prędkość liniowa wzrasta od zera do wartości przekraczającej prędkość początkową pojazdu (rys. 8.4). Konsekwencją tego zjawiska jest odbicie się pieszego od pojazdu. Szansa przeżycia pieszego jest bliska zeru, jeśli pojazd nie zostanie

wyhamowany. Najechanie na pieszego w wyniku wypadku kończy się najczęściej śmiertelnymi obrażeniami wewnętrznymi.



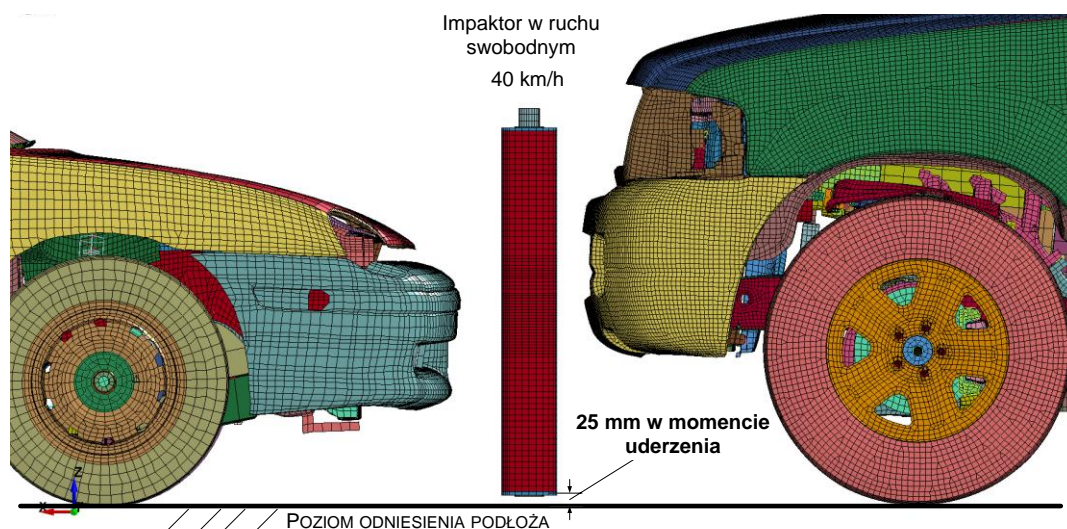
Rys. 8.4. Odbicie się pieszego od pojazdu w 110 ms po zderzeniu – pieszy w tej fazie ma większą prędkość liniową niż pojazd

Na podstawie przeprowadzonej analizy numerycznej zobrazowano zagrożenie, jakie stanowi dla niechronionego użytkownika drogi pojazd, który nie zapewnia pieszemu po zderzeniu odpowiedniej rotacji. Nagły wzrost prędkości liniowej po kontakcie z rozpędzonym pojazdem może powodować u pieszego rozległe obrażenia wewnętrzne. Co więcej, po odbiciu się pieszego od pojazdu, w kolejnej fazie wypadku, następuje najechanie pojazdu na leżące na drodze ciało pieszego. Ten często skutkujący śmiercią potrąconego etap wypadku cechuje pojazdy o wysokiej krawędzi maski. Warto jednak zaznaczyć, że przedstawione badania obejmowały 50-percentylnego męskiego manekina pieszego o wzroście 1,74 m. Podobna, zagrażająca życiu sytuacja może mieć miejsce, gdy dojdzie do zderzenia niższego pojazdu z dzieckiem. Przedstawione wyniki badań, obejmujące zjawisko opisane w literaturze jako „rzut pieszego do przodu” (rozdział 7), są kluczowe do zrozumienia przyczyn wystąpienia obrażeń u pieszych. Stanowią też podstawę do rozwinięcia bezpiecznych przednich układów zabezpieczających, których zadaniem jest ochrona pieszych w przypadku ich potrącenia przez pojazd sportowo-użytkowy.

9. PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ PRZY UŻYCIU IMPAKTORÓW I MANEKINÓW

W rozdziale 5 zwrócono uwagę na fakt, że normy homologacyjne dotyczące bezpiecznych przednich części pojazdów na wypadek uderzenia w pieszego były opracowane w latach 80-tych XX wieku. Wówczas, ze względów ekonomicznych i normalizacyjnych, podczas badania przedniej części pojazdu zdecydowano się na zastąpienie manekina seriami testów z użyciem impaktorów [75, 106, 113]. Impaktory reprezentują różne części ciała ludzkiego, tj.: nogę, górną część nogi oraz głowę. Są one tańszą alternatywą dla pełnowymiarowych manekinów [108].

Regulacje prawne dotyczące przodu pojazdu osobowego w aspekcie bezpieczeństwa pieszego wymusiły na producentach stosowanie odpowiednich materiałów i elementów konstrukcyjnych. Od 2005 roku każdy pojazd osobowy o masie całkowitej do 2,5 tony musi przejść odpowiednie badania homologacyjne [39]. Jeden z etapów homologacji, który został szerzej opisany w rozdziale 5.3.1, dotyczący uderzenia nogi w zderzak, przedstawiono na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Wizualizacja badań homologacyjnych uderzenia impaktorem nogi: w pojazd kompaktowy i pojazd typu SUV

Problem pojawił się, gdy liczba pojazdów sportowo-użytkowych na drogach zaczęła gwałtownie rosnąć. Norma homologacyjna, mimo jej ostatniej aktualizacji w 2009 roku, niewiele różni się od wersji z lat 90-tych, kiedy to w europejskich miastach widok pojazdu typu SUV wzbudzał duże zainteresowanie. O ile więc testy z użyciem impaktorów mogą

z dużą wiarygodnością ocenić bezpieczeństwo pojazdów osobowych, to ich zastosowanie dla pojazdów sportowo-użytkowych jest w niniejszej pracy kwestionowane. Co więcej, wyniki standardowych testów homologacyjnych mogą prowadzić do mylnych wniosków.

Dla uzyskania potwierdzenia braku zgodności kąta ugięcia impaktora z zachowaniem kinematycznym nogi manekina przeprowadzono serię badań porównawczych na różnych typach pojazdów. Wykorzystano dwa systemy numeryczne. Przy pomocy metody *coupling* związującej kody MADYMO i LS-DYNA zamodelowano uderzenie pojazdu przy prędkości 40 km/h w 50-percentylowego męskiego manekina, natomiast w kodzie LS-DYNA przeprowadzono analizę zgodną z wymaganiami homologacyjnymi opartą na uderzeniu impaktora w pojazd.

9.1. Badanie pojazdu kompaktowego

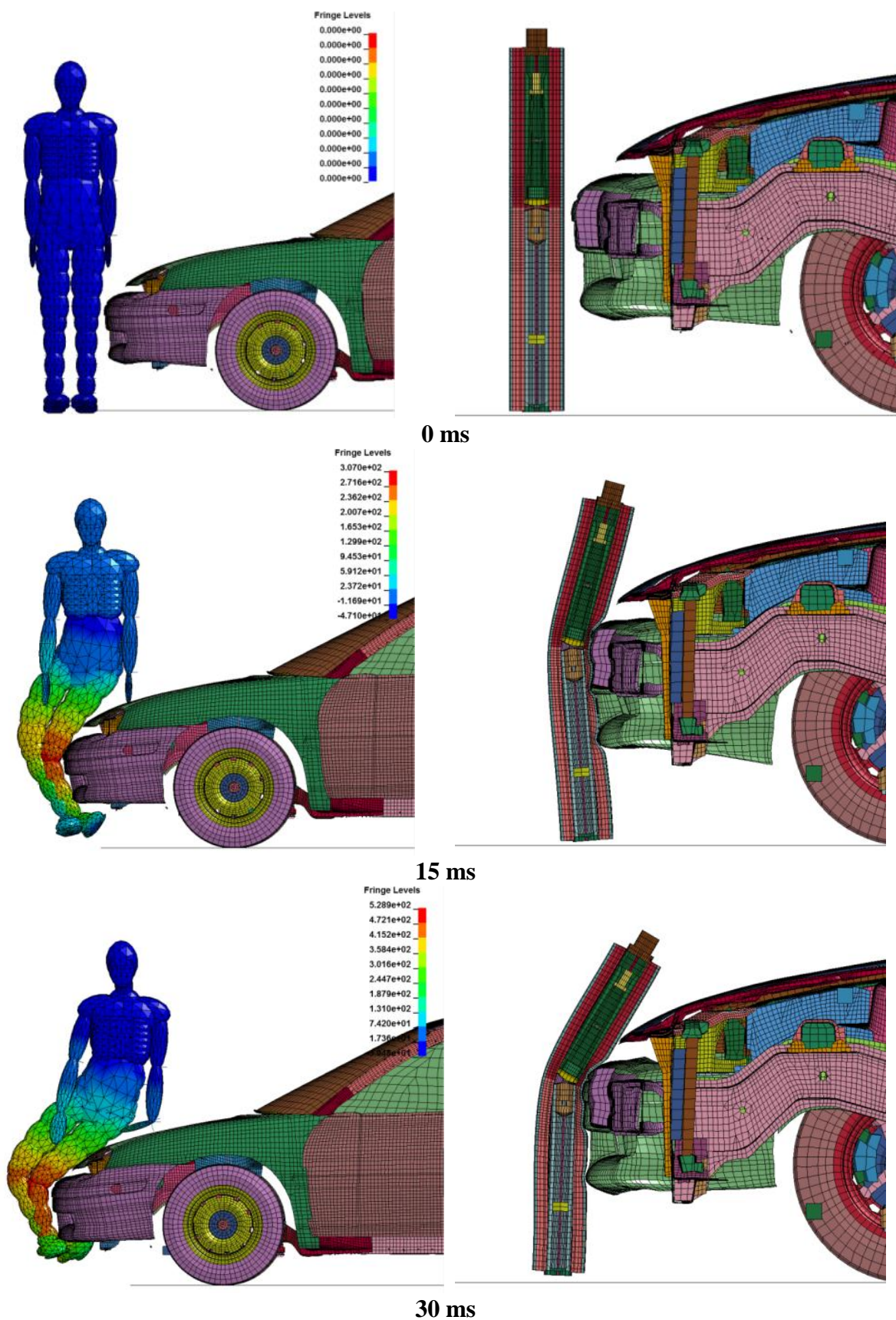
Symulacje przeprowadzone zostały dla kompaktowego pojazdu osobowego Dodge Neon zaliczanego do samochodów o niskiej dolnej linii odniesienia zderzaka (por. tabela 11). Model dyskretny pojazdu został opracowany przez National Crash Analysis Center i opisany w [96].

Tabela 11. Główne wymiary przodu pojazdu Dodge Neon

LOKCM [mm]	DLOZ [mm]	Czoło zderzaka [mm]	Górna linia odniesienia zderzaka [mm]
625	265	115	510

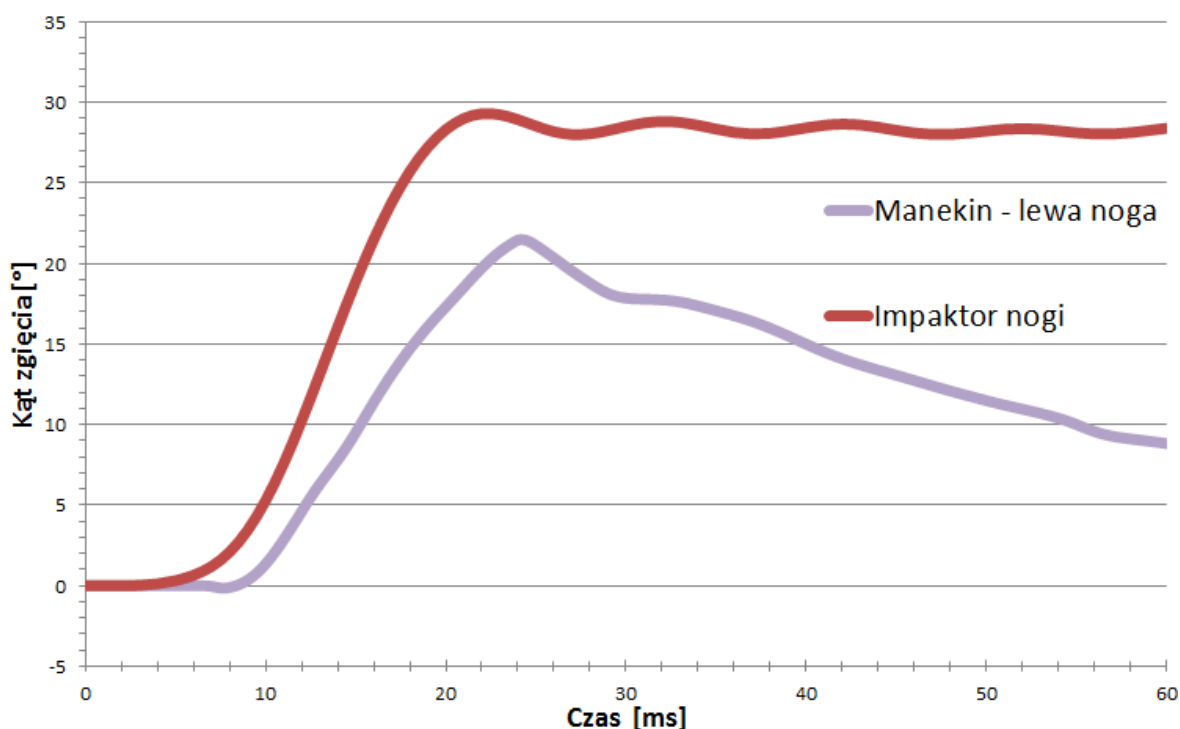
Na rys. 9.2 po lewej stronie przedstawiono kinematykę manekina po uderzeniu przez pojazd, natomiast po prawej stronie widoczny jest impaktor nogi uderzający w przód pojazdu. W celu lepszego zaobserwowania zjawiska ugięcia się nóg manekina wyświetlono warstwicę przemieszczenia wzdłużnego manekina.

W pierwszym momencie zderzenia zderzak pojazdu Dodge Neon uderza w górną część kości piszczelowej pieszego. Ugięcie boczne kolana, zarówno manekina, jak i impaktora, następuje w 10 ms. Bezwładność górnej części ciała pieszego powoduje, że pozostaje ona nieruchoma w stosunku do kończyn dolnych, których prędkość wyrównuje się z prędkością pojazdu. W stalowych rurach impaktora nogi, które odzwierciedlają kość piszczelową i udową, nie ma praktycznej możliwości pęknięcia tychże rur. W związku z tym kość udowa impaktora obraca się wokół zderzaka na wysokości przegubu, jakim jest staw kolanowy impaktora.



Rys. 9.2. Kinematyka manekina pieszego (po lewej) z warstwicą przemieszczeń wzdłużnych (mm) oraz impaktora nogi (po prawej – przekrój) podczas zderzenia z pojazdem Dodge Neon

Zarejestrowane przebiegi kąta zgięcia dla manekina i impaktora zostały przedstawione na rys. 9.3. Maksymalny kąt zgięcia dla impaktora wynosił 29° , podczas gdy na kolanie lewej nogi manekina odnotowano zgięcie o wartości 22° . Można więc przypuszczać, że impaktor nogi zawyża rzeczywiste ugięcie kolana w przypadku pojazdów o niskiej DLOZ, jakim jest Dodge Neon. Pomimo to, ogólna kinematyka zachowania się nóg manekina oraz impaktora jest podobna.

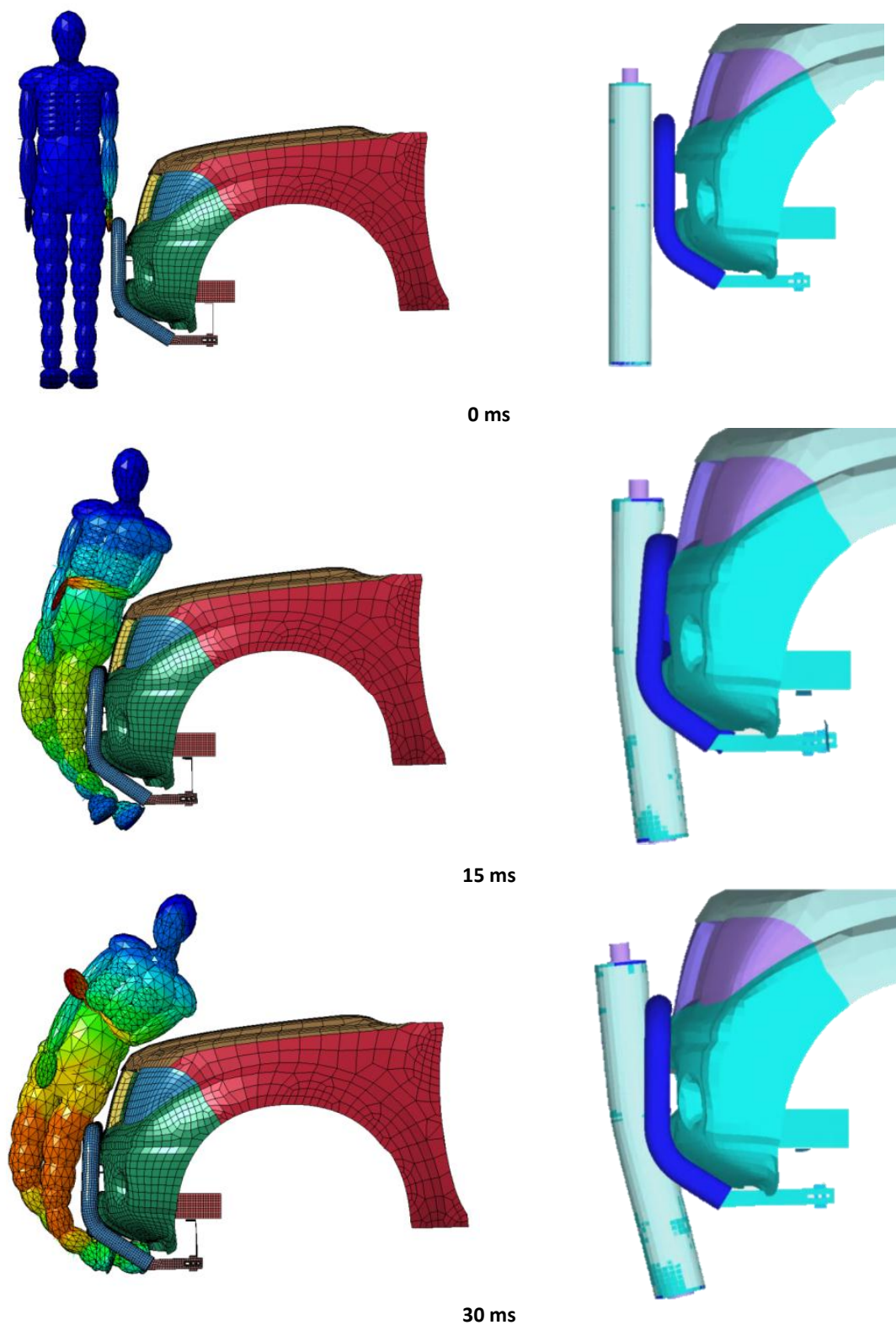


Rys. 9.3. Przebiegi kąta zgięcia kolana w czasie dla lewej nogi manekina oraz impaktora nogi dla pojazdu Dodge Neon

9.2. Badanie pojazdu typu SUV

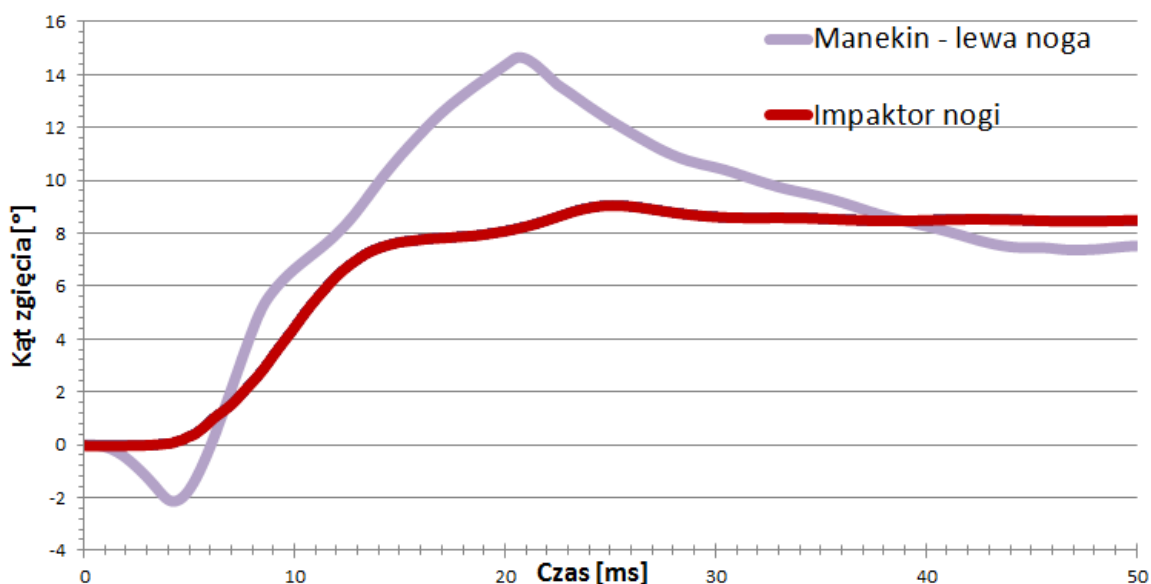
Dla pojazdu typu SUV również przeprowadzono test porównawczy z wykorzystaniem manekina oraz impaktora nogi.

Wyniki badań przedstawione zostały na rysunkach 9.4÷9.6. Można zauważyć, że impaktor nogi zachowuje się podczas uderzenia jak ciało sztywne – ugięcie w stawie kolanowym jest zdecydowanie mniejsze niż dla manekina pieszego.



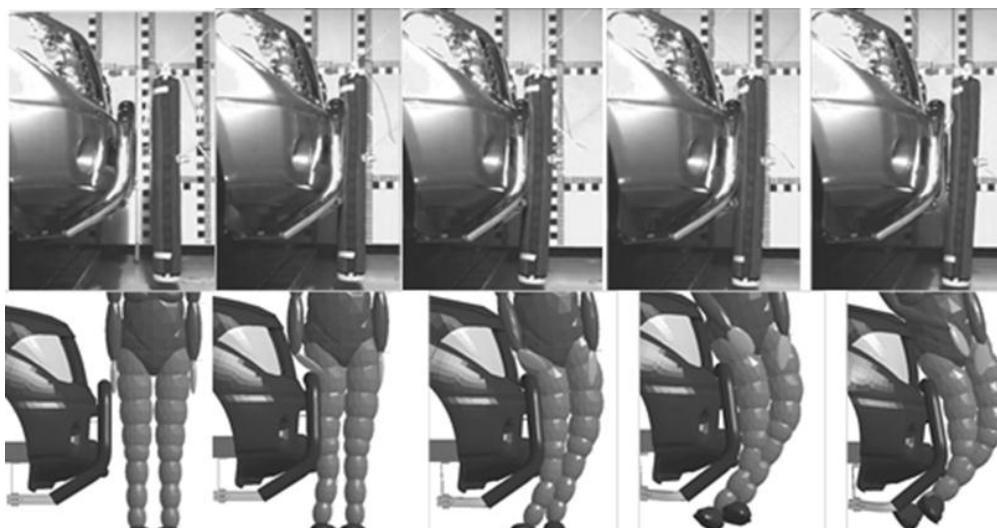
Rys. 9.4. Test porównawczy: uderzenie manekina pieszego oraz test homologacyjny przy użyciu impaktora nogi

Przebiegi kąta zgięcia dla manekina i impaktora zostały przedstawione na rys. 9.5. Zarejestrowany maksymalny kąt zgięcia dla impaktora wynosił 9° , natomiast zgięcie kolana manekina przekracza 14° , co daje różnicę rzędu 55%.



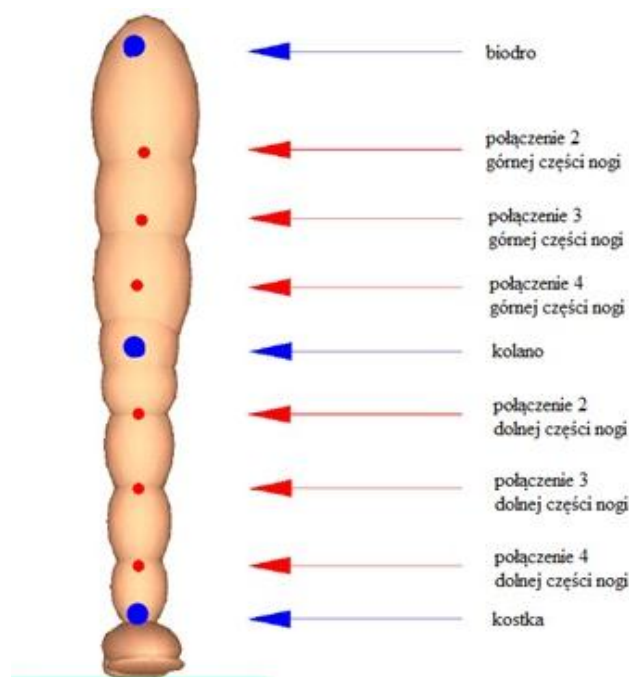
Rys. 9.5. Przebiegi kąta zgięcia kolana w czasie dla lewej nogi manekina oraz impaktora nogi dla pojazdu Nissan Navara

Można zatem wnioskować, że użycie impaktora używanego do homologacji pojazdów nie reprezentuje faktycznej kinematyki pieszego po uderzeniu, co również potwierdzone zostało na rys. 9.6. Na poniższym rysunku przedstawiono badania eksperymentalne, szerzej opisane w rozdziale 6.7, na tle symulacji numerycznej.



Rys. 9.6. Test porównawczy: rzeczywisty impaktor nogi (na górze) oraz wirtualny manekin pieszego (na dole)

Różnice w kinematyce pomiędzy manekinem a impaktorem są spowodowane tym, iż w manekinie, podobnie jak ma to miejsce w rzeczywistych wypadkach [80], uwzględniono możliwość złamania kości piszczelowej oraz biodrowej w połączeniach, które zostały przedstawione na rys. 9.7. Pęknięcie – czyli w modelu manekina zwolnienie odpowiednich stopni swobody – następuje, gdy przekroczone zostaną określone momenty sił zginających lub ścinających [98]. Co więcej, w impaktorze nogi nie uwzględniono masy środkowej części ciała pieszego ani sił tarcia, wynikających z oddziaływania stóp z podłożem.



Rys. 9.7. Punkty pomiarów w nodze modelu MADYMO pieszego [98]

W związku z tym, podczas rzeczywistego potrącenia pieszego przez pojazd typu SUV może dojść do najgroźniejszego w skutkach typu wypadku – wciągnięcia pieszego pod pojazd. Nawet w przypadku, gdy elementy konstrukcyjne użyte na przodzie pojazdu zapewniają odpowiednią podatność i pochłaniają część energii zderzenia.

Reasumując, potrzebna jest weryfikacja i modyfikacja testów homologacyjnych dla pojazdów o wysokiej linii odniesienia zderzaka w celu zwiększenia bezpieczeństwa pieszych na drogach. Modele numeryczne wydają się być jednym z bardziej obiecujących sposobów na redukcję zagrożenia ze strony pojazdów typu SUV, ponieważ umożliwiają one sprawdzenie zarówno obrażeń, jak i kinematyki pieszego po zderzeniu.

10. KRYTERIUM KINEMATYCZNE

Konfiguracje zderzeń przedstawionych w rozdziale 7 były niezbędne do zrozumienia przyczyn powstawania obrażeń u pieszych i opracowania metody oceny kinematyki pieszego.

Testy homologacyjne przy użyciu impaktorów nie prezentują bowiem bardzo istotnej – ze względu na obrażenia pieszego – pełnej kinematyki zderzenia. Na podstawie przedstawionych wyników badań prowadzonych przy użyciu metod numerycznych, można zauważyć znaczące różnice w ugięciu stawu kolanowego dla manekina i impaktora. Rozbieżności te mają swoje źródło w trzech głównych parametrach różniących manekin od impaktora nogi, a mianowicie:

1. Położenie środka masy – w przypadku uderzenia pieszego w pojazd o wysokiej krawędzi maski, kinematykę ruchu impaktora znacząco zmienia:
 - wysokość środka masy od podłoża: 533 mm dla impaktora oraz 970 mm dla męskiego manekina 50-percentylowego, na którego podstawie skonstruowano impaktor;
 - brak odzwierciedlenia masy górnej części ciała człowieka w przypadku impaktora;
2. Cechy konstrukcyjne – stalowe rury impaktora odwzorowujące piszczel i kość udową nie ulegają pęknięciu w odróżnieniu od nogi człowieka lub modelu numerycznego MADYMO, gdzie po przekroczeniu limitu sił i przyspieszeń zwalniane są w nodze stopnie swobody odpowiedzialne za jej złamanie [98];
3. Siła tarcia – siła tarcia w manekinie działa między stopą a podłożem, natomiast w impaktorze uderzającym w przód pojazdu oddziaływanie między podłożem a podstawą impaktora nie występuje w ogóle ze względu na lot swobodny.

Kryterium kinematyczne zostało opracowane w celu weryfikacji trajektorii ruchu pieszego po zderzeniu z pojazdem samochodowym. Jak wspomniano wcześniej, sama ocena kryterium biomechanicznego opisanego w rozporządzeniu (WE) 78/2009 nie pozwala stwierdzić, czy po potrąceniu pieszego przez pojazd nastąpi:

- a) *wciągnięcie pieszego pod pojazd*;
- b) *rzut pieszego do przodu*, tj. odbicie pieszego od pojazdu;
- c) *zawinięcie lub salto*.

Spełnienie kryterium kinematycznego zapewni pieszemu odpowiednią konfigurację zderzenia – tj. zawinięcie pieszego. Niespełnienie kryterium świadczyłoby o tym, iż pieszy jest odbity od pojazdu lub pod niego wciągnięty.

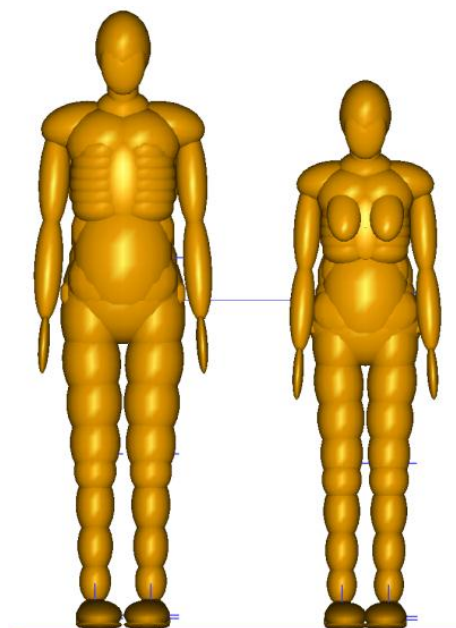
Studium nad kryterium kinematycznym było wieloetapową pracą badawczą, w której wyróżnić można trzy najważniejszych elementy składowe: manekin, pojazd oraz parametry określające kinematykę pieszego.

10.1. Model pieszego – manekin

Zdecydowano się na zastosowanie elipsoidalnego manekina pieszego¹⁴ z biblioteki MADYMO v7.3. Jest on powszechnie stosowany w badaniach nad bezpieczeństwem pieszych, a jego zgodność odwzorowania cech biomechanicznych i antropologicznych (ang. biofidelity) została potwierdzona w wielu niezależnych instytucjach [8, 55, 80, 120, 126]. Ponadto, manekin MES (np. model THUMS v4 [34]) wprowadza wiele parametrów, które dla poprawnego odzwierciedlenia kinematyki nie są istotne, a mogą wprowadzać wiele komplikacji natury obliczeniowej [59, 104]. Dodatkową zaletą manekinów MADYMO jest ich małe zapotrzebowanie na moc obliczeniową, co w związku z przewidywaną liczbą konfiguracji zderzeń (> 100) stało się niewątpliwym atutem.

Do testów użyto dwóch manekinów: 50-percentylowego mężczyzny oraz 5-percentylowej kobiety, w pozycji bazowej, przedstawionej na rys. 10.1.

¹⁴ W wersji oprogramowania MADYMO v7.4. dla użytkownika udostępniony został bardziej zaawansowany manekin pieszego typu *facet*. Autor pracy nie zdecydował się na jego użycie, głównie ze względu na fakt zaawansowania badań nad kryterium kinematycznym. Co więcej, w chwili opracowywania niniejszej pracy, manekin typu *facet* dostępny jest jedynie w wersji męskiej 50-percentylowej, co ogranicza spektrum badań.



Rys. 10.1. Użyte manekiny pieszego: 50-percentylowy mężczyzna (po lewej) oraz 5-percentylowa kobieta (po prawej)

Dane antropometryczne manekinów przedstawiono w tabeli 12.

Tabela 12. Dane antropometryczne manekinów elipsoidalnych [98]

Parametry Typ	Wysokość stojącego manekina [m]	Wysokość siedzącego manekina [m]	Szerokość ramion [m]	Wysokość kolana [m]	Masa manekina [kg]	Wysokość środką masy ¹⁵ [m]
50-percentylowy mężczyzna	1,74	0,92	0,47	0,54	75,7	0,97
5-percentylowa kobieta	1,53	0,81	0,40	0,47	49,8	0,86

Bazując na wynikach badań [46, 126], zdefiniowano kontakt manekina z podłożem oraz dobrano odpowiedni współczynnik tarcia podeszwy butów manekina z podłożem (asfaltem) równy 0,55. Pozycjonowanie manekina odbyło się ten sposób, iż w momencie kontaktu z opisanym dalej modelem pojazdu, nogi manekina były już obciążone masą manekina, a jego buty znajdowały się w kontakcie z gruntem. Manekin znajdował się podczas całej symulacji w polu przyspieszenia $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

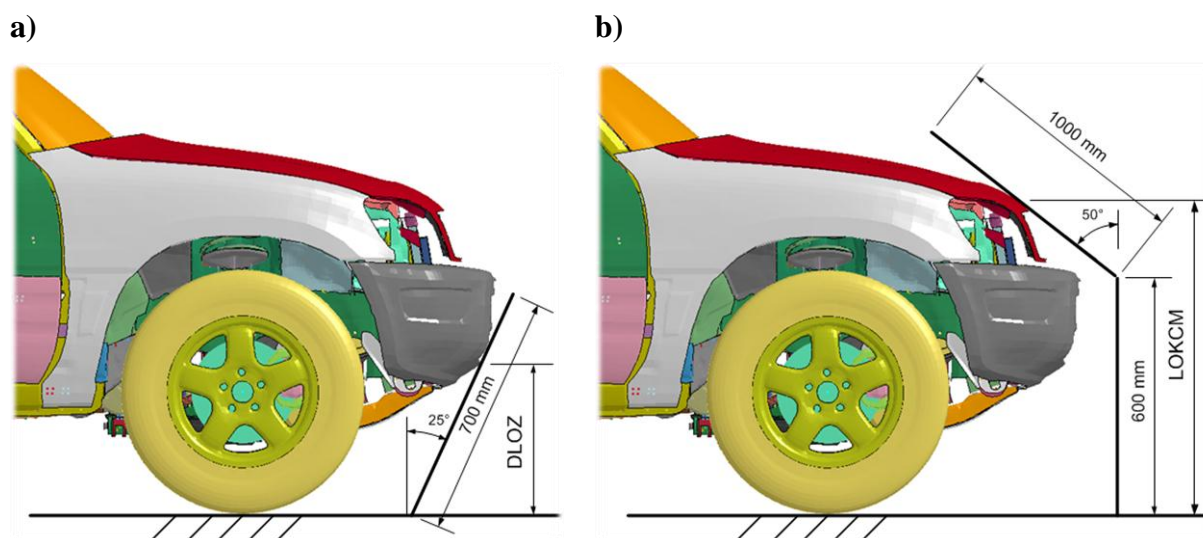
¹⁵ Dla pozycji przedstawionej na rys. 10.1

10.2. Pojazd – odwzorowanie istotnych elementów konstrukcyjnych

Odwzorowanie pojazdu było zasadniczym elementem opracowania kryterium kinematycznego. Założeniem podczas projektowania przedniej części pojazdu była nieskomplikowana i parametryczna budowa modelu. Należało tak skonstruować model, aby geometryczne cechy go określające były mierzalne przy pomocy podstawowych narzędzi pomiarowych m.in. liniału pomiarowego i kątomierza. Innymi słowy, mając do dyspozycji wymienione narzędzia pomiarowe, można byłoby w sposób bezinwazyjny określić kluczowe wymiary rzeczywistego pojazdu.

Po przanalizowaniu prac Mizuno [146, 147] odnoszących się do pomiarów pojazdów w aspekcie bezpieczeństwa pieszych, zdecydowano się na określenie dwóch parametrów określających przednią geometrię pojazdu. Na wybór przedstawionych poniżej parametrów wpłynął też fakt, iż oba parametry są precyzyjnie określone w rozporządzeniu (WE) 631/2009 [101].

Wybrane parametry określające przednią geometrię pojazdu to *dolna linia odniesienia zderzaka* oraz *linia odniesienia krawędzi czołowej maski*. Zostały one zobrazowane na rys. 10.2 i określone poniżej zgodnie z [101].



Rys. 10.2. Wybrane parametry określające przednią geometrię pojazdu: a) DLOZ; b) LOKCM

- **Dolna linia odniesienia zderzaka (DLOZ)** – oznacza linię wyznaczającą dolną granicę istotnych punktów zetknięcia się pieszego ze zderzakiem. Linia ta stanowi miejsce geometryczne najniżej położonych punktów styczności zderzaka z liniałem pomiarowym o długości 700 mm, gdy liniał pomiarowy, równoległy do pionowej płaszczyzny wzdłużnej pojazdu i odchylony do przodu pod kątem 25°, jest

przesuwany z przodu pojazdu, jednocześnie stykając się z podłożem i powierzchnią zderzaka (rys. 10.2a).

- **Linia odniesienia krawędzi czołowej maski (LOKCM)** – oznacza miejsce geometryczne, które tworzą punkty styku liniału pomiarowego o długości 1 000 mm z powierzchnią czołową maski, gdy liniał pomiarowy umieszczony równolegle do pionowej płaszczyzny wzdłużnej pojazdu i odchylony do tyłu o 50° z dolnym końcem na wysokości 600 mm nad podłożem, jest przesuwany wzdłuż krawędzi czołowej maski cały czas jej dotykając (rys. 10.2b)¹⁶.

W punktach określonych przez DLOZ oraz LOKCM umieszczone zostały środki symetrii elipsoid o półosiach $R = 70$ mm (rys. 10.3). Wymiary obu elipsoid wyznaczone zostały na podstawie zarysów pojazdów opisanych w pracach Yoshiyuki [146, 147] oraz na autorskich badaniach pojazdów [114–116].

Obie elipsoidy tworzą układ ciała sztywnego, poruszającego się z prędkością początkową 40 km/h wzdłuż osi Y (rys. 10.3). Prędkość początkowa układu elipsoid odpowiada prędkości uderzenia impaktora nogi w pojazd, zgodnie z (WE) 78/2009. Łączna masa układu elipsoid wynosi 1 100 kg i jest wielokrotnie większa od masy manekina pieszego.

Celowo nie zostało zdefiniowane opóźnienie układu elipsoid, z uwagi na różnice w drodze hamowania pojazdów. Ponadto, podczas hamowania pojazdu jego przód obniża się, co skutkuje obniżeniem wysokości DLOZ i LOKCM. W związku z tym opóźnienie oraz związana z tym procesem zmiana wysokości przodu pojazdu to dodatkowe parametry, które nie były istotą opracowania kryterium kinematycznego.

W programie MADYMO dobrana została charakterystyka siły kontaktu, pomiędzy elipsoidami a manekinem pieszego, typu *slave*. Manekin ustawiony jest bokiem w stosunku do uderzenia, zgodnie z danymi statystycznymi Yang i Jarret [63, 144].

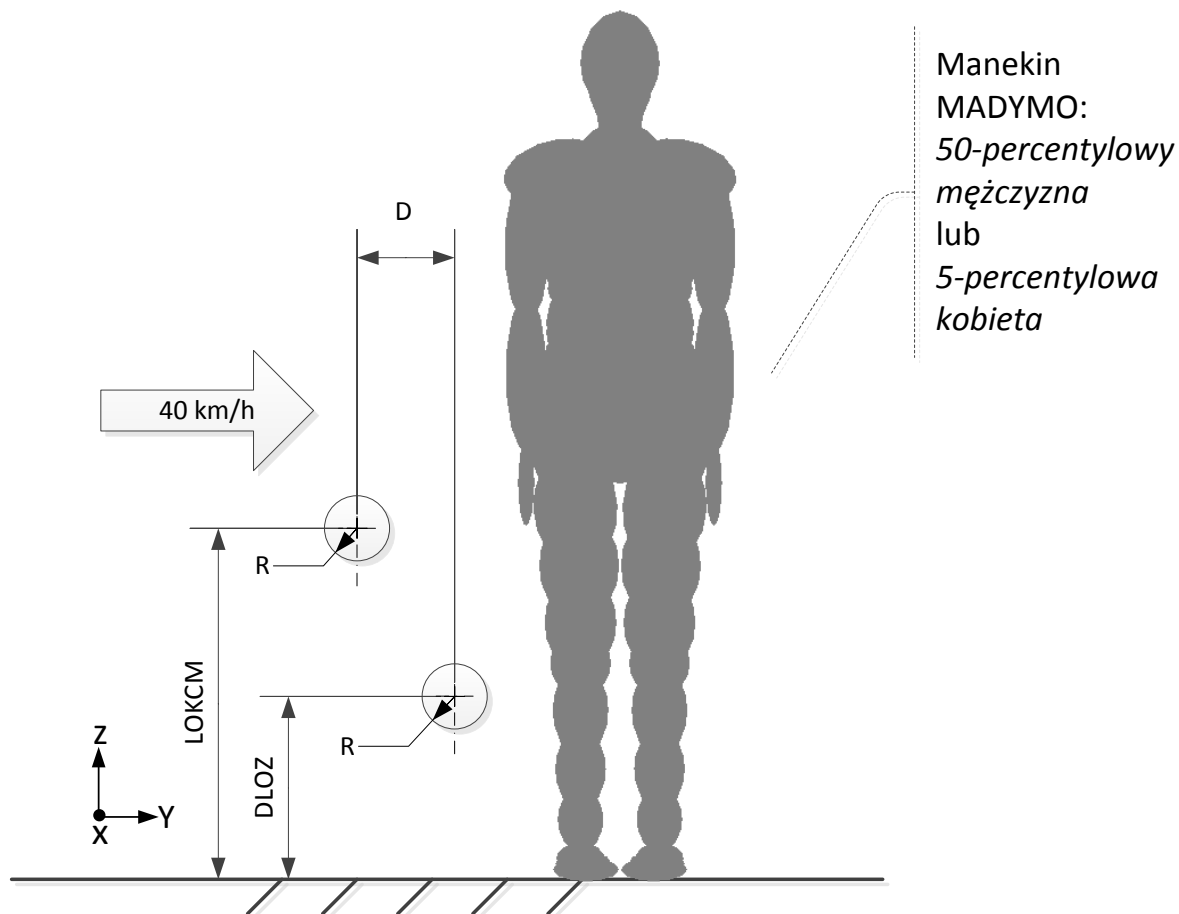
Parametrami modelu pojazdu były (por. rys. 10.3):

- DLOZ – w przedziale od 70 mm do 970 mm, co 100 mm;
- LOKCM – w przedziale od 520 mm do 1 420 mm, co 100 mm;
- D – wymiar wzdłużny pomiędzy osiami elipsoid w przedziale od 0 do 300 mm, co 100 mm.

Zatem konfiguracja parametrów objęła swym zakresem większość typowych pojazdów samochodowych, począwszy od pojazdów sportowych o nadwoziu klinowym,

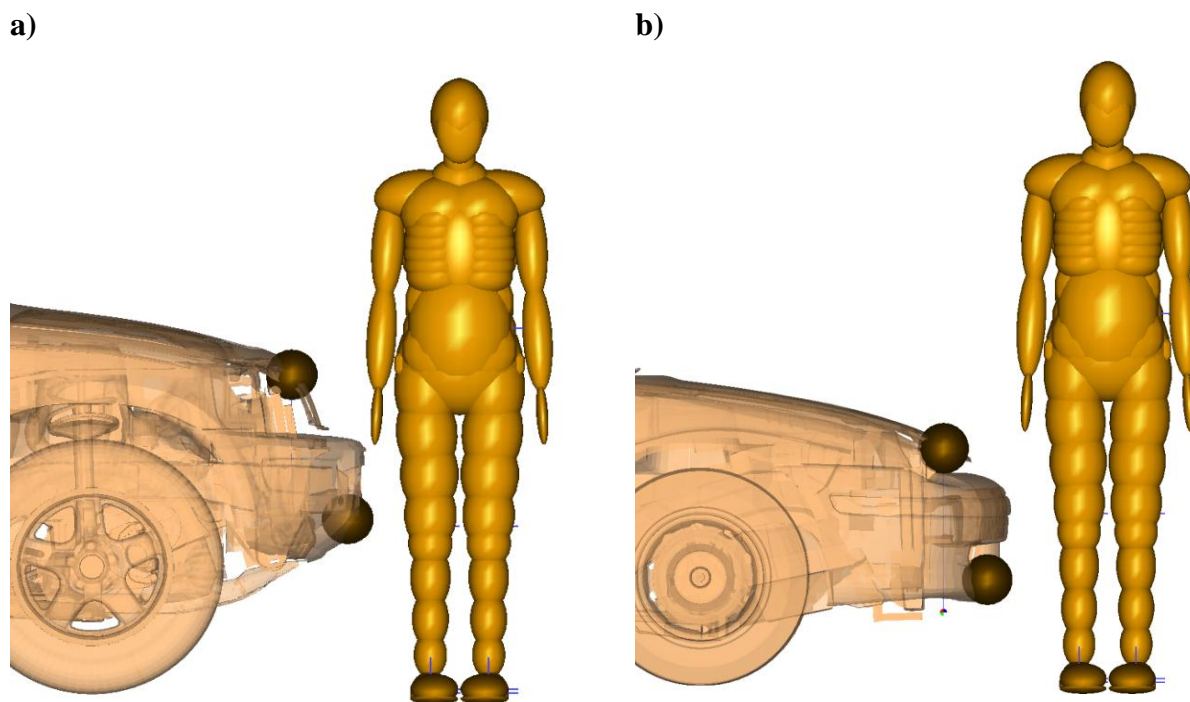
¹⁶ Określenie LOKCM dla pojazdów nietypowych zostało przedstawione w [101] w pkt. 2.2.

poprzez pojazdy typu SUV, aż po samochody o kabinie wagonowej. Zaznacza się, że w rozumieniu autora pojazd typowy to taki, w którym parametr $D \geq 0$ mm.



Rys. 10.3. Określenie parametrów modelu przedniej części pojazdu na tle manekina pieszego

Na rys. 10.4 przedstawiono dwa pojazdy typowe dla swoich kategorii z naniesionym układem elipsoid charakteryzującym DLOZ i LOKCM.



Rys. 10.4. Układ elipsoid charakteryzujący DLOZ i LOKCM dla pojazdu typu: a) SUV; b) kompaktowego o nadwoziu klinowym

10.3. Wybór parametrów do określenia kinematyki manekina

W celu opracowania kryterium kinematycznego należało dobrać takie funkcje opisujące geometryczne właściwości ruchu ciała manekina, które to wprost lub po odpowiednich przekształceniach matematycznych określiłyby kinematykę manekina pieszego po zderzeniu z pojazdem.

Zasadniczym problemem było określenie wytycznych, które w sposób jednoznaczny wskazywałyby miejsce, sposób oraz obiekt pomiarów [20, 21]. Spektrum pomiarowe w metodach numerycznych jest znaczące, gdyż w sposób powtarzalny można wyznaczyć przemieszczenia i jego pochodne w każdym kroku czasowym. W kodzie programu MADYMO dla bazy manekinów zdefiniowano szereg parametrów określających możliwość wystąpienia obrażeń ciała, m.in. kryterium HIC oraz rozkład działających sił w czasie dla poszczególnych więzów kinematycznych [8, 98].

Celem pracy autora było jednak wyznaczenie takich parametrów, aby w przyszłości możliwe było ich określenie nie tylko na wirtualnym manekinie pieszego, lecz również – po odpowiedniej korekcji – na rzeczywistym manekinie pieszego¹⁷.

Na podstawie wstępnych badań uderzenia modelem pojazdu w manekina wytypowano zmienne, które mogą określić geometryczne właściwości ruchu ciała manekina po uderzeniu:

- a) energia kinetyczna ruchu prostoliniowego E_{k_p} oraz energia kinetyczna ruchu krzywoliniowego E_{k_k} manekina;
- b) pęd p oraz moment pędu L manekina;
- c) przyspieszenie liniowe a oraz przyspieszenie kątowe ε środka masy manekina;
- d) prędkość liniowa v oraz prędkość kątową ω środka masy manekina.

Zdecydowano się na określenie prędkości liniowej v oraz prędkości kątowej ω środka masy manekina z następujących względów:

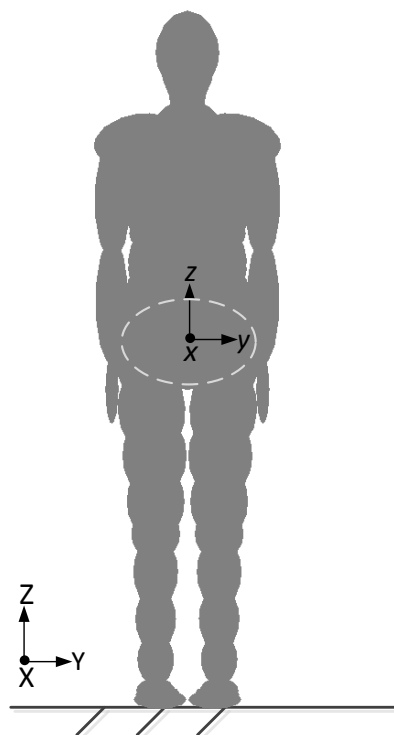
- określenie stosunku energii kinetycznej ruchu liniowego do energii kinetycznej ruchu krzywoliniowego manekina byłoby trudne technicznie w badaniach obiektów rzeczywistych;
- pomiar pędu i momentu pędu wiązałby się z traktowaniem manekina jako bryły sztywnej (nieakceptowalne uproszczenie) lub wyliczeniami prędkości liniowej oraz obrotowej oddzielnie dla każdego segmentu (proces czasochłonny);
- funkcje przyspieszenia liniowego oraz kątowego dla rozpatrywanego zagadnienia charakteryzują się dużą zmiennością w dziedzinie czasu oraz, bez zastosowania odpowiedniego filtrowania, nie są funkcjami gładkimi;
- wyznaczenie ekstremum globalnego funkcji prędkości liniowej i kątowej w czasie jest zagadaniem relatywnie prostym matematycznie, ze względu na gładki przebieg obu funkcji dla przedstawionego zjawiska;
- niestosowanie filtra danych upraszcza analizę przebiegu funkcji $v(t)$, $\omega(t)$.

¹⁷ Obecnie, mając do dyspozycji zestaw szybkich kamer oraz oprogramowanie fotogrametryczne, możemy odtworzyć wzajemne położenie serii punktów w czasie.

10.4. Parametr k weryfikujący kinematykę pieszego

W celu opracowania parametru k bazującego na analizie prędkości liniowej v oraz prędkości kątowej ω środka masy manekina MADYMO w funkcji czasu, określono następujące założenia:

1. Środek masy pieszego spozycjonowany jest w środku symetrii nieodkształcalnej elipsoidy nazwanej *pelvis_bod* (rys. 10.5) – przyjęte założenie jest zgodne z wnioskami Simmsa i Woodsa opisanymi w [120] oraz wytycznymi TNO [98];
2. Wybór układu współrzędnych:
 - a. prędkość kątowa ω mierzona jest względem osi x lokalnego układu współrzędnych, znajdującego się w elipsoidzie *pelvis_bod*; lokalny układ współrzędnych posiada zwrot i kierunek osi zgodny z globalnym układem współrzędnych podczas całej symulacji (rys. 10.5);
 - b. prędkość liniowa v mierzona jest względem osi Y globalnego, stacjonarnego układu współrzędnych;



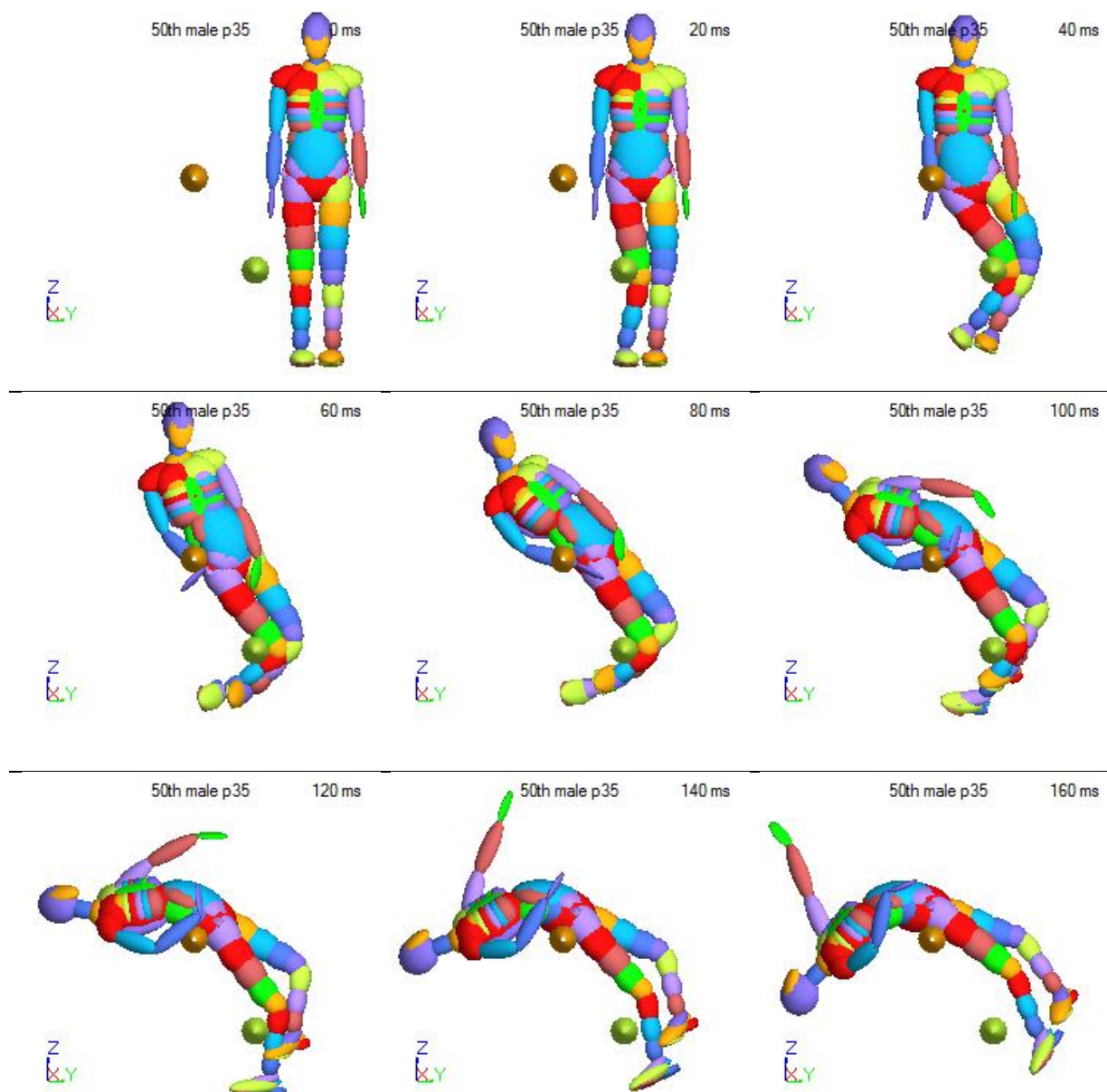
Rys. 10.5. Określenie układu współrzędnych dla pomiaru v oraz ω środka masy

3. Wartość prędkości kątowej ω przyjmuje się jako dodatnią, gdy zwrot jest zgodny z osią X, a pojazd porusza się zgodnie ze zwrotem osi Y;

4. Wartość prędkości liniowej v przyjmuje się jako dodatnią, gdy środek masy pieszego porusza się zgodnie ze zwrotem osi Y;
5. Zakres czasu t został ograniczony do 0,2 s – w tym przedziale czasowym kinematyka pieszego jest już jednoznacznie ustalona dla przyjętej konfiguracji elipsoid charakteryzujących DLOZ i LOKCM pojazdu;
6. Czas próbkowania wartości v oraz ω ustalono na 0,0001 s;
7. Poszukiwane wartości funkcji $v(t)$ oraz $\omega(t)$ to *ekstrema globalne* tych funkcji w dziedzinie czasu $0 < t \leq 0,2$ s.
8. Następnie, na podstawie powyższych założeń, wyliczany jest parametr k zgodnie ze wzorem (10.1):

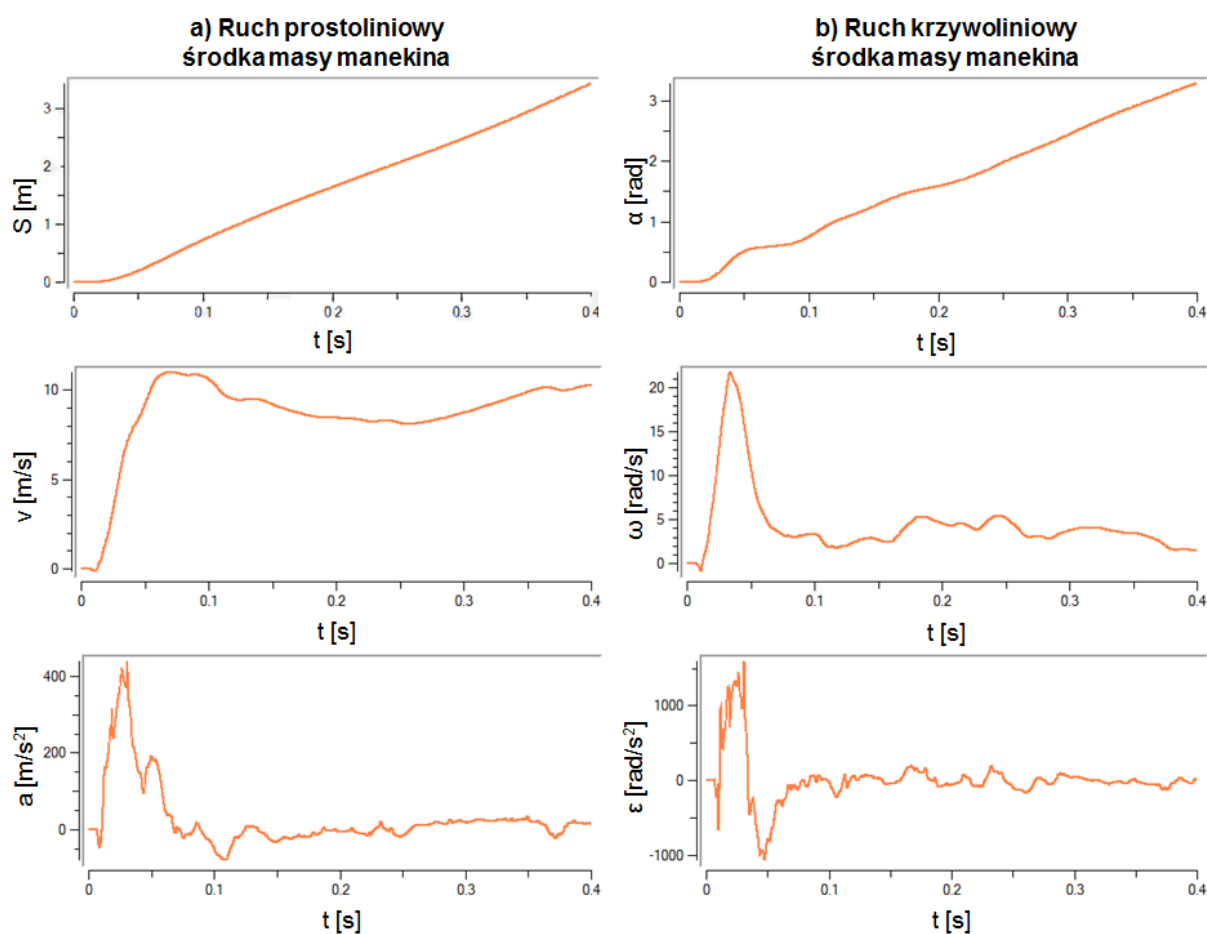
$$k = \begin{cases} \frac{\min(\omega(t))}{\max(v(t))}, & \text{dla } |\min(\omega(t))| \geq |\max(\omega(t))| \\ \frac{\max(\omega(t))}{\max(v(t))}, & \text{dla } |\min(\omega(t))| < |\max(\omega(t))| \end{cases} \quad (10.1)$$

Przykładową symulację uderzenia w męskiego manekina 50-percentylowego z konfiguracją elipsoid DLOZ = 0,47 m i LOKCM = 0,92 m oraz D = 0,45 m zaprezentowano na rys. 10.6. Dla tej konfiguracji zderzenia następuje zawinięcie pieszego wokół modelu pojazdu.



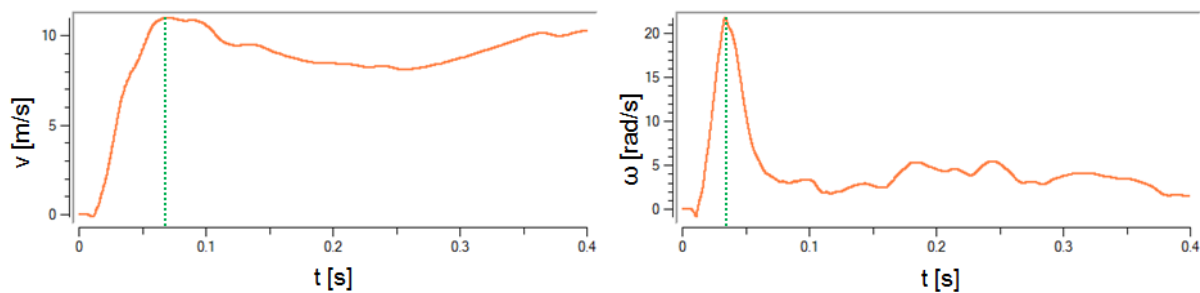
Rys. 10.6. Przykładowa symulacja zderzenia dla DLOZ = 0,47 m, LOKCM = 0,92 m oraz D = 0,45 m

Dla powyższej konfiguracji zderzeń przedstawiono wykresy (rys. 10.7) funkcji kinematycznych dla ruchu prostoliniowego oraz krzywoliniowego środka masy manekina.



Rys. 10.7. Wykresy w funkcji czasu środka masy manekina kolejno dla: a) ruchu prostoliniowego: drogi, prędkości liniowej, przyspieszenia liniowego b) ruchu krzywoliniowego: kąta, prędkości kątowej, przyspieszenia kątowego

Do dalszych analiz przyjęto funkcję prędkości liniowej $v(t)$ oraz prędkość kątową $\omega(t)$ i dla tych funkcji wyznaczono ich globalne ekstrema, w tym przypadku maksima globalne w przedziale $0 < t \leq 0,2$ s (rys. 10.8). Należy zwrócić uwagę, iż funkcja $\omega(t)$ przyjmuje dodatnie wartości w całej swojej dziedzinie, gdyż środek masy pieszego obraca się w stronę pojazdu w zakresie trwania zderzenia (por. rys. 10.6). Dla wzoru (10.1) uwzględniono przypadek, gdy $|\min(\omega(t))| < |\max(\omega(t))|$.

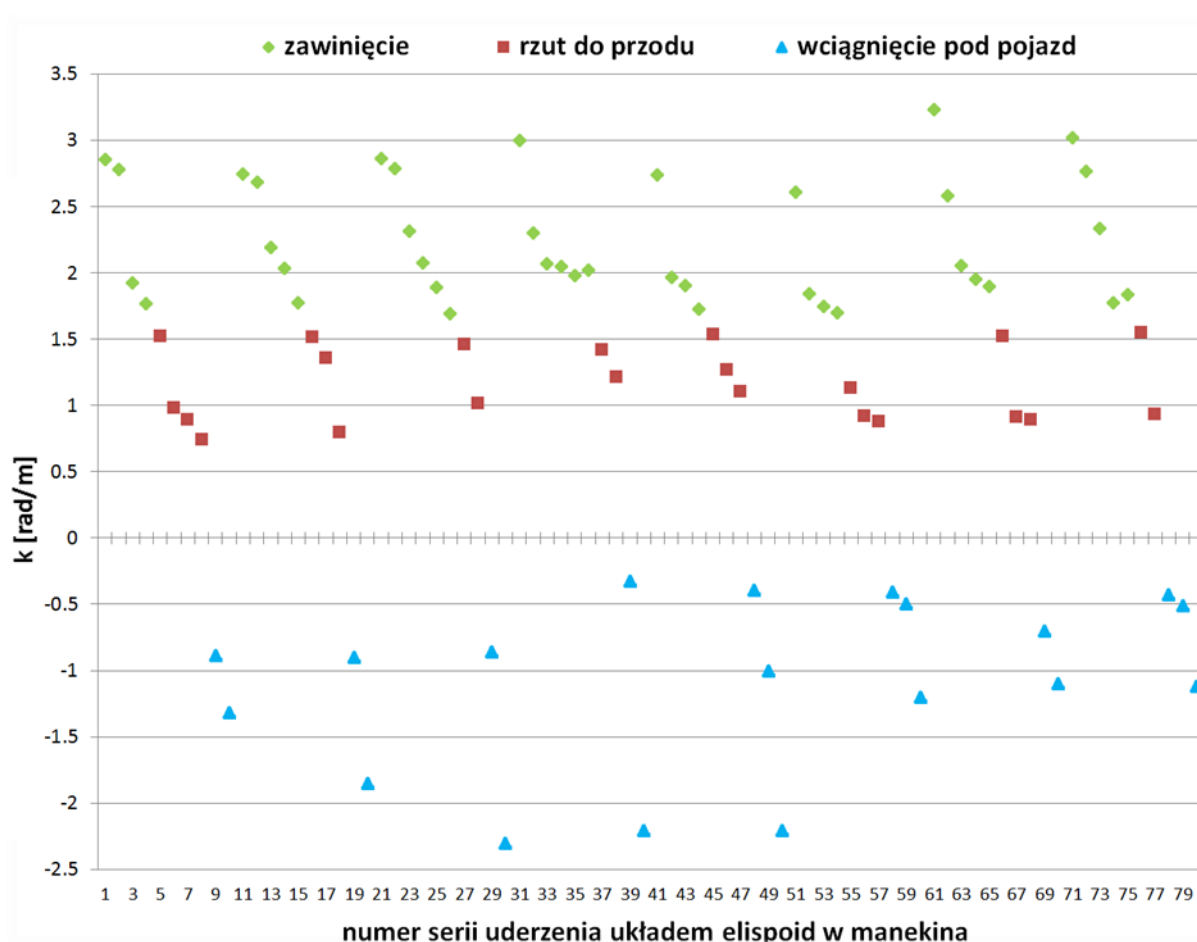
Rys. 10.8. Wykresy funkcji $v(t)$ i $\omega(t)$ oraz zaznaczone ekstrema globalne

Dla zarejestrowanych przebiegów wyznaczono wartość parametru k zgodnie z równaniem (10.2):

$$k = \frac{\max(\omega(t))}{\max(v(t))} = \frac{21,72 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{10,97 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1,98 \frac{\text{rad}}{\text{m}}. \quad (10.2)$$

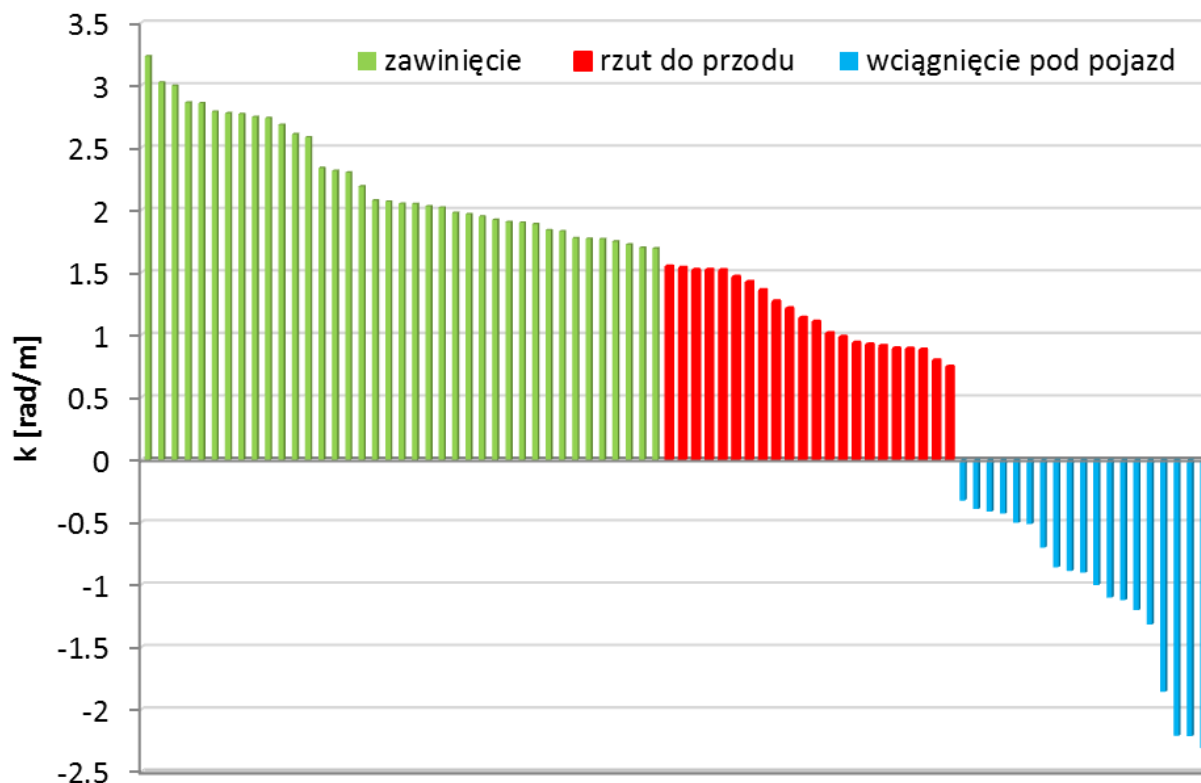
10.5. Wyniki przeprowadzonych badań

Zostało przeprowadzonych łącznie 80 symulacji uderzenia układem elipsoid, charakteryzujących DLOZ i LOKCM, w 50-percentylowego manekina męskiego i 5-percentylowego manekina kobiecego. Wynikiem przeprowadzonych symulacji jest rozkład wartości parametru k dla zaobserwowanej kinematyki manekina po zderzeniu. Na rys. 10.9 można zauważyć zależność parametru k od kinematyki manekina pieszego. Zestawienie konfiguracji badanych pozycji elipsoid modelu pojazdu oraz wybranych manekinów zestawiono w tabeli 29 w załączniku 15.4.



Rys. 10.9. Rozkład wartości parametru k dla serii zderzenia i zaobserwowanej kinematyki pieszego po zderzeniu

Zależność k od geometrycznych właściwości ruchu ciała manekina po uderzeniu jest bardziej zauważalna, gdy wartości parametru k zostaną sklasyfikowane w kolejności malejącej (rys. 10.10).



Rys. 10.10. Posortowane wartości parametru k w odniesieniu do kinematyki pieszego po zderzeniu

Charakterystyczne jest to, że dla przeprowadzonych symulacji, gdy:

- $2,24 \geq k \geq 1,69$ rad/m – następuje zawinięcie pieszego wokół modelu pojazdu;
- $1,55 \geq k \geq 0,74$ rad/m – obserwuje się rzut pieszego do przodu;
- $-0,32 \geq k \geq -2,30$ rad/m – następuje wciągnięcie pieszego pod pojazd.

Powyższa zależność prowadzi do wniosku, że parametr k może służyć do weryfikacji kinematyki pieszego po zderzeniu z pojazdem samochodowym.

Ostatecznie, po przeanalizowaniu trendu wyników, przyjęto następujące wartości parametru k do weryfikacji kinematyki pieszego po zderzeniu:

$k \geq 1,7$ rad/m – zawinięcie pieszego,

$0 \leq k < 1,7$ rad/m – rzut do przodu,

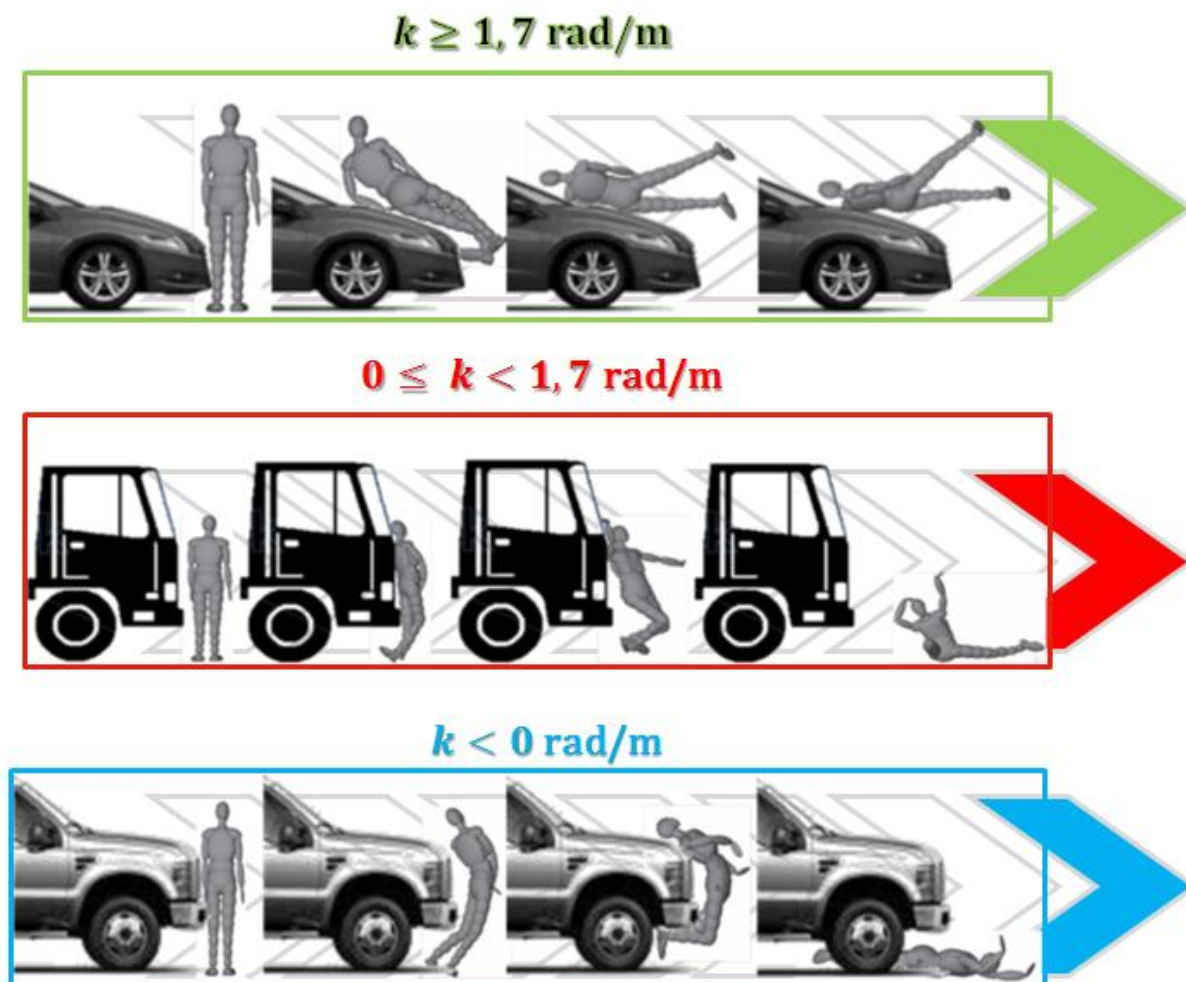
$k < 0$ rad/m – wciągnięcie pod pojazd.

Następnie zdefiniowano kryterium kinematyczne, które przedstawia się następująco:

Pojazd samochodowy zapewnia pieszemu odpowiednią kinematykę po zderzeniu wtedy, gdy:

$$k \geq 1,7 \text{ rad/m}$$

Przypadki kinematyki pieszeo dla określonej wartości k przedstawione zostały na rys. 10.11.



Rys. 10.11. Kinematyka pieszeo dla określonej wartości k

11. METODA OCENY PRZEDNIEJ CZĘŚCI POJAZDU NA BEZPIECZEŃSTWO PIESZEGO

Obecnie stosowane badania pojazdów samochodowych nie pozwalają w pełni ocenić faktycznego zagrożenia, jakie stwarzają dla pieszych pojazdy sportowo-użytkowe. Przy wzroście popularności pojazdów typu SUV ocena tego typu pojazdów, jedynie na podstawie badań impaktorami, nie jest miarodajna, co zostało wykazane w rozdziale 9 oraz w pracach Matsui i innych [69–71] (por. rozdział 2.4).

Zdefiniowanie zależności kinematyki badanego manekina od wartości parametru k pozwoliło opracować metodę oceny wpływu elementów konstrukcyjnych przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo pieszego podczas zderzenia. Opracowana metoda wiąże ze sobą sprecyzowane w rozdziale 10 kryterium kinematyczne oraz kryterium biomechaniczne, czyli dotychczasowe badania pojazdów przy użyciu impaktorów. Metoda może zostać zastosowana zarówno do badań numerycznych, na podstawie których została opracowana, jak również do testów na manekinie fizycznym. Nadmienia się jednak, że zastosowanie metody na obiekcie rzeczywistym wymaga korekty parametru k .

11.1. Procedura weryfikacji pojazdów w aspekcie bezpieczeństwa pieszego

Przedstawiono procedurę badania pojazdu bez przedniego układu zabezpieczającego (PUZ). W metodzie wydzielone zostały cztery główne etapy:

ETAP 1: pomiar pojazdu i wybór manekina do badań

W etapie tym przeprowadza się pomiar dolnej linii odniesienia zderzaka (DLOZ) oraz linii odniesienia krawędzi czołowej maski (LOKCM), zgodnie z wytycznymi z rys. 10.2 rozdziału 10.2. Pomiaru dokonuje się na obiekcie rzeczywistym lub na modelu geometrycznym pojazdu w dowolnym programie CAD/CAE.

Kolejnym krokiem jest wybór manekina do badań. Przewiduje się użycie jednego z dwóch typów manekinów (por. rozdział 10.1)¹⁸:

¹⁸ Zaznacza się, że celowo nie zdefiniowano jednego typu manekina do badań. Zabieg ten miał na celu poprawienie bezpieczeństwa niższych pieszych, w tym dzieci. Autor pracy jest jednak świadomy, iż testowanie pojazdów przy użyciu manekinów niższych niż 50-percentylowy mężczyzna (1,74 m wzrostu), może być zadaniem trudnym do spełnienia na obecnym poziomie techniki.

- 50-percentylowego mężczyzny – do standardowych badań, w tym homologacyjnych;
- 5-percentylowej kobiety – do bardziej wymagających badań pojazdów w celu zapewnienia bezpieczeństwa również niższym pieszym.

ETAP 2: klasyfikacja pojazdu

W tej fazie dokonywane są następujące kalkulacje bazujące na geometrycznych zależnościach badanego pojazdu i manekina:

- stosunek wysokości linii odniesienia krawędzi czołowej maski do wzrostu manekina:

$$\frac{LOKCM}{W}, \quad (11.1)$$

- stosunek wysokości linii odniesienia krawędzi czołowej maski do wysokości środka masy manekina:

$$\frac{LOKCM}{SM}. \quad (11.2)$$

Na podstawie wzorów (11.1) i (11.2) oraz wartości DLOZ pojazdu dokonywana jest weryfikacja następujących warunków:

$$A) \frac{LOKCM}{W} \geq 0,75 ,$$

$$B) \frac{LOKCM}{SM} \geq 1,00 ,$$

$$C) DLOZ > 425 \text{ mm} .$$

Zakłada się trzy możliwości procesu decyzyjnego:

- I. *Spełnienie warunku A* – pojazd nie spełnia kryterium kinematycznego, możliwe jest warunkowe spełnienie wymogów tego etapu poprzez zastosowanie przedniego układu zabezpieczającego;

Wyjaśnienie: wysokość LOKCM jest powyżej 75% wysokości zastosowanego manekina – pojazd uderza pieszego na wysokości klatki piersiowej, a zatem odpowiednia kinematyka pieszego po zderzeniu nie może być zapewniona.

- II. *Niespełniony jest warunek $A \wedge B \wedge C$* – nie jest konieczna weryfikacja kryterium kinematycznego dla badanego pojazdu; następuje bezpośrednie przejście do *etapu 4*;

Wyjaśnienie: cechy geometryczne pojazdu zapewniają pieszemu odpowiednią kinematykę po zderzeniu.

- III. *Niespełniony jest warunek A, natomiast spełniony jest warunek $B \vee C$ – konieczne jest przeprowadzenie badań modelu pojazdu z wykorzystaniem manekina oraz weryfikacja wartości parametru k w etapie 3;*

Wyjaśnienie: geometria przodu pojazdu może powodować zagrożenie dla pieszego podczas wypadku.

ETAP 3: weryfikacja kryterium kinematycznego

Na tym etapie następuje właściwa weryfikacja kryterium kinematycznego. Na podstawie wyników symulacji numerycznych lub badań fizycznych (po odpowiedniej korekcji parametru k). Zgodnie z rozdziałem 10.5 dla:

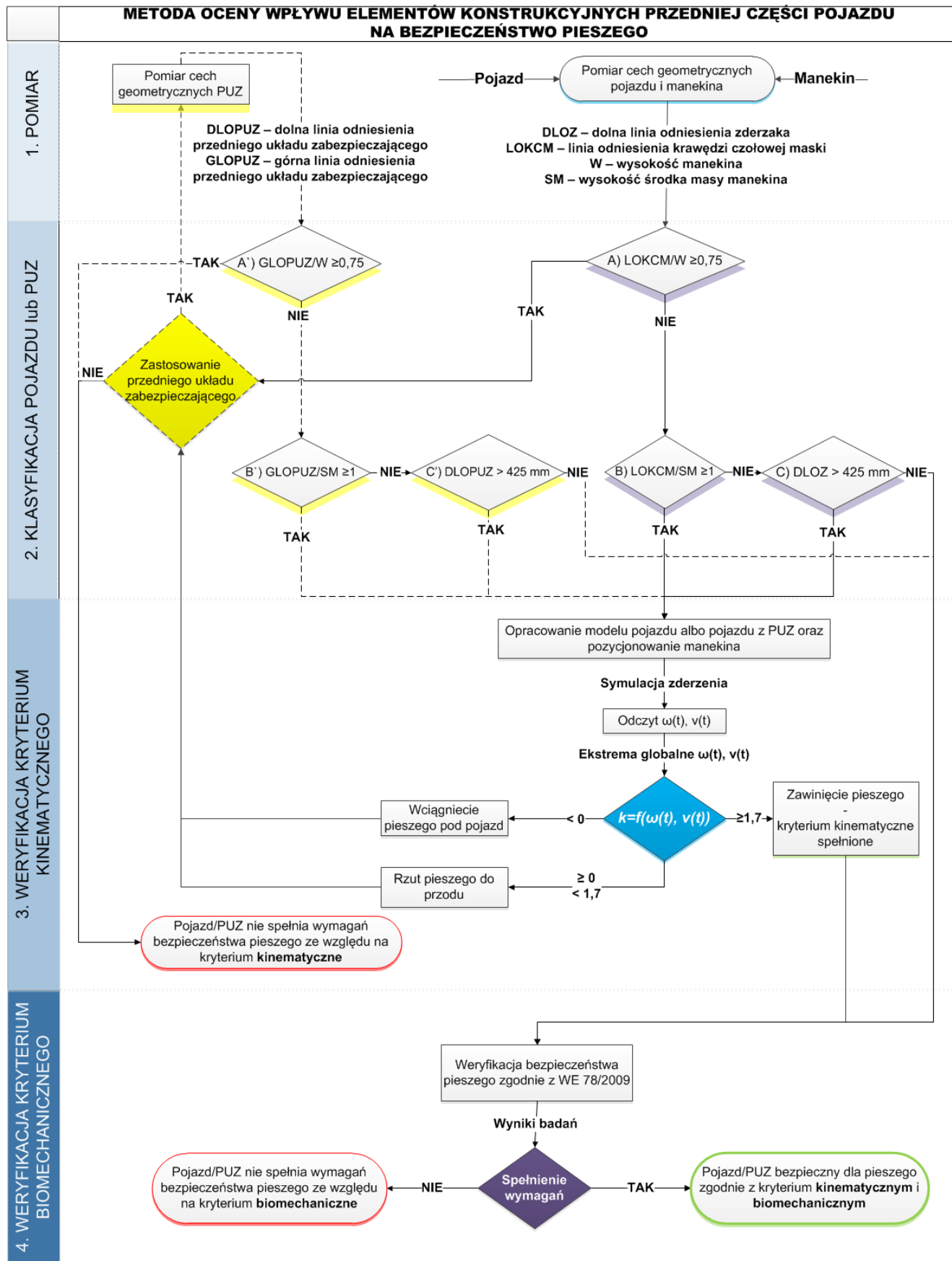
- 1) $k \geq 1,7 \text{ rad/m}$ – zawinięcie pieszego;
- 2) $0 \leq k < 1,7 \text{ rad/m}$ – rzut do przodu;
- 3) $k < 0 \text{ rad/m}$ – wciągnięcie pod pojazd.

Warunkiem spełnienia przez pojazd kryterium kinematycznego i przejścia do *etapu 4* jest wartość $k \geq 1,7 \text{ rad/m}$.

ETAP 4: weryfikacja kryterium biomechanicznego

Weryfikacja polega na badaniu przodu pojazdu za pomocą impaktorów według obecnie obowiązujących norm i rozporządzeń – obecnie (WE) 78/2009. Badania te zostały szerzej opisane w rozdziale 5. Należy jednak zwrócić uwagę, że do *etapu 4* przechodzą jedynie pojazdy, które wcześniej uznane zostały jako bezpieczne w aspekcie kryterium kinematycznego (*etap 3*) lub ich geometria arbitralnie uznana została za bezpieczną (*etap 2*, niespełniony warunek $A \wedge B \wedge C$).

Jeśli pojazd spełni wymagania *etapu 4*, uznany zostanie za bezpieczny zgodnie z kryterium kinematycznym oraz biomechanicznym. W sposób schematyczny nową metodę oceny bezpieczeństwa pieszego przedstawiono na rys. 11.1.



Rys. 11.1. Nowa metoda oceny bezpieczeństwa pojazdów samochodowych w odniesieniu do ochrony pieszego

11.2. Alternatywne zastosowanie PUZ

Należy zauważyć, że zobrazona na rys. 11.1 metoda zezwala na zastosowanie przedniego układu zabezpieczającego, gdy pojazd nie spełnia wymagań *etapu 2* lub *3*. Możliwość taka mogłaby zostać wykorzystana w przypadku badania pojazdów o wysokiej linii odniesienia zderzaka i maski. Bezpieczny przedni układ zabezpieczający, szerzej opisany w rozdziale 12 i 13, odpowiednio zamontowany na pojeździe, może poprawić charakterystykę bezpieczeństwa pojazdu w zakresie spełnienia wymogów kryterium kinematycznego i biomechanicznego.

Zgodnie z opracowaną metodą, w przypadku negatywnej weryfikacji pojazdu, zastosowanie przedniego układu zabezpieczającego daje możliwość pozytywnej oceny pojazdu, bez konieczności kosztowych zmian konstrukcyjnych przedniej części pojazdu.

Zaznacza się jednak, iż w przypadku zastosowania na pojeździe przedniego układu zabezpieczającego zmianie ulegają punkty pomiarowe, a mianowicie:

- dolna linia odniesienia zderzaka (DLOZ) zmieniona zostaje na dolną linię odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (DLOPUZ);
- linia odniesienia krawędzi czołowej maski (LOKCM) zmieniona zostaje na górną linię odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (GLOPUZ).

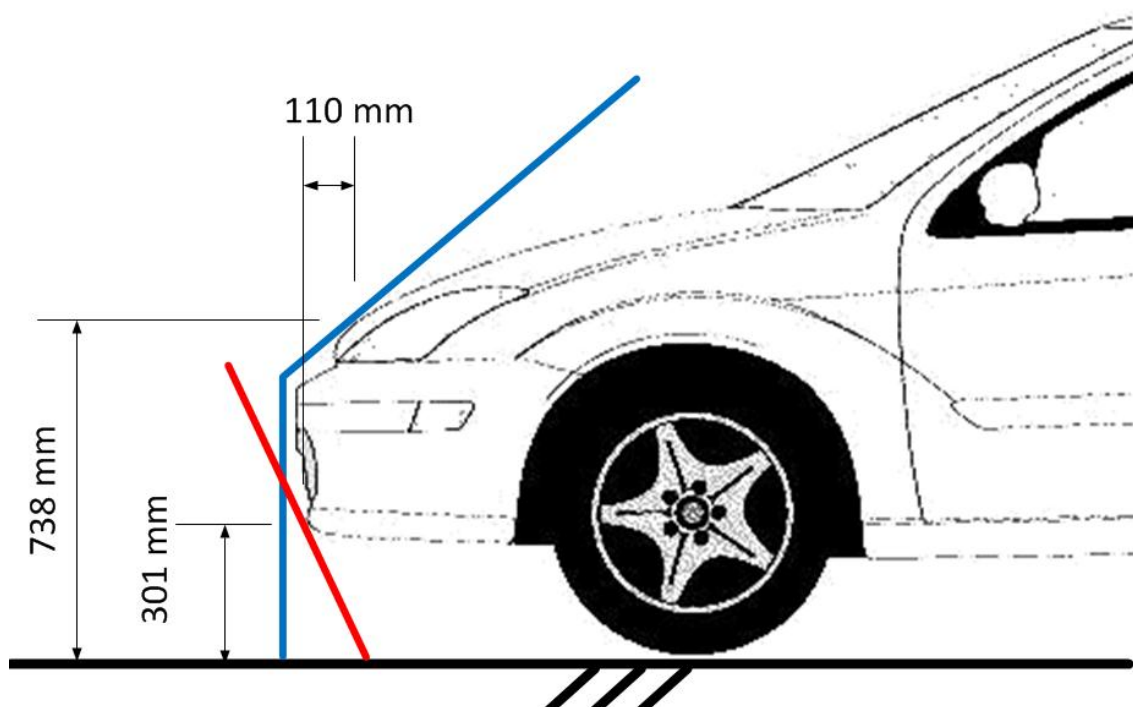
Pojęcia DLOPUZ oraz GLOPUZ zostały, podobnie jak DLOZ i LOKCM, zdefiniowane w rozporządzeniu (WE) 631/2009 [101], a ich wyznaczenie odbywa za pomocą tej samej metody pomiarowej jak w przypadku pojazdu bez przedniego układu zabezpieczającego (por. rys. 10.2). Analogicznie, odwzorowanie pojazdu opisane w rozdziale 10.2 polegać będzie na modelowaniu DLOPUZ i GLOPUZ za pomocą elipsoid. Dalsza część metody pozostaje bez zmian.

11.3. Przykład zastosowania weryfikacji kinematycznej dla dwóch typów pojazdów

Opracowaną metodę weryfikacji kinematycznej zastosowano do dwóch typów pojazdów różniących się przednią geometrią nadwozia. Pojazd typu SUV poddany został pomiarom w systemie CAD, natomiast pomiary pojazdu kompaktowego przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym.

11.3.1. Pojazd kompaktowy

Zgodnie z etapem 1 metody przebadano pojazd kompaktowy o niskiej linii zderzaka oraz maski. Wyniki pomiarów rzeczywistego pojazdu naniesiono na szkic geometrii przedniej jego części i zobrazowano na rys. 11.2.



Rys. 11.2. Pomiar DLOZ oraz LOKCM pojazdu kompaktowego

Dane uzyskane z pomiarów przedniej części pojazdu kompaktowego zestawiono w tabeli 13.

Tabela 13. Wymiary przedniej części pojazdu kompaktowego

LOKCM	DLOZ	D	LOKCM – DLOZ
738 mm	301 mm	110 mm	437 mm

Zdecydowano się na zastosowanie standardowego męskiego 50-percentylowego męskiego manekina o wymiarach charakterystycznych (tabela 14):

Tabela 14. Wymiary badanego manekina 50-percentylowego mężczyzny

Wysokość manekina W	Wysokość środka masy SM
1740 mm	970 mm

W etapie 2 metody przeprowadzono klasyfikację pojazdu i wyliczono zależności:

$$\frac{LOKCM}{W} = \frac{738 \text{ mm}}{1740 \text{ mm}} = 0,42, \quad (11.3)$$

$$\frac{LOKCM}{SM} = \frac{738 \text{ mm}}{970 \text{ mm}} = 0,76. \quad (11.4)$$

Weryfikacja wyników na podstawie założeń:

$$A) \frac{LOKCM}{W} \geq 0,75,$$

$$B) \frac{LOKCM}{SM} \geq 1,$$

$$C) DLOZ > 425 \text{ mm},$$

wykazała, że dla równań (11.3) i (11.4) nie jest spełniony żaden z powyższych warunków. Dlatego też pomijany jest etap 3 i następuje przejście do etapu 4, mianowicie dalszej oceny bezpieczeństwa pieszego zgodnie z kryterium biomechanicznym.

Okazuje się, że również użycie manekina 5-percentylowej kobiety, czyli testu bardziej wymagającego od standardowego badania 50-percentylowym manekinem męskim, pozwala spełnić wymagania etapu 2. Na podstawie wymiarów manekina z tabeli 15, równania określone w klasyfikacji pojazdu przyjmują postać (11.5) i (11.6), których wyniki wskazują na bezpośrednie przejście do etapu 4 metody.

Tabela 15. Wymiary badanego manekina 5-percentylowej kobiety

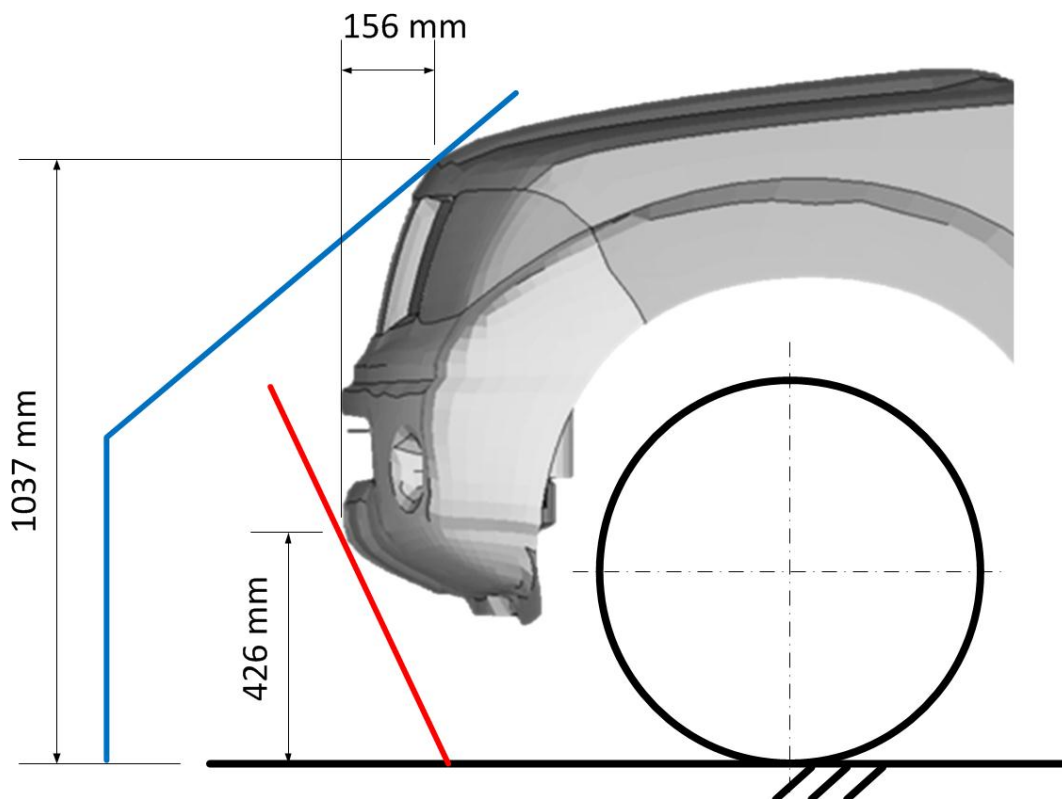
Wysokość manekina W	Wysokość środka masy SM
1530 mm	860 mm

$$\frac{LOKCM}{W} = \frac{738 \text{ mm}}{1530 \text{ mm}} = 0,48 \quad (11.5)$$

$$\frac{LOKCM}{SM} = \frac{738 \text{ mm}}{860 \text{ mm}} = 0,86 \quad (11.6)$$

11.3.2. Pojazd typu SUV

W kolejnym kroku poddano weryfikacji pojazd typu SUV, zgodnie z przedstawioną metodą. W etapie 1 dokonano pomiaru typowego pojazdu sportowo-użytkowego. Wyniki zobrazowano na rys. 11.3.



Rys. 11.3. Pomiar DLOZ oraz LOKCM pojazdu typu SUV

Dane uzyskane z pomiarów przedniej części pojazdu zestawiono w tabeli 16.

Tabela 16. Wymiary przedniej części pojazdu typu SUV

LOKCM	DLOZ	D	LOKCM – DLOZ
1037 mm	426 mm	156 mm	622 mm

Do badań przyjęto 50-percentylowego męskiego manekina o wymiarach charakterystycznych (tabela 17):

Tabela 17. Wymiary badanego manekina

Wysokość manekina W	Wysokość środka masy SM
1740 mm	970 mm

Zgodnie z etapem 2 przyjętej metody obliczono następujące zależności:

$$\frac{LOKCM}{W} = \frac{1037 \text{ mm}}{1740 \text{ mm}} = 0,60, \quad (11.7)$$

$$\frac{LOKCM}{SM} = \frac{1037 \text{ mm}}{970 \text{ mm}} = 1,07. \quad (11.8)$$

Następnie dokonana została weryfikacja wyników na podstawie założeń:

$$A. \frac{LOKCM}{W} \geq 0,75,$$

$$B. \frac{LOKCM}{SM} \geq 1,$$

$$C. DLOZ > 425 \text{ mm}.$$

Skoro spełnione są warunki $B \wedge C$, konieczna jest weryfikacja wartości parametru k .

W etapie 3 odwzorowano DLOZ i LOKCM pojazdu za pomocą modelu elipsoidalnego, a dalej w kodzie programu MADYMO przeprowadzono symulację zderzenia, której wyniki w postaci parametru k przedstawia się następująco:

$$k = \frac{\max(\omega(t))}{\max(v(t))} = \frac{15,81 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{13,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1,15 \frac{\text{rad}}{\text{m}} \quad (11.9)$$

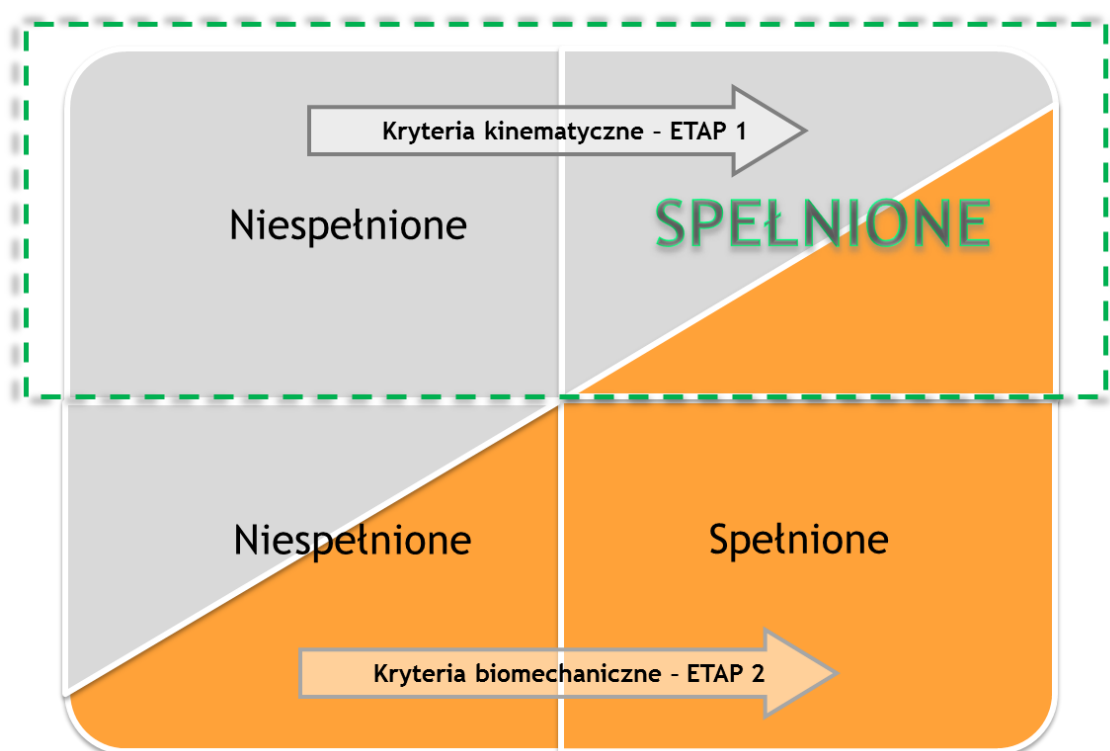
Zgodnie z równaniem (11.9) wartość parametru k wskazuje na rzut pieszego do przodu, gdyż $0 \leq k < 1,7 \text{ rad/m}$. W związku z tym pojazd nie spełnia wymagań bezpieczeństwa pieszego ze względu na kryterium kinematyczne. Zgodnie z opracowaną metodą w spełnieniu wymagań może pomóc odpowiednio zaprojektowany przedni układ zabezpieczający (PUZ). PUZ jako oddzielna jednostka techniczna, mógłby zostać zamontowany na pojeździe, który pierwotnie nie spełnia kryterium kinematycznego lub biomechanicznego. Taka właśnie konstrukcja została przez autora opracowana i przedstawiona w dalszej części pracy.

11.1. Macierz zależności kryterium kinematycznego i biomechanicznego

Włączenie zaproponowanego przez autora dysertacji obowiązku badania geometrii pojazdów pozwoliłoby lepiej ocenić faktyczny wpływ elementów konstrukcyjnych przodu pojazdu na bezpieczeństwo pieszego po zderzeniu. Reasumując, pojazd lub pojazd z przednim układem zabezpieczającym spełnia wymagania homologacyjne jedynie wówczas, gdy:

- 1) zapewni pieszememu odpowiednią kinematykę (kryterium kinematyczne);
- 2) spełni określone w rozporządzeniu (WE) 78/2009 kryterium biomechaniczne.

Macierz zależności dla obu kryteriów przedstawiono na rys. 11.4.



Rys. 11.4. Macierz zależności kryteriów biomechanicznego i kinematycznego

12. STUDIUM PRAC NAD NOWYM PRZEDNIM UKŁADEM ZABEZPIECZAJĄCYM

Ze względu na ryzyko obrażeń podczas wypadku korzystniejsze dla pieszego jest znalezienie się na pojeździe, a nie pod poruszającym się pojazdem [75, 119, 133]. W niniejszym rozdziale przedstawiono etapy opracowania przedniego układu zabezpieczającego – nazywanego dalej PUZ_N1, którego celem jest ochrona pieszego przed skutkami zderzenia z pojazdem. Wytwór, odpowiednio zamocowany na pojeździe, ma za zadanie poprawić charakterystykę bezpieczeństwa pojazdu w zakresie spełnienia wymogów:

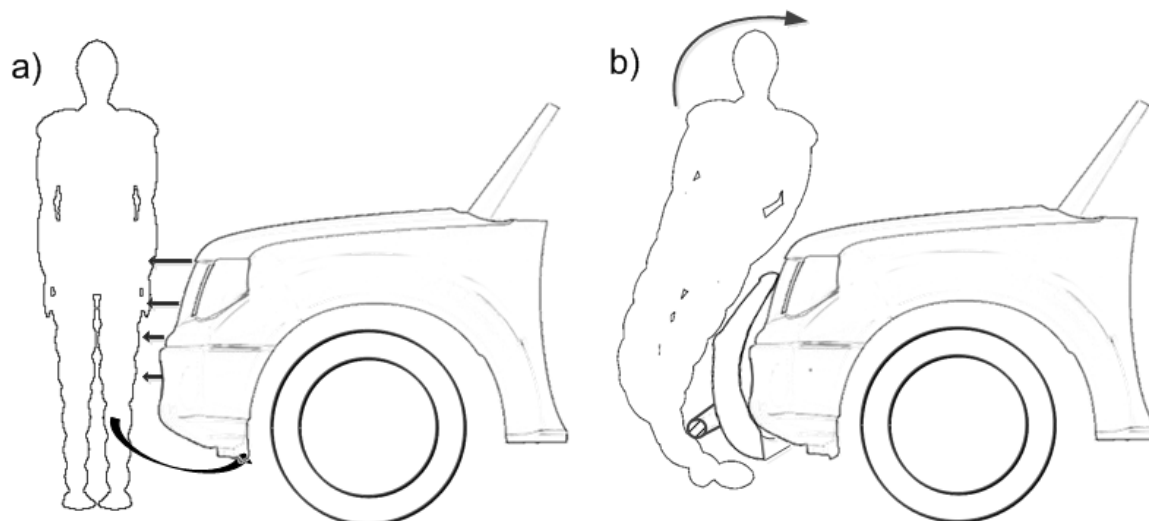
- kryterium kinematycznego;
- kryterium biomechanicznego.

W związku z tym opracowany przedni układ zabezpieczający mógłby zostać zamontowany na pojeździe, który pierwotnie nie spełnia jednego lub obu wymaganych kryteriów. Dotyczy to głównie pojazdów terenowych, typu SUV lub pojazdów specjalnych, których konstrukcje nie były opracowane w kierunku redukcji obrażeń niechronionych użytkowników dróg. Obecnie na rynku europejskim dominują przednie układy zabezpieczające wytwarzane głównie w celach ozdobnych lub zapewnienia ochrony pojazdu przed skutkami kolizji drogowych przy niewielkich prędkościach.

12.1. Wstępna charakterystyka PUZ_N1

Bazując na dostępnej literaturze oraz na doświadczeniu autora w zagadnieniu projektowania przednich układów zabezpieczających [114, 116], określono wstępną charakterystykę PUZ_N1.

Przedni układ zabezpieczający chroniący pieszego podczas zderzenia z pojazdem wyposażony został w poprzeczkę podcinającą o odpowiedniej sztywności. Poprzeczka podcinająca, która jest pierwszym punktem kontaktu pieszego z pojazdem, wysunięta jest do przodu w kierunku pieszego, przez co jako pierwsza uderza w dolną część nogi pieszego (rys. 12.1). Powoduje to podcięcie pieszego i nadanie pieszemu dodatniej prędkości kątowej, czyli rotacji w kierunku maski pojazdu. Poprzeczka podcinająca zapobiega również wciągnięciu nóg lub całego ciała pieszego pod pojazd.

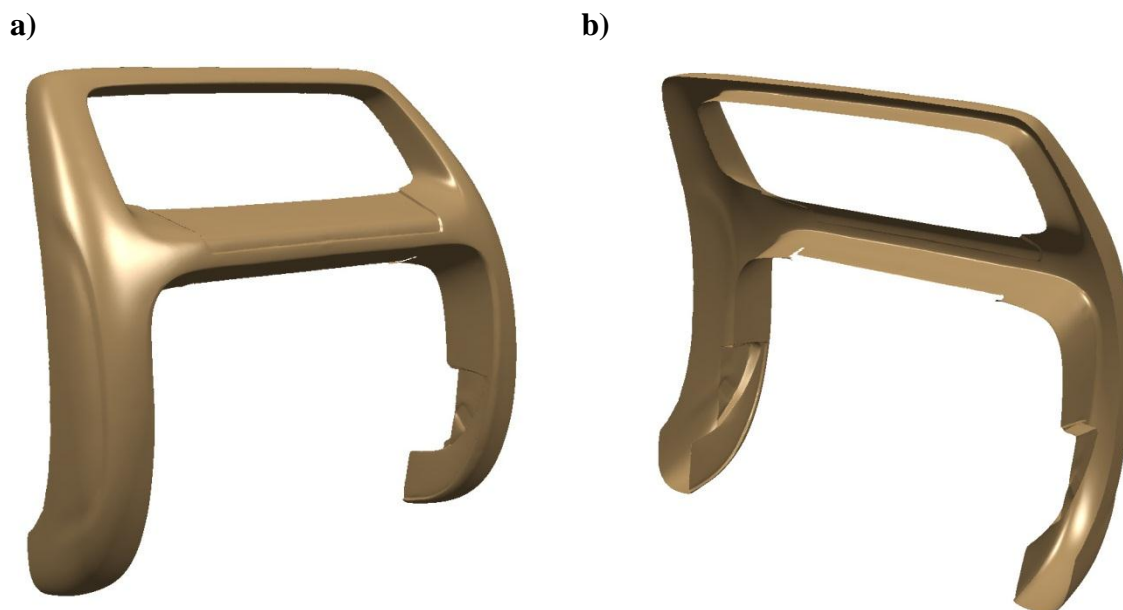


Rys. 12.1. Schemat kinematyki pieszego po zderzeniu z pojazdem typu SUV:
a) bez bezpiecznego PUZ; b) z zamontowanym na pojeździe bezpiecznym PUZ

W związku z publikacjami [5, 6, 78] na temat niebezpieczeństwa, szczególnie dla niskich pieszych (dzieci), jakie niesie za sobą zastosowanie stali na ramę główną PUZ, zdecydowano się na zastosowanie odpowiedniej konstrukcji ramy wykonanej z tworzywa sztucznego. Na wybór konstrukcji ramy PUZ z poliuretanu wpłynęły odpowiednie właściwości absorpcji energii zderzenia tego materiału. Ciągły wzrost wymagań, określonych w rozporządzeniu (WE) 78/2009, związanych z przyspieszeniami działającymi na poszczególne części ciała pieszego wymaga zastosowania materiałów o sztywności mniejszej niż stal. PUZ_N1 charakteryzuje się zmienną sztywnością materiałową, która zapewnia odpowiednią kinematykę pieszemu po zderzeniu z pojazdem oraz jednocześnie redukuje obrażenia pieszego.

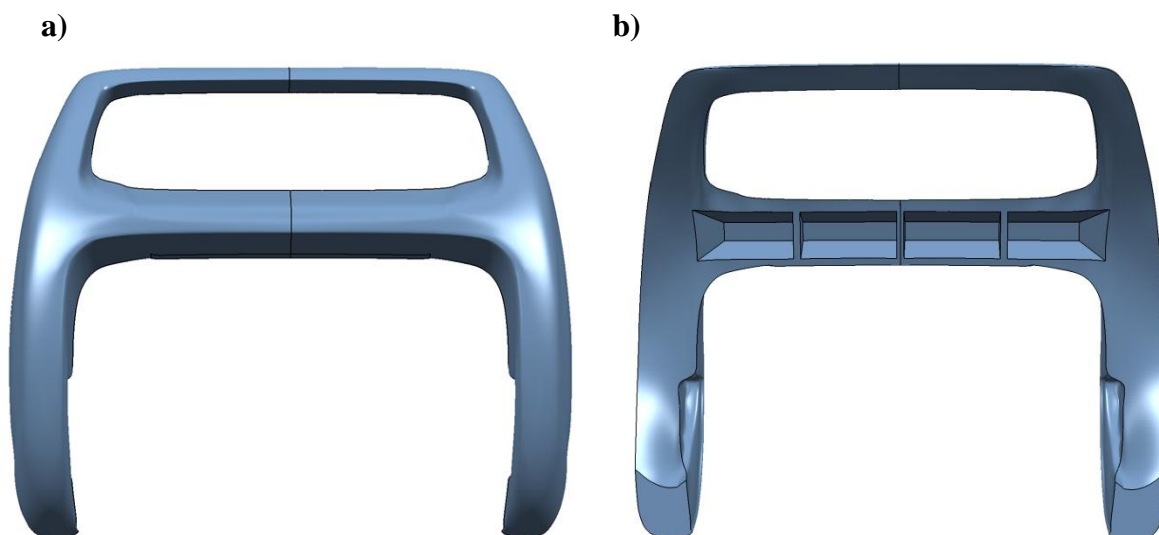
12.2. Model geometryczny PUZ_N1

Na podstawie dostarczonej konstrukcji ramy z poliuretanu wykonany został przestrzenny model geometrii PUZ_N1. Wynikiem skanowania ramy było uzyskanie określonej w przestrzeni chmury punktów przedstawionej na rys. 12.2.



Rys. 12.2. Widok aksonometryczny chmury punktów ramy PUZ_N1
a) przód; b) tył

W drugim etapie chmura punktów w formacie STL (ang. STereoLithography) poddana została konwersacji na powierzchnie rozpoznawalne przez programy wspomagające projektowanie typu CAD [23, 29]. W wyniku tego procesu opracowano model geometryczny ramy PUZ_N1 (rys. 12.3).



Rys. 12.3. Widok modelu geometrycznego PUZ_N1:
a) przód; b) tył

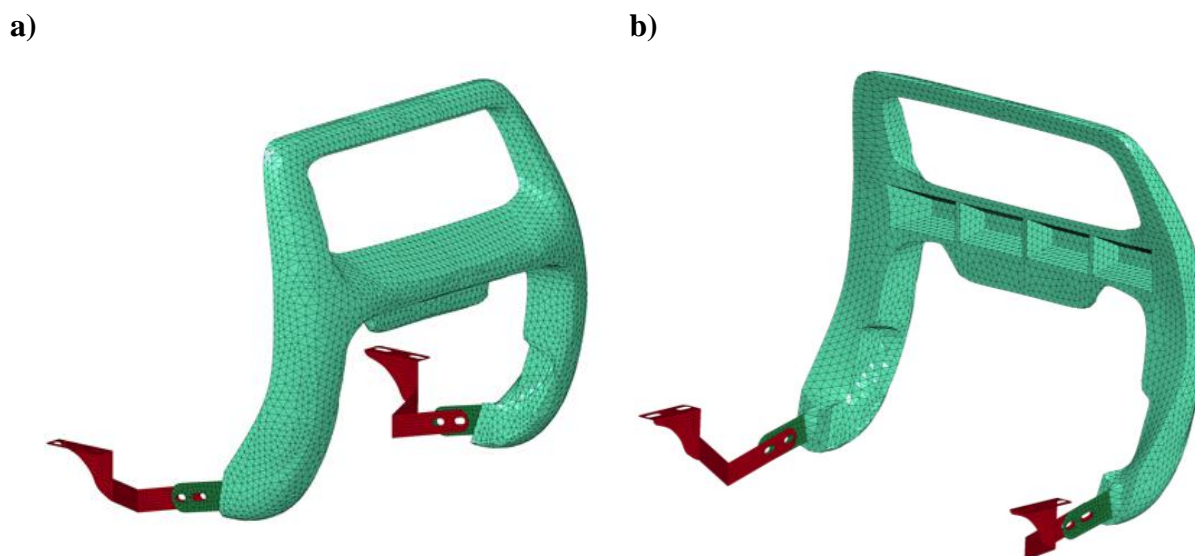
12.3. Model obliczeniowy PUZ_N1

Na podstawie opracowanego modelu geometrycznego PUZ_N1, poprzez nałożenie siatki elementów skończonych o odpowiednich parametrach oraz zamodelowaniu połączeń śrubowych, powstał model dyskretny. Średnia wielkość elementu skończonego *tetra4* rozpiętego na ramie PUZ_N1 wynosi 15 mm, natomiast elementów użytych na zamodelowanie mocowania 6 mm. Ze względu na to, że podczas uderzenia impaktorem może nastąpić częściowe uplastycznienie materiału, z którego wykonano PUZ i jego mocowanie (nieliniowość materiałowa) oraz może dojść do znacznej zmiany konfiguracji w wyniku wystąpienia dużych ugięć (nieliniowość geometryczna), wszystkie zastosowane elementy skończone są dostosowane do obliczeń z obydwoma rodzajami nieliniowości. Model dyskretny PUZ N_1 składa się łącznie z 35 643 elementów skończonych oraz 8 390 węzłów.

Mocowanie PUZ_N1 zostało wykonane ze stopu stali DIN 1.4301 (AISI 304). Zaimplementowano nieliniowy model stopu stali DIN 1.4301 w oparciu o model materiału 094_Simplified Johnson-Cook z bazy LS-DYNA [83]. Materiał charakteryzuje się następującymi parametrami fizycznymi (tabela 18):

Tabela 18. Właściwości fizyczne stali DIN 1.4301 [95]

gęstość materiału	7900 kg/m ³
moduł Younga	200 GPa
współczynnik Poissona	0,3
A	310 MPa
B	1000 MPa
n	0,65
c	0,07



Rys. 12.4. Widok aksonometryczny modelu dyskretnego PUZ_N1
a) przód; b) tył

W oparciu o model materiału 018_Power_Law_Plasticity z bazy LS-DYNA [83] odwzorowano właściwości materiałowe stopu aluminium 6061 (tabela 19).

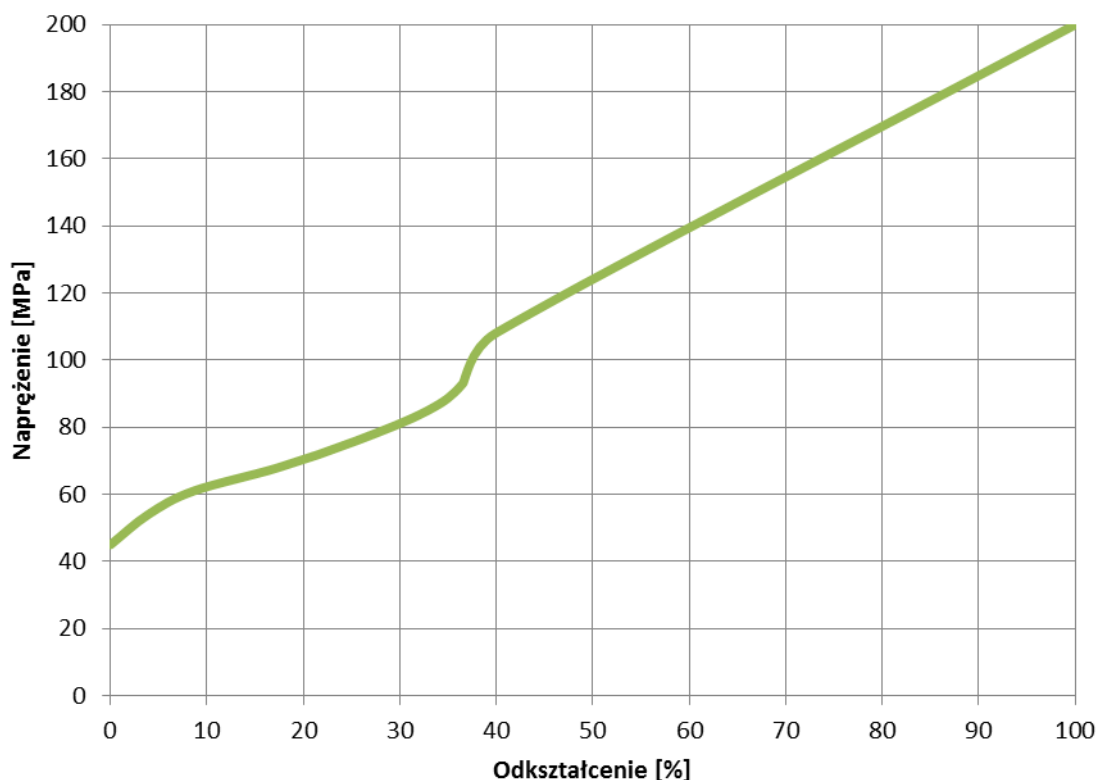
Tabela 19. Właściwości fizyczne stopu aluminium 6061

gęstość materiału	2712 kg/m ³
moduł Younga	68,9 GPa
współczynnik Poissona	0,33
K	378,8 MPa
N	0,056

Do zamodelowania charakterystyki tworzywa sztucznego użytego na ramę PUZ_N1 zastosowano model materiału 024_Piecewise_linear_plasticity o właściwościach podanych w tabeli 20, natomiast na rys. 12.5 przedstawiono charakterystykę wytrzymałościową tworzywa sztucznego (poliuretanu) użytego w ramionach PUZ_N1.

Tabela 20. Właściwości fizyczne tworzywa sztucznego

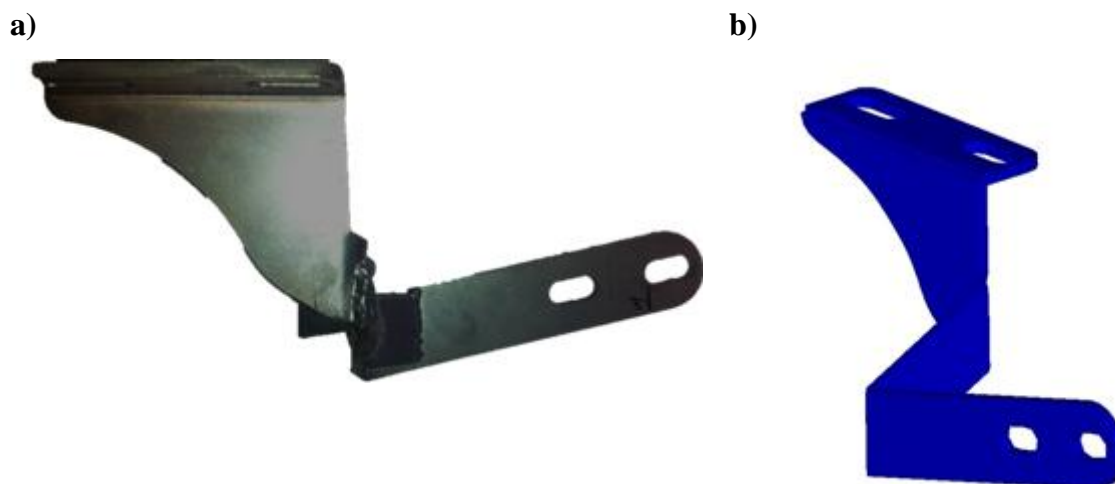
gęstość materiału	1709 kg/m ³
moduł Younga	28 GPa
granica sprężystości	45 MPa



Rys. 12.5. Charakterystyka wytrzymałościowa zakresu plastycznego materiału użytego na ramę PUZ_N1 [96]

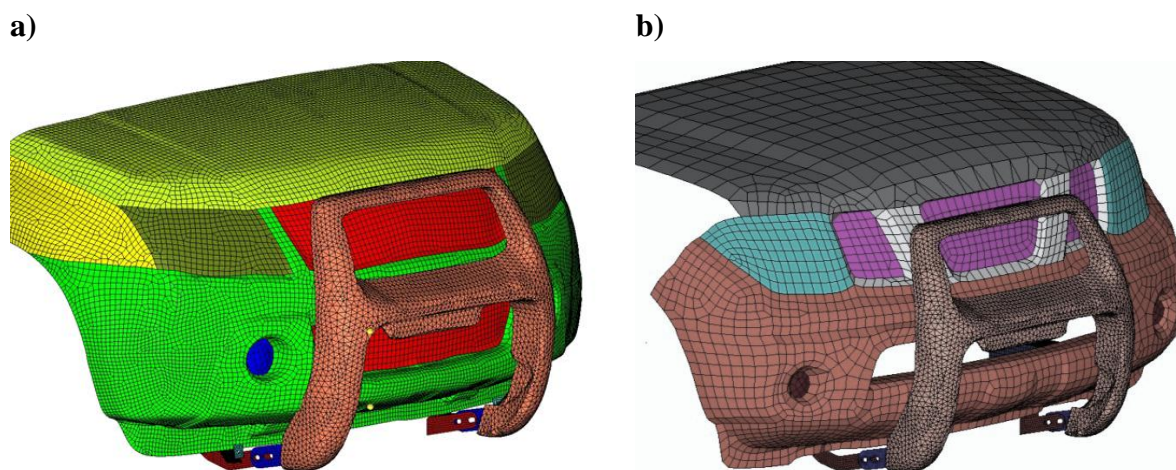
12.4. Model obliczeniowy pojazdu z PUZ_N1

Rozwiązanie systemu PUZ_N1 charakteryzuje się uniwersalnością zastosowania w pojazdach typu SUV. Konstrukcja montowana jest do frontu pojazdu za pomocą różnego typu wsporników, odpowiednich dla danego pojazdu. Wsporniki o grubości 6 mm zastosowane w PUZ_N1 przedstawiono na rys. 12.6. Dla obiektu przewidziano mocowanie wspornika do podłużnic pojazdu oraz ramy PUZ za pomocą śrub M10 – po dwa punkty mocowania na podłużnicy oraz ramie PUZ. Wszystkie opisane poniżej analizy uderzenia impaktora w PUZ_N1 wykorzystują te właśnie wsporniki.



Rys. 12.6. Wspornik zastosowany w PUZ_N1: a) obiekt rzeczywisty; b) model dyskretny

Poniżej zobrazowano umieszczenie PUZ_N1 na modelu numerycznym pojazdu Suzuki Vitara oraz Nissan Navara (rys. 12.7).



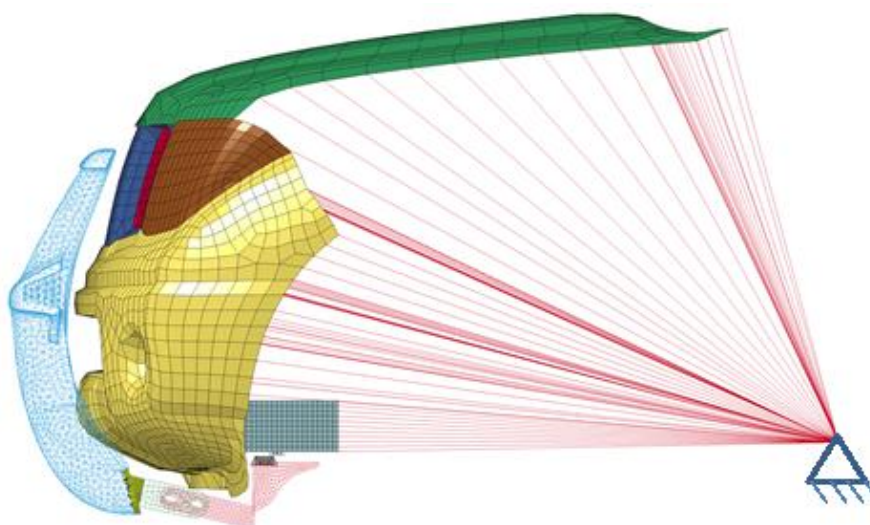
Rys. 12.7. PUZ_N1 zamocowany na pojeździe a) Suzuki Vitara; b) Nissan Navara

Dalszy opis badań nad PUZ_N1 przedstawiony w tym rozdziale dotyczy pojazdu Nissan Navara. Zaznacza się jednak, że odpowiednio dobrana konstrukcja mocowań umożliwi zamontowanie PUZ również na innych pojazdach typu SUV.

Warunki brzegowe, określające utwierdzenie przedniej części pojazdu, zostały przez uznane jako najmniej korzystny przypadek obliczeniowy (tzw. bezpieczna strona obliczeń MES). Węzły elementów powierzchniowych określające przód pojazdów zostały związane z jednym węzłem głównym, któremu odebrano wszystkie sześć stopni swobody (rys. 12.7). Użyto w tym celu więzu kinematycznego CNRB (ang. Constrained Nodal Rigid Body).

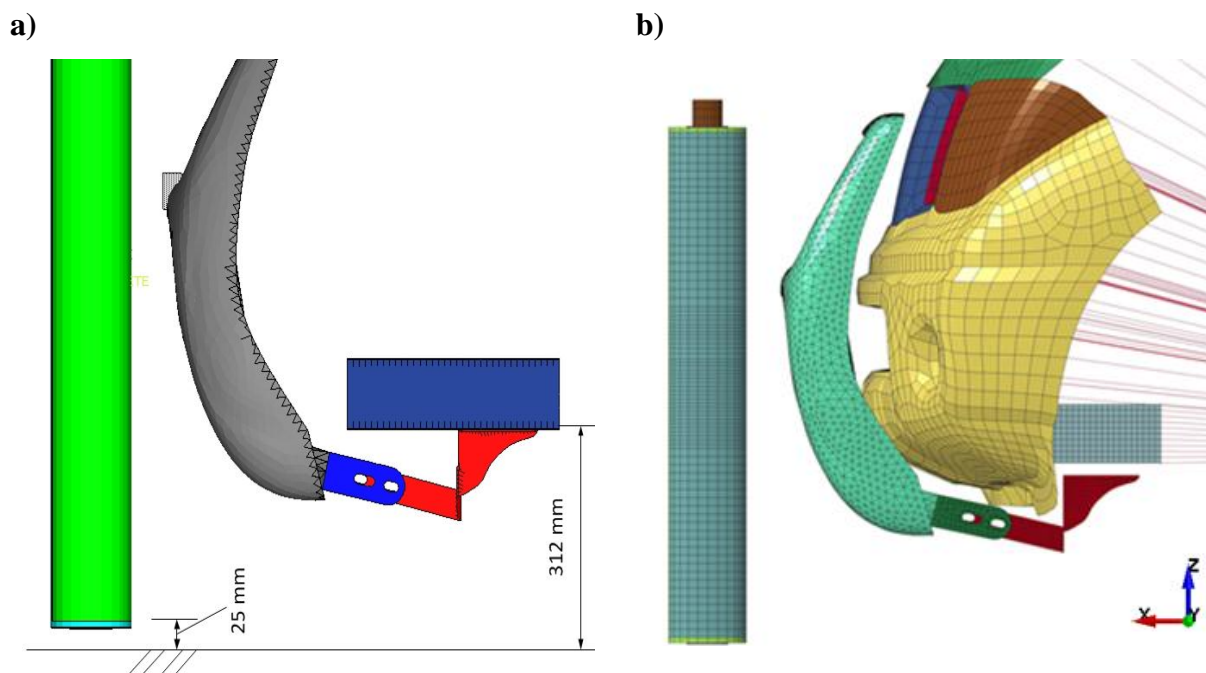
Wpłynęło to na przeszywnienie przedniej części pojazdu w porównaniu do obiektu rzeczywistego. Metoda ta została uznana jednak za najbezpieczniejsze odwzorowanie wpływu przodu pojazdu na zachowanie PUZ, z powodu braku wystarczających danych materiałowych elementów konstrukcyjnych znajdujących się za widocznymi komponentami pojazdu (belki poprzeczne, pianki z tworzyw sztucznych za zderzakiem itp.).

Do odwzorowania połączeń typu śruba-nakrętka zastosowano elementy belkowe oraz więzy węzłowe (Node Set) dostępne w kodzie LS-DYNA.



Rys. 12.8. Model obliczeniowy pojazdu wraz z PUZ_N1

Do opracowanego modelu dyskretnego PUZ_N1 i pojazdu Nissan Navara dołączono numeryczny impaktor nogi, szerzej opisany w rozdziale 5.2.1. Impaktor został spozycjonowany zgodnie ze specyfikacją sprecyzowaną w (WE) 631/2009. Prędkość początkową $-11,1$ m/s nadano wszystkim węzłom impaktora nogi zgodnie z kierunkiem osi X (rys. 12.9). Dla ciał wchodzących ze sobą w interakcję zdefiniowano strefę kontaktu przy użyciu algorytmu *automatic surface to surface* oraz *nodes to surface*.



Rys. 12.9. PUZ_N1 wraz impaktorem nogi a) bez pojazdu; b) z pojazdem Nissan Navara

12.5. Dolna poprzeczka podcinająca

Projektowanie PUZ_N1 było zadaniem wieloetapowym. Przedni układ zabezpieczający ma za zadanie zwiększyć skuteczność ochrony pieszego przed skutkami kolizji z pojazdami. Cel ten realizowany jest poprzez spełnienie przez PUZ zarówno kryterium kinematycznego, jak i biomechanicznego. Spełnienie kryterium kinematycznego zapewnia pieszemu odpowiednią konfigurację zderzenia – tj. zawinięcie pieszego, a nie jego odbicie, czy też wciągnięcie pod pojazd (porównaj rozdział 7). W opracowanym układzie funkcję podbicia niechronionego użytkownika ruchu zapewnia poprzeczka podcinająca. Po przeanalizowaniu dostępnych na rynku rozwiązań konstrukcyjnych [40–42, 93] określono cechy poprzeczki podcinającej:

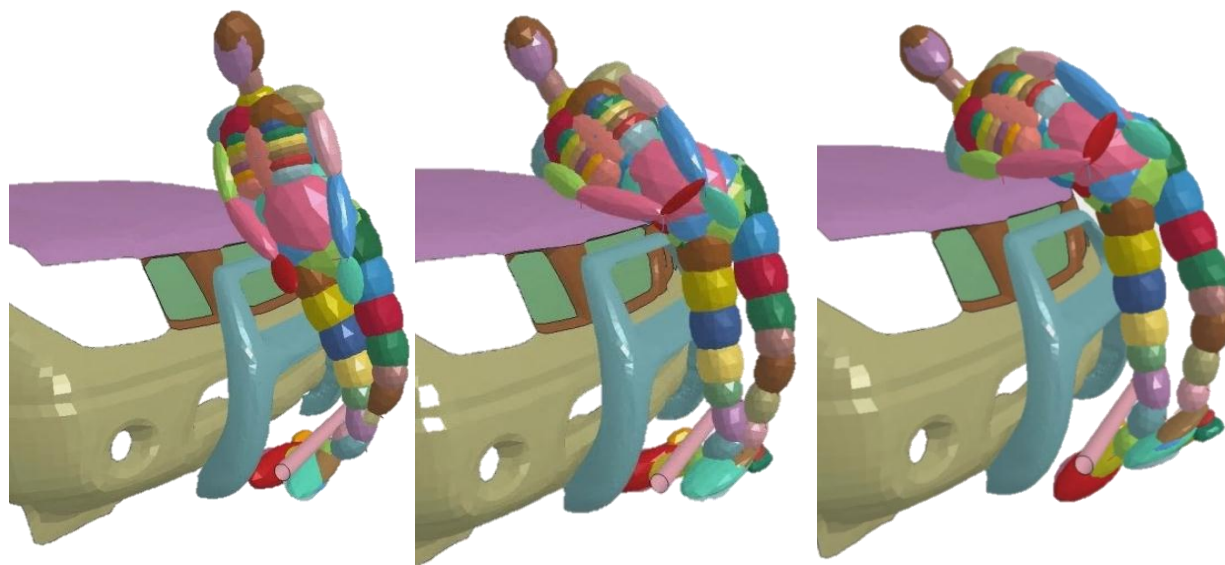
- jest pierwszym punktem kontaktu pieszego z pojazdem – wysunięta do przodu w kierunku pieszego, przez co jako pierwsza uderza w dolną część nogi pieszego;
- poprzeczka podcinająca wykonana jest z wypukłego profilu;
- usytuowana jest poniżej wysokości odpowiadającej wysokości stawu kolanowego dorosłego człowieka;
- wykonana jest z materiału zapewniającego odbicie nóg pieszego od poprzeczki.

12.6. Wstępna weryfikacja kryterium kinematycznego

Pierwszym etapem oceny skuteczności PUZ_N1 w zapewnieniu ochrony pieszemu była jego wstępna weryfikacja kinematyczna. Zastosowano dolną poprzeczkę podcinającą o przekroju kołowym wykonaną ze stali, połączoną nierozłącznie z ramą układu zabezpieczającego.

Na podstawie wstępnych badań kinematyki pieszego oceniono, że umieszczenie poprzeczki podcinającej poniżej wysokości stawu kolanowego dorosłego człowieka i wysunięcie jej do przodu w stosunku do ramy pozwoli spełnić kryterium kinematyczne. Ocena jakościowa trajektorii pieszego po zderzeniu była wystarczająca na etapie projektowania PUZ_N1. Wstępne badania kinematyki pieszego przedstawione zostały poniżej na rys. 12.10.

Szczegółowa weryfikacja kryterium kinematycznego dla PUZ_N1 opisana została w rozdziale 12.11.



Rys. 12.10. Wstępna weryfikacja kryterium kinematycznego dla PUZ_N1

12.7. Weryfikacja kryterium biomechanicznego

W dalszej części pracy dokonano optymalizacji następujących parametrów poprzeczki podcinającej:

- położenie względem ramy;
- kształt przekroju poprzecznego;
- zastosowany materiał.

Przyjętym kryterium optymalizacji było spełnienie przez PUZ_N1 wymaganych warunków homologacji określonych w Rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) 78/2009, uderzenia impaktorem nogi w przedni układ zabezpieczający.

Przeprowadzono badania przedniego układu zabezpieczającego, traktowanego jako oddzielną jednostkę techniczną. Badania przeprowadzone zostały zgodnie z procedurą badawczą PB-300 objętą zakresem akredytacji nr AB 659 PCA.

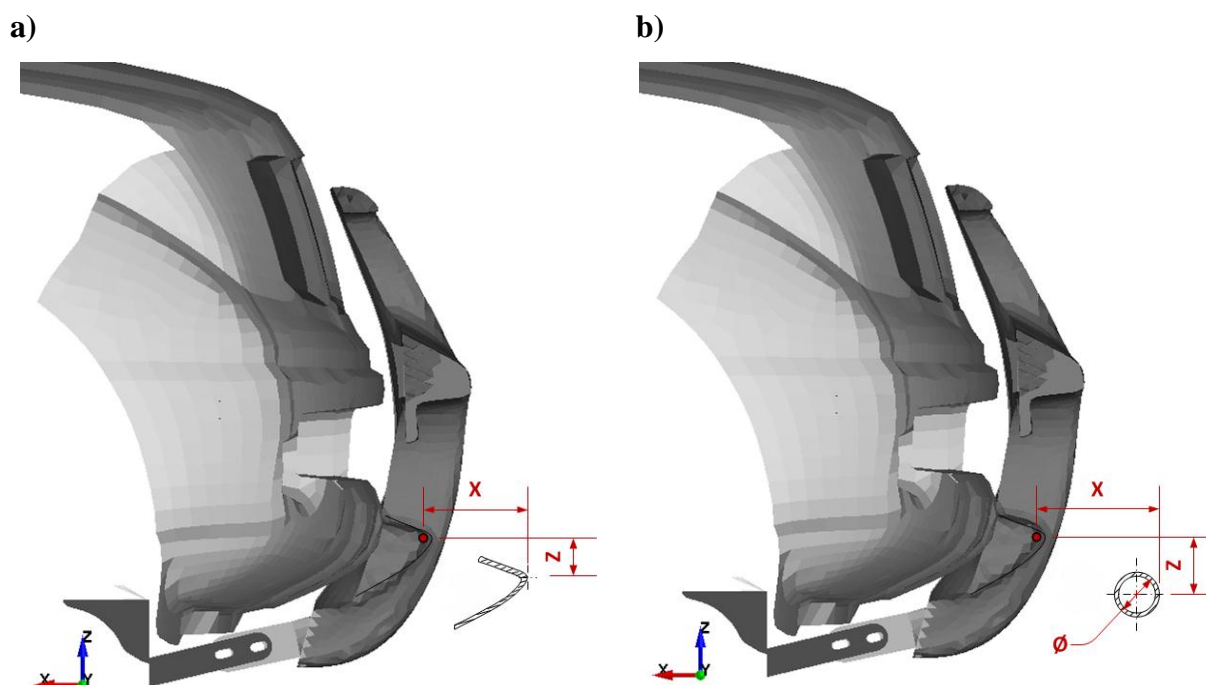
Wynikiem przeprowadzonych badań są przebiegi parametrów biomechanicznych (limitów uszkodzenia) impaktora nogi, tj.:

1. przyspieszenie przy górnym końcu kości piszczelowej [g];
2. kąt zgięcia stawu kolanowego [°];
3. przemieszczenie ścinające [mm].

12.8. Badanie kształtu, położenia i materiału dolnej poprzeczki

Przebadano dwa przekroje dolnej poprzeczki podcinającej:

- a) przekrój otwarty – „L”, rys. 12.11a;
- b) przekrój kołowy – „O”, rys. 12.11b.



Rys. 12.11. Przekroje poprzeczki podcinającej oraz jej pozycjonowanie:

a) przekrój otwarty „L”; b) przekrój kołowy

Serię obliczeń numerycznych, weryfikujących wpływ przesunięcia poprzeczki podcinającej w kierunku osi X oraz Z w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu, przeprowadzono dla obu przekrojów (rys. 12.11). Wartości ujemne dla parametrów X oraz Z oznaczają zwrot przeciwny do osi przyjętego układu współrzędnych z rys. 12.11. Obliczenia przeprowadzono dla poprzeczki wykonanej ze stali o właściwościach podanych w tabeli 18 o grubości 2 mm.

W modelu obliczeniowym związano wszystkie stopnie swobody (*Constrained_Node_Set*) krańcowych węzłów poprzeczki z węzłami ramy PUZ_N1. Ze względu na różnicę w stopniach swobody elementów typu *shell4* (6 stopni swobody) i elementów *tetra4* (3 stopnie swobody) [112], należało w tym celu pokryć model ramy PUZ_N1 elementami skończonymi typu *null_shell*.

Przebiegi przyspieszeń, kątów zgięcia oraz przemieszczenia ścinającego zostały przefiltrowane przy użyciu filtra SAE (CFC) 180, zgodnie z instrukcją ARUP dla impaktora nogi [10].

12.8.1. Poprzeczka podcinająca typu „L”

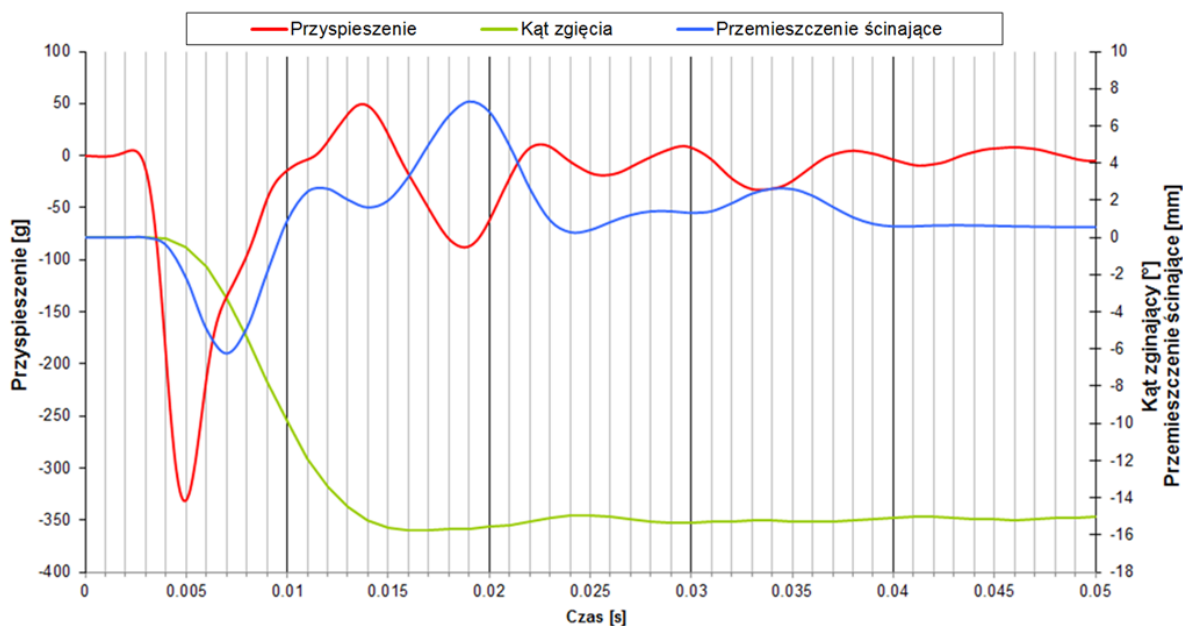
W tabeli 21 przedstawiono maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych uzyskanych podczas serii symulacji numerycznych dla różnego położenia poprzeczki podcinającej „L”. Wartości, które mieszczą się w limitach biomechanicznych określonych przez (WE) 78/2009, wyróżniono kolorem czerwonym. Dokładne przebiegi wszystkich funkcji zamieszczono w załącznikach do pracy w rozdziale 15.2.

Tabela 21. Maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych dla różnego położenia poprzeczki podcinającej „L” wykonanej ze stali 304

Położenie [mm]	X	0	-10	-20	-30	-40	-50	-60	-70	-80	-90	Limit
	Z	0	0	0	0	0	0	0	0	-90	-90	
Przyspieszenie [g]		448,9	454,2	453,7	458,9	467,9	580,7	512,1	438,2	348,2	331,7	200,0
Kąt zgięcia [°]		25,2	25,2	25,2	24,9	24,8	24,3	22,4	19,5	17,4	15,7	21,0
Przemieszczenie ścinające [mm]		9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	8,4	8,4	6,4	7,1	7,3	6,0

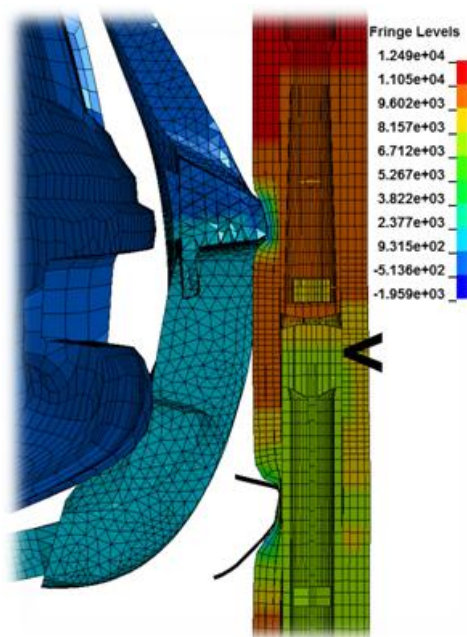
Na podstawie tabeli 21 można zauważyć, że wysunięcie poprzeczki podcinającej „L” w kierunku impaktora nogi wpływa na obniżenie wartości ekstremów globalnych funkcji przyspieszenia, kąta zgięcia oraz przemieszczenia ścinającego. Żadna konfiguracja położenia

poprzeczki „L” nie spełnia wymaganych wszystkich limitów biomechanicznych. Dla ostatnich trzech przypadków konfiguracji poprzeczki ($x = -70$ mm, $z = 0$ mm; $x = -80$ mm, $z = -90$ mm; $x = -90$ mm, $z = -90$ mm) wartość kąta zgięcia kolana była akceptowalna. Odnotowane maksymalne bezwzględne wartości przyspieszeń przekraczają dopuszczalny limit o 66% (konfiguracja $x = -90$ mm, $z = -90$ mm). Z rys. 12.12, który obrazuje przebieg parametrów biomechanicznych impaktora nogi, dla konfiguracji $x = -90$ mm, $z = -90$ mm widać, że przyspieszenie osiąga maksymalną wartość modułu równą 331,7 g w około 5 ms po zderzeniu. Przyrost obciążenia działającego w punkcie pomiarowym jest znaczący, co charakteryzuje stromy przebieg funkcji przyspieszenia w zakresie 3÷7 ms.



Rys. 12.12. Przebiegi funkcji impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „L” dla położenia $x = -90$ mm i $z = -90$ mm

Na rys. 12.13 została przedstawiona 5 ms zderzenia, w której w węźle symulującym akcelerometr nogi (wskazany strzałką na rys. 12.13) zarejestrowano maksymalne przeciążenia. Widać, że w tym momencie dochodzi do kontaktu dolnej poprzeczki podcinającej ze stalową rurą impaktora nogi. Nagła zmiana prędkości liniowej dolnej części impaktora wskazuje na przeszywnienie poprzeczki podcinającej typu „L”.



Rys. 12.13 Warstwy prędkości liniowej [mm/s] nogi w 5 ms po zderzeniu dla poprzeczki „L”
 $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; zaznaczono położenie akcelerometru

Ze względów technicznych, tj. zmniejszenia kąta natarcia pojazdu z zamontowanym PUZ_N1, nie zdecydowano się testować poprzeczki typu „L” w położeniu przekraczającym 90 mm w osi X i Z od punktu bazowego.

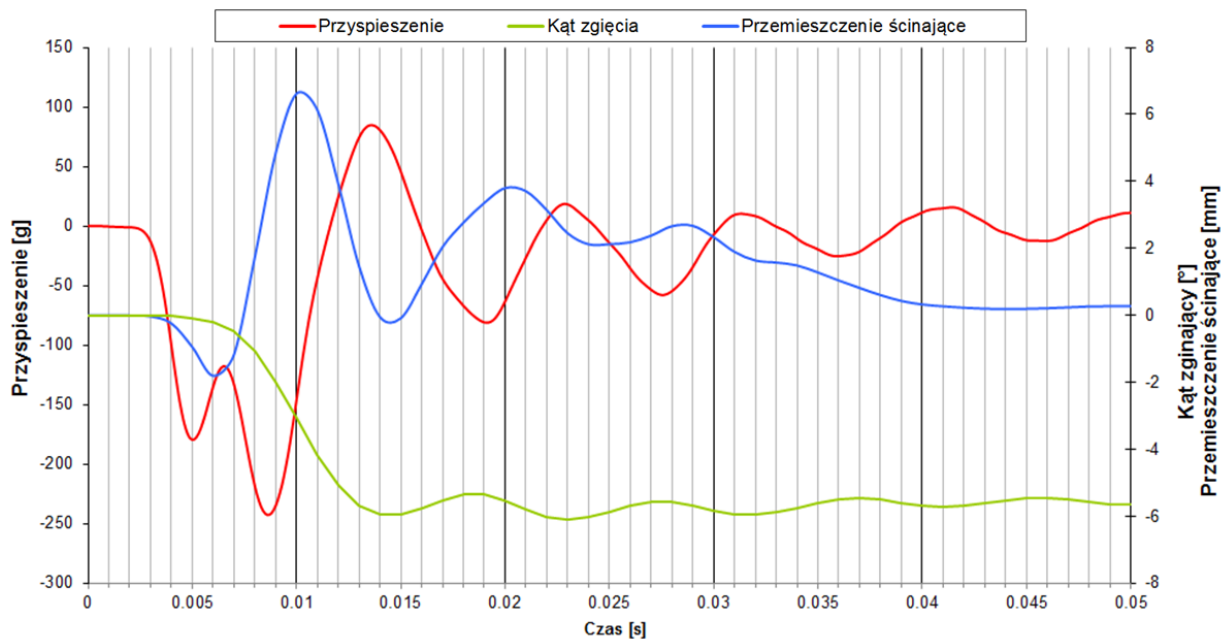
W związku z tym dalszym badaniom poddano poprzeczkę podcinającą „L” o tej samej geometrii i grubości, ale wykonanej ze stopu aluminium 6061 o parametrach materiałowych podanych w tabeli 19.

Dla Al 6061 odnotowano spadek maksymalnych wartości modułów wszystkich trzech kryteriów biomechanicznych w porównaniu ze stalą 304 (tabela 22).

Tabela 22. Maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych dla poprzeczki podcinającej „L” wykonanej ze stali oraz aluminium

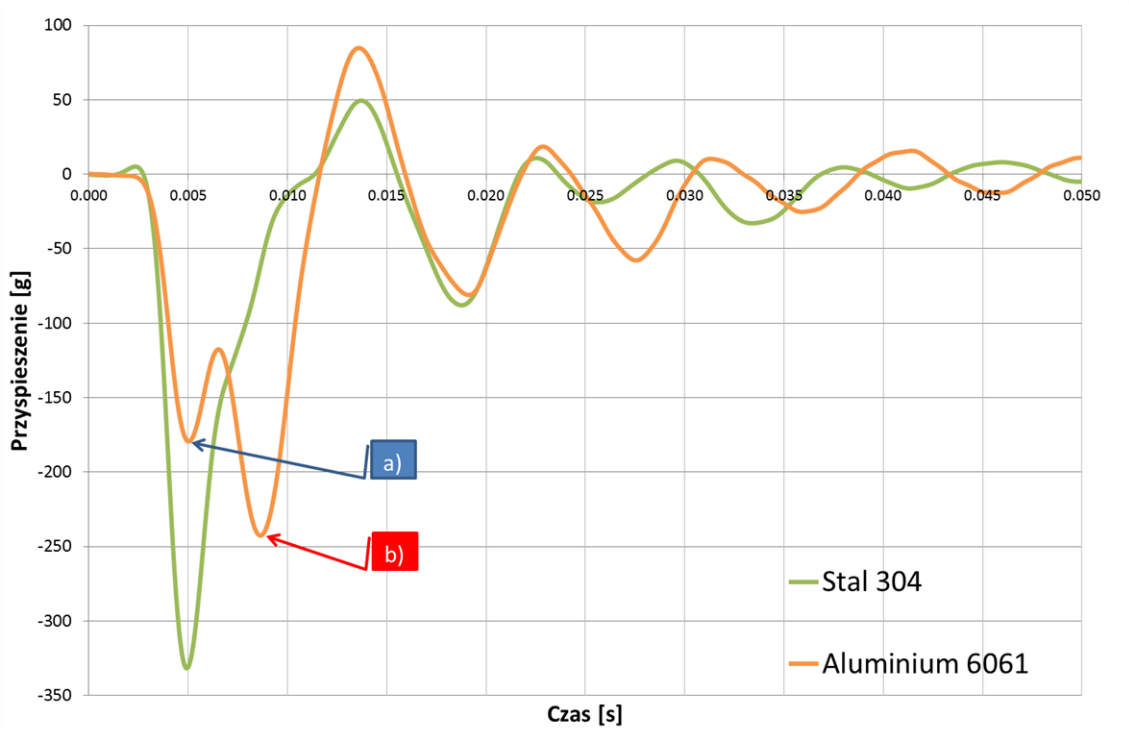
Material	Stal 304	Aluminium 6061	
Położenie [mm]	X	-90	Limit
	Z	-90	
Przyspieszenie [g]	331,7	242,6	200,0
Kąt zgięcia [°]	15,7	6,1	21,0
Przemieszczenie ścinające [mm]	7,3	6,7	6,0

Przebieg funkcji parametrów biomechanicznych w czasie dla Al 6061 przedstawiono na rys. 12.14.

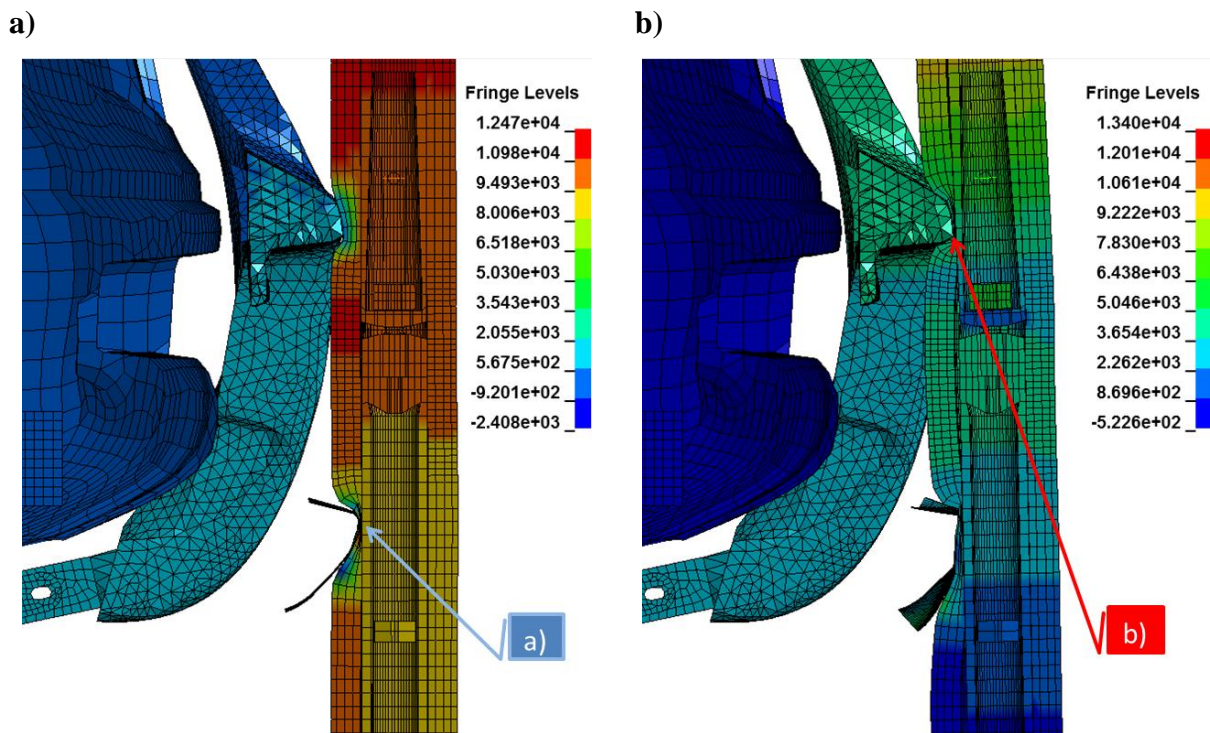


Rys. 12.14. Przebiegi funkcji parametrów biomechanicznych impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „L” dla położenia $x = -90$ mm, $z = -90$ mm i materiału Al 6061

Trzykrotnie mniejszy moduł sprężystości podłużnej Al 6061 w stosunku do stali 304 wpłynął na zmniejszenie lokalnego ekstremum funkcji przyspieszenia dla czasu 3÷6 ms. Odnotowano zmniejszenie wartości z $-331,7$ g do akceptowalnej wartości $-175,5$ g (rys. 12.15 – punkt a). Niemniej jednak w przedziale czasu 7÷9 ms zderzenia odnotowane zostało kolejne minimum lokalne funkcji przyspieszeń o wartości $-242,6$ g (rys. 12.15 – punkt b). Nagły wzrost przyspieszenia spowodowany jest kontaktem górnej części impaktora nogi ze środkową poprzeczką PUZ_N1 (rys. 12.16).



Rys. 12.15 Porównanie przebiegów przyspieszenia impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „L” dla położenia $x = -90$ mm, $z = -90$ mm i dwóch rodzajów materiałów; zaznaczono miejsca występowania lokalnych ekstremów funkcji przyspieszenia



Rys. 12.16. Warstwy rozkładu prędkości liniowej [mm/s] w płaszczyźnie wzdłużnej PUZ : a) 5 ms; b) 8 ms; po zderzeniu dla poprzeczki „L” $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; zaznaczono kluczowe punkty kontaktu impaktora z PUZ_N1

Na tej podstawie wnioskuje się, że poprzeczka podcinająca typu „L” nie absorbuje wystarczającej energii zderzenia dla uderzenia impaktorem nogi. W związku z powyższym PUZ_N1 z poprzeczką „L” nie spełnia kryterium biomechanicznego dla przebadanych konfiguracji położenia oraz materiału.

12.8.1. Poprzeczka podcinająca typu „O”

W związku z negatywnym wynikiem weryfikacji kryterium biomechanicznego dla poprzeczki podcinającej „L”, została przebadana poprzeczka o przekroju kołowym „O”. Symulacje numeryczne przeprowadzono dla dwóch poprzeczek wykonanych z rur o wymiarach $\varnothing 50 \times 2$ mm oraz $\varnothing 70 \times 2$ mm. Podjęto decyzję, aby przetestować poprzeczki o tych wymiarach ze względu na możliwość ich późniejszego zakupu jako gotowe rury bezszwowe.

Biorąc pod uwagę doświadczenie nabyte podczas badań poprzeczki „L”, zdecydowano się rozpocząć eksperyment numeryczny z poprzeczką w konfiguracji $x = -70$ mm, $z = -40$ mm. Co więcej testy, w odróżnieniu od poprzeczki „L”, rozpoczęto od zastosowania materiału Al 6061 ze względu na znacząco korzystniejsze przebiegi przyspieszeń dla tego materiału (por. rys. 12.15).

W tabeli 23 przedstawiono maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych uzyskanych podczas serii symulacji numerycznych dla określonego położenia poprzeczki podcinającej „O”. Przebiegi funkcji ujętych w tabeli 23 zamieszczono w załącznikach do pracy w rozdziale 15.3.

Tabela 23. Maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych dla różnego położenia poprzeczki podcinającej „O” wykonanej z Al 6061

Położenie [mm]	X	-70	-70	-70	-80	-80	-90	-100	Limit
	Z	-40	-50	-60	-80	-90	-90	-90	
Przyspieszenie [g]		357,7	360,1	346,7	252,4	271,6	180,2	175,5	200,0
Kąt zgięcia [°]		15,0	14,3	12,9	5,7	7,0	2,6	2,0	21,0
Przemieszczenie ścinające [mm]		6,0	6,6	6,9	6,0	6,1	5,1	5,8	6,0

Kryterium biomechaniczne spełniły dwie konfiguracje położenia poprzeczki podcinającej „O”, a mianowicie $x = -90$ mm, $z = -90$ mm oraz $x = -100$ mm, $z = -90$ mm.

O wyborze do dalszych testów konfiguracji $x = -90$ mm, $z = -90$ mm zdecydowała przewaga jego praktycznego zastosowania w PUZ_N1 montowanym na pojeździe. Mniejsze wysunięcie poprzeczki w płaszczyźnie wzdluznej pojazdu mniej ingeruje w parametry techniczne samochodu, przede wszystkim w kąt natarcia istotny dla pojazdów typu SUV. Co więcej, dla wybranej konfiguracji przemieszczenie ścinające jest o 15% mniejsze od określonego limitu, gdzie dla konfiguracji $x = -100$ mm, $z = -90$ mm zmierzone przemieszczenie wynosi 5,8 mm (jedynie o 3% mniejsze od limitu).

W kolejnym badaniu zweryfikowano wpływ średnicy rury dla położenia $x = -90$ mm, $z = -90$ mm. Należy dodać, że zgodnie z przyjętym określeniem położenia poprzeczki podcinającej, zwiększenie średnicy rury nie przesunęło punktu pierwszego kontaktu z impaktorem nogi (por. rys. 12.2 b).

W wyniku przeprowadzonej analizy numerycznej dla poprzeczki $\varnothing 70 \times 2$ mm otrzymano moduły ekstremów globalnych funkcji biomechanicznych. Zostały one zestawione w tabeli 24 i porównane z poprzeczką $\varnothing 50 \times 2$ mm.

Tabela 24. Maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych dla różnego położenia poprzeczki podcinającej „O” wykonanej z Al 6061

Średnica [mm]		Ø50	Ø70	Limit
Położenie [mm]	X	-90		
	Z	-90		
Przyspieszenie [g]		180,2	204,7	200,0
Kąt zgięcia [°]		2,6	2,2	21,0
Przemieszczenie ścinające [mm]		5,1	5,2	6,0

Większa wartość maksymalnego przyspieszenia działającego na impaktor nogi dla większego przekroju rury ma bezpośredni związek ze sztywnością poprzeczki podcinającej podawanej zginaniu. Porównując wskaźniki wytrzymałościowe obu przekrojów na zginanie według wzoru (12.1):

$$W_y = \frac{\pi}{32} \times \frac{(F^4 - f^4)}{F}, \quad (12.1)$$

gdzie:

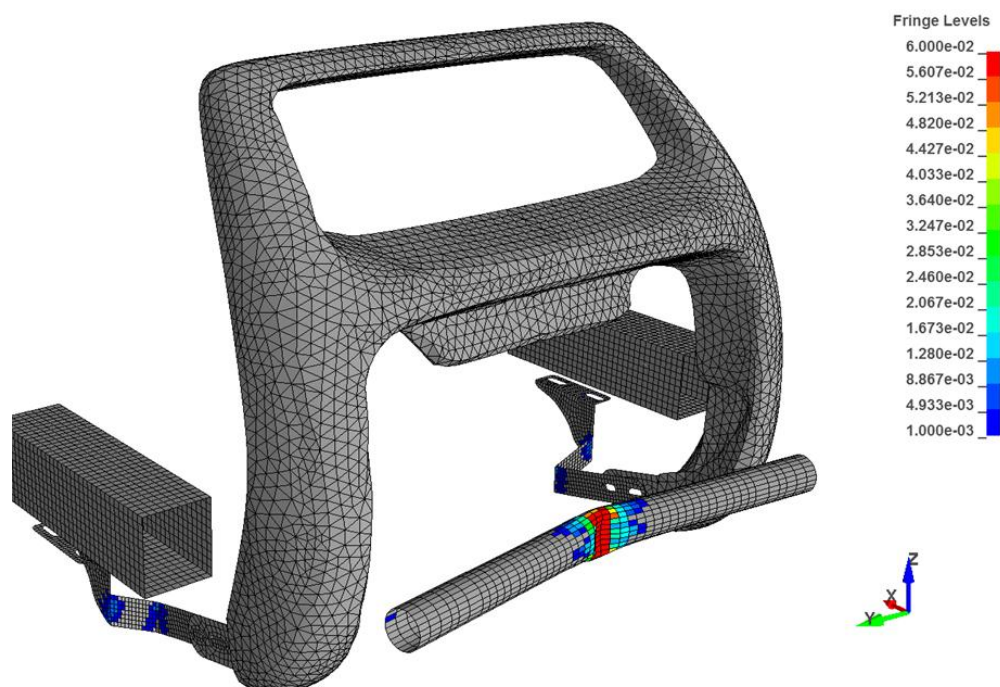
F – średnica zewnętrzna przekroju rury,

f – średnica wewnętrzna przekroju rury.

Przyjmując wartości średnic rur, ich wskaźniki na zginanie wynoszą odpowiednio:

- $\text{Ø}50 \times 2$; $W_{y\text{Ø}50} = 3480 \text{ mm}^3$,
- $\text{Ø}70 \times 2$; $W_{y\text{Ø}70} = 7062 \text{ mm}^3$.

Warto podkreślić, że w miarę wzrostu działającego w poprzeczce momentu gnącego, skrajne włókna (w modelu dyskretnym – elementy skończone) ulegają uplastycznieniu. Dalszy wzrost momenty gnącego powoduje uplastycznienie całego przekroju [22]. Powstanie przegubu plastycznego zaprezentowano na rys. 12.17.



Rys. 12.17. Powstanie przegubu plastycznego w poprzeczce podcinającej, przedstawiono warstwicę odkształceń plastycznych

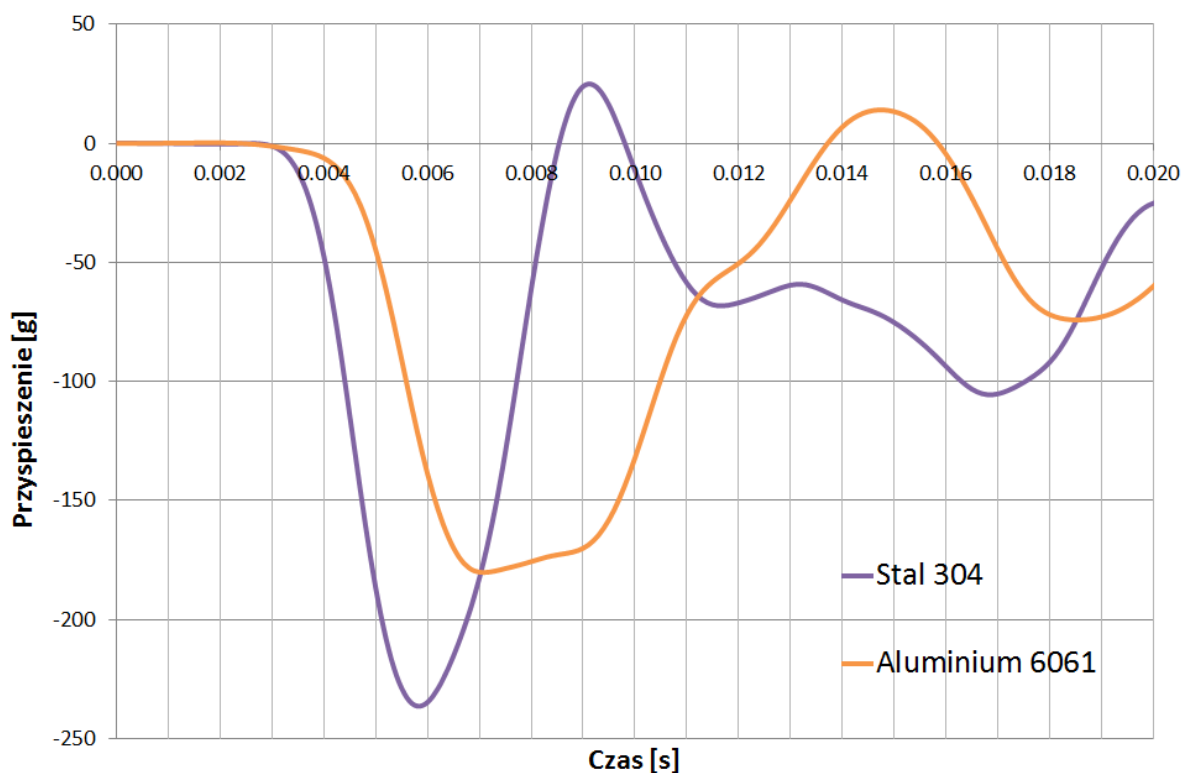
Zgodnie z tabelą 24 poprzeczka $\text{Ø}70 \times 2$ nie pochłonięła wystarczającej energii kinetycznej impaktora nogi. Odnotowano maksymalną wartość modułu przyspieszenia równą 204,7 g, w 7 ms po uderzeniu impaktora.

Ze względów na wyższe koszty wykonania porzeczek (materiał, technologia montażu) ze stopu Al 6061, zdecydowano się poddać testom poprzeczkę o tej samej konfiguracji położenia, ale wykonaną ze stali. W tabeli 25 zaprezentowano wyniki analizy PUZ_N1 z poprzeczką wykonaną ze stopu aluminium oraz stali.

Tabela 25. Maksymalne wartości modułów parametrów biomechanicznych dla stali oraz stopu aluminium poprzeczki podcinającej „O”

Material		Aluminium 6061	Stal 304	
Polożenie [mm]	X	-90		Limit
	Z	-90		
Przyspieszenie [g]		180,2	236,3	200,0
Kąt zgięcia [°]		2,6	3,2	21,0
Przemieszczenie ścinające [mm]		5,1	7,3	6,0

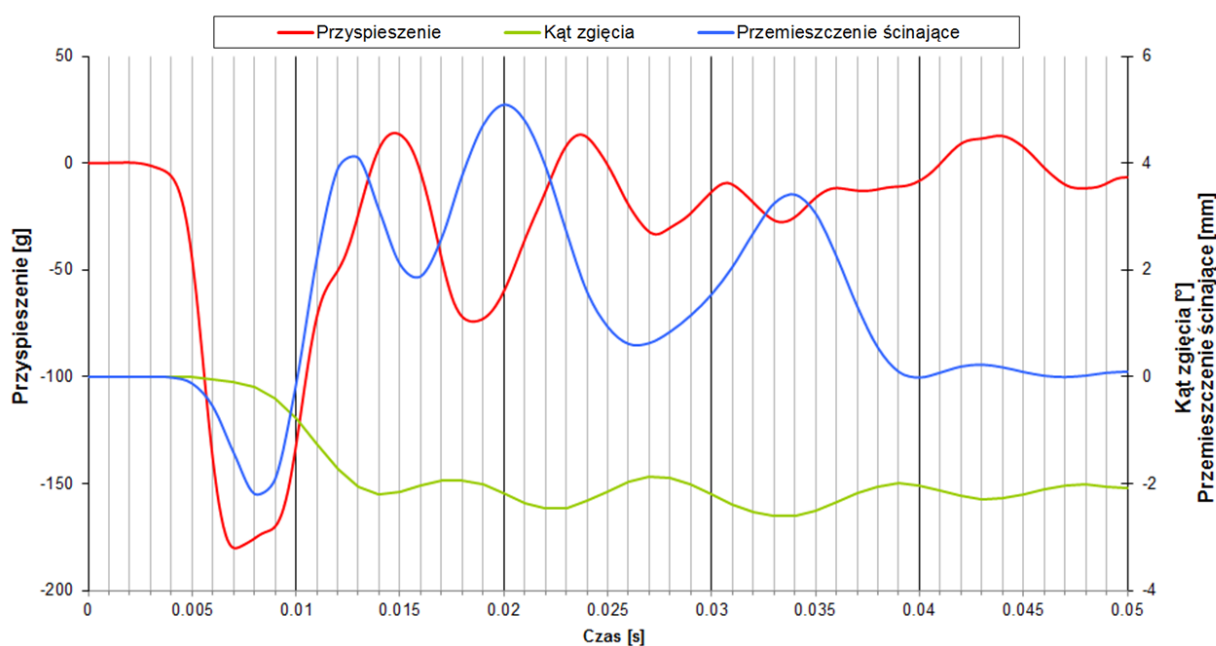
Porównanie przebiegów funkcji przyspieszenia impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „O” dla położenia $x = -90$ mm i $z = -90$ mm i dwóch rodzajów materiałów przedstawiono natomiast na rys. 12.18.

Rys. 12.18. Porównanie przebiegów funkcji przyspieszenia impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „O” dla położenia $x = -90$ mm i $z = -90$ mm i dwóch rodzajów materiałów

Z zamieszczonych powyżej danych wynika, że poprzeczka podcinająca wykonana ze stali nie zapewnia odpowiednio rozłożonej w czasie zamiany energii kinetycznej impaktora na pracę wykonaną nad odkształceniem sprężysto-plastycznym. Dlatego większe o 31%

maksymalne wartości modułów przyspieszenia zarejestrowane na impaktorze nogi, przedstawione na rys. 12.18 dla poprzeczki stalowej, wynikają z większego modułu sprężystości podłużnej dla stali niż dla stopu aluminium. Dodajmy, że stal wykazuje, zgodnie z przyjętym modelem materiału Johnsona-Cooka, umocnienie wraz z prędkością odkształcenia. Tego zjawiska dla Al 6061 nie obserwujemy w rzeczywistości, więc nie zostało one odzwierciedlone w przyjętym modelu materiału (por. tabela 18÷19).

Przebieg funkcji biomechanicznych w czasie dla PUZ_N1 z poprzeczką podcinającą ze stopu Al 6061 przedstawiono na rys. 12.19.

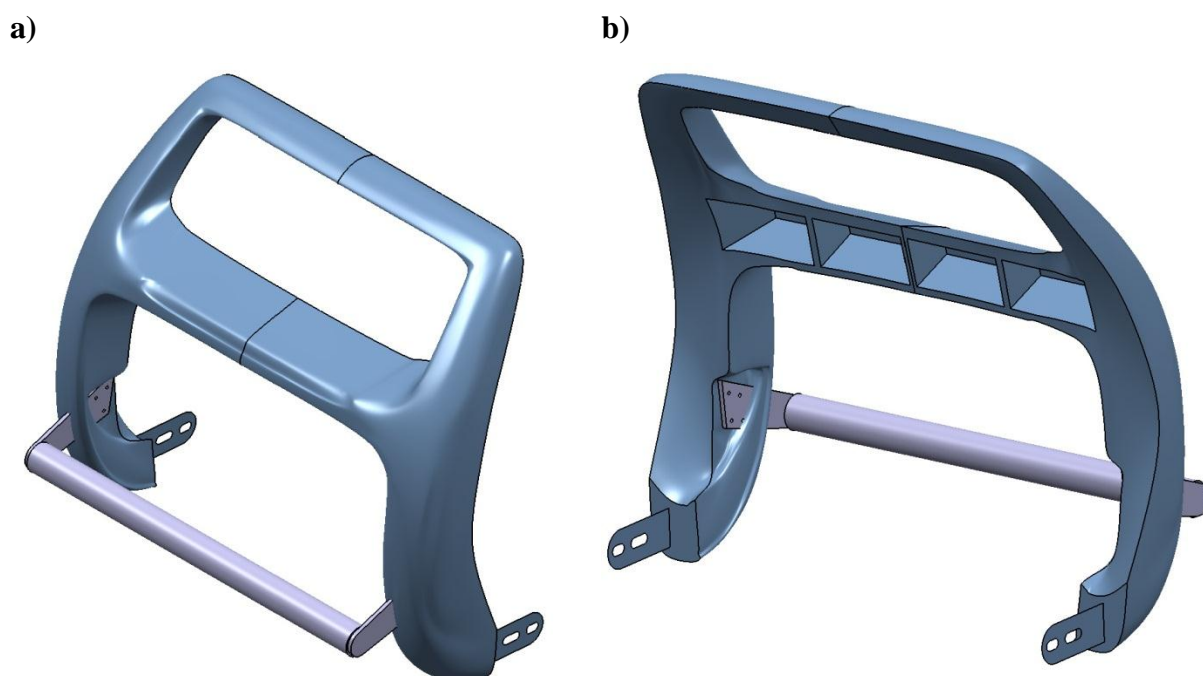


Rys. 12.19. Przebiegi funkcji parametrów biomechanicznych impaktora nogi dla poprzeczki podcinającej „O” dla położenia $x = -90$ mm i $z = -90$ mm i materiału Al 6061

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych określających wpływ poprzeczki podcinającej na potencjalne obrażenia nogi pieszego, podjęto decyzję o zastosowaniu w prototypie PUZ_N1 poprzeczki w następującej konfiguracji:

- rura $\text{Ø}50 \times 2$ mm;
- położenie względem punktu bazowego na ramie: $x = -90$ mm, $z = -90$ mm;
- materiał: aluminium 6061.

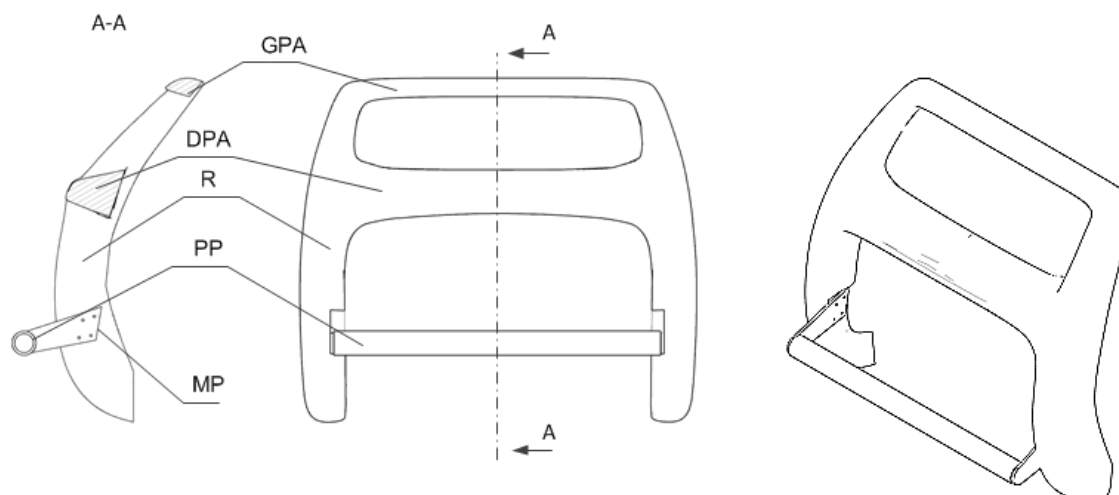
Model geometryczny ostatecznej wersji PUZ_N1, na bazie którego wykonano prototyp, przedstawiono na rys. 12.20.



Rys. 12.20. Model geometryczny PUZ_N1 w wersji wytypowanej jako podstawa prototypu do badań eksperymentalnych

Zgodnie ze szkicem na rys. 12.21 PUZ_N1 wykonany został w postaci ramy, która ma dwa symetryczne ramiona R, pomiędzy którymi znajdują się dwie poziome poprzeczki absorbujące – dolna DPA i górna GPA. Poniżej poprzeczek absorbujących zamocowana jest wysunięta do przodu i wystająca przed ramę w kierunku pieszego, poprzeczka podcinająca PP. Poprzeczka podcinająca zamocowana jest do ramion R, na wspornikach MP oraz wykonana jest z materiału zapewniającego odbicie nóg pieszego od poprzeczki z profilu o przekroju kołowym zamkniętym. Poprzeczka podcinająca i wsporniki wykonane są ze stopu

aluminium. Poprzeczka podcinająca usytuowana jest poniżej wysokości odpowiadającej wysokości stawu kolanowego dorosłego człowieka. Ponadto wsporniki są trwale połączone z ramionami pionowymi ramy, natomiast poprzeczki absorbujące dolna i górna, pokryte są warstwą materiału pochłaniającego energię uderzenia pojazdu przy zderzeniu z pieszym.



Rys. 12.21. Szkic prototypu PUZ_N1

- GPA – górna poprzeczka absorbująca,
- DPA – dolna poprzeczka absorbująca,
- R – rama,
- PP – poprzeczka podcinająca,
- MP – mocowanie poprzeczki podcinającej.

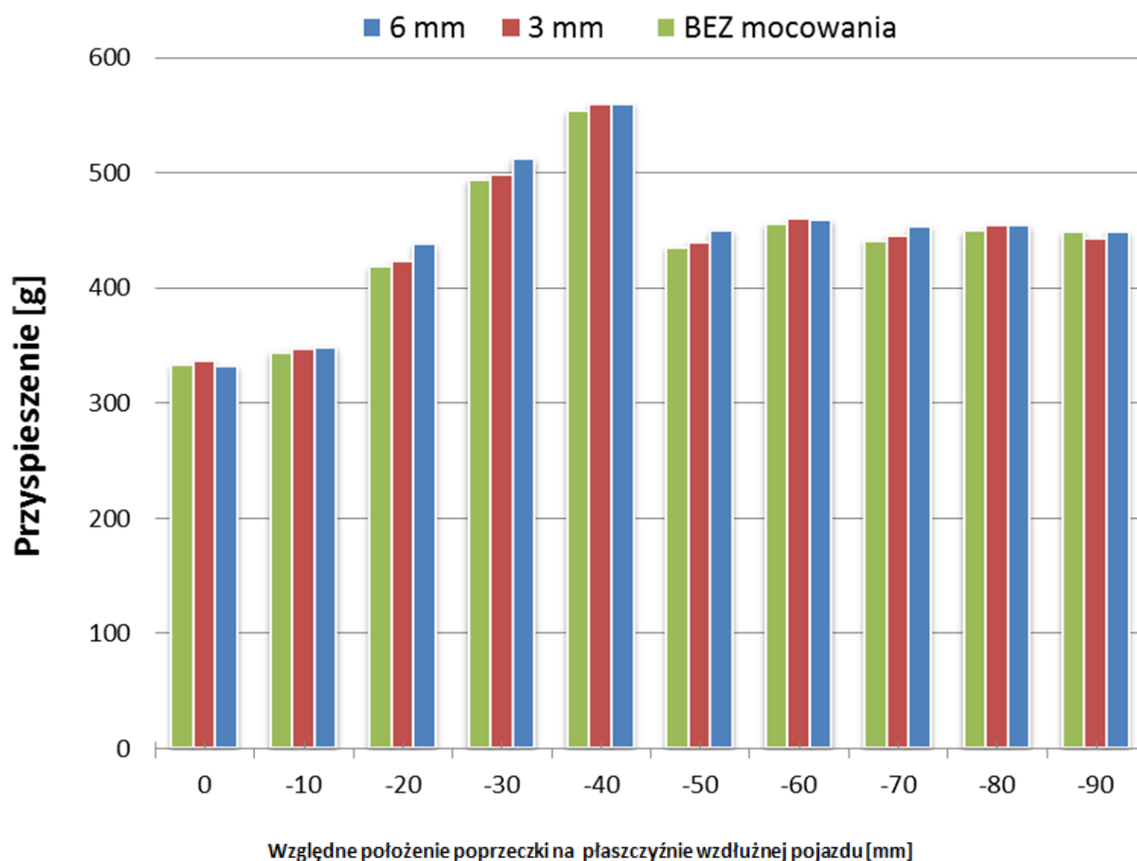
12.9. Wpływ mocowania PUZ_N1 na przyspieszenie impaktora nogi

W rozdziale przeprowadzono analizę wpływu mocowania PUZ_N1 z poprzeczką „L” na przyspieszenie impaktora nogi. Weryfikacji poddano powszechny pogląd, że bardziej podatne mocowanie może znacząco obniżyć maksymalne wartości funkcji przyspieszenia impaktora nogi.

W eksperymencie numerycznym wzięto pod uwagę PUZ_N1 ze stalową poprzeczką typu „L” w dziesięciu konfiguracjach położenia. Użyte zostały wsporniki o kształcie i mocowaniu zdefiniowanym wcześniej w rozdziale 12.1. Rozpatrzono trzy przypadki analizy przy zastosowaniu:

- oryginalnych wsporników stalowych o grubości 6 mm;
- wsporników stalowych 3 mm;
- braku mocowania PUZ_N1 do pojazdu.

Odczytane zostały dane z akcelerometru umieszczonego w impaktorze nogi. Maksymalne wartości przyspieszeń zostały zestawione na wykresie na rys. 12.22.

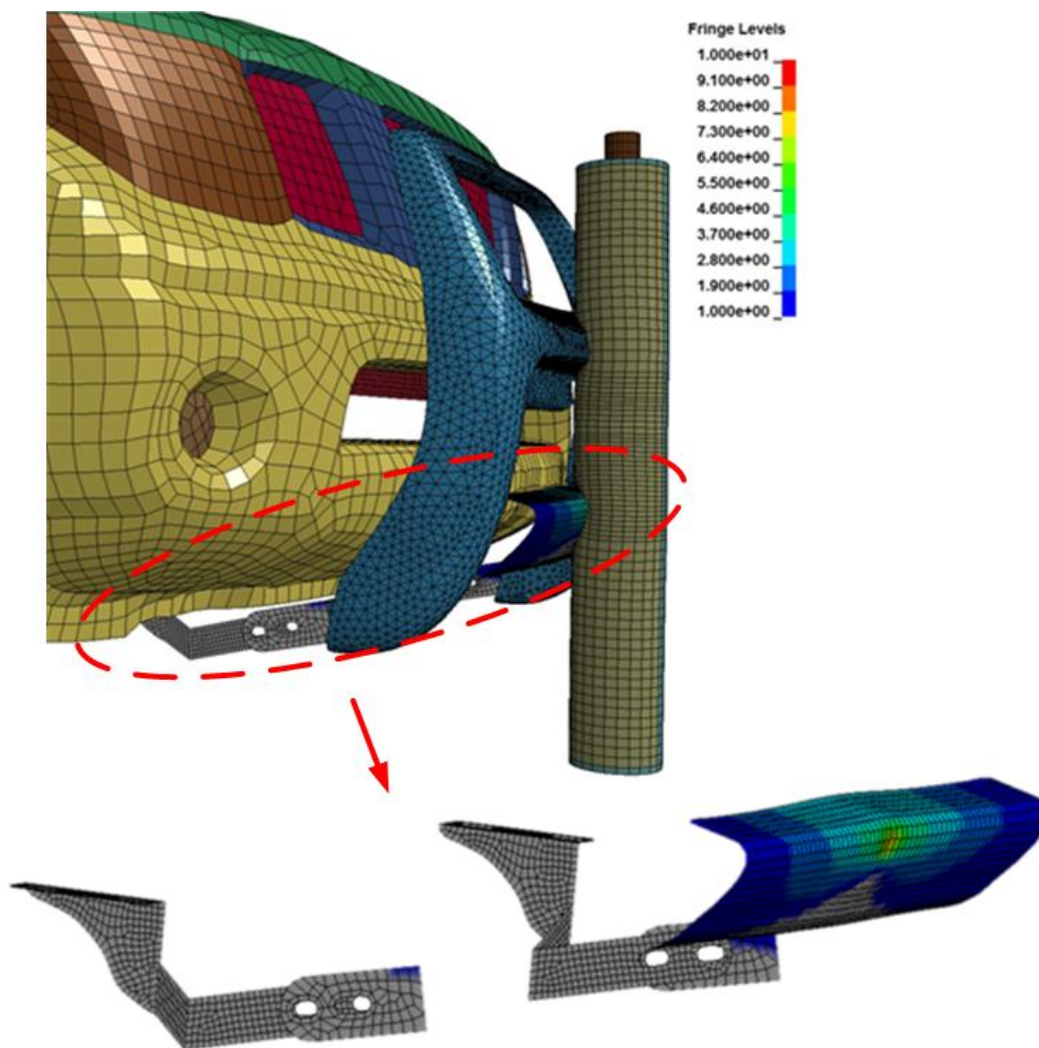


Rys. 12.22. Maksymalne wartości przyspieszeń dla różnych przypadków położenia poprzeczki i sposobie mocowania PUZ_N1 do pojazdu

Można zatem zauważyć, że zmiana grubości wspornika łączącego ramę PUZ z pojazdem nie wpływa znacząco na wartości zarejestrowanych maksymalnych wartości przyspieszeń impaktora nogi. Największa różnica wartości przyspieszeń dla mocowania grubości 6 mm i 3 mm wynosi około 3% dla położenia $x = -30$ mm.

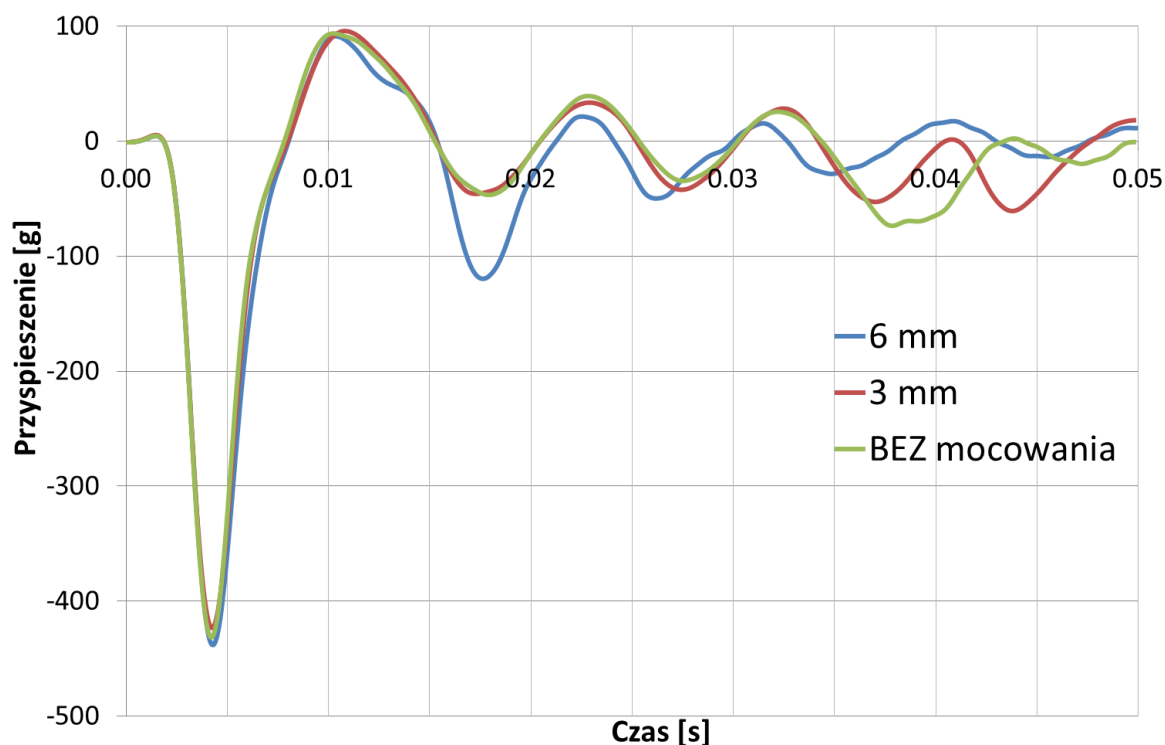
Co więcej, w przeprowadzonych symulacjach numerycznych PUZ, bez mocowania go do pojazdu, otrzymano zbliżone wyniki maksymalnych wartości przyspieszeń. Można postawić więc tezę, że dla określonego typu PUZ mocowanie może nie wpływać na maksymalne wartości przyspieszeń. Brak wpływu mocowania PUZ na odnotowane wartości przyspieszeń tłumaczy się faktem, iż w momencie, gdy na akcelerometrze impaktora nogi odnotowana jest maksymalna wartość przyspieszenia, rozchodząca się fala naprężeń w ośrodku nie dociera jeszcze do mocowania PUZ. Innymi słowy, mocowanie jeszcze nie zareagowało, gdy na impaktorze odnotowano już maksymalną wartość przyspieszenia.

Opisaną sytuację zobrazowano na rys. 12.23, gdzie przedstawiono przemieszczenia węzłów w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu w 4 ms zderzenia, w której odnotowano maksymalną wartość przyspieszeń równą 442 g. Widać, że środkowa część płyty tworzącej dolną poprzeczkę przemieściła się o ponad 9 mm, natomiast mocowania (na rys. 12.23 powiększone dla większej przejrzystości bez widocznego impaktora nogi) nie zostały jeszcze przemieszczone.



Rys. 12.23. Warstwy przemieszczeń w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu [mm] w 4 ms od zderzenia – przedstawione powiększenie porzeczek wraz z mocowaniem

Należy dodać, że wspomniana została tutaj jedynie zgodność maksymalnych, odnotowanych na impaktorze, wartości modułów przyspieszenia, natomiast przebiegi funkcji przyspieszenia, jak należało się spodziewać, nie pokrywają się ze sobą, co pokazuje rys. 12.24. W tym przypadku istotna jest już sztywność mocowania PUZ z pojazdem.



Rys. 12.24. Przebiegi przyspieszeń dla PUZ_N1 z poprzeczką stalową „L” $x = -70$ mm, $z = 0$ mm dla trzech rodzajów mocowania

Powyższych wniosków, dotyczących braku wpływu mocowania na maksymalne wartości przyspieszenia impaktora nogi, nie można jednak uogólnić. Są one jedynie słuszne dla wybranych układów zabezpieczających, które wcześniej należy przetestować. Niemniej jednak z uwagi na możliwości, jakie daje inżynierowi MES, możliwe jest badanie PUZ bez mocowania, co w eksperymencie rzeczywistym byłoby zadaniem technicznie skomplikowanym.

Wyniki analizy uderzenia impaktorem nogi w PUZ bez mocowania niosą za sobą istotną informację. Umożliwiają weryfikację samej konstrukcji PUZ zgodnie z wymaganiami kryteriów biomechanicznych. Jeśli wyniki takiej próby są negatywne, to należy zacząć od zmiany konstrukcji PUZ, a dopiero później optymalizować mocowanie PUZ. Skupienie uwagi wyłącznie na mocowaniu PUZ może przysłonić fakt, że maksymalne przeciążenia odnotowane na impaktorze nogi występują wcześniej niż zdąży zareagować mocowanie. W związku z tym, stosowanie mocowania absorbującego energię zderzenia jest celowe jedynie wówczas, gdy sama konstrukcja PUZ (rama, poprzeczki) pozwala na złagodzenie obrażeń pieszego podczas wypadku.

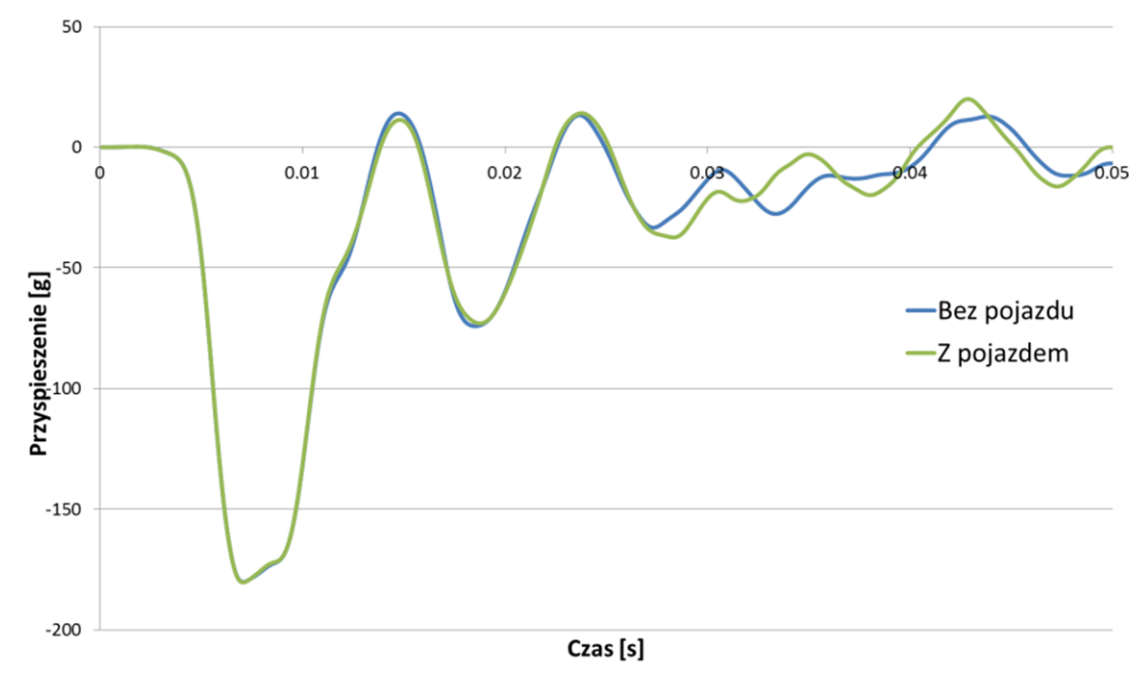
12.10. Wpływ pojazdu na parametry biomechaniczne impaktora nogi

Przedstawione poniżej obliczenia miały na celu zbadanie wpływu pojazdu Nissan Navara na parametry biomechaniczne podczas uderzenia impaktorem nogi w PUZ_N1. Informacja uzyskana z analiz była niezbędna do przygotowania eksperymentu rzeczywistego w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji. Należało zatem zweryfikować, czy geometria pojazdu Nissan Navara wpływa na globalne ekstrema funkcji parametrów biomechanicznych. Jeśli obecność pojazdu w kontakcie z PUZ_N1 zmienia znacząco przebiegi tychże funkcji, należy przeprowadzić eksperyment z PUZ_N1 zamontowanym na pojeździe. Gdyby jednak obecność pojazdu nie wpływała na zachowanie impaktora nogi, w eksperymencie rzeczywistym zastosowana zostanie rama testowa. Wówczas do niej zamocowana zostanie konstrukcja PUZ_N1. Przeprowadzenie eksperymentu na ramie testowej obniża koszty badań, dlatego poniższe informacje mają istotny charakter.

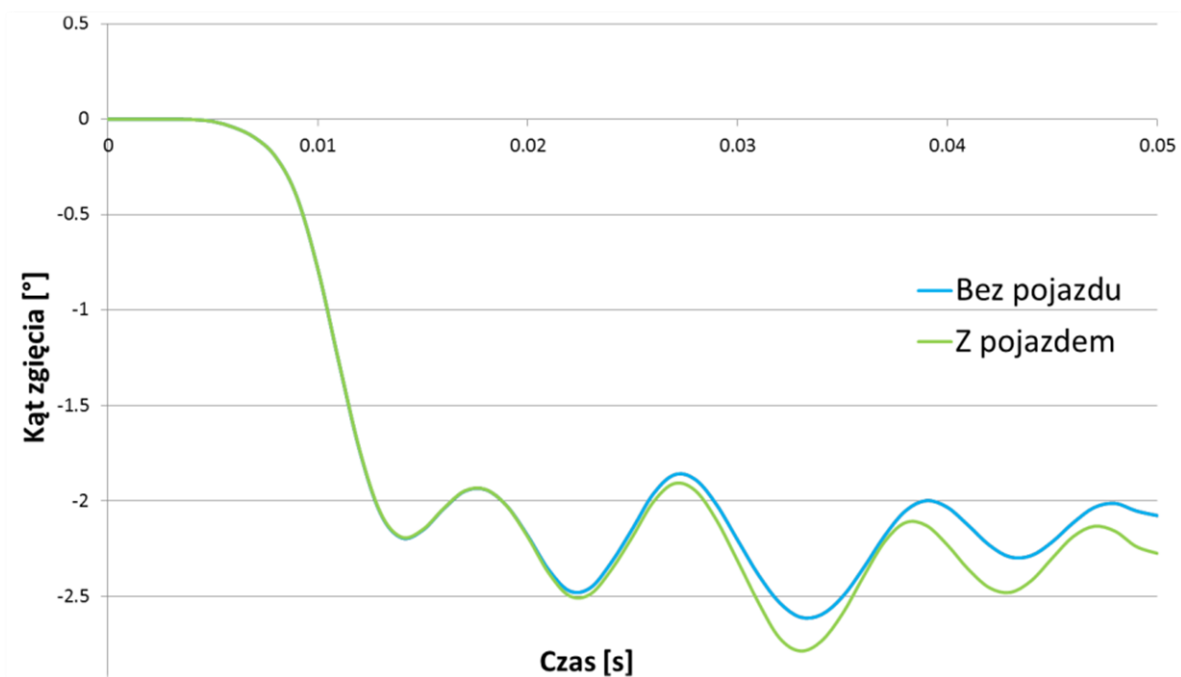
Analizy zostały przeprowadzone dla PUZ_N1 o wytypowanej wcześniej konfiguracji poprzeczki podcinającej (por. rozdział 12.8.1), tj.:

- *rura $\varnothing 50 \times 2$ mm;*
- *położenie, względem punktu bazowego na ramie, $x = -90$ mm, $z = -90$ mm;*
- *material: aluminium 6061.*

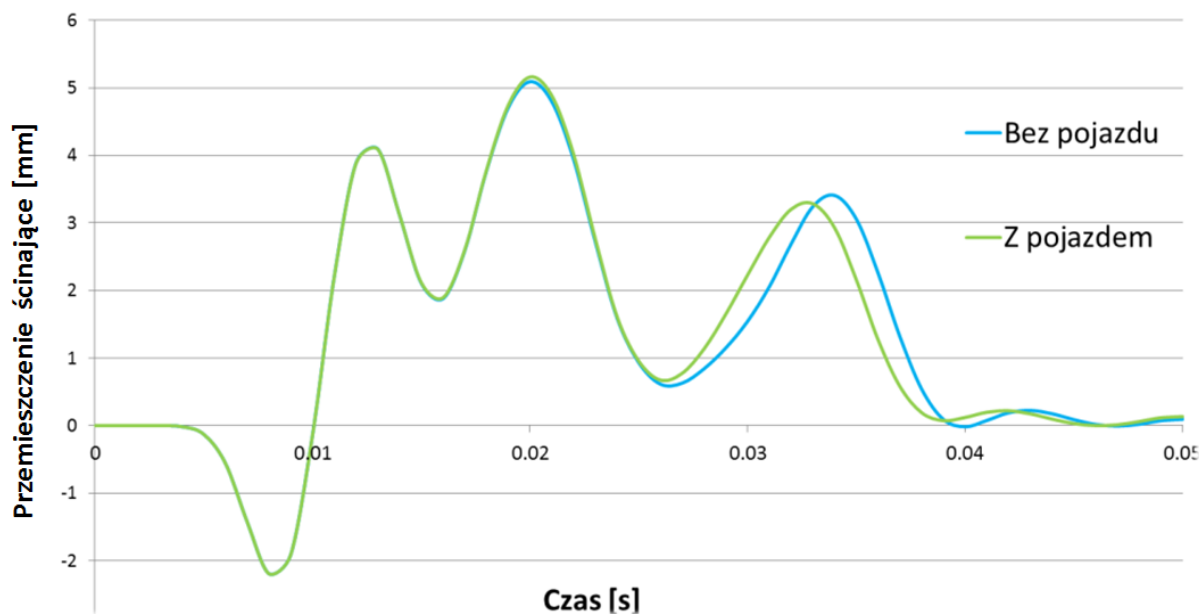
Wyniki badań numerycznych dla impaktora nogi uderzającego w PUZ_N1, zamontowanego na pojeździe oraz na ramie testowej (bez pojazdu), przedstawiają rysunki 12.25÷12.27.



Rys. 12.25. Przebiegi przyspieszeń w czasie dla impaktora nogi uderzającego w PUZ_N1, zamontowanego na pojeździe i na ramie testowej (bez pojazdu)



Rys. 12.26. Przebiegi kąta zgięcia w czasie dla impaktora nogi uderzającego w PUZ_N1, zamontowanego na pojeździe i na ramie testowej (bez pojazdu)



Rys. 12.27. Przebiegi przemieszczenia ścinającego w czasie dla impaktora nogi uderzającego w PUZ_N1, zamontowanego na pojeździe i na ramie testowej (bez pojazdu)

Na podstawie powyższych wyników ustalono, że różnica maksymalnych wartości modułów przyspieszenia oraz przemieszczenia ścinającego dla PUZ_N1 na pojeździe i bez niego wynosi poniżej 1%. Dlatego też wpływ pojazdu Nissan Navara na wymienione parametry jest znikomy. Natomiast maksymalny kąt zgięcia impaktora nogi w przypadku zamontowania PUZ_N1 na pojeździe jest o 6% większy niż dla tej samej konstrukcji zamontowanej na ramie testowej (bez pojazdu). Różnica ta wynika z faktu wejścia w kontakt PUZ_N1 z frontem pojazdu w 17 ms zderzenia i późniejszej kinematyce impaktora, która nieznacznie różni się od tego zaobserwowanego dla PUZ_N1 bez pojazdu. Rozbieżność wyników jest jednak mniejsza niż przyjęta granica 10%.

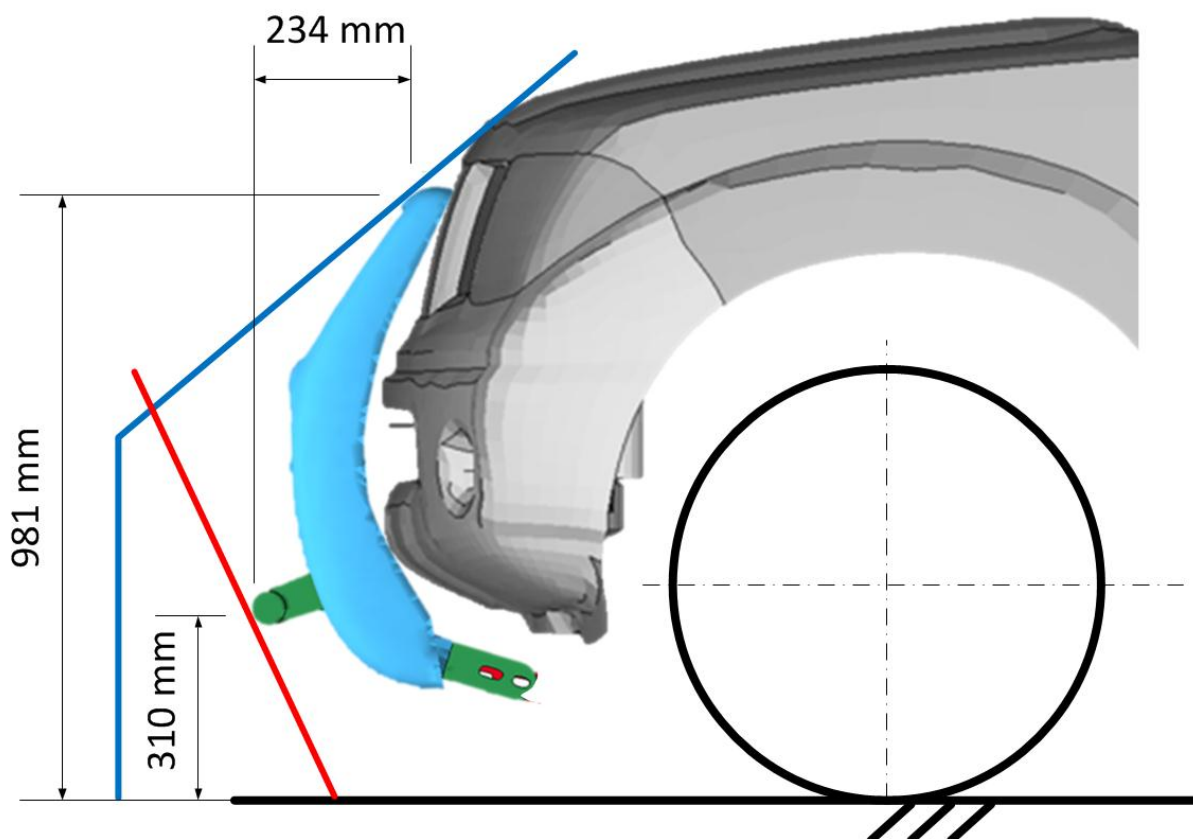
W związku z powyższymi rezultatami autor dysertacji, w pełni świadomy braku uwzględnienia pojazdu w eksperymencie rzeczywistym, zaplanował przeprowadzenie badań laboratoryjnych PUZ_N1 zamontowanego na ramie testowej.

12.11. Szczegółowa weryfikacja kryterium kinematycznego dla prototypu PUZ_N1

W rozdziale 12.6 dokonano wstępnej weryfikacji kinematyki pieszego po uderzeniu w niego pojazdem w PUZ z dolną poprzeczką podcinającą. Wywnioskowano, że umieszczenie poprzeczki podcinającej poniżej wysokości stawu kolanowego dorosłego człowieka i wysunięcie jej do przodu w stosunku do ramy pozwoli spełnić kryterium kinematyczne. Ocena ta miała jednak charakter jakościowy i dotyczyła jedynie wstępnego projektu PUZ_N1.

Dla opracowanej konstrukcji PUZ_N1 przedstawiona została weryfikacja kinematyczna, oparta na autorskiej metodzie zaprezentowanej w rozdziale 11.2. Warto zaznaczyć, że PUZ_N1 umieszczony został na pojeździe, który wcześniej nie spełnił wymagań bezpieczeństwa pieszego ze względu na kryterium kinematyczne (por. strona 106).

Zgodnie z opracowaną metodą dokonano pomiaru dolnej linii odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (DLOPUZ) oraz górnej linii odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (GLOPUZ). Wyniki przedstawiono na rys. 12.28.



Rys. 12.28. Pomiar DLOPUZ oraz GLOPUZ pojazdu typu SUV z PUZ_N1

Dane uzyskane z pomiarów PUZ_N1 zamontowanego na pojeździe sportowo-użytkowym zestawiono w tabeli 26.

Tabela 26. Charakterystyczne wymiary PUZ_N1

GLOPUZ	DLOPUZ	D	GLOPUZ – DLOPUZ
981 mm	310 mm	110 mm	437 mm

Podobnie jak przy badaniach pojazdu bez PUZ_N1 zdecydowano się na zastosowanie standardowego męskiego 50-percentylowego męskiego manekina o wymiarach charakterystycznych (tabela 27):

Tabela 27. Wymiary badanego manekina 50-percentylowego mężczyzny

Wysokość manekina W	Wysokość środka masy SM
1740 mm	970 mm

W etapie 2 metody przeprowadzono klasyfikację pojazdu i wyliczono następujące zależności:

$$\frac{GLOPUZ}{W} = \frac{981 \text{ mm}}{1740 \text{ mm}} = 0,56, \quad (12.2)$$

$$\frac{GLOPUZ}{SM} = \frac{981 \text{ mm}}{970 \text{ mm}} = 1,01. \quad (12.3)$$

Weryfikacja wyników na podstawie założeń:

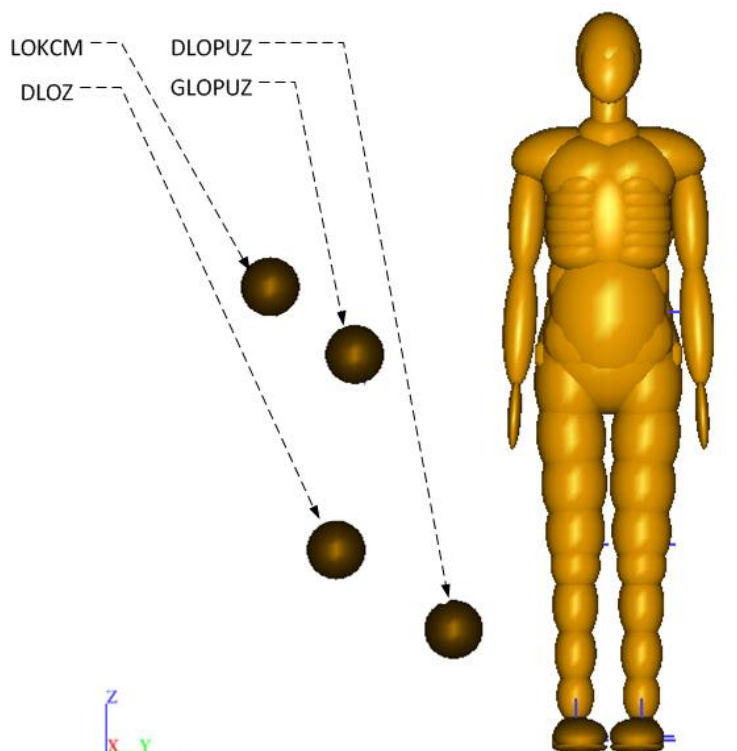
$$A) \frac{GLOPUZ}{W} \geq 0,75,$$

$$B) \frac{GLOPUZ}{SM} \geq 1,$$

$$C) DLOPUZ > 425 \text{ mm},$$

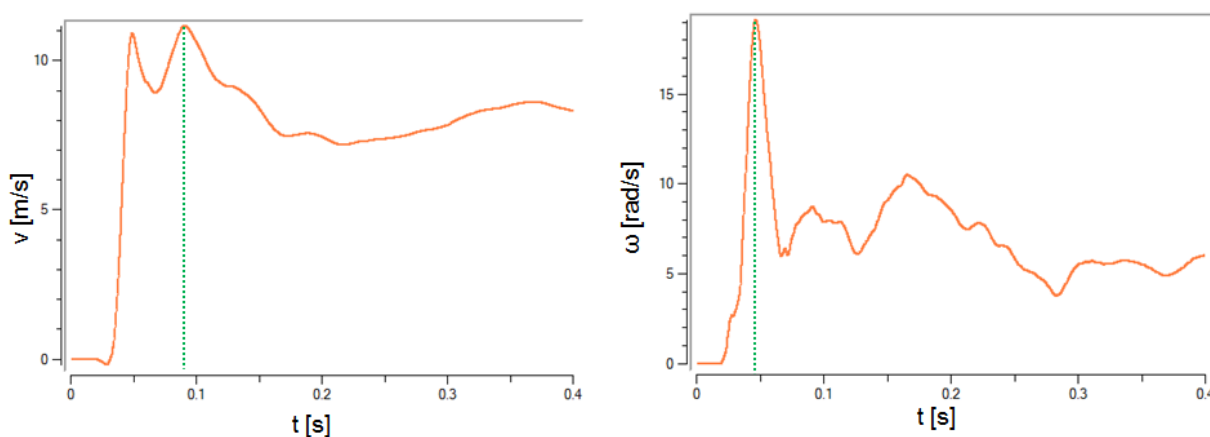
wykazała, iż dla równań (12.2) i (12.3) spełniony jest warunek B). Zgodnie z opracowaną metodą konieczna jest więc weryfikacja wartości parametru k .

W etapie 3 odwzorowano DLOPUZ i GLOPUZ konstrukcji PUZ_N1 oraz DLOZ i LOKCM pojazdu za pomocą modelu elipsoidalnego (rys. 12.29).



Rys. 12.29. Układ elipsoid określających DLOZ i LOKCM pojazdu oraz DLOPUZ i GLOPUZ dla PUZ_N1

W kolejnym etapie przeprowadzono symulację zderzenia a następnie wyznaczono przebiegi funkcji $v(t)$ oraz $\omega(t)$ środka masy manekina w przedziale $0 < t \leq 0,2$ s. Dla zdefiniowanych funkcji określających kinematykę manekina odczytano ich ekstrema globalne (rys. 12.30).



Rys. 12.30. Przebiegi funkcji $v(t)$ i $\omega(t)$, wskazano ekstrema globalne funkcji

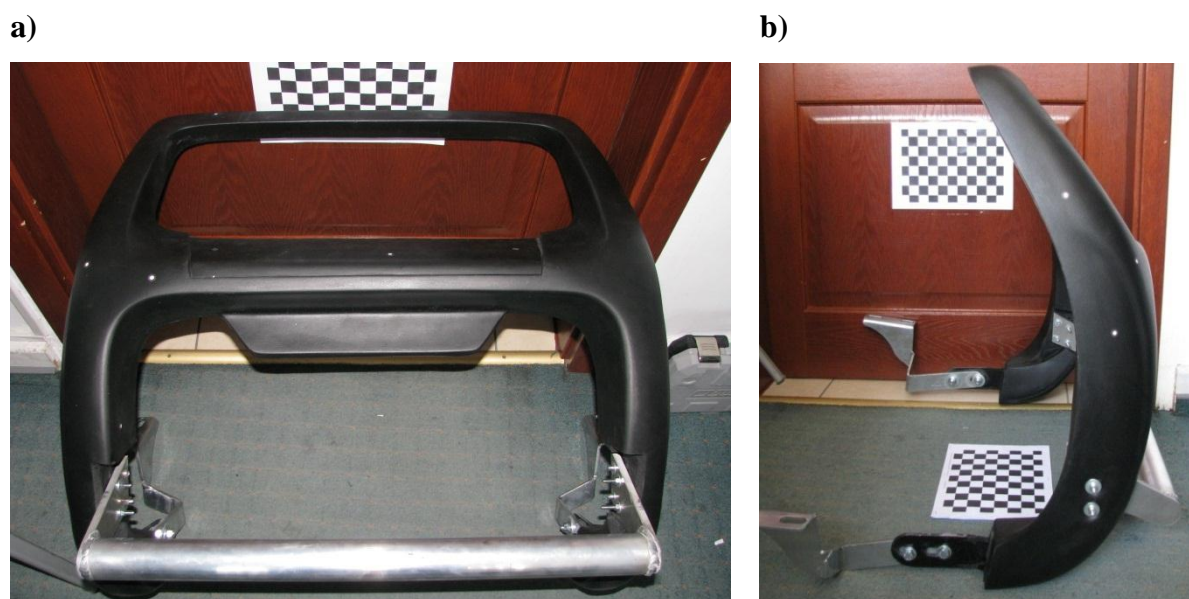
Dla zarejestrowanych przebiegów i określonych wartości ekstremów globalnych funkcji wyznaczono wartość parametru k zgodnie z równaniem (12.4):

$$k = \frac{\max(\omega(t))}{\max(v(t))} = \frac{19,54 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{11,12 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1,76 \frac{\text{rad}}{\text{m}}. \quad (12.4)$$

Wartość parametru k z równania (12.4) wskazuje na zawinięcie pieszego, ponieważ $k \geq 1,7 \text{ rad/m}$. Wnioskuje się więc, że PUZ_N1 zamontowany na pojeździe sportowo-użytkowym (Nissan Navara) spełnia wymagania kryterium kinematycznego i może zostać poddany weryfikacji biomechanicznej. Weryfikacja etapu 4 metody, a mianowicie weryfikacji zgodnej z rozporządzeniem (WE) 78/2009, dla PUZ_N1 przedstawiono w następnym rozdziale.

13. BADANIA EKSPERYMENTALNE PUZ_N1

W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym PUZ_N1 przedstawionym na rys. 13.1. W ramach badań przeprowadzono niszczącą próbę uderzenia impaktorem w PUZ_N1, zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009. Eksperyment przeprowadzono w Laboratorium Bezpieczeństwa Pojazdów, mieszczącym się w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji (PIMOT) w Warszawie.



Rys. 13.1. Konstrukcja PUZ_N1 poddana baniom eksperymentalnym:

a) widok z przodu; b) widok z boku

13.1. Stanowisko badawcze

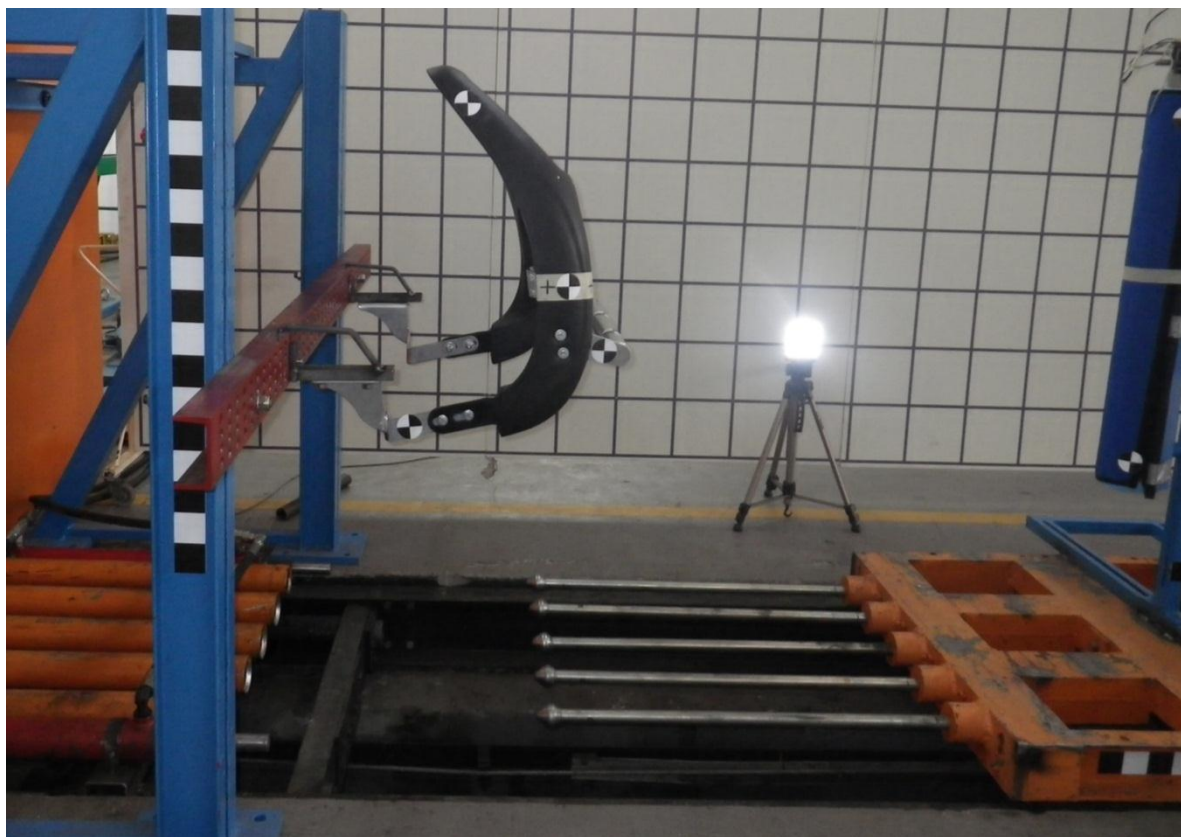
Do badań laboratoryjnych wykorzystano uniwersalny wózek badawczy, na którym umieszczony został impaktor nogi firmy TRL (rys. 13.2) oraz urządzenie rejestrujące parametry biomechaniczne impaktora (rys. 13.3). Na rys. 13.4 przedstawiony został PUZ_N1 zamontowany na ramie testowej.



Rys. 13.2. Impaktor nogi umieszczony na wózku badawczym

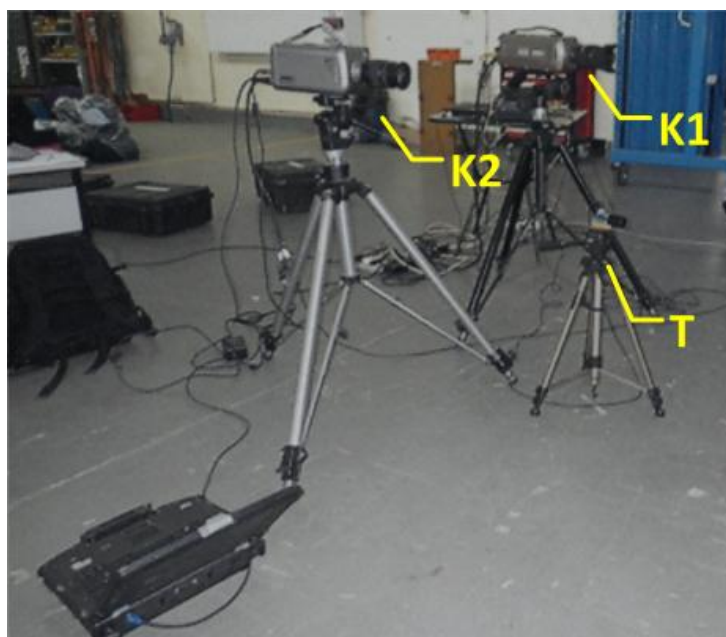


Rys. 13.3. Rejestrator parametrów biomechanicznych impaktora

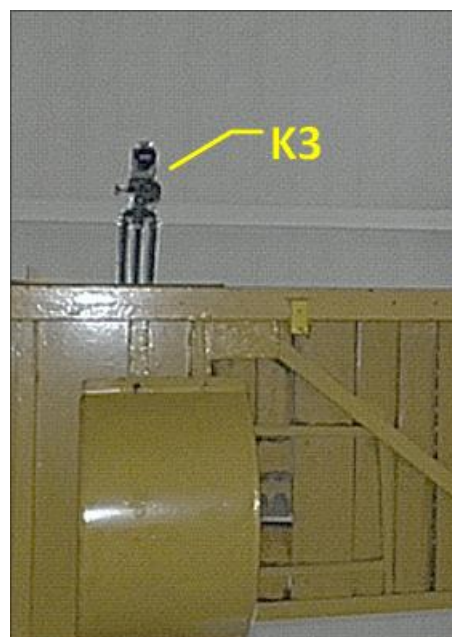


Rys. 13.4. PUZ_N1 zamontowany na ramie testowej

Uderzenie impaktorem nogi w PUZ_N1 rejestrowane było za pomocą trzech kamer Phantom sprzężonych z systemem wyzwiania (ang. trigger) za pomocą fotokomórki (rys. 13.5). Kamery rozmieszczone były w taki sposób, aby rejestrować obraz prostopadle do płaszczyzny wzdłużnej PUZ_N1 (K1), pod kątem 14° do tej płaszczyzny (K2) – w celu rejestracji obrazu przestrzennego (rys. 13.5) – oraz prostopadle do płaszczyzny poprzecznej, nad PUZ_N1 (K3 na rys. 13.6). Wszystkie trzy kamery rejestrowały obraz z prędkością 1000 kl./s.



Rys. 13.5. Kamery (K1, K2) rejestrujące obraz z boku PUZ_N1 oraz wyzwalacz (T)



Rys. 13.6. Kamera (K3) rejestrująca obraz z góry PUZ_N1

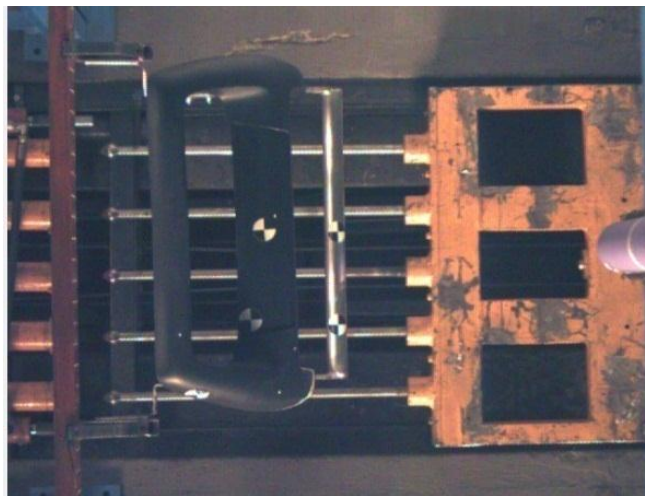
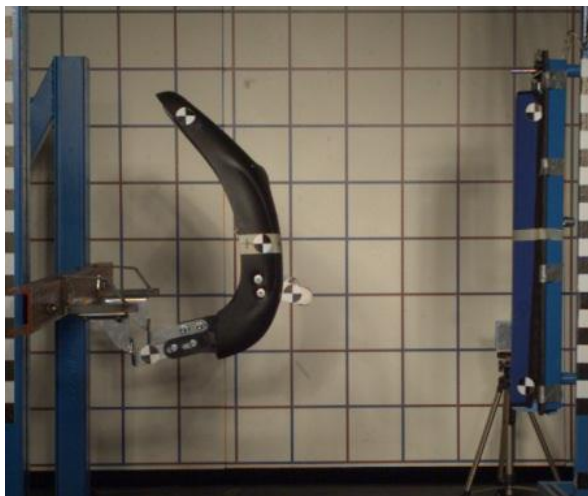
13.2. Wyniki badań eksperymentalnych

Poniżej przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, uzyskanych podczas próby uderzenia impaktorem nogi w PUZ_N1.

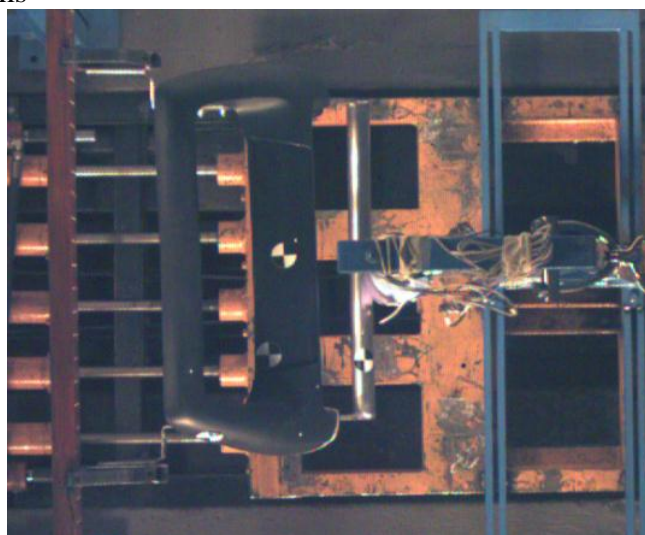
13.2.1. Obraz z szybkiej kamery

Na rys. 13.7 ukazano zarejestrowane podczas badań ujęcia z kamer. Po lewej stronie rysunku przedstawione są klatki uzyskane z filmowania kamerą K1 w odległości 4,8 m od środkowej płaszczyzny wzdłużnej PUZ_N1. Natomiast po prawej stronie rys. 13.7 widoczne są obrazy zarejestrowane kamerą K3 umieszczonej 4,7 m od płaszczyzny poprzecznej, przechodzącej przez oś poprzeczki podcinającej PUZ_N1.

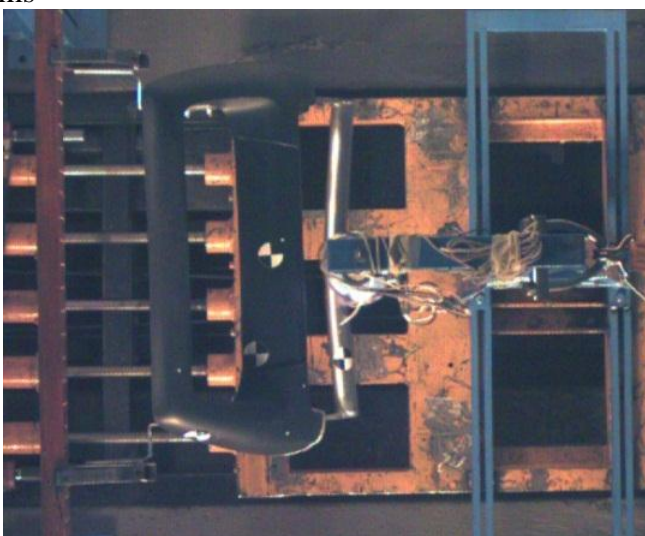
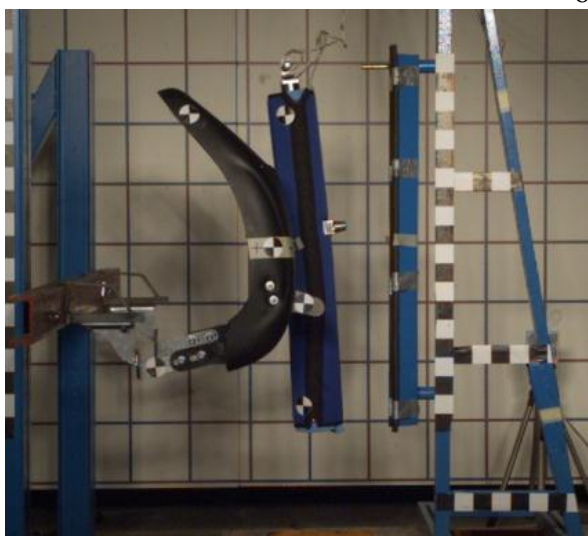
Z ujęć zarejestrowanych przez kamerę K3 można zauważyć, że uderzenie nogą nie nastąpiło w płaszczyźnie symetrii PUZ_N1. Odsunięcie osi impaktora nogi od płaszczyzny symetrii wynosiło 30 mm.



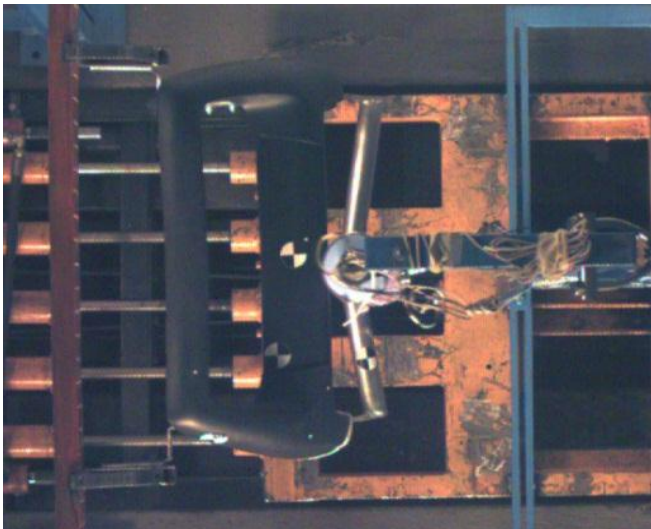
0 ms



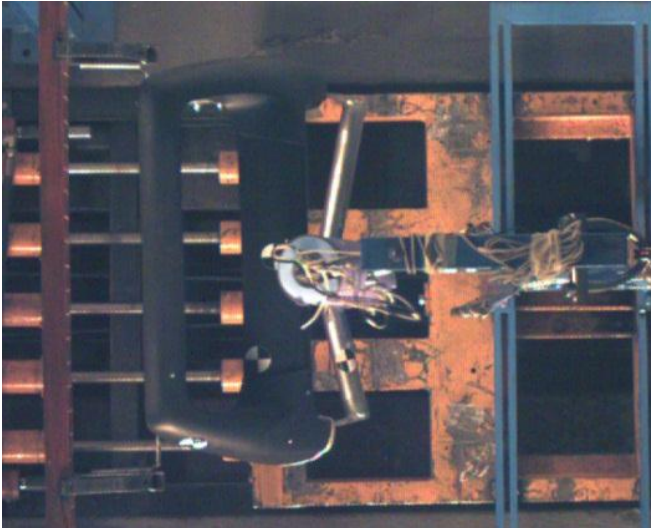
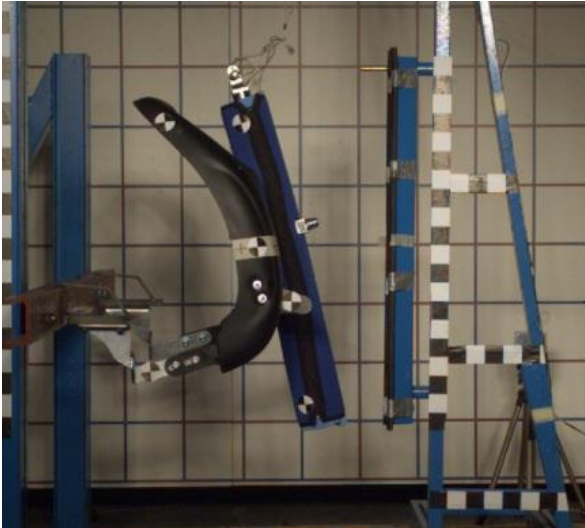
60 ms



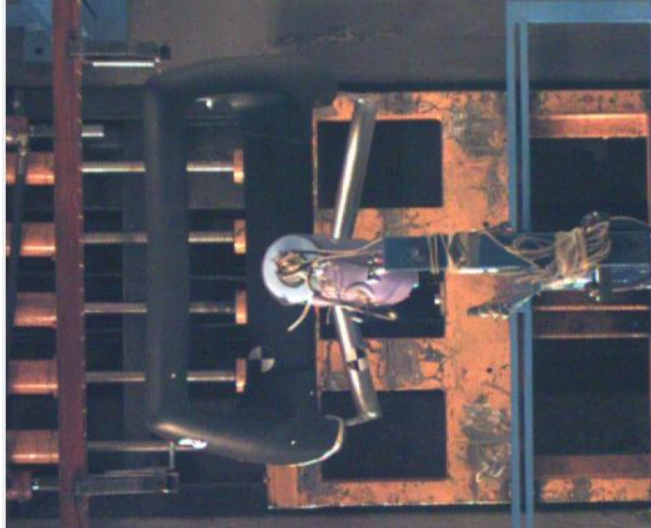
65 ms



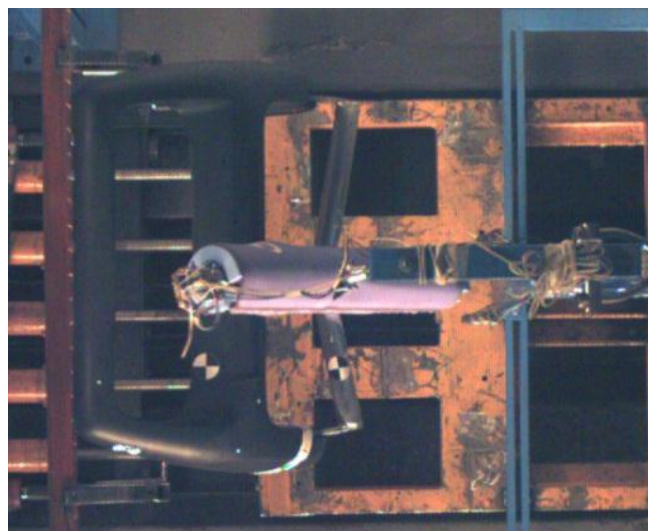
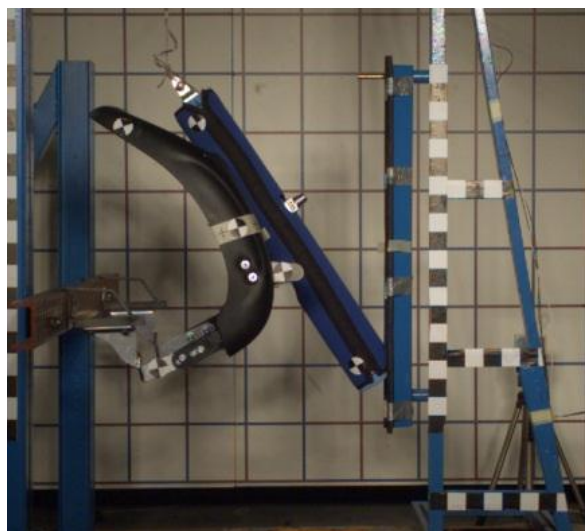
70 ms



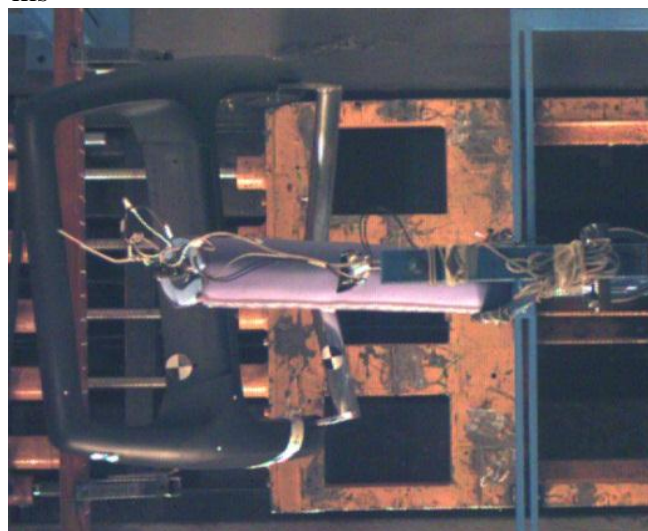
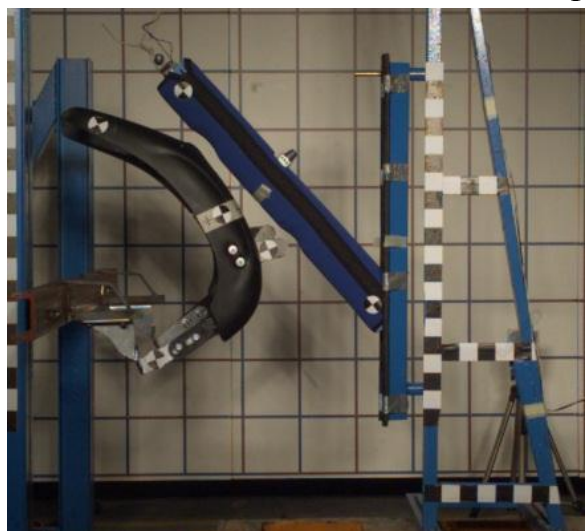
75ms



80 ms



100 ms



130 ms

Rys. 13.7. Ujęcia w kolejnych chwilach czasowych uderzenia impaktorem w PUZ_N1, zarejestrowane kamerą K1 (po lewej) oraz K3 (po prawej)

Należy podkreślić, iż widoczne na rys. 13.7 podbicie impaktora nogi przez PUZ_N1 w ostatniej fazie uderzenia (po 100 ms), nie należy utożsamiać ze spełnieniem przez konstrukcję kryterium kinematycznego – czyli podbicia pieszego na pojazd. Jak wcześniej zaznaczano w rozdziałach 2.4 i 9, ocena kinematyki pieszego za pomocą impaktorów jest technicznie niemożliwa. W tym miejscu należy ostrzec przed wyciąganiem takich wniosków, gdyż mogą one prowadzić do błędnej oceny bezpieczeństwa przednich układów zabezpieczających, jak również samych pojazdów.

13.2.1. Weryfikacja kryterium biomechanicznego

Zanim zostaną dokładnie zweryfikowane badane parametry biomechaniczne impaktora nogi, przedstawiające zostaną zdjęcia PUZ_N1 po odbytych testach. Na rys. 13.8 widoczna jest odkształcona plastycznie poprzeczka podcinająca, której strzałka ugięcia wynosi około 65 mm, natomiast na rys. 13.9 można zaobserwować uplastycznienie się mocowania PUZ_N1.



Rys. 13.8. PUZ_N1 po eksperymencie badawczym – widoczna odkształcona plastycznie poprzeczka podcinająca



Rys. 13.9. PUZ_N1 po eksperymencie badawczym – widoczne uplastycznienie mocowania (w powiększeniu)

Po zdjęciu PUZ_N1 z ramy testowej zauważono pęknięcia na mocowaniach dostarczonych przez producenta, spowodowane niewłaściwą technologią spawania, co skutkowało lokalnym osłabieniem materiału [130, 131]. Pęknięcia występują zarówno po prawej, jak i po lewej stronie mocowania PUZ_N1 (rys. 13.10). Nieciągłości w materiale mocowań wpływają na przebiegi funkcji biomechanicznych impaktora nogi.

a)



b)



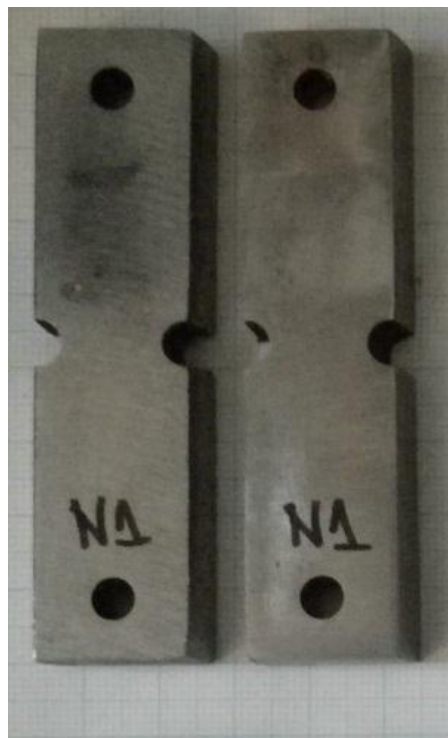
Rys. 13.10. Pęknięcia na mocowaniach PUZ_N1

Na rys. 13.11 widoczne są stalowe płaskowniki z wywierconym otworem, odwzorowujące więzadła stawu kolanowego pieszego. Ugięcia płaskowników są rejestrowane, a następnie przekształcane w celu otrzymania kąta ugięcia stawu kolanowego. Rysunek 13.11 przedstawia płaskowniki po eksperymencie. Ich plastyczne ugięcie wynosi jedynie $0,6^\circ$, jednakże ich maksymalne sprężyste ugięcie stanowiło około $2,5^\circ$ (por. rys. 13.12).

a)

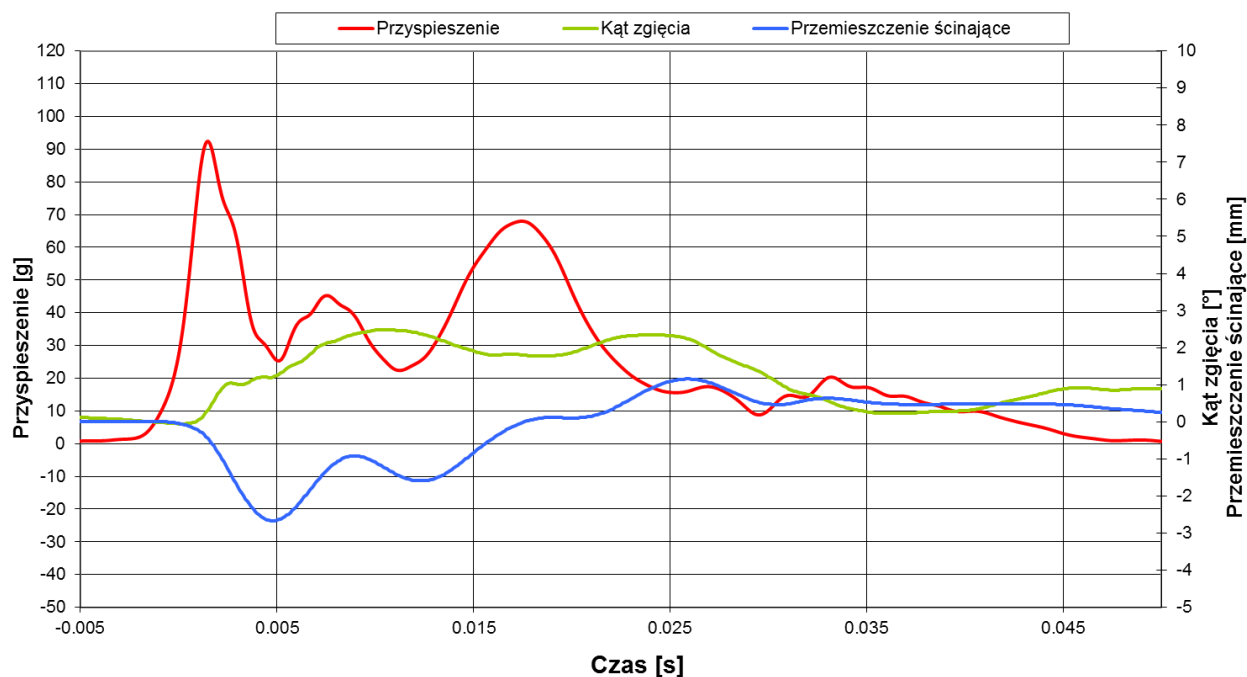


b)



Rys. 13.11. Płaskowniki odwzorowujące więzadła stawu kolanowego po eksperymencie:
a) zamontowane w impaktorze nogi; b) zdemontowane z impaktora

Przebieg funkcji biomechanicznych w czasie dla PUZ_N1, zarejestrowanych w laboratorium PIMOT przedstawia rys. 13.12.



Rys. 13.12. Przebieg parametrów biomechanicznych w czasie zarejestrowanych podczas eksperymentu

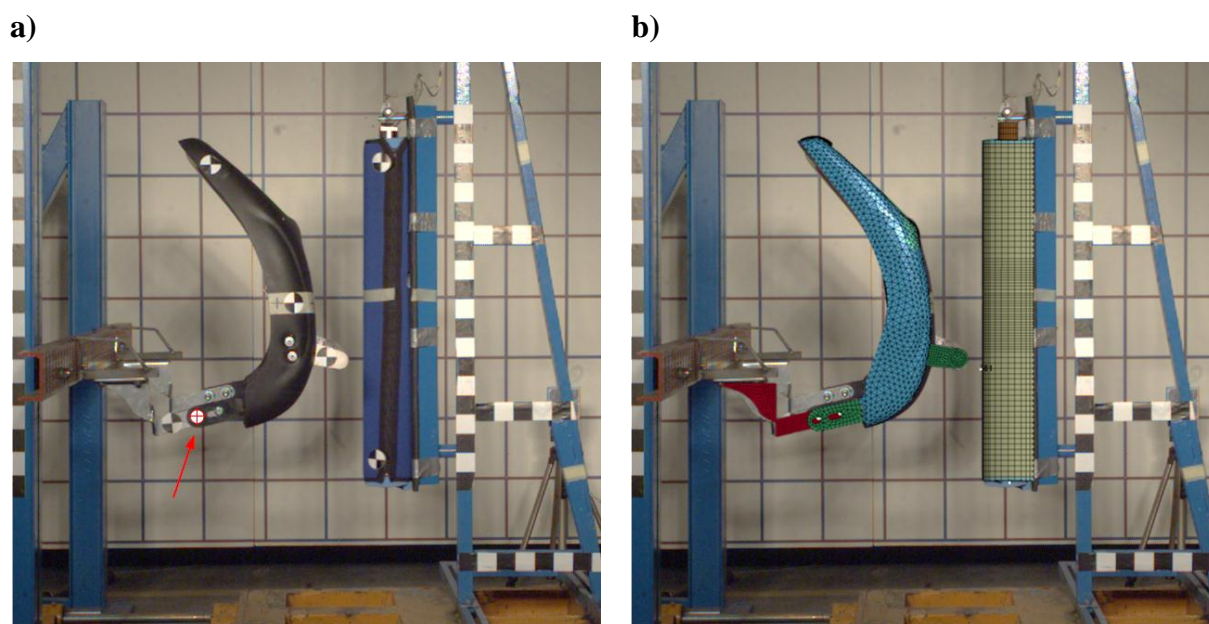
Wynikiem przeprowadzonych badań są maksymalne wartości modułów z przebiegów funkcji parametrów biomechanicznych (limitów uszkodzenia) impaktora nogi. Zostały one przedstawione w tabeli 28. Wszystkie zarejestrowane wartości mieszczą się w limitach określonych przez rozporządzenie (WE) 78/2009, co potwierdza prawidłową konstrukcję PUZ_N1.

Tabela 28. Wyniki badań eksperymentalnych uderzenia w PUZ_N1 impaktorem nogi

Zarejestrowane maksymalne wartości modułów		
Przyspieszenie przy górnym końcu kości piszczelowej [g]	Kąt zgięcia [°]	Przesunięcie ścinające [mm]
92,4	2,5	2,7
L I M I T		
200,0	21,0	6,0

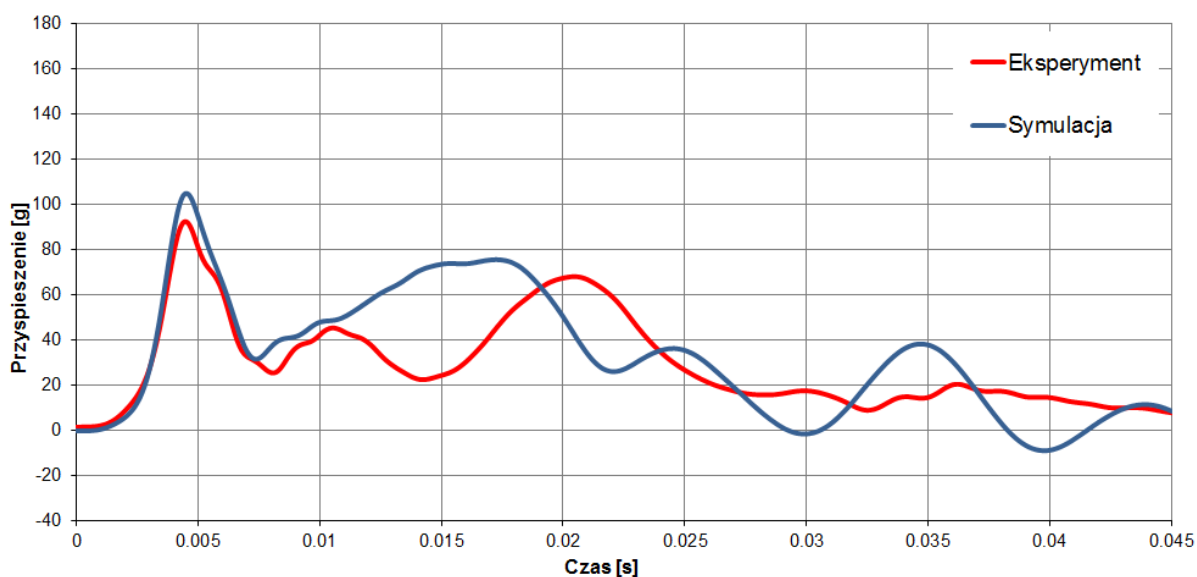
13.3. Przebiegi parametrów biomechanicznych dla eksperymentu i symulacji MES

Przeprowadzony eksperyment posłużył również do weryfikacji zgodności wyników eksperymentalnych z wynikami symulacji numerycznej. W ostatecznym modelu numerycznym uwzględniono rzeczywiste mocowanie poprzeczki podcinającej „O” do ramy PUZ_N1. Poprzeczka podcinająca połączona została z ramą PUZ_N1 nie przez sztywne połączenie typu *rigid*, lecz za pomocą podatnego płaskownika i ośmiu śrub zamodelowanych elementami *Constrained_Node_Set* (por. rozdział 12.8). Podatność poprzeczki podcinającej w porównaniu do modeli obliczeniowych z rozdziału 12.8 jest więc większa. Model dyskretny ramy PUZ_N1 należało również obrócić o 10° względem osi przechodzącej przez mocowanie konstrukcji wskazanej na rys. 13.13a. Operacja miała na celu dopasowanie geometrii modelu dyskretnego względem obiektu rzeczywistego zamontowanego na ramie testowej. Widoczny na rys. 13.13b model numeryczny PUZ_N1 oraz impaktora nogi naniesiono na obiekt rzeczywisty.

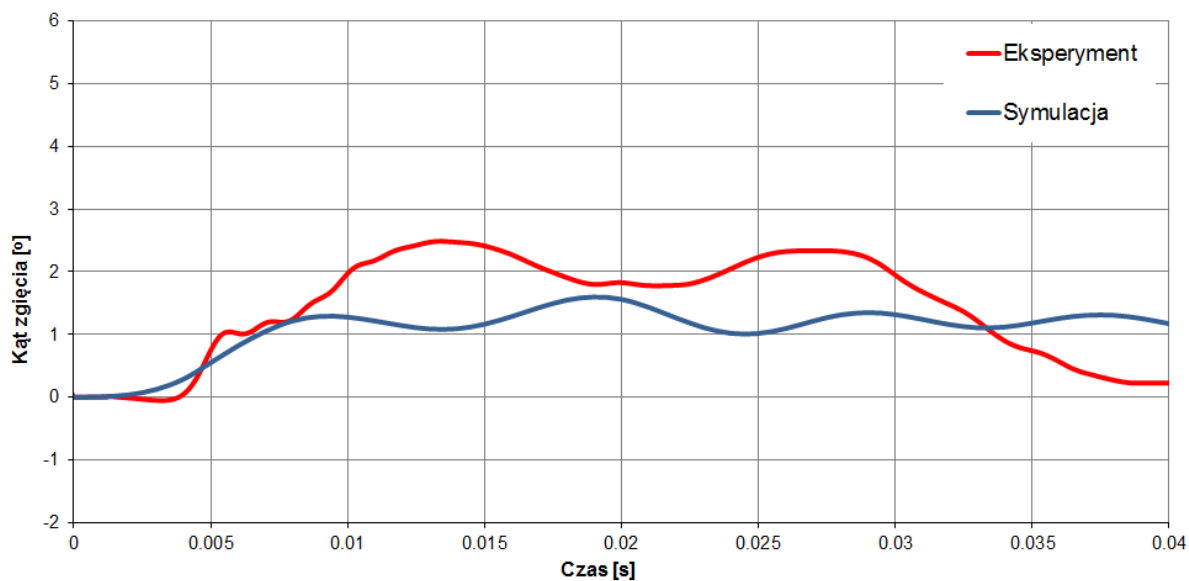


Rys. 13.13. Widok stanowiska badawczego z PUZ_N1: a) obiekt rzeczywisty b) graficznie przedstawiony model numeryczny

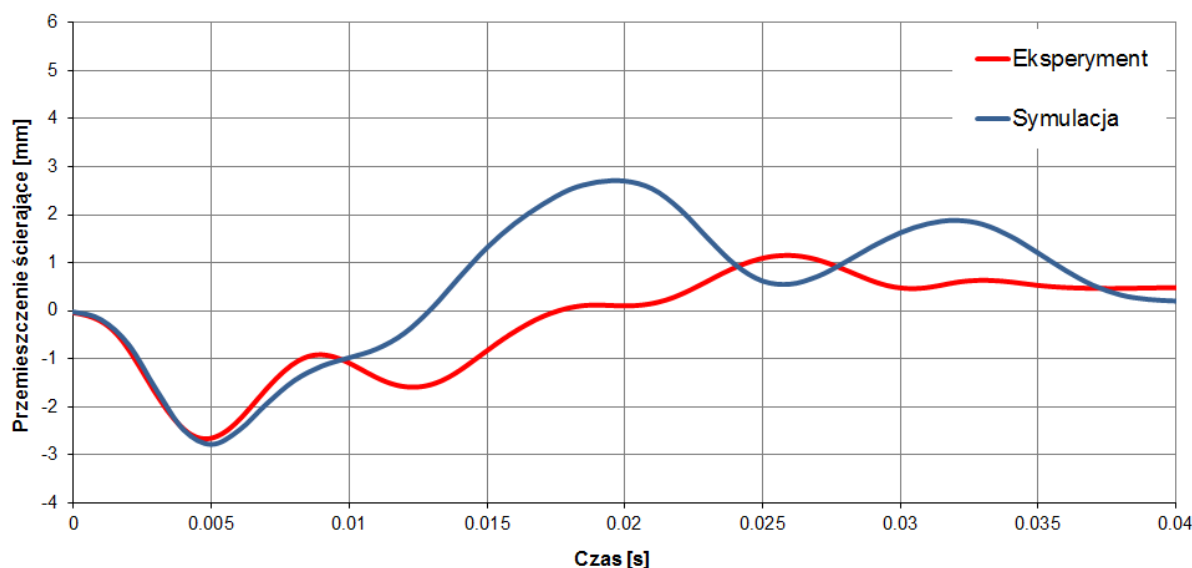
Na rysunkach 13.14÷13.16 przedstawiono wyniki badań porównawczych. Zaznacza się, że celem nie było dostrojenie modelu numerycznego po to, aby otrzymać pożądaną zgodność symulacji z eksperymentem.



Rys. 13.14. Przebieg przyspieszenia w czasie eksperymentu i symulacji numerycznej PUZ_N1



Rys. 13.15. Przebieg kąta zgięcia kolana w czasie eksperymentu i symulacji numerycznej PUZ_N1



Rys. 13.16. Przebieg przemieszczenia ścinającego w czasie eksperymentu i symulacji numerycznej PUZ_N1

Autor pracy jest świadomy ograniczeń, jakie niosą za sobą obie przedstawione metody. Różnica wyników między symulacją komputerową a eksperymentem ma swoje źródło w:

1. Zastosowaniu modelu materiału do odwzorowania poliuretanu – w trakcie badań przeprowadzono weryfikację materiałową jedynie podczas statycznej próby rozciągania/ściskania. Dla poliuretanu nie uwzględniono jednak umocnienia materiału z prędkością odkształcania, ponieważ zagadnienie to jest obszernym tematem badawczym. Należy dodać, że przy obecnym stanie techniki komputerowej, modelowanie tworzyw sztucznych jest zagadnieniem technicznie skomplikowanym z powodu nieliniowego, lepkoplastycznego zachowania [125].
2. Błędzie metody elementów skończonych. Do rozwiązania układu równań różniczkowych ruchu wykorzystano metodę bezpośredniego całkowania równań ruchu EULERA. Cechą tej metody jest narastanie błędów obliczeń wraz z liczbą kroków [66]. Gdyby uznać wyniki pomiaru akcelerometrem podczas eksperymentu za nieobarczone błędem, wówczas różnica wyników pomiędzy symulacją a eksperymentem wynosiłaby 12%. Symulacja numeryczna zawyża jednak uzyskane wyniki, co skłania do wniosku, że wyniki symulacji znajdują się po stronie bezpiecznej (rozdział 6).
3. Pęknięciu mocowań w około 75 ms zderzenia. Nieciągłość materiału nie została odzwierciedlona w symulacji numerycznej.

4. Odkształceniu ramy testowej podczas eksperymentu oraz jej drganiom. W symulacji rama testowa jest układem idealnie sztywnym.
5. Błędach pomiarowych związanych z eksperymentem, a szczególnie pomiaru kąta zgięcia, gdzie dokładność zależy od kontaktu płaskowników (imitujących więzadła kolanowe) z ich gniazdem [136]. Problem ten dotyczy zwłaszcza niskich wartości kątów zgięcia. W eksperymencie wartość kąta zgięcia jest ponad siedmiokrotnie niższa niż ustalony limit kryteriów biomechanicznych.

14. PODSUMOWANIE I KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

Motywytem podjęcia tematyki niniejszej pracy było dostrzeżenie problemu związanego z badaniem bezpieczeństwa pojazdów typu SUV w odniesieniu do ochrony pieszych. W pracy zwrócono uwagę na rozbieżność pomiędzy wartościami kąta zgięcia stawu kolanowego podczas badań pojazdów sportowo-użytkowych przy wykorzystaniu impaktora nogi oraz manekina pieszego. Dowiedziono, że będące obecnie w użyciu impaktory nie pozwalają ocenić faktycznego poziomu bezpieczeństwa pojazdów typu SUV w aspekcie ochrony pieszych. Na podstawie przedstawionych w rozdziale 2 i 9 wyników badań dla tych samych pojazdów i prędkości zderzenia, można zaobserwować znaczące różnice w zgięciu stawu kolanowego manekina i impaktora. Co więcej, wyniki standardowych testów homologacyjnych przy użyciu impaktora nogi mogą prowadzić do pozytywnej oceny bezpieczeństwa pojazdów, które faktycznie mogłyby spowodować poważne obrażenia u pieszych podczas wypadku. Ponadto badania zgodne z rozporządzeniem (WE) 78/2009 nie prezentują istotnej – ze względu na obrażenia pieszego – pełnej kinematyki pieszego po zderzeniu. W związku z tym postanowiono opracować własną metodę oceny wpływu elementów konstrukcyjnych pojazdów na bezpieczeństwo pieszego.

Mając na uwadze realizację powyższego celu, powstała potrzeba sporządzenia procedury walidacji badań numerycznych, którą szerzej opisano w rozdziale 6. Przeprowadzono badania fizyczne oraz numeryczne na pojeździe, wyposażonym w przedni układ zabezpieczający (PUZ), przy użyciu certyfikowanego impaktora nogi. Wynikami badań eksperymentalnych oraz MES potwierdzono możliwość wykorzystania symulacji komputerowych zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009 oraz wytycznymi (WE) 631/2009.

Studium, pozwalające opracować autorską metodę, objęło również badania koncentrujące się na weryfikacji kinematyki pieszego po zderzeniu. Sporządzono parametryczny model pojazdu oraz PUZ, bazując na odpowiedniej konfiguracji położenia elipsoid. Wybrane parametry określające przednią geometrię pojazdu to: dolna linia odniesienia zderzaka (DLOZ) oraz linia odniesienia krawędzi czołowej maski (LOKCM), natomiast w przypadku PUZ jest to: dolna linia odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (DLOPUZ) oraz górna linia odniesienia przedniego układu zabezpieczającego (GLOPUZ). Zastosowanie serii konfiguracji elipsoid umożliwiło odwzorowanie przedniej geometrii typowych pojazdów samochodowych o parametrach określonych w rozdziale 10.2. Do testów użyto 50-percentylowego manekina mężczyzny oraz

5-percentylowego manekina kobiety. Zastosowanie manekina kobiety poszerzyło spektrum prac badawczych o zagadnienia związane ze zderzeniami pojazdów z niższymi pieszymi.

Odpowiednie określenie kinematyki manekina pieszego, poprzez analizę prędkości linowej v oraz kątovej ω elipsoidy związanej ze środkiem masy danego manekina, pozwoliło na opracowanie autorskiego parametru k , szerzej przedstawionego w rozdziale 10.4. Przeprowadzone symulacje numeryczne uderzenia układem elipsoid – charakteryzujących DLOZ i LOKCM – w manekiny wskazały na zależność parametru k od kinematyki pieszego po zderzeniu. Dowiedziono, że dla określonej wartości parametru k można uzyskać daną kinematykę pieszego po zderzeniu, a mianowicie: zawinięcie pieszego, rzut do przodu lub wciągnięcie pod pojazd. W związku z tym możliwa jest wstępna ocena bezpieczeństwa pojazdu samochodowego w odniesieniu do ochrony pieszego. W oparciu o przeprowadzone badania wykazano, że pojazd samochodowy zapewnia pieszem odpowiednią kinematykę po zderzeniu wtedy, gdy $k \geq 1,7$ rad/m. Zależność ta nazwana została kryterium kinematycznym. Tym samym teza niniejszej pracy została dowiedziona.

Zdefiniowanie zależności kinematyki badanego manekina od wartości parametru k pozwoliło opracować metodę oceny wpływu elementów konstrukcyjnych przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo pieszego. Metoda ta wiąże ze sobą nowe kryterium kinematyczne oraz dotychczasowe badania pojazdów przy pomocy impaktorów, tj. kryterium biomechaniczne. Powyższy system badań wykorzystano podczas testowania pojazdów różniących się przednią geometrią nadwozia, jak i pojazdów typu SUV z przednim układem zabezpieczającym.

Opracowany system badań może zostać zastosowany do testów numerycznych oraz badań eksperymentalnych na manekinie fizycznym, po odpowiedniej korekcji parametru k .

Zatem przedstawiona powyżej autorska metoda jest odpowiedzią na problem analizy ryzyka, jakie niesie za sobą uderzenie pojazdu typu SUV w pieszego i stanowi użyteczne narzędzie inżynierskie do oceny bezpieczeństwa pojazdów zarówno nowych, jak i używanych.

Warto dodać, iż przedstawiona w rozdziale 11.1 metoda badań bezpieczeństwa pojazdów zezwala na zastosowanie przedniego układu zabezpieczającego także wówczas, gdy pojazd nie spełnia określonych wymagań etapu 2 lub 3. Zgodnie z opracowaną metodą, w przypadku początkowej, negatywnej weryfikacji pojazdu, zastosowanie przedniego układu zabezpieczającego daje możliwość jego wtórnej, pozytywnej oceny, bez konieczności kosztowych zmian konstrukcji przedniej części pojazdu. W związku z tym podjęto prace

mające na celu opracowanie konstrukcji przedniego układu zabezpieczającego nazwanego PUZ_N1.

Projektowanie PUZ_N1 było zadaniem wieloetapowym. W rozdziale 12 przedstawiono studium prac nad bezpiecznym przednim układem zabezpieczającym, korzystając przy tym z najnowszych narzędzi inżynierskich CAD/CAE. Podczas budowy wirtualnego prototypu PUZ_N1 zdecydowano się zastąpić ramę stalową przez konstrukcję z poliuretanu. Następnie, na podstawie modelu obliczeniowego MES pojazdu i PUZ_N1 oraz manekina pieszego, przeprowadzono symulacje numeryczne, wynikiem których była wstępna weryfikacja kryterium kinematycznego PUZ_N1. W kolejnym etapie, wykorzystując numeryczny model impaktora nogi, zbadano wpływ kształtu, położenia oraz materiału dolnej poprzeczki na następujące parametry biomechaniczne nogi: przyspieszenie, kąt zgięcia, przemieszczenie ścinające. Symulacje numeryczne przeprowadzone zostały zgodnie z procedurą badawczą PB-300, objętą zakresem akredytacji nr AB 659 PCA. Na podstawie przeprowadzonych badań, w prototypie PUZ_N1 zastosowano poprzeczkę podcinającą z rury $\text{Ø}50 \times 2$ mm wykonanej z aluminium 6061, w położeniu $x = -90$ mm, $z = -90$ mm.

Dla określonego rozwiązania konstrukcyjnego PUZ_N1 wykonano również analizę wpływu jego mocowania na przyspieszenie impaktora nogi. Stwierdzono brak wpływu mocowania PUZ_N1 na odnotowane wartości maksymalnych przyspieszeń. Wobec tego udowodniono, że stosowanie mocowania absorbującego energię zderzenia jest celowe jedynie wówczas, gdy sama konstrukcja PUZ (bez mocowania) pozwala na zmniejszenie wartości przyspieszeń działających na nogi pieszego podczas wypadku. Zatem podczas konstruowania przedniego układu zabezpieczającego wskazana jest jego wstępna weryfikacja bez mocowania. Z uwagi na ograniczenia techniczne do badań PUZ bez mocowania rekomendowane są systemy numeryczne.

Wykorzystując własną procedurę weryfikacji bezpieczeństwa pojazdów, została przeprowadzona szczegółowa ocena PUZ_N1, umieszczonego na pojeździe, który pierwotnie nie spełniał wymagań bezpieczeństwa pieszego ze względu na kryterium kinematyczne. Z uwagi na fakt, że wyznaczona wartość parametru k wyniosła 1,76 rad/m stwierdzono, iż wtórnie testowany pojazd z zamontowanym PUZ_N1 spełnia wymagania kryterium kinematycznego.

W rozdziale 13 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych uderzenia impaktorem nogi w PUZ_N1, zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009. Badania niszczące PUZ_N1 przeprowadzono na ramie testowej, ponieważ w rozdziale 12.10 wykazano, że

wpływ pojazdu (Nissan Navara) na przebieg funkcji parametrów biomechanicznych impaktora nogi jest mniejszy niż przyjęta granica 10%. W przeprowadzonych badaniach laboratoryjnych uzyskano wyniki, które jednoznacznie wskazują na spełnienie kryterium biomechanicznego przez PUZ_N1. Wartości przyspieszenia, kąta zgięcia oraz przemieszczenia ścinającego wynoszą odpowiednio: 92,4 g, 2,5°, 2,7 mm – co stanowi kolejno: 46%, 12%, 45% dopuszczalnych limitów określonych w rozporządzeniu (WE) 78/2009.

Przeprowadzone badania eksperymentalne zostały użyte do weryfikacji wyników symulacji numerycznych. Badania porównawcze stanowiły podstawę do przedstawienia ograniczeń obu tych metod badawczych w odniesieniu do testowanej konstrukcji PUZ_N1. Zwrócono uwagę m.in. na problemy wynikające z: odwzorowania modelu materiału dla poliuretanu z powodu niewystarczających danych na temat wpływu prędkości odkształcania na umocnienie poliuretanu, pęknięcia mocowań PUZ_N1 oraz dokładności w pomiarze kąta zgięcia podczas eksperymentu. Powyższe ograniczenia stanowią punkt wyjściowy do dalszych badań naukowych.

Reasumując, do najistotniejszych wartości poznawczych i praktycznych niniejszej pracy należy zaliczyć:

1. Przeprowadzenie badań porównawczych uderzenia pojazdu w manekin pieszego z testem homologacyjnym – zarówno numerycznym, jak i fizycznym – przy użyciu impaktora nogi oraz wykazanie przyczyn rozbieżności w kącie zgięcia stawu kolanowego.
2. Wykazanie, że użycie impaktora nogi w procesie homologacji pojazdów typu SUV nie reprezentuje faktycznej kinematyki pieszego po zderzeniu i może prowadzić do niewłaściwej i błędnej oceny bezpieczeństwa tych pojazdów.
3. Wykonanie symulacji numerycznych obrazujących zderzenie kompletnego pojazdu z manekinem pieszego oraz utworzenie bazy danych modeli MES pojazdów sportowo-użytkowych.
4. Opracowanie procedury badań porównawczych dla przednich układów zabezpieczających.
5. Opracowanie oryginalnego parametru k , określonego wzorem (10.1), przy użyciu którego możliwa jest weryfikacja kinematyki manekina pieszego po zderzeniu.
6. Zdefiniowanie autorskiego kryterium kinematycznego na podstawie opracowanego modelu pojazdu z manekinem pieszego.

7. Opracowanie metody oceny wpływu elementów konstrukcyjnych przedniej części pojazdu na bezpieczeństwo pieszego.
8. Przeprowadzenie analizy wpływu kształtu, położenia i materiału poprzeczki podcinającej, zamocowania przedniego układu zabezpieczającego oraz oddziaływania pojazdu na parametry biomechaniczne rejestrowane podczas badań impaktorem nogi.
9. Zbudowanie oryginalnego prototypu PUZ_N1 na podstawie wyników wieloetapowych badań.
10. Wykazanie, zgodnie z opracowaną metodą, że prawidłowo zaprojektowana konstrukcja przedniego układu zabezpieczającego zamontowanego na pojeździe może zwiększyć poziom bezpieczeństwa pieszego podczas zderzenia.
11. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych zgodnie z rozporządzeniem (WE) 78/2009 w celu weryfikacji kryterium biomechanicznego dla konstrukcji PUZ_N1.
12. Zweryfikowanie wyników symulacji numerycznych poprzez badania doświadczalne.

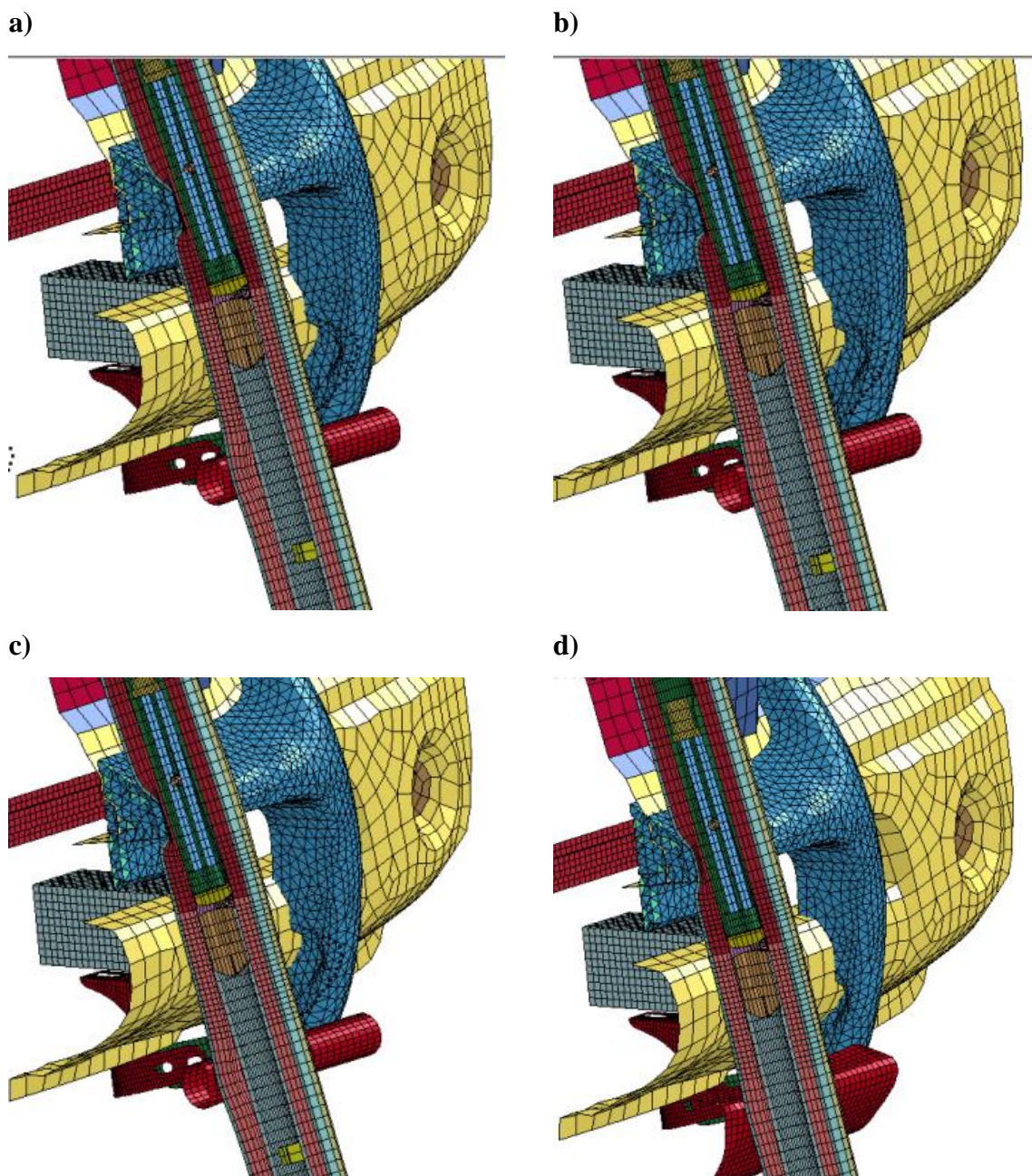
Na podstawie uzyskanych wyników pracy wytyczono następujące kierunki dalszych badań:

- weryfikacja parametru k podczas eksperymentu na manekinie rzeczywistym;
- opracowanie zależności parametru k w funkcji zmiennej prędkości zderzeniowej;
- rozszerzenie spektrum badań o zagadania dotyczące różnych pozycji pieszego podczas wypadku;
- zbadanie możliwości użycia poduszki gazowej w poprzeczce podcinającej PUZ_N1;
- rozwój badań w kierunku projektowania przednich układów zabezpieczających z tworzyw sztucznych;
- rozszerzenie metody oceny wpływu elementów konstrukcyjnych przedniej części pojazdu o zagadania związane z bezpieczeństwem innych niechronionych użytkowników dróg m.in. rowerzystów.

Mariusz Ptak

15. ZAŁĄCZNIKI

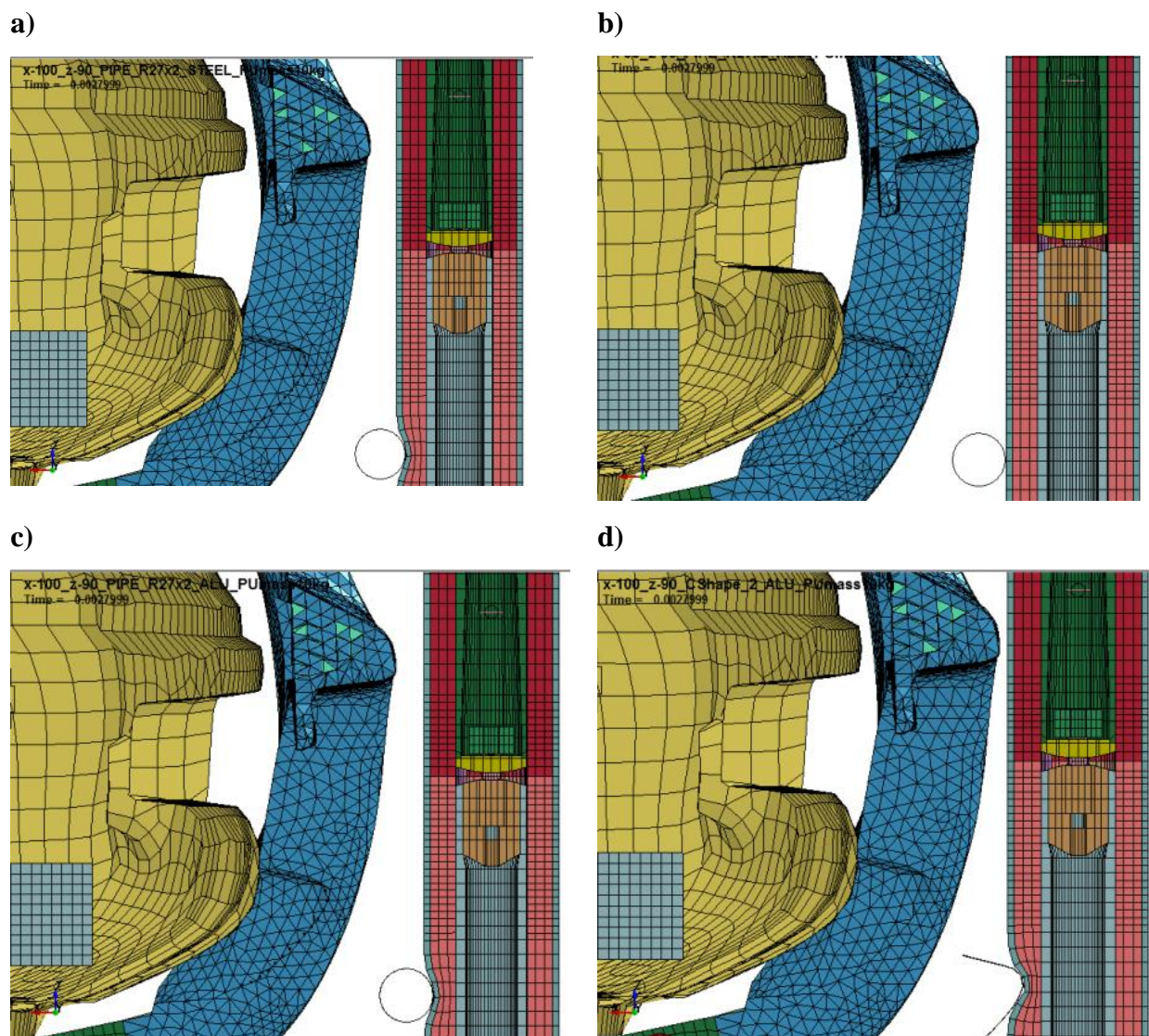
15.1. Badanie konfiguracji położenia i zastosowanego materiału na poprzeczkę podcinającą



Rys. 15.1. Deformacje impaktora nogi i PUZ_N1 (widok z boku – przekrój w płaszczyźnie symetrii)

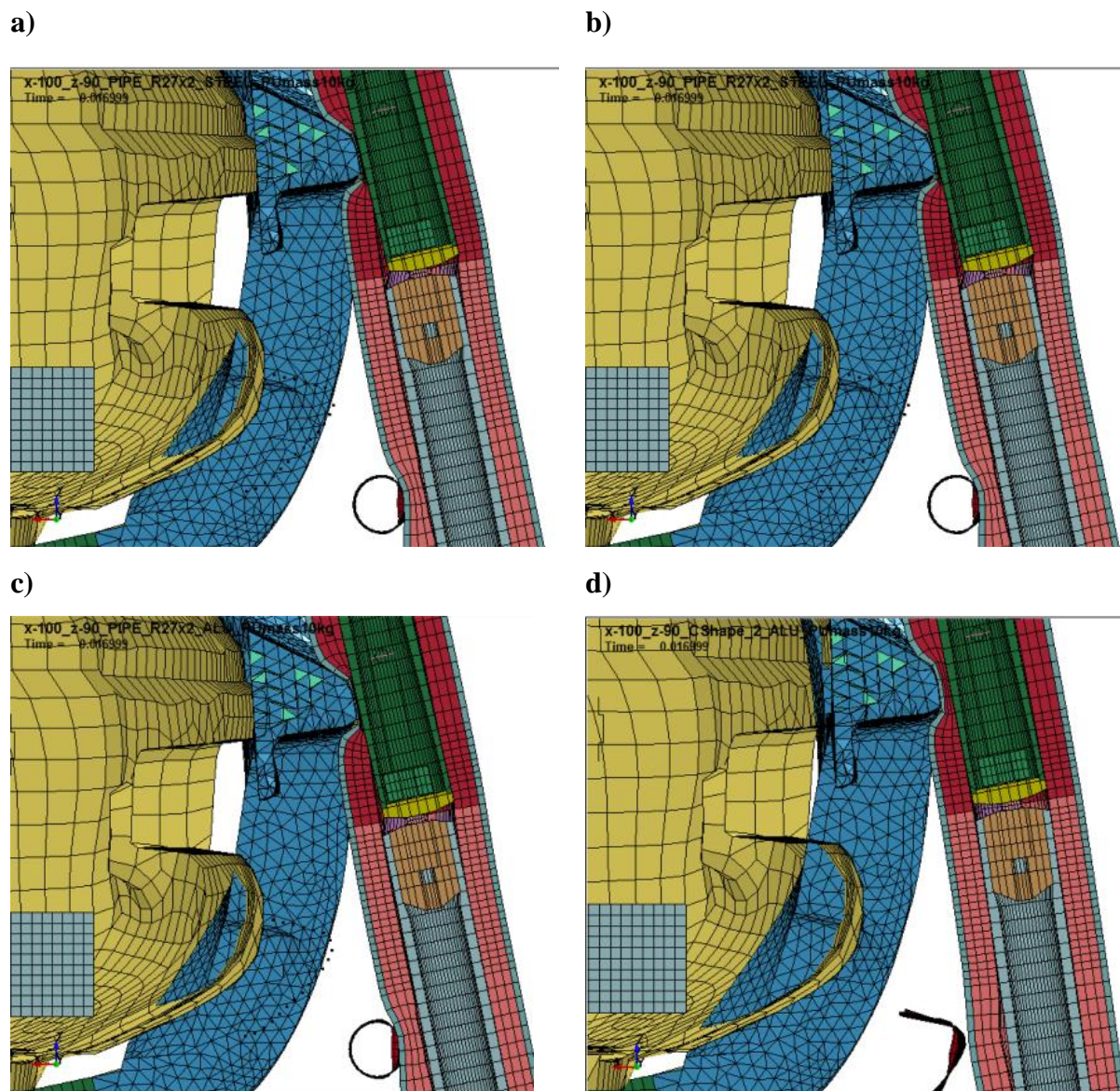
w 2 ms zderzenia dla konfiguracji poprzeczki:

- a) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; stal 304;
- b) $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- c) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- d) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; L; Al 6061.



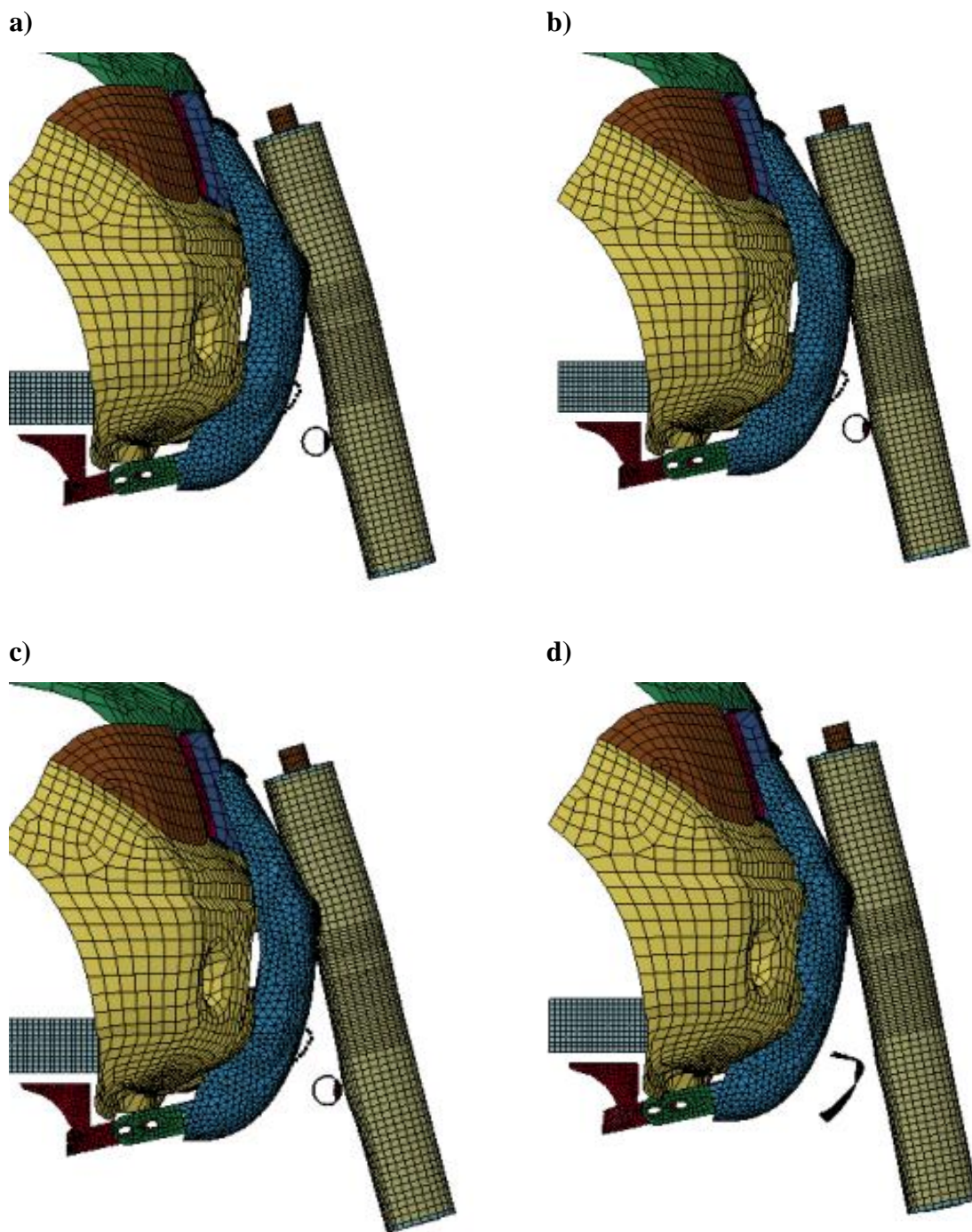
Rys. 15.2. Deformacje impaktora nogi i PUZ_N1 (widok z boku – przekrój w płaszczyźnie symetrii)

- w 2 ms zderzenia dla konfiguracji poprzeczki:
- a) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; stal 304;
 - b) $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
 - c) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
 - d) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; L; Al 6061.



Rys. 15.3. Deformacje impaktora nogi i PUZ_N1 (widok z boku – przekrój w płaszczyźnie symetrii pojazdu) w 17 ms zderzenia dla konfiguracji poprzeczki:

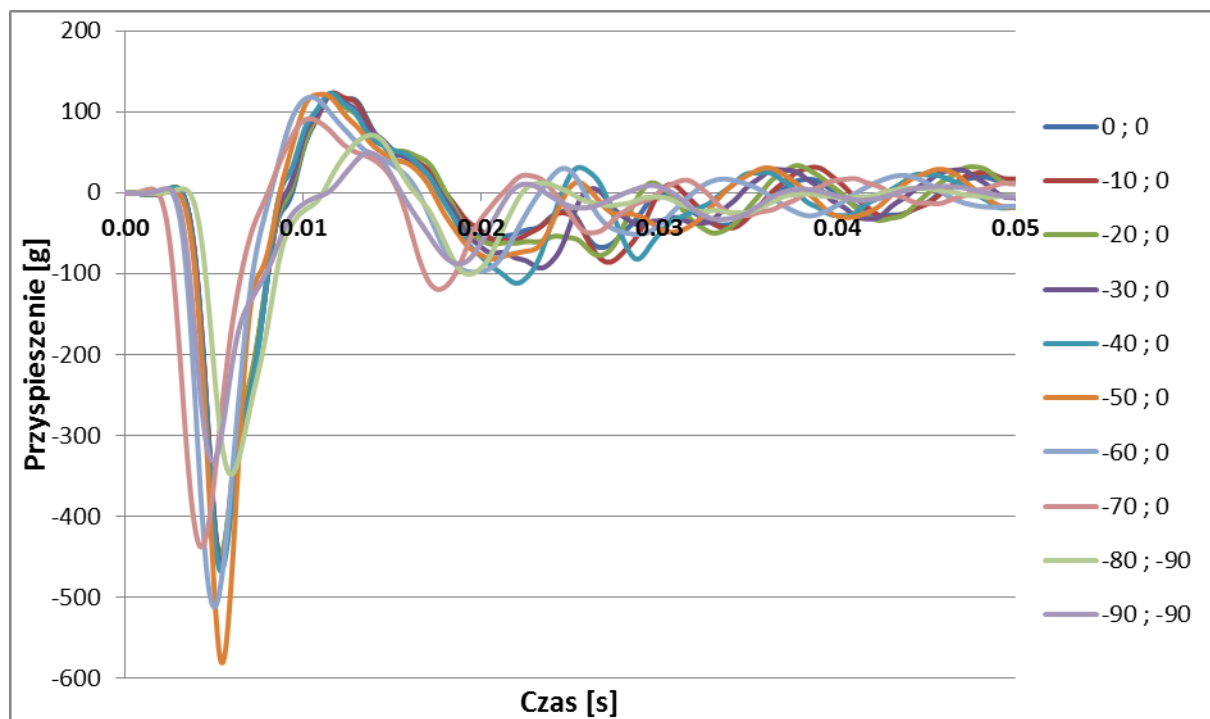
- a) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; stal 304;
- b) $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- c) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- d) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; L; Al 6061.



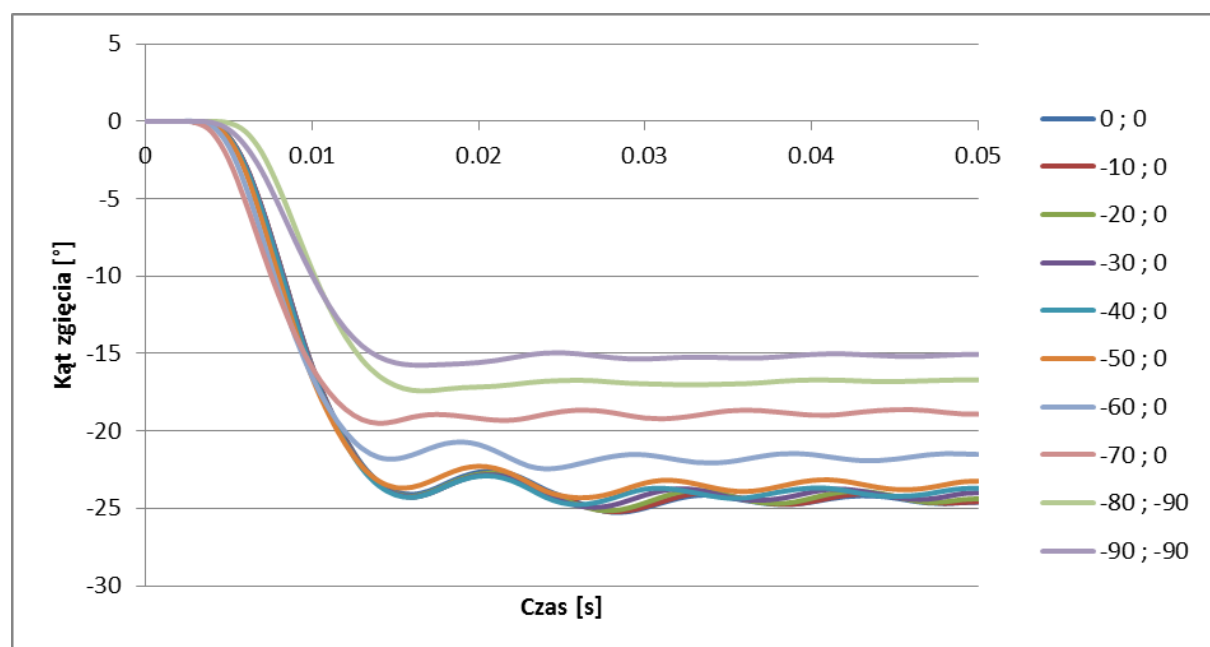
Rys. 15.4. Deformacje impaktora nogi i PUZ_N1 (widok z boku) w 21 ms zderzenia dla konfiguracji poprzeczki:

- a) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; stal 304;
- b) $x = -90$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- c) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; $\text{Ø}50 \times 2$; Al 6061;
- d) $x = -100$ mm, $z = -90$ mm; L; Al 6061.

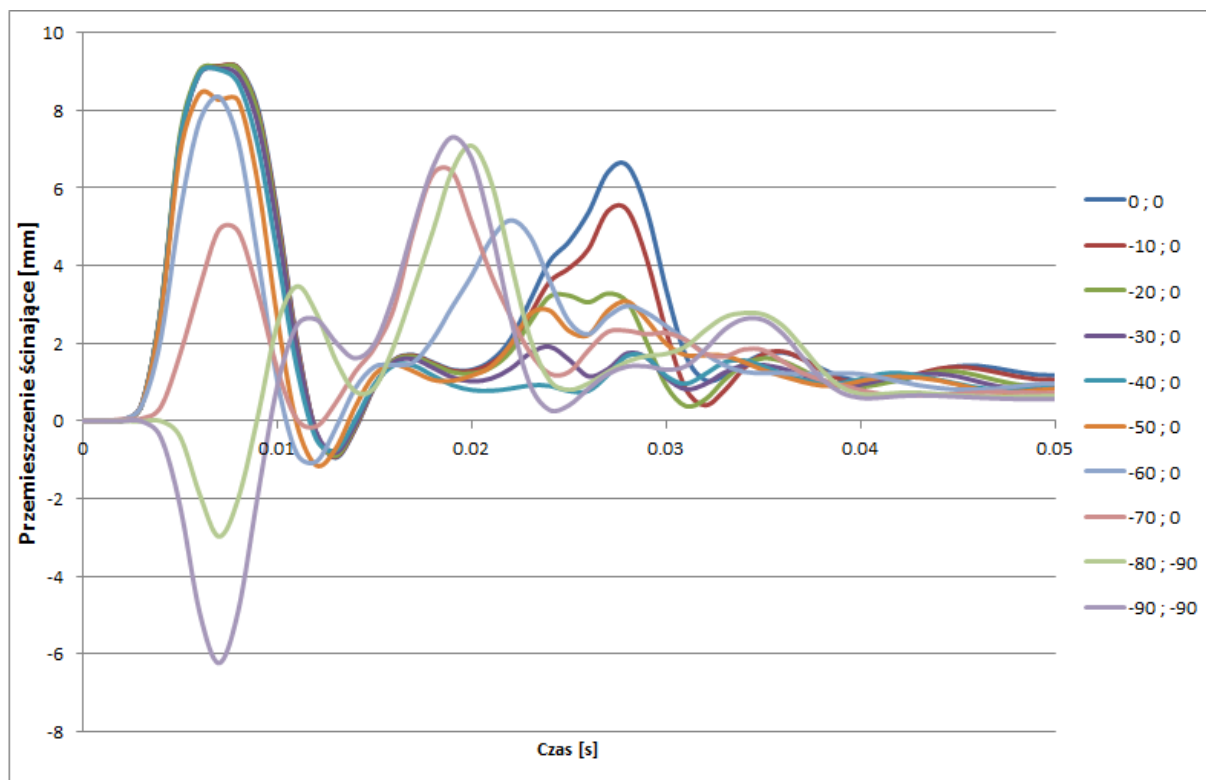
15.2. Poprzeczka podcinająca typu „L” PUZ_N1



Rys. 15.5. Przebieg przyspieszenia w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „L”

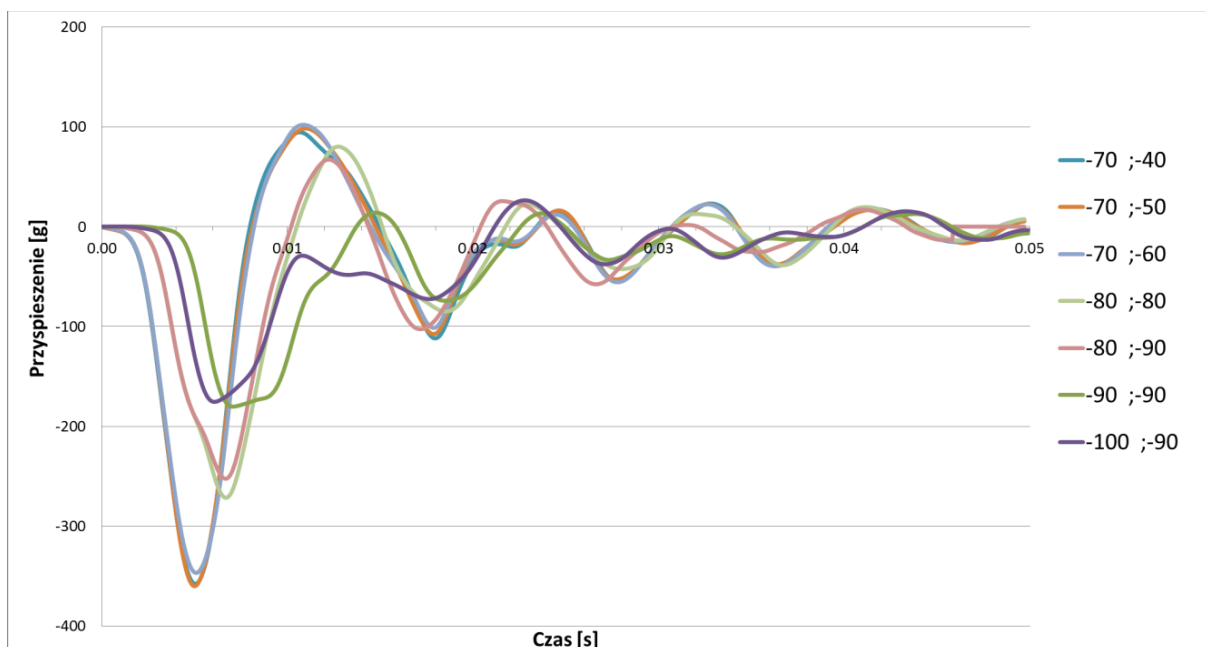


Rys. 15.6. Przebieg kąta zgięcia kolana w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „L”

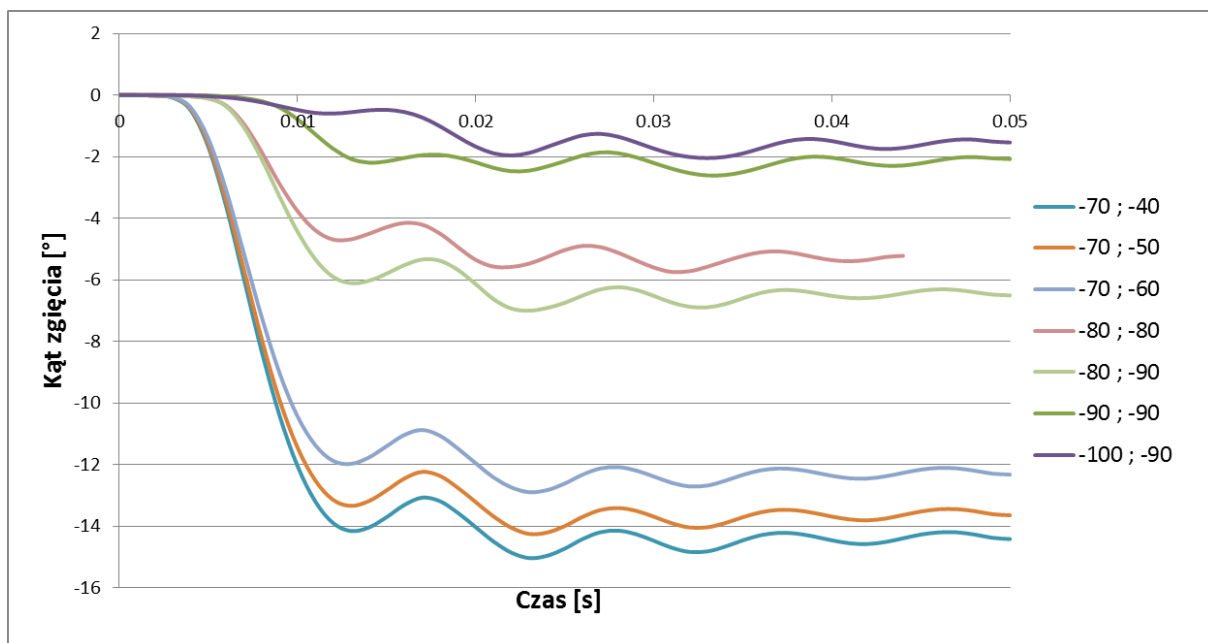


Rys. 15.7. Przebieg przemieszczenia ścinającego kolana w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „L”

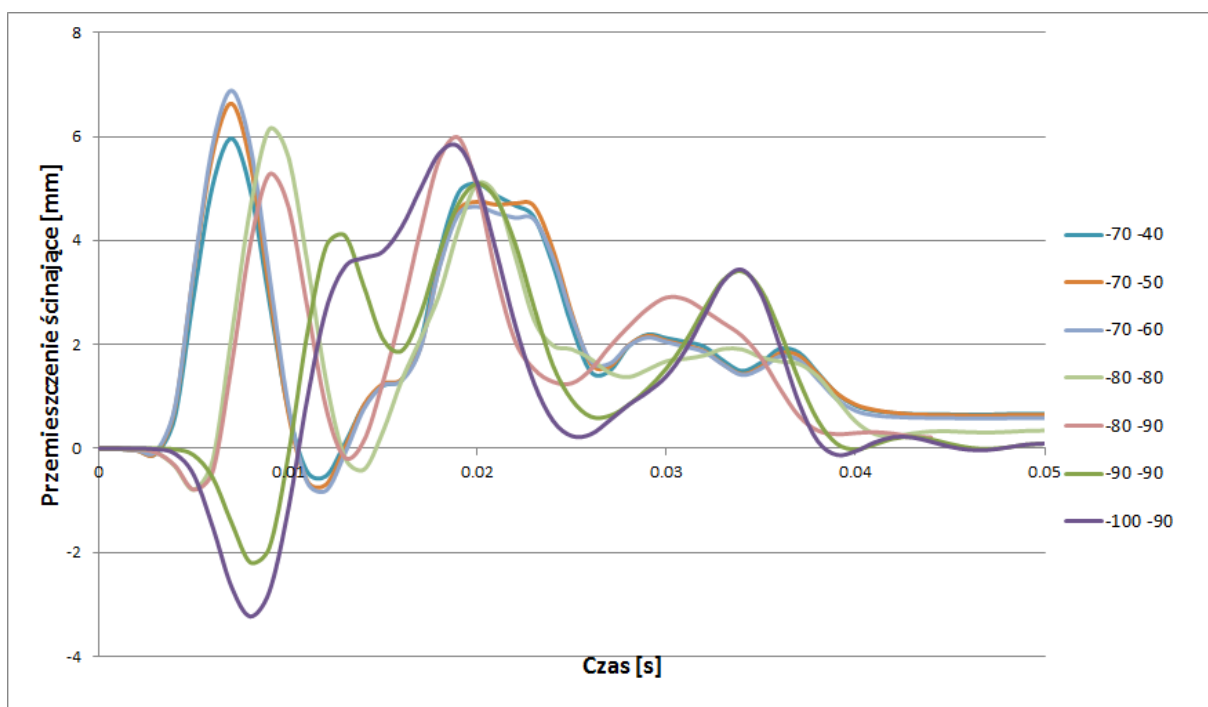
15.3. Poprzeczka podcinająca typu „O” PUZ_N1



Rys. 15.8. Przebieg przyspieszenia w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „O”



Rys. 15.9. Przebieg kąta zgięcia kolana w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „O”



Rys. 15.10. Przebieg przemieszczenia ścinającego kolana w czasie dla różnych pozycji (x; y) poprzeczki podcinającej „O”

15.4. Konfiguracja elipsoid

Tabela 29. Zestawienie konfiguracji rodzaju manekina i położenia elipsoid do wyznaczenia wartości parametru k oraz kinematyki pieszego

Numer serii	rodzaj manekina	DLOZ [m]	LOKCM [m]	D [m]	k [rad/m]	kinematyka pieszego
1	męski 50-per.	0,07	0,52	0,0	2,86	zawinięcie
2	męski 50-per.	0,17	0,62	0,0	2,78	zawinięcie
3	męski 50-per.	0,27	0,72	0,0	1,92	zawinięcie
4	męski 50-per.	0,37	0,82	0,0	1,77	zawinięcie
5	męski 50-per.	0,47	0,92	0,0	1,52	rzut do przodu
6	męski 50-per.	0,57	1,02	0,0	0,98	rzut do przodu
7	męski 50-per.	0,67	1,12	0,0	0,89	rzut do przodu
8	męski 50-per.	0,77	1,22	0,0	0,74	rzut do przodu
9	męski 50-per.	0,87	1,32	0,0	-0,89	wciągnięcie pod pojazd
10	męski 50-per.	0,97	1,42	0,0	-1,32	wciągnięcie pod pojazd
11	męski 50-per.	0,07	0,52	0,1	2,75	zawinięcie
12	męski 50-per.	0,17	0,62	0,1	2,68	zawinięcie
13	męski 50-per.	0,27	0,72	0,1	2,19	zawinięcie
14	męski 50-per.	0,37	0,82	0,1	2,03	zawinięcie
15	męski 50-per.	0,47	0,92	0,1	1,77	zawinięcie
16	męski 50-per.	0,57	1,02	0,1	1,52	rzut do przodu
17	męski 50-per.	0,67	1,12	0,1	1,36	rzut do przodu
18	męski 50-per.	0,77	1,22	0,1	0,79	rzut do przodu
19	męski 50-per.	0,87	1,32	0,1	-0,90	wciągnięcie pod pojazd
20	męski 50-per.	0,97	1,42	0,1	-1,85	wciągnięcie pod pojazd
21	męski 50-per.	0,07	0,52	0,2	2,86	zawinięcie
22	męski 50-per.	0,17	0,62	0,2	2,79	zawinięcie
23	męski 50-per.	0,27	0,72	0,2	2,32	zawinięcie
24	męski 50-per.	0,37	0,82	0,2	2,08	zawinięcie
25	męski 50-per.	0,47	0,92	0,2	1,89	zawinięcie
26	męski 50-per.	0,57	1,02	0,2	1,69	zawinięcie
27	męski 50-per.	0,67	1,12	0,2	1,46	rzut do przodu
28	męski 50-per.	0,77	1,22	0,2	1,01	rzut do przodu
29	męski 50-per.	0,87	1,32	0,2	-0,86	wciągnięcie pod pojazd
30	męski 50-per.	0,97	1,42	0,2	-2,31	wciągnięcie pod pojazd
31	męski 50-per.	0,07	0,52	0,3	3,00	zawinięcie
32	męski 50-per.	0,17	0,62	0,3	2,30	zawinięcie
33	męski 50-per.	0,27	0,72	0,3	2,07	zawinięcie
34	męski 50-per.	0,37	0,82	0,3	2,05	zawinięcie
35	męski 50-per.	0,47	0,92	0,3	1,98	zawinięcie
36	męski 50-per.	0,57	1,02	0,3	2,02	zawinięcie
37	męski 50-per.	0,67	1,12	0,3	1,42	rzut do przodu
38	męski 50-per.	0,77	1,22	0,3	1,21	rzut do przodu
39	męski 50-per.	0,87	1,32	0,3	-0,32	wciągnięcie pod pojazd

40	męski 50-per.	0,97	1,42	0,3	-2,21	wciągnięcie pod pojazd
41	męski 50-per.	0,07	0,67	0,1	2,74	zawinięcie
42	męski 50-per.	0,17	0,77	0,1	1,97	zawinięcie
43	męski 50-per.	0,27	0,87	0,1	1,91	zawinięcie
44	męski 50-per.	0,37	0,97	0,1	1,73	zawinięcie
45	męski 50-per.	0,47	1,07	0,1	1,54	rzut do przodu
46	męski 50-per.	0,57	1,17	0,1	1,27	rzut do przodu
47	męski 50-per.	0,67	1,27	0,1	1,10	rzut do przodu
48	męski 50-per.	0,77	1,37	0,1	-0,39	wciągnięcie pod pojazd
49	męski 50-per.	0,87	1,47	0,1	-1,00	wciągnięcie pod pojazd
50	męski 50-per.	0,97	1,57	0,1	-2,21	wciągnięcie pod pojazd
51	damski 5-per.	0,07	0,67	0,1	2,61	zawinięcie
52	damski 5-per.	0,17	0,77	0,1	1,84	zawinięcie
53	damski 5-per.	0,27	0,87	0,1	1,75	zawinięcie
54	damski 5-per.	0,37	0,97	0,1	1,7	zawinięcie
55	damski 5-per.	0,47	1,07	0,1	1,13	rzut do przodu
56	damski 5-per.	0,57	1,17	0,1	0,92	rzut do przodu
57	damski 5-per.	0,67	1,27	0,1	0,88	rzut do przodu
58	damski 5-per.	0,77	1,37	0,1	-0,41	wciągnięcie pod pojazd
59	damski 5-per.	0,87	1,47	0,1	-0,5	wciągnięcie pod pojazd
60	damski 5-per.	0,97	1,57	0,0	-1,2	wciągnięcie pod pojazd
61	damski 5-per.	0,07	0,52	0,0	3,23	zawinięcie
62	damski 5-per.	0,17	0,62	0,0	2,58	zawinięcie
63	damski 5-per.	0,27	0,72	0,0	2,05	zawinięcie
64	damski 5-per.	0,37	0,82	0,0	1,95	zawinięcie
65	damski 5-per.	0,47	0,92	0,0	1,9	zawinięcie
66	damski 5-per.	0,57	1,02	0,0	1,52	rzut do przodu
67	damski 5-per.	0,67	1,12	0,0	0,91	rzut do przodu
68	damski 5-per.	0,77	1,22	0,0	0,89	rzut do przodu
69	damski 5-per.	0,87	1,32	0,0	-0,7	wciągnięcie pod pojazd
70	damski 5-per.	0,97	1,42	0,0	-1,1	wciągnięcie pod pojazd
71	damski 5-per.	0,07	0,52	0,1	3,02	zawinięcie
72	damski 5-per.	0,17	0,62	0,1	2,77	zawinięcie
73	damski 5-per.	0,27	0,72	0,1	2,34	zawinięcie
74	damski 5-per.	0,37	0,82	0,1	1,78	zawinięcie
75	damski 5-per.	0,47	0,92	0,1	1,83	zawinięcie
76	damski 5-per.	0,57	1,02	0,1	1,55	rzut do przodu
77	damski 5-per.	0,67	1,12	0,1	0,93	rzut do przodu
78	damski 5-per.	0,77	1,22	0,1	-0,43	wciągnięcie pod pojazd
79	damski 5-per.	0,87	1,32	0,1	-0,51	wciągnięcie pod pojazd
80	damski 5-per.	0,97	1,42	0,1	-1,12	wciągnięcie pod pojazd

16. BIBLIOGRAFIA

1. Akiyama A., Okamoto M., Rangarajan N.: Development and application of the new pedestrian dummy. 17th ESV Conference. (2001).
2. Akiyama A., Yoshida S., Matushashi T.: Development of human-like pedestrian dummy. Proceedings of JSAE Annual Congress. (1999).
3. Al-Ghamdi A.S.: Pedestrian–vehicle crashes and analytical techniques for stratified contingency tables. *Accident Analysis & Prevention*. 34, 2, 205–214 (2002).
4. Anderson R., Ponte G., Doecke S.: A survey of bullbar prevalence at pedestrian crash sites in Adelaide, South Australia. (2008).
5. Anderson R.W.G., Berg A.L. Van Den, Ponte G., Streeter L.D., Mclean A.J.: Performance of bull bars in pedestrian impact tests Report documentation. The University of Adelaide. July, (2006).
6. Anderson R.W.G., Doecke S., Berg A.L. Van Den, Searson D.J., Ponte G.: The effect of bull bars on head impact kinematics in pedestrian crashes Report documentation. The University of Adelaide. April, (2009).
7. Anderson R.W.G., McLean A.J., Farmer M.J.B., Lee B.H., Brooks C.G.: Vehicle travel speeds and the incidence of fatal pedestrian crashes. *Accident Analysis & Prevention*. 29, 5, 667–674 (1997).
8. Anderson R.W.G., Streeter L.D.: Pedestrian reconstruction using multibody MADYMO simulation and the Polar-II dummy: a comparison of head kinematics. 1–15 (2001).
9. ARUP: A New Pedestrian Lower Legform Model for LS-DYNA New Pedestrian Legform Model. May, (2003).
10. Arup Advanced Technology: A New Pedestrian Lower Legform Model for LS-DYNA User Manual. (2003).
11. Arup Advanced Technology: Pedestrian Impact Tests Update. (2009).
12. Atkins R.M., Turner W.H., Duthie R.B., Wilde B.R.: Injuries to pedestrians in road traffic accidents. *BMJ (Clinical research ed.)*. 297, 6661, 1431–1434 (1988).
13. Ballesteros M.: Pedestrian injuries and vehicle type in Maryland, 1995–1999. *Accident Analysis & Prevention*. (2004).
14. Beevers A.: Plastic bull bars: a novel concept. *Plastics and Rubber Weekly*. (2006).
15. Bignell P.: Evaluation of the performance and testing techniques of Vehicle Frontal Protection Systems. Queensland University of Technology (2004).

16. Bois P. Du, Chou C.C., Fileta B.B., King A.I., Mahmood H.F.: Vehicle crashworthiness and occupant protection. , Michigan (2004).
17. Bowd D.: Impact of bull-bars on pedestrians. AIRIL: The inaugural international conference on accident investigation, reconstruction, interpretation and the law. pp. 389–400 , Gold Coast, Australia (1995).
18. Brian Hardy: Taking the bull bars by the horns. Freight Transport. 16, (2007).
19. Brooks R.: A materials and structure perspective on the feasibility of automotive frontal protection systems meeting the proposed pedestrian safety test criteria. Design. 220, 67–78 (2010).
20. Buchacz A.: The expansion of the synthesized structures of mechanical discrete systems represented by polar graphs. Journal of Materials Processing Technology. 164-165, 1277–1280 (2005).
21. Buchacz A., Żółkiewski S.: Dynamic analysis of the mechanical systems vibrating transversally in transportation. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 20, 1-2, 331–334 (2007).
22. Burczyński T., Bąk R.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne (2001).
23. Będza T., Garbicz G., Dybała B.: Integracja metod inżynierii odwrotnej w rekonstrukcji modeli 3D obiektów fizycznych. Mechanik. 82, 2, 136–137 (2009).
24. Będziński R.: Biomechanika inżynierska: zagadnienia wybrane. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (1997).
25. Będziński R., Ścigała K.: FEM analysis of strain distribution in tibia bone and relationship between strains and adaptation of bone tissue. Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences . 10, 3, 353–367 (2003).
26. CADFEM GmbH: LS-DYNA introduction, tutorial. (2008).
27. Cavallero C., Cesari D., Ramet M., Billault P.: Improvement of pedestrian safety: influence of shape of passenger car-front structures upon pedestrian kinematics and injuries: evaluation based on 50 cadaver tests. Pedestrian Impact Injury & Assessment. 225–237 (1983).
28. Cesari D., Cavallero C., Farisse J., Bonnoit J.: Effects of crash conditions on pedestrian leg kinematics and injuries based on cadaver and dummy tests. 29th Annual Conference of The American Association For Automotive Medicine. pp. 275–285 , Washington D.C. (1985).
29. Chlebus E., Dybała B., Boratyński T.: Methods and models for new product prototyping. Modern Trends in Manufacturing, Second International CAMT Conference. pp. 37–44 , Wrocław (2003).

30. Concept Mouldings LTD: ROADS SAFE - A Partnership in Road Safety, http://www.road-safe.org/winter_2006/page_46.html 25/05/12.
31. Daniel S.: The role of the vehicle front end in pedestrian impact protection. SAE Technical Paper 820246. (1982).
32. Department of the environment: Road Accidents: Great Britain 1997. Transport and the Regions. (1997).
33. Droste A., Naughton P.: The Virtual Stiffness Profile – a Design Methodology for Pedestrian Safety. Society of Automotive Engineers (SAE). (2002).
34. Dyna More: Human Model - Total HUMAN Model for Safety THUMS v 4.0, <http://www.dynamore.de/en/products/models/human> 11/05/12.
35. Edwards K.J., Green J.F.: Analysis of the interrelationship of pedestrian leg and pelvis injuries. IRCOBI Conference Proceedings. pp. 355–369 (1999).
36. Euro NCAP: Assessment protocol and biomechanical limits. ver. 4.2, (2008).
37. Euro NCAP: Assessment protocol – pedestrian protection. ver. 5.1, (2011).
38. European Enhanced Vehicle: European Enhanced Vehicle-Safety Committee. EEVC Working Group 22 - Virtual testing. (2007).
39. European Parliament and Council: Regulation (EC) no 78/2009 of The European Parliament and of the Council. Official Journal of the European Union. (2009).
40. Finney I.: Bull Bar Arrangement on a Motor Vehicle Front. US Patent App. 12/297,501. (2006).
41. Finney I.: Pedestrian protection. US Patent 7,703,819. (2010).
42. Finney I.A., Malpass S.T.: Vehicle protection bars. European Patent EP0958969. (1999).
43. Fisher A., Hall R.: The influence of car frontal design on pedestrian accident trauma. Accident Analysis & Prevention. 4, 1, p. 47–58 (1971).
44. Ford Motor Company: Modeling guidelines for FE models. (2006).
45. Fredriksson R., Flink E., Bostrom O., Backman K.: Injury Mitigation in SUV to Pedestrian Impacts. The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). (2007).
46. Fricke L.B.: Traffic Accident Reconstruction. Traffic Accident Investigation. 2, (1990).

47. Garrett J.: Ugliest Car - Aurora,
<http://www.nytimes.com/2007/12/23/automobiles/collectibles/23UGLY.html?pagewanted=all> 29/06/10.
48. Global NCAP: JNCAP publishes the first test results with FLEX-PLI,
http://www.globalncap.org/News/News_archive/2012/Pages/JNCAPPublishesthefirsttestresultswithFLEXPLI.aspx 21/07/12.
49. Grzebieta R., Doukas G., Olivier J., Poulos R.: Exploring differential trends in severe and fatal child pedestrian injury in New South Wales, Australia (1997-2006). *Accident; analysis and prevention*. 42, 6, 1705–1711 (2010).
50. Hamacher M., Eckstein L., Paas R.: Vehicle Related Influence of Post Car Impact Pedestrian Kinematics on Secondary Impact. IRCOBI Conference 2012. pp. 717–729 (2012).
51. Hardy B.: A study of accidents involving bull bar equipped vehicles. TRL Report 243. (1996).
52. Harper W.W.: The physical circumstances of auto-pedestrian collisions. *Arizona medicine*. 15, 4, 266–72 (1958).
53. Hayashi S., Awano M., Nishimura I.: Development of a Flex-PLI LS-DYNA Model. 7th European LS-Dyna Conference. DYNAmore GmbH (2009).
54. Henary B.Y., Crandall J., Bhalla K., Mock C.N., Roudsari B.S.: Child and adult pedestrian impact: the influence of vehicle type on injury severity. *Annual proceedings / Association for the Advancement of Automotive Medicine*. Association for the Advancement of Automotive Medicine. 47, 105–26 (2003).
55. Hoof J., De Lange R., Wismans J.S.H.M.: Improving pedestrian safety using numerical human models. *Stapp car crash journal*. 47, 401–436 (2003).
56. Iluk A., Karliński J.: Numeryczne techniki rozwiązywania nieliniowych zagadnień dynamiki. *Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich*. 1, 391–396 (2000).
57. IMPROVER consortium: Impact on road safety due to the increasing of sports utility and multipurpose vehicles. (2006).
58. Ishikawa H., Kajzer J., Ono K., Sakurai M.: Simulation of car impact to pedestrian lower extremity: influence of different car-front shapes and dummy parameters on test results. *Accident analysis and prevention*. 26, 2, 231–242 (1994).
59. Ishikawa H., Kajzer J., Schroeder G.: Computer simulation of impact response of the human body in car-pedestrian accidents. SAE Technical Paper 933129. (1993).
60. Jacobs G., Aeron-Thomas A.: Estimating global road fatalities. TRL, Crowthorne (2000).

61. Jakiela P.: Bezpieczeństwo bierne przechodnia w aspekcie konstrukcji samochodów osobowych. Politechnika Wroclawska (2008).
62. Japan New Car Assessment Program: Car Safety Performance Guidebook. New Car Assessment 2012.3. (2012).
63. Jarret K., Saul R.: Pedestrian injury-analysis of the PCDS field collision data. Proceedings of the 16th International Enhanced Safety Vehicle Conference. pp. 1204–1211 (1998).
64. Juliano A.: Motor vehicle body. US Patent D173,733. (1954).
65. Kaeser R., Devaud J.: Design Aspects of Energy Absorption in Car Pedestrian Impacts. SAE Technical Paper 830625. 239–253 (1983).
66. Karliński J.: Numeryczna analiza nieliniowych zagadnień odkształceń konstrukcji poddanych obciążeniom udarowym. Praca doktorska, IKiEM, Raport serii Preprinty nr 008/2001. Politechnika Wroclawska, (2001).
67. Kerrigan J., Bhalla K., Funk J., Madeley N.: Experiments for establishing pedestrian-impact lower limb injury criteria. (2003).
68. Kerrigan J., Crandall J., Deng B.: A comparative analysis of the pedestrian injury risk predicted by mechanical impactors and post mortem human surrogates. Stapp Car Crash J. (2008).
69. Kerrigan J., Murphy D., Drinkwater D., Kam C., Bose D., Crandall J.: Kinematic corridors for PMHS tested in full-scale pedestrian impact tests. 19th Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). (2005).
70. Kerrigan J.R., Carlos A.-D., Foster J., Crandall J.R., Rizzo A.: Pedestrian Injury Analysis: Field Data vs. Laboratory Experiments. IRCOBI Conference 2012. pp. 672–689 (2012).
71. Kleiber M.: An error estimation method in finite element structural analysis. Computers & Structures. (1980).
72. Kleiber M., Ross C.: Incremental finite element modelling in non-linear solid mechanics. Wiley, New York (1989).
73. Kloeden C., White K., McLean A.: Characteristics of fatal and severe pedestrian accidents in South Australia. Transport Technology Program: Adelaide. (2000).
74. Konosu A.: Information on the Flexible Pedestrian Legform Impactor GT Alpha (Flex-GTa). Document TEG-021. Geneva: United Nations Economic Commission for Europe. (2006).
75. Kopczyński A., Ptak M., Harnatkiewicz P.: The influence of frontal protection system design on pedestrian passive safety. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 11, 2, 345–364 (2011).

76. Kopeczyński A., Rusiński E.: Bezpieczeństwo bierne, pochłanianie energii przez profile cienkościenne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław (2010).
77. Krieger K., Padgaonkar A., King A.: Full-Scale Experimental Simulation of Pedestrian-Vehicle Impacts. Stapp Car Crash Conference, SAE paper 760813. 429–463 (1976).
78. Kucharski G.: Wpływ elementów przedniego układu zabezpieczającego w pojazdach terenowych na zwiększenie bezpieczeństwa pieszego. Politechnika Wroclawska. (2010).
79. Kąkol W., Łodygowski T.: Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich. Politechnika Poznańska, Poznań (1991).
80. Lawrence G.J.L., Knight I.M., Simmons I.C.P., Carroll J.A., Coley G., Bartlett R.S., Report P.: A study of possible future developments of methods to protect pedestrians and other vulnerable road users. UPR/VE/05/17.01. (2007).
81. Lefler D., Gabler H.: The fatality and injury risk of light truck impacts with pedestrians in the United States. *Accident Analysis & Prevention*. 36, 2, 295–304 (2004).
82. Leglatin N., Blundell M. V., Blount G.N.: The simulation of pedestrian impact with a combined multibody finite elements system model. *Journal of Engineering Design*. 17, 5, 463–477 (2006).
83. Livermore Software Technology Corporation (LSTC): LS-DYNA keyword user's manual vol. 1. , Livermore (2007).
84. Mackay G.: Injury to pedestrians. A report on the Road Accident Research Project to the Science Research Council. 3, 1–26 (1972).
85. Mackay M.: The increasing importance of the biomechanics of impact trauma. *Sadhana*. 32, 4, 397–408 (2007).
86. Malczyk A., Müller G., Gehlert T.: The Increasing Role of SUVs in Crash Involvement in Germany. IRCOBI Conference 2012. pp. 91–102 (2012).
87. Martines L.: Pedestrian Accident Reconstruction: Review and Update. *The Traffic Accident Reconstruction Origin*. VII, (1999).
88. Matsui Y.: Evaluation of pedestrian subsystem test method using legform and upper legform impactors for assessment of high-bumper vehicle aggressiveness. *Traffic injury prevention*. 5, 1, 76–86 (2004).
89. Matsui Y., Wittek A., Konosu A.: Comparison of Pedestrian Subsystem Safety Tests Using Impactors and Full-Scale Dummy Tests. SAE Technical Paper 2002-01-1021. (2002).

90. Matsui Y., Wittek A., Tanahashi M.: Pedestrian kinematics due to impacts by various passenger cars using full-scale dummy. *International Journal of Vehicle Safety*. 1, 1/2/3, 64 (2005).
91. McClain J.G.: Automobile - Pedestrian Traffic Injuries and Fatalities. *Willamette Law Journal*. 1, (1959).
92. McLean A.J.: Vehicle design for pedestrian protection. *Traffic*. 5, 1–22 (2005).
93. Miller R., Ikeno H., Sugama T.: Pedestrian bumper and method. WO Patent WO/2007/101105. (2007).
94. Mizuno K., Kajzer J.: Compatibility problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan. *Accident Analysis & Prevention*. 31, 4, 381–391 (1999).
95. Mori L.F., Queheillalt D.T., Wadley H.N.G., Espinosa H.D.: Deformation and Failure Modes of I-Core Sandwich Structures Subjected to Underwater Impulsive Loads. *Experimental Mechanics*. 49, 2, 257–275 (2007).
96. National Crash Analysis Center: Finite Element Model of Dodge Neon FE Model of Dodge Neon. The George Washington University, Washington D.C. (1996).
97. National Crash Analysis Center: Finite Element Model of Ford F250. The George Washington University, Washington D.C. (2007).
98. Netherlands Organisation for Applied Scientific Research TNO: Human Models Manual. Madymo Release 7.4. TNO (2011).
99. Otte D.: Severity and mechanism of head impacts in car to pedestrian accidents. IRCOBI conference on the biomechanics of impact. pp. 329–341 (1999).
100. O'Neill, B. Kyrychenko S.: Crash Incompatibilities Between Cars and Light Trucks: Issues and Potential Countermeasures. *Vehicle Aggressivity & Compatibility in Automotive Crashes*, SAE SP-1878. 1, 11, 1829–1841 (2004).
101. Parlament Europejski: Rozporządzenie (WE) nr 631/2009 ustanawiającego szczegółowe zasady wdrażania załącznika I do rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 78/2009 w sprawie homologacji typu pojazdów silnikowych w odniesieniu do ochrony pieszych i innych niechron. *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej*. (2009).
102. Parlament Europejski i Rada: Dyrektywa 2005/66/WE Parlamentu Europejskiego i Rady. (2005).
103. Peden M.: World report on road traffic injury prevention. World Health Organization. (2004).
104. Pezowicz C., Głowacki M.: The mechanical properties of human ribs in young adult. *Acta of Bioengineering and Biomechanics*. 12, 2, 53–60 (2012).

105. Ptak M., Karliński J.: Pedestrian passive safety during the SUV impact: regulations vs. reality. 2012 IRCOBI Conference Dublin, Ireland. 103–113 (2012).
106. Ptak M., Rusiński E., Karliński J.: Problem bezpieczeństwa niechronionych użytkowników dróg podczas zderzenia z pojazdami typu SUV. VIII Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych. 275–280 (2012).
107. Ptak M., Rusiński E., Karliński J., Dragan S.: Evaluation of kinematics of SUV to pedestrian impact—Lower leg impactor and dummy approach. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 12, 1, 68–73 (2012).
108. Ptak M., Rusiński E., Kopczyński A., Harnatkiewicz P.: Virtual testing in terms of pedestrian safety improvements. Journal of Mechanical Engineering the National Technical University of Ukraine Kyiv Polytechnic Institute. 148–153 (2009).
109. Ravani B., Brougham D., T Mason R.: Pedestrian post-impact kinematics and injury patterns. Traffic Safety. P-97, 791–824 (1981).
110. Rosén E., Stigson H., Sander U.: Literature review of pedestrian fatality risk as a function of car impact speed. Accident; analysis and prevention. 43, 1, 25–33 (2011).
111. Roudsari B.S.: Pedestrian crashes: higher injury severity and mortality rate for light truck vehicles compared with passenger vehicles. Injury Prevention. 10, 3, 154–158 (2004).
112. Rusiński E., Czmochowski J., Smolnicki T.: Advanced Finite Element Method for Load-carrying Structures of Machines. Publishing House of Wrocław University of Technology, Wrocław (2000).
113. Rusiński E., Karliński J., Ptak M., Działak P.: Badania symulacyjne bezpieczeństwa pieszego w aspekcie doboru modelu numerycznego. VIII Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych. 143–148 (2012).
114. Rusiński E., Ptak M., Kopczyński A., Harnatkiewicz P.: Badania przedniego układu zabezpieczającego pojazdu Nissan Navara wykonane zgodnie z dyrektywą 2005/66/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 26 października 2005 r. w sprawie stosowania przednich układów zabezpieczających w pojazdach silnikowych. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc, Ser. SPR nr 10. (2009).
115. Rusiński E., Ptak M., Koziółek S.: Wykonanie komputerowych obliczeń MES przedniego układu zabezpieczającego PUZ KS_1 do pojazdu Kia Sportage będących podstawą homologacji zgodnie z rozporządzeniem (WE) nr 78/2009. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc, Ser. SPR nr 39. (2012).
116. Rusiński E., Ptak M., Koziółek S.: Wykonanie komputerowych obliczeń MES przedniego układu zabezpieczającego PUZ SGV_1 do pojazdu Suzuki Grand Vitara 2006+ będących podstawą homologacji zgodnie z rozporządzeniem (WE) nr 78/2009. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWroc, Ser. SPR nr 20. (2012).

117. Schuster P.: Current trends in bumper design for pedestrian impact. SAE paper 2006-01-0464. (2006).
118. Severy D., Brink H.: Auto-Pedestrian Collision Experiments. SAE Technical Paper 660080. (1966).
119. Simms C., O'Neill L.: Sport utility vehicles and vulnerable road users. Br Med J. (2005).
120. Simms C., Wood D.: Pedestrian and Cyclist Impact. Springer Netherlands, Dordrecht (2009).
121. Simms C.K., Wood D.P.: Pedestrian Risk from Cars and Sport Utility Vehicles - A Comparative Analytical Study. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 220, 8, 1085–1100 (2006).
122. Smolnicki T.: Nieliniowe modele belek cienkościennych w obliczeniach ustrojów nośnych maszyn. Praca doktorska, IKiEM, Raport serii Preprinty nr 013/1993. Politechnika Wroclawska, (1993).
123. Snedeker J.G., Walz F.H., Muser M.H., Lanz C., Schroeder G.: Assessing femur and pelvis injury risk in car–pedestrian collisions: Comparison of full body PMTO impacts, and a human body finite element model. NHTSA, Paper 05–0130, Proceedings of 19th Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). (2005).
124. Sonkin B., Edwards P., Roberts I., Green J.: Walking, cycling and transport safety: an analysis of child road deaths. Child: Care, Health and Development. 99, 6, 402–405 (2006).
125. Stauber R., Vollrath L.: Plastics in Automotive Engineering: Exterior Applications. Hanser Verlag, Munich, Munich (2007).
126. Stevenson T.: Simulation of Vehicle-Pedestrian Interaction. Doctoral thesis. University of Canterbury, (2006).
127. Subit D., Ivarsson J., Crandall J.: The Influence of Pelvis Design on the Lateral Pelvic Impact Response of the Polar-II Pedestrian Dummy. SAE Technical Paper 2006-01-0682. 724, (2006).
128. Symon E.: Wypadki drogowe w Polsce w 2010 roku. Zespół Profilaktyki i Analiz Biura Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji. (2011).
129. Symon E.: Wypadki drogowe w Polsce w 2011 roku. Zespół Profilaktyki i Analiz Biura Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji. (2012).
130. Szata M.: Description of crack propagation–theoretical approach and fitting accuracy to measurement results. Archives of Civil and Mechanical Engineering. VI, 1, 47–63 (2006).

131. Szata M., Lesiuk G.: Algorithms for the estimation of fatigue crack growth using energy method. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. IX, 1, 119–134 (2009).
132. Tejszerska D., Świtoński E., Marek G.: *Biomechanika narządu ruchu człowieka*. Instytut Technologii Eksploatacji, Gliwice (2011).
133. Teresiński G.: *Biomechanika potrażeń pieszego*. Wydawnictwo Akademii Medycznej w Lublinie. 1–87 (2005).
134. Teresiński G.: Ewolucja metod sądowo-lekarskiej rekonstrukcji okoliczności potrażeń pieszych przez pojazdy mechaniczne - możliwości poszerzenia zakresu wnioskowania. 1–10 (2010).
135. Toroyan T.: *Global status report on road safety: time for action*. World Health Organization. (2009).
136. Transport Research Laboratory Limited: *Lower legform impactor manual v 2.4a.* , Wokingham (2010).
137. Viano D., King A., Melvin J., Weber K.: Injury biomechanics research: an essential element in the prevention of trauma. *Journal of Biomechanics*. 22, 5, 403–417 (1989).
138. Wang S.Y., Li Y.H., Chi G.B., Xiao S.Y., Ozanne-Smith J., Stevenson M., Phillips M.R.: Injury-related fatalities in China: an under-recognised public-health problem. *Lancet*. 372, 9651, 1765–73 (2008).
139. WardsAuto: *Vehicle Technologies Program: Fact #714: February 13, 2012 Light Truck Sales on the Rise*, http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/facts/2012_fotw714.html 02/04/12.
140. Weis E., Pritz H., Hassler C.: Experimental automobile-pedestrian injuries. *Journal of Trauma-Injury Infection & Critical Care*. 17, 11, 823–828 (1977).
141. Wicher J.: *Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (2004).
142. Wikipedia the free encyclopedia: *Frontal Protection System*, http://en.wikipedia.org/wiki/Frontal_Protection_System 22/05/12.
143. Winkler T.: *Komputerowo wspomagane projektowanie systemów antropotechnicznych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, Warszawa (2005).
144. Yang J.: Review of injury biomechanics in car-pedestrian collisions. *International Journal of Vehicle Safety*. 1, 1/2/3, 100 (2005).
145. Yasuki T., Yamamae Y.: Validation of Kinematics and Lower Extremity Injuries Estimated by Total Human Model for Safety in SUV to Pedestrian Impact Test. *Journal of Biomechanical Science and Engineering*. 5, 4, 340–356 (2010).

146. Yoshiyuki, Mizuno: Summary of IHRA Pedestrian safety WG activities (2003) – proposed test methods to evaluate pedestrian protection afforded by passenger cars. Proceedings of the 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. (2003).
147. Yoshiyuki, Mizuno: Summary of IHRA Pedestrian Safety WG Activities (2005) - Proposed Test Methods to Evaluate Pedestrian Protection Afforded By Passenger Cars. Experimental safety vehicle conference. 05-0138, 1–15 (2005).
148. Zhang G., Cao L., Hu J., Yang K.H.: A field data analysis of risk factors affecting the injury risks in vehicle-to-pedestrian crashes. Annals of advances in automotive medicine Association for the Advancement of Automotive Medicine. Association for the Advancement of Automotive Medicine. Scientific Conference. pp. 199–214 (2008).
149. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z.: The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford (2005).