WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA im. Jarosława Dąbrowskiego

WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ

Instytut Pojazdów i Transportu



mgr inż. Mateusz Ziubiński

Deformacja nadwozia podczas zderzenia czołowo-bocznego samochodów i powstawanie zagrożenia dla kierowcy

Rozprawa doktorska

Promotor: prof. dr hab. inż. Leon Prochowski

Warszawa 2024

Alfabetyczny wykaz skrótów i oznaczeń:

- *a*₁, *a*₂, *a*₃ współczynniki modelu regresji charakterystyki deformacji dynamicznej boku nadwozia funkcją przedziałami liniową;
- a_4 , a_5 współczynniki zależne od stopnia skali AIS do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń głowy kierowcy w trakcie ZCB;
- a_6 , a_7 współczynniki zależne od stopnia skali AIS do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń torsu kierowcy w trakcie ZCB;
- *a*₈, *a*₉ współczynniki modelu logit do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń torsu kierowcy w trakcie ZCB, zależnie od *EKU*;
- AIS ang. Abbreviated Injury Scale 6-cio stopniowa skala obrażeń możliwych do odniesienia w wypadku drogowym (0 – brak obrażeń, 6 – obrażenia aktualnie śmiertelne);
- A_r *r*-ta strefa przedniej części nadwozia samochodu A o określonych właściwościach w zakresie procesu jej deformacji zderzeniowej, przy czym r = [1, 2, 3, 4, 5];
- b_k szerokość nadwozia k-tego pojazdu;
- b_{Kk} rozstaw kół osi jezdnych k-tego pojazdu;
- b_s szerokość s-tej strefy nadwozia B;
- B_s *s*-ta strefa na boku nadwozia samochodu B o określonych właściwościach w zakresie procesu jej deformacji zderzeniowej, przy czym s = [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7];
- c_{AB} sumaryczna głębokość deformacji dynamicznej nadwozi A i B w trakcie ZCB;
- c_{Ar} , c_{Bs} głębokość deformacji dynamicznej w strefie A_r , B_s pojazdu;
- c_{jk}^* zmierzona głębokość deformacji trwałej w punkcie C_{jk}^* ;

 C_{ik}^* - *j*-ty punkt pomiaru deformacji trwałej metodą mechaniczną dla *k*-tego pojazdu;

- ck głębokość deformacji dynamicznej nadwozia k-tego pojazdu w trakcie zderzenia;
- C_k środek masy *k*-tego pojazdu;
- c_{kd} wartość deformacji dynamicznej k-tego pojazdu na koniec fazy kompresji zderzenia;
- c_{kt} wartość deformacji trwałej k-tego pojazdu na koniec fazy restytucji zderzenia;
- $D(x_{BD}, y_{BD})$ punkt na torsie manekina i jego współrzędne w układzie $O_B X_B Y_B$;
- E_k punkt przyłożenia siły F_k zlokalizowany w lokalnym układzie współrzędnych $O_k X_k Y_k$;
- EK_k energia kinetyczna w ruchu postępowym i obrotowym k-tego pojazdu;
- EKU energia kinetyczna uderzenia w bok samochodu B, rozpatrywana jako predyktor skutków ZCB;
- ER energia rozproszona w trakcie ZCB, która nie jest ujęta w innych składnikach bilansu energii;
- F214 procedura Federal Motor Vehicle Safety Standards No. 214, realizacji testu ZCB, stosowana przez Krajową Administrację Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego (*National Highway Traffic Safety* Administration, NHTSA);
- F_{Ck} wektor siły bezwładności w środku masy k-tego pojazdu;
- f_D wektor siły oddziaływania pojazdu na manekina D, opisany w lokalnym układzie współrzędnych $O_B X_B Y_B$;
- F_D wektor siły f_D po transformacji do układu globalnego OXY;
- F_k wektor siły oddziałującej na nadwozie k-tego pojazdu w strefie kontaktu zderzeniowego samochodów;
- h_{Ck} wysokość położenia środka masy k-tego pojazdu nad podłożem;
- i indeks koła jezdnego pojazdu (i = 1 koło lewe przednie, 2 prawe przednie, 3 prawe tylne, 4 lewe tylne);
- j indeks porządkujący punkty pomiaru deformacji nadwozia ($j = 1 \dots 6$);
- J_{BX}^* masowy moment bezwładności pojazdu B względem osi równoległej do $O_B X_B$ nie przechodzącej przez środek masy C_B ;
- k indeks pojazdu (k = [A, B, AB], przy czym A to samochód uderzający, B to samochód uderzany w bok; AB jest stosowane dla indeksowanych wielkości, które ujmują łącznie oba pojazdy, jak np. deformacja sumaryczna obu nadwozi);
- k_k umowna sztywność nadwozia k-tego pojazdu;
- k_{X1} , k_{Y1} , d_{X1} , d_{Y1} współczynniki sprężysto-tłumiące opisujące oddziaływanie manekina z fotelem samochodu i pasami bezpieczeństwa;
- k_{Y2} , d_{Y2} współczynniki sprężysto-tłumiące opisujące oddziaływanie manekina z deformowanym bokiem nadwozia;
- k_Z umowna sztywność zastępcza układu dwóch nadwozi w trakcie ZCB;

- l_{1k} odległość środka masy od osi przedniej kół jezdnych k-tego pojazdu;
- l_{EB} odległość punktu E_k od przedniej osi kół jezdnych samochodu B w chwili początku kontaktu zderzeniowego pojazdów;
- l_k długość nadwozia k-tego pojazdu;
- l_{Kk} rozstaw osi kół jezdnych k-tego pojazdu;
- l_{yk} odległość środka masy od wzdłużnej osi symetrii nadwozia k-tego pojazdu;
- M_D masa manekina;
- MDB Moving Deformable Barrier, deformowalna bariera o cechach przedniej części nadwozia samochodu montowana na wózku badawczym, wykorzystywana w badaniach ZCB;
- m_k , J_{kX} , J_{kY} , J_{kZ} masa oraz masowe momenty bezwładności *k*-tego pojazdu względem osi równoległych do $O_k X_k$, $O_k Y_k$ i $O_k Z_k$ w środku masy C_k ;
- M_{kX} , M_{kY} , M_{kZ} składowe momentu siły bezwładności k-tego pojazdu w globalnym układzie współrzędnych OXYZ;
- M_{Tki} , M_{Fk} momenty sił T_{ki} i F_k względem środka masy pojazdu C_k ;
- $O_k X_k Y_k Z_k$ lokalny układ współrzędnych związany z k-tym pojazdem;
- OXYZ globalny układ współrzędnych związany z podłożem;
- P(AIS) prawdopodobieństwo obrażeń odniesione do skali AIS;
- *p_a* charakterystyczna wartość pola deformacji jako argumentu charakterystyki deformacji dynamicznej boku nadwozia opisanej modelem regresji funkcją przedziałami liniową;
- PK- procedura klasyczna realizacji testu ZCB, stosowana przez Europejski Program Oceny Nowych Samochodów (European New Car Assessment Programme, Euro NCAP) oraz Grupę Badawczą Łukasiewicz-Przemysłowy Instytut Motoryzacji (Łukasiewicz-PIMOT);
- p_{Ar} , p_{Bs} pole deformacji stref A_r i B_s w rezultacie zderzenia samochodów;
- P_{krs} punkt przyłożenia elementarnej siły kontaktowej R_{krs} zlokalizowany w lokalnym układzie współrzędnych $O_k X_k Y_k$;
- $P_{krs}nt$ lokalny układ współrzędnych z początkiem w punkcie P_{krs} ;
- p_{rs} pole obszaru wspólnego pary stref A_r i B_s w trakcie obliczeń zderzenia pojazdów;
- r_{Bs} współczynnik określający udział siły R_{Bsn} w F_{BX} , określony na podstawie literatury;
- r_{ck} wektor przemieszczenia środka masy k-tego pojazdu w układzie OXYZ; $r_{ck} = [x_{ck}, y_{ck}, z_{ck}];$
- RIB maksymalne ugięcie żeber torsu manekina w trakcie zderzenia;
- R_{krs} wektor elementarnej siły kontaktowej oddziałującej na nadwozie k-tego pojazdu w obszarze wspólnym pary stref A_r i B_s w trakcie zderzenia;
- R_{krsn} , R_{krst} składowe wektora R_{krs} w układzie lokalnym $P_{krs}nt$;
- q_k macierz współrzędnych uogólnionych modelu k-tego pojazdu;
- Q_k wektor siły ciężkości k-tego pojazdu;
- t_{END} czas końca fazy kompresji zderzenia;
- T_{ki} wektor reakcji stycznej od nawierzchni drogi na *i*-te koło *k*-tego pojazdu;
- v_{ck} wektor prędkości środka masy k-tego pojazdu;
- w_D wymiar bryły/torsu manekina;
- WD_{Bs} praca deformacji nadwozia w strefie B_s pojazdu;
- WD_k sumaryczna praca deformacji nadwozia k-tego pojazdu;
- WF_{AB} energia rozpraszana w rezultacie tarcia w strefie kontaktu zderzających się nadwozi;
- w_r szerokość *r*-tej strefy nadwozia A;
- WT_k energia rozpraszana w rezultacie oporu ruchu k-tego pojazdu;
- x_{Ok} , y_{Ok} , z_{Ok} , φ_k , θ_k , ψ_k współrzędne opisujące ruch układu $O_k X_k Y_k$, względem układu OXYZ; ZCB – zderzenie czołowo-boczne;
- Z_{ki} reakcja normalna od nawierzchni drogi na *i*-te koło *k*-tego pojazdu, ponadto wyróżnia się:

$$Z_{kOP} = Z_{k1} + Z_{k2}; Z_{kOT} = Z_{k3} + Z_{k4}; Z_{kL} = Z_{k1} + Z_{k4}; Z_{kP} = Z_{k2} + Z_{k4};$$

 Δy – odległość między bryłą/torsem manekina a bokiem nadwozia przed zderzeniem;

 μ – lokalny współczynnik przyczepności koła jezdnego do nawierzchni;

 μ_{AB} – współczynnik tarcia kinetycznego w strefie kontaktu nadwozi A i B w trakcie zderzenia.

Spis treści

1. Wprowadzenie	7
1.1. Definicja wypadku drogowego, przebieg i fazy wypadku, rodzaje zderzeń pojazdów. Z czołowo-boczne (ZCB) samochodów	derzenie 7
1.2. Statystyki wypadków drogowych w Polsce, ciężkość ZCB	10
1.3. Przebieg i analiza procesu ZCB pojazdów	11
1.4. Istota i pojęcie zagrożenia w wypadku drogowym. Proces powstawania zagrożenia w wypadku	v trakcie 12
2. Analiza stanu zagadnienia ZCB samochodów osobowych	14
2.1. Problemy i skutki ZCB	14
2.1.1. Kompatybilność i agresywność pojazdów w aspekcie zderzenia	14
2.1.2. Bezpieczeństwo bierne bocznej części nadwozia i problemy jego kształtowania	16
2.1.3. Miary zagrożenia oraz miary jego skutków	21
2.2. Badania procesu powstawania zagrożenia	23
2.3. Badania deformacji boku nadwozia	
2.3.1. Metody pomiaru deformacji	28
2.3.2. Deformacja a zagrożenie w ZCB	31
2.3.3. Charakterystyka deformacji i problem jej wyznaczenia dla boku nadwozia	34
2.4. Możliwości ograniczenia skutków zagrożenia	37
2.5. Relacja między warunkami początkowymi a skutkami ZCB	40
2.6. Wnioski z analizy stanu zagadnienia	
3. Cel i zakres rozprawy	
3.1. Cel rozprawy	48
3.2. Zakres rozprawy i ograniczenie obszaru rozważań	
5.2. Zantes Tozpiawy i ograniczenie obszara Tozwazani	
4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57 57
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57 57 58
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 53 57 57 57 58 60
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57 57 58 60 61 63
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 60 61 63 65
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57 57 58 60 61 63 65 66
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 63 65 66 70 70 70
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70 70 73 75
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70 70 73 75 70
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70 70 73 75 79 79
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70 70 73 75 79 81 82
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 57 58 60 61 63 65 66 70 73 75 79 81 82 84
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 53 57 57 58 60 61 63 65 66 70 70 73 75 79 81 82 84 84 84
 4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB	50 50 57 57 57 57 57 57 57 57 57 57 60 61 63 65 66 70 70 73 75 79 81 82 84 92 93

5.4.7. Podsumowanie procedury wyznaczania charakterystyki deformacji boku nadwozia	ι97
5.5. Bilans energii ZCB	98
5.5.1. Składniki bilansu i rezultaty obliczeń	98
5.5.2. Praca deformacji boku nadwozia	102
5.5.3. Energia rozpraszana na boczne przesuwanie samochodu B	103
5.6. Obciążenia kierowcy podczas bocznego uderzenia i skutki zagrożenia	105
5.7. Założenia do modelowania	111
6. Model ZCB i model oddziaływania pojazdu na kierowcę	112
6.1. Model ZCB	112
6.1.1. Model fizyczny	112
6.1.2. Metodyka wyznaczania siły oddziaływania między pojazdami i punktu jej przyło	ożenia 115
6.1.3. Model współpracy koła z nawierzchnią TM-Easy	119
6.2. Model oddziaływania pojazdu na kierowcę	120
6.3. Parametryzacja modelu	122
6.3.1. Zakres parametrów modelu	122
6.3.2. Procedura parametryzacji i weryfikacji modelu	123
6.3.3. Przygotowanie wstępnych danych do parametryzacji i weryfikacji eksperymentalno	ej.125
6.4. Rezultat weryfikacji eksperymentalnej modeli	130
6.4.1. Rezultaty dla modelu ZCB	130
6.4.2. Rezultaty dla modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę	137
6.4.3. Dodatkowe obliczenia sprawdzające model	138
7. Badania symulacyjne i analiza ich wyników	141
7.1. Plan badań i zakres obliczeń	141
7.2. Wpływ warunków początkowych na przebieg ZCB i proces deformacji boku nadwozia	143
7.2.1. Rezultat ZCB samochodów i procesu deformacji nadwozia	143
7.2.2. Energia początkowa a proces deformacji nadwozia	147
7.3. Wpływ warunków początkowych zderzenia na prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy	150
7.3.1. Obciążenia i prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy w trakcie ZCB	150
7.3.2. Warunki początkowe ZCB a prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu E	3152
7.4. Analiza możliwości ograniczenia zagrożenia dla kierowcy samochodu B	155
8. Podsumowanie, wnioski końcowe oraz plan dalszego działania	161
8.1. Podsumowanie zrealizowanych działań	161
8.2. Osiągnięte rezultaty w rozprawie	162
8.3. Wnioski z przeprowadzonych rozważań i obliczeń	164
8.4. Plan dalszego działania w obszarze ZCB	165
Wykaz literatury	166

1. Wprowadzenie

W 2022 roku w Polsce miało miejsce ponad 21 000 wypadków drogowych. Ponad połowa z nich była związana ze zderzeniem pojazdów w ruchu. Ich skutkiem była śmierć blisko 900 osób, a obrażenia odniosło około 14 500. Mimo, że obserwuje się trend wskazujący na rokroczny spadek ogólnej liczby wypadków drogowych, niestety ich ciężkość pozostaje wysoka. Stąd też ważne pozostają działania służące poprawie poziomu bezpieczeństwa na polskich drogach. Jednym z takich działań jest badanie i analiza przebiegu zderzenia samochodów w poszukiwaniu możliwości ograniczenia powstającego w jego trakcie zagrożenia dla pasażerów. To zagadnienie jest tematem rozprawy w zakresie zderzenia czołowo-bocznego (ZCB) samochodów.

Rozpoczęcie rozważań w określonym obszarze wymaga przedstawienia istotnych pojęć, przedstawienia klasyfikacji zderzeń samochodów i umiejscowienie w nich rozpatrywanego zagadnienia ZCB oraz szerszego nakreślenia statystyk wypadków drogowych w Polsce. Umożliwi to przedstawienie motywacji do podjęcia rozważań w zakresie specyficznego rodzaju zderzenia samochodów, jakim jest ZCB. Istotne jest scharakteryzowanie tego rodzaju wypadku drogowego, ze wskazaniem jego przebiegu i uwzględnieniem procesu deformacji nadwozia. Zostanie to przedstawione w tym rozdziale.

1.1. Definicja wypadku drogowego, przebieg i fazy wypadku, rodzaje zderzeń pojazdów. Zderzenie czołowo-boczne (ZCB) samochodów

Zgodnie z treścią ustawy Prawo o ruchu drogowym [174] wypadek drogowy jest to zdarzenie mające miejsce w ruchu lądowym, spowodowane poprzez nieumyślne naruszenie zasad bezpieczeństwa obowiązujących w tym ruchu, którego skutkiem jest śmierć jednego z uczestników lub obrażenia ciała powodujące naruszenie czynności narządu ciała lub rozstrój zdrowia trwające dłużej niż 7 dni. Zatem bezpośrednim skutkiem wypadku drogowego jest utrata zdrowia lub życia przez osoby biorące w nim czynny udział. Z kolei kolizją drogową jest zdarzenie, w trakcie którego następuje uszkodzenia mienia bez utraty zdrowia lub życia jego uczestników [174].

Wypadek drogowy jest zdarzeniem, w którym może brać udział wielu uczestników ruchu, a jego przebieg jest zróżnicowany. W rozprawie jest rozpatrywany jeden z rodzajów wypadków drogowych, w którym mamy zderzenie dwóch samochodów. Analizując jego przebieg można wydzielić kilka, następujących po sobie, etapów [128]:

- 1. Czas stabilnej sytuacji w ruchu drogowym, czyli okres, w którym żaden z elementów systemu człowiek-pojazd-otoczenie nie zmienia swojego stanu,
- Początek wzrostu ryzyka, rozumiany jako czas, w którym jeden (lub więcej) elementów systemu (jednego lub większej liczby członków zdarzenia na drodze) zmienia swój stan, powodując zmniejszanie się zapasu bezpieczeństwa,
- Okres pomiędzy początkiem etapu poprzedniego a wypadkiem drogowym (kolizją), w trakcie którego człowiek lub pojazd powinni dążyć do uniknięcia lub ograniczenia skutków zderzenia,

- 4. Czas rozpoczęcia i trwania kontaktu zderzeniowego,
- 5. Okres po zderzeniu, w którym poziom bezpieczeństwa stabilizuje się.

Przedstawiony powyżej przebieg wypadku drogowego jest rozbudowany i obejmuje znaczny przedział czasu, który jest poddawany analizie w ramach rekonstrukcji wypadków drogowych. Z punktu widzenia analizy przebiegu zderzenia pojazdów konieczne jest bardziej szczegółowe ujęcie. Wyszczególnia się następujące stadia zdarzenia [128]:

- Początkowe, w którym zebrane są trzy etapy podziału przedstawionego powyżej; w trakcie jego trwania kierowca i systemy bezpieczeństwa czynnego pojazdu mogą działać do odtworzenia zapasu bezpieczeństwa (ograniczenia prawdopodobieństwo wystąpienia wypadku),
- Kulminacyjne, które niesie za sobą najpoważniejsze następstwa (obrażenia uczestników wypadku, zniszczenie samochodu czy szkody materialne w środowisku); w tym stadium aktywne są systemy bezpieczeństwa biernego pojazdu do ograniczenia skutków wypadku,
- 3. Końcowe, będące kontynuacją poprzedniego i z reguły kończące się po zatrzymaniu wszystkich pojazdów biorących udział w wypadku.

Kulminacyjne stadium zderzenia pojazdów może zostać podzielone na następujące po sobie fazy, w których zachodzą kolejne procesy i przemiany energetyczne. Podział ten obejmuje fazę kompresji i restytucji [128, 176]. W fazie kompresji zachodzą procesy dyssypacyjne, a zatem deformacja (kompresja) nadwozi pojazdów oraz procesy tarciowe zarówno w strefie kontaktu samochodów, jak i w styku kół z nawierzchnią. Jest to czas powstawania zagrożenia. Zwykle przyjmuje się, że faza kompresji kończy się w chwili osiągnięcia maksymalnej deformacji dynamicznej nadwozi pojazdów [176]. Restytucja w aspekcie zderzeń pojazdów może być rozumiana jako proces odtwarzania prędkości. W fazie kompresji część energii początkowej zderzenia samochodów jest przekształcona w energię potencjalną, która w fazie restytucji ponownie jest zamieniana w energię kinetyczną ruchu postępowego pojazdów [128].

Zderzenie samochodów jest wysoce złożonym procesem, którego przebieg jest determinowany przez szereg parametrów i warunki początkowe. W początkowej chwili zderzenia zwykle samochody poruszają się po torach wzajemnie przecinających się. Ich ruch odbywa się w ustalonych warunkach środowiskowych (nawierzchnia sucha, mokra, utwardzona, nieutwardzona). Ustawienie samochodów w chwili początku kontaktu zderzeniowego wpływa na to, które obszary nadwozi będą deformowane. Natomiast poszczególne strefy energochłonne (przednia, boczna, tylna) mają zróżnicowane właściwości, istotnie zależne od typu nadwozia oraz klasy i stanu technicznego samochodu. Ta złożoność warunków początkowych pozwala na wnioskowanie, że wypadek drogowy, będący zderzeniem samochodów, ma charakter unikatowy i niepowtarzalny. Stwarza to zasadniczą trudność podczas badania wypadków drogowych i poszukiwania metod ograniczenia ich skutków.

Rozwiązaniem problemu unikatowości wypadków drogowych jest klasyfikowanie i kategoryzowanie zderzeń samochodów, a także podejmowanie analizy ich problematyki z przyjęciem pewnych uogólnień. Przykładowo w normie ISO 6813 [115] wyróżnia się następujące rodzaje zderzeń:

czołowe, boczne, tylne oraz inne. Wicher w [190] zaproponował bardziej szczegółową klasyfikację zderzeń samochodów ze względu na ich lokalizację, co przedstawiono na rysunku 1.1. W obu klasyfikacjach rodzaj zderzenia zależy od miejsca uderzenia w pojazd.



Rys. 1.1. Podział zderzeń ze względu na ich lokalizację [190]

Klasyfikacja zderzeń ze względu na ich lokalizację może zostać powiązana z klasyfikacją ze względu na kąt pomiędzy osiami wzdłużnymi samochodów w chwili początku ich kontaktu zderzeniowego. Na tej podstawie wyróżnia się zderzenia podłużne (osie wzdłużne pojazdów w przybliżeniu równoległe), prostopadłe oraz skośne (ujmujące wszystkie inne konfiguracje zderzenia) [190]. Jeżeli w chwili początku kontaktu zderzeniowego dowolne dwie osie główne zderzających się samochodów będą współliniowe, będzie wtedy mowa o zderzeniu symetrycznym. W innym przypadku zderzenie jest niesymetryczne (tzw. *offsetowe*) [190]. Przykład zderzenia prostopadłego symetrycznego i niesymetrycznego przedstawiono na rysunku 1.2. Zderzenie prostopadłe dalej będzie nazywane zderzeniem czołowo-bocznym (ZCB). Jest to zatem rodzaj zderzenia pojazdów, w którym jeden z samochodów czołową częścią nadwozia uderza w bok drugiego pojazdu.



Rys. 1.2. Symetryczne i niesymetryczne ZCB (prostopadłe) [190]

1.2. Statystyki wypadków drogowych w Polsce, ciężkość ZCB

Analiza statystyk wypadków drogowych jest szeroko prowadzona [34, 93, 126]. Na tej podstawie wnioskuje się o trendach w zakresie bezpieczeństwa ruchu drogowego. Biuro Ruchu Drogowego Komendy Głównej Policji gromadzi informacje na temat wypadków drogowych w Polsce. W 2022 roku odnotowano 21 322 wypadki. Co trzecie zdarzenie odnotowane w statystykach to ZCB samochodów. Mimo obserwowanego na przestrzeni lat spadku ogólnej liczby wypadków drogowych, udział liczby ZCB narasta (28% w 2012 i 31% w 2022 roku). Przedstawiono to na rysunku 1.3.



Rys. 1.3. Udział zderzeń czołowych i czołowo-bocznych w ogólnej liczbie wypadków drogowych w Polsce w poszczególnych latach

Na rysunku 1.4a przedstawiono liczbę ofiar śmiertelnych zderzeń czołowych i ZCB w odniesieniu do wszystkich wypadków drogowych. Ogólnie znanym wnioskiem jest, że ofiarochłonność (rozumiana jako liczba ofiar śmiertelnych przypadających na 1 wypadek) zderzeń czołowych samochodów jest wysoka. Natomiast w związku ze znacznym udziałem ZCB w całkowitej liczbie zderzeń samochodów (por. rys. 1.3), udział ofiar śmiertelnych ZCB i zderzeń czołowych w całkowitej liczbie ofiar wypadków drogowych jest porównywalny. Co trzecia osoba odnosząca obrażenia w wypadku drogowym doświadcza ich podczas ZCB (rys. 1.4b). Liczba osób rannych w wyniku ZCB jest blisko trzykrotnie większa jak w zderzeniach czołowych.



Rys. 1.4. Udział ofiar śmiertelnych (a) i rannych (b) zderzeń czołowych i czołowo-bocznych w ogólnej liczbie ofiar wypadków drogowych w Polsce w poszczególnych latach

W związku z dużą liczbą ZCB na polskich drogach mamy niepokojąco duży udział ofiar śmiertelnych i rannych tego rodzaju wypadków drogowych wśród ofiar wszystkich wypadków. Poza działaniami prewencyjnymi do zmniejszania ogólnej liczby wypadków drogowych na polskich drogach, potrzebne jest także podejmowanie problematyki ograniczania ich negatywnych skutków, widocznych w przedstawionych statystykach. Tematyka ta jest podjęta w rozprawie.

1.3. Przebieg i analiza procesu ZCB pojazdów

W rozprawie analizie poddaje się ZCB samochodów osobowych. Jak już wspomniano, polega ono na czołowym uderzeniu przez jeden z samochodów w bok drugiego pojazdu, poruszającego się na kierunku prostopadłym lub skośnym do jego toru ruchu. Na dalszym etapie rozprawy będą one nazywane odpowiednio samochodami A i B. Opisaną sytuację przedstawiono na rysunku 1.5. Ruch pojazdów rozpatruje się poprzez przemieszczenie lokalnych układów współrzędnych $O_k X_k Y_k$ związanych z *k*-tym pojazdem w globalnym układzie współrzędnych *OXY*, zgodnie z normą ISO 8855 [117].



Rys. 1.5. Zderzenie czołowo-boczne (ZCB) dwóch samochodów: a) początek kontaktu zderzeniowego (t = 0); *b) zderzenie pojazdów (t* = t_1)

W chwili początkowej zderzenia (t = 0, rys. 1.5a) ruch pojazdów opisywany jest wektorami prędkości postępowej v_A i v_B środków masy samochodów A (uderzającego) i B (uderzanego w bok), oraz wektorami prędkości kątowej nadwozi ω_A i ω_B . Przy czym zwykle mamy $\omega_A(t = 0) = 0$ oraz $\omega_B(t = 0) = 0$. Oznaczono wektory $r_{CA}(x_{CA}, y_{CA})$ i $r_{CB}(x_{CB}, y_{CB})$ przemieszczenia środków masy samochodów A i B w globalnym układzie współrzędnych *OXY* oraz kąty ψ_A i ψ_B odchylania nadwozi. Na potrzeby rozprawy przyjęto, że orientacja osi $O_A X_A$ w układzie *OXY* w chwili początku kontaktu zderzeniowego (t = 0) jest kierunkiem normalnym zderzenia. Z kolei za kierunek styczny zderzenia przyjmuje się orientację prostej prostopadłej do kierunku normalnego w płaszczyźnie *OXY*. Odległość osi $O_A X_A$ od przedniej osi kół jezdnych samochodu B w chwili początku kontaktu zderzeniowego oznaczono na rysunku 1.5a jako l_{EB} .

W rezultacie zderzenia początkowe prędkości samochodów ulegają zmianom. Ważnym procesem jest deformacja zderzających się pojazdów. Ponadto mamy procesy tarcia zarówno w strefie kontaktu nadwozi jak i styku kół jezdnych z nawierzchnią, szczególnie w przypadku samochodu B. W rezultacie uderzenia ulega on bocznemu przesunięciu (a zatem na kierunku, dla którego opory ruchu są znacznie większe, niż w przypadku toczenia się zgodnie z kierunkiem obrotu kół jezdnych). Istotne jest zwrócenie uwagi na udział ruchu obrotowego samochodów w trakcie i po zakończeniu ZCB (prędkości kątowe ω_A i ω_B), co jest składową ich względnego przemieszczenia.

Przebieg ZCB wyraźnie różni się od innych rodzajów zderzeń pojazdów, np. zderzenia czołowego. W zderzeniu czołowym zwykle opory ruchu pojazdów są małe, a istotne są procesy deformacji nadwozi. W tym rodzaju zderzenia pojazdy zwykle przemieszczają się po torach równoległych, a analiza ich kinematyki może być uproszczona do jednego kierunku ruchu [60, 176]. Przebieg ZCB natomiast jest bardziej złożony. Stanowi to znaczne wyzwanie w aspekcie prowadzenia analizy przebiegu ZCB, w tym procesu powstawania zagrożenia dla pasażerów. Rozważania w tym zakresie wymagają zgromadzenia i ugruntowania wiedzy na temat procesów zachodzących w trakcie zderzenia, w tym metod ich obserwacji, badania i analizy.

1.4. Istota i pojęcie zagrożenia w wypadku drogowym. Proces powstawania zagrożenia w trakcie wypadku

Poprzez zagrożenie w wypadku drogowym rozumie się ogół procesów, których skutki generują prawdopodobieństwo powstania obrażeń u uczestników wypadku (pasażerów zderzających się samochodów czy pieszych w rezultacie ich potrącenia). Zatem proces powstawania zagrożenia jest złożeniem wielu zjawisk cząstkowych, które występują w trakcie zdarzenia drogowego, a w szczególności w fazie kompresji zderzenia. Istotą oceny powstawania zagrożenia są rezultaty tych zjawisk. W aspekcie ZCB jako główną przyczynę powstawania zagrożenia dla pasażerów samochodu B traktuje się siły bezwładności oddziałujące na pojazd i osoby jadące w połączeniu z siłami od elementów bocznej struktury energochłonnej samochodu, ulegającej deformacji w trakcie zderzenia. Na rysunku 1.6 przedstawiono fotografię samochodu po bocznym uderzeniu. Rysunek ten uwidacznia zasadniczy problem towarzyszący ZCB – deformację nadwozia o znacznej głębokości. Zwykle deformacja obejmuje tzw. klatkę przetrwania [70], a zatem przestrzeń, w której znajdują się ludzie.

Na przebieg procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB decydujący wpływ mają czynniki związane z oddziaływaniem między zderzającymi się pojazdami oraz pojazdami a pasażerami. Metody ich identyfikacji i analizy będą rozważane w rozprawie. Ponadto ZCB może towarzyszyć szereg innych czynników generujących zagrożenie, jak powstawanie ostrych odłamków w rezultacie tłuczenia szyb

drzwi pojazdu B czy ryzyko zderzenia pomiędzy pasażerami na lewym i prawym fotelu. Te inne czynniki zostaną jednak pominięte w analizie, z uwagi na ich rzadsze występowanie i towarzyszące im z reguły mniejsze zagrożenie.



Rys. 1.6. Fotografia zdeformowanego samochodu osobowego w rezultacie bocznego uderzenia

Poziom zagrożenia w wypadku drogowym jest określany za pomocą miar, którymi zwykle są charakterystyczne wartości wielkości fizycznych i parametrów opisujących procesy zachodzące w trakcie trwania wypadku. W odniesieniu do ZCB miarami zagrożenia będą zatem charakterystyczne wartości sił bezwładności i oddziaływania między pojazdami, a także wartości przyspieszenia nadwozi, głębokość deformacji i inne. Zostaną one szczegółowo określone i poddane analizie w rozprawie.

2. Analiza stanu zagadnienia ZCB samochodów osobowych

Zderzenie samochodów jest złożeniem wielu skomplikowanych procesów. Te procesy zachodzą w bardzo krótkim czasie, determinując przebieg oraz skutki wypadku drogowego. Wynika z tego trudność badania i analizy zagadnień związanych ze zderzeniami pojazdów, w tym ZCB.

W ramach tego rozdziału przeprowadzono wieloaspektową analizę stanu zagadnienia badania procesu deformacji i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B w trakcie ZCB. Zidentyfikowano problemy i skutki tego rodzaju zderzenia pojazdów. Następnie uporządkowano dostępne wyniki badań w zakresie procesu powstawania zagrożenia, deformacji boku nadwozia oraz analizy relacji między warunkami początkowymi a skutkami ZCB. Osobno pokazano przykłady doskonalenia konstrukcji bocznej części nadwozia samochodu jako rezultaty działań dostępne w literaturze.

Przeprowadzone działania pozwoliły na zapisanie wniosków dotyczących aktualnego stanu rozpoznania problematyki ZCB, co z kolei umożliwiło wskazanie obszarów niedostatecznie zbadanych lub wątpliwych.

2.1. Problemy i skutki ZCB

ZCB jest specyficznym rodzajem zderzenia samochodów. Jego przebieg jest inny np. od zderzenia czołowego, które jest szeroko rozpoznane i analizowane w literaturze. Konieczna jest zatem charakterystyka ZCB do wskazania cech szczególnych jego przebiegu.

W ramach tego podrozdziału wskazane zostaną problemy i skutki ZCB. Przedstawiony zostanie system bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia samochodu i ograniczenia w jego kształtowaniu. Umożliwi to ustalenie przyczyn powstawania zagrożenia w trakcie bocznego uderzenia samochodu, miar tego zagrożenia oraz metod prognozowania jego skutków.

2.1.1. Kompatybilność i agresywność pojazdów w aspekcie zderzenia

Poza zaproponowanymi klasyfikacjami zderzeń samochodów (por. pkt 1.1), w literaturze spotyka się wskaźniki i parametry, które pozwalają na opis charakteru przebiegu zderzenia z uwagi na typy samochodów biorących w nim udział. Podstawowym terminem jest tu kompatybilność zderzenia pojazdów, rozumiana jako takie dopasowanie ich wymiarów geometrycznych i ukształtowanie ich cech konstrukcyjnych, aby w przypadku zderzenia zminimalizować jego skutki [128]. W literaturze wyróżnia się i poddaje analizie kilka podstawowych cech pojazdów, które determinują ich kompatybilność. Wymienia się m. in. masę samochodu, geometrię bryły nadwozia czy sztywność struktur ulegających deformacji w trakcie zderzenia [36, 39, 77, 191]. W przypadku ZCB, istotne są zderzak i podłużnice samochodu A oraz boczny próg, słupek środkowy i drzwi nadwozia samochodu B [5]. Na rysunku 2.1 przedstawiono przykładowe zestawienie rozlokowania zderzaka (podłużnic) w przedniej części nadwozia samochodów typu SUV oraz progu bocznego w samochodzie typu sedan. Różna wysokość lokalizacji wspomnianych elementów konstrukcyjnych w tych nadwoziach wskazuje na ograniczoną

ich kompatybilność w aspekcie ZCB [57]. Stanowi to jeden z czynników powstawania zagrożenia w trakcie zderzenia.



Rys. 2.1. Różnica wysokości pomiędzy lokalizacją progu bocznego w samochodzie typu sedan (po lewej) a zderzakiem (podłużnicami) przykładowych samochodów typu SUV (po prawej)

Jednym ze wskaźników umożliwiających ocenę kompatybilności zderzeniowej pojazdów jest agresywność, rozumiana jako liczba ofiar śmiertelnych w drugim pojeździe biorącym udział w zdarzeniu drogowym, przypadająca na 1 ofiarę śmiertelną w rozpatrywanym typie konstrukcyjnym samochodu [163]. Obliczenia agresywności realizuje się na bazie danych statystycznych wypadków. W pracach [36, 38, 163, 189] przedstawiono wyniki oceny kompatybilności różnych konfiguracji pojazdów w wypadkach drogowych. Pozwalają one zidentyfikować istotny problem dotyczący ZCB. Agresywność samochodów w wypadkach tego rodzaju jest od 2 do nawet 8 razy większa niż w przypadku zderzeń czołowych [163]. Zestawienie wartości agresywności różnych konfiguracji zderzenia samochodów przedstawiono na rysunku 2.2.



Rys. 2.2. Porównanie agresywności samochodu użytkowego, typu VAN i Pickup w zderzeniu czołowym i ZCB, gdzie pojazd B to samochód osobowy [163]

W literaturze znajduje się wiele wyników badań dotyczących skutków bocznego uderzenia pojazdu w trakcie wypadku drogowego. Lai i in. w [87] przedstawili wyniki badań statystycznych, w których stwierdzono, że największe prawdopodobieństwo obrażeń w ZCB występuje w wyniku uderzenia w środkowy obszar między osiami jezdnymi na boku pojazdu. W takim przypadku deformacja boku nadwozia zwykle obejmuje przestrzeń, w której znajdują się ludzie. Najczęściej występującymi obrażeniami są urazy klatki piersiowej, a w szczególności płuc. Laberge-Nadeau

i in. w pracy [84] ustalili, że w przypadku deformacji bocznej części nadwozia samochodu ingerującej w przestrzeń przedziału pasażerskiego, prawdopodobieństwo odniesienia obrażeń przez kierowcę samochodu B jest nawet 4 razy większe, niż w przypadku braku takiej deformacji w trakcie ZCB. W [21] analizowano statystyki wypadków drogowych w Korei. Ustalono, że prawdopodobieństwo obrażeń klatki piersiowej jest największe w ZCB, w odniesieniu do wszystkich możliwych konfiguracji zderzenia pojazdów. Za przyczynę wskazano ograniczenia w możliwości kształtowania systemu bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia samochodu.

Dodatkowym problemem występującym podczas ZCB jest charakter obciążeń, jakim poddawani są pasażerowie samochodu B. Ma to związek z budową ludzkiego ciała. W trakcie bocznego uderzenia pojazdu występują obciążenia oddziałujące na ciało człowieka w płaszczyźnie czołowej (por. rys. 2.3), co stwarza ryzyko urazów czaszkowo-mózgowych, jako rezultatu rozerwania aksonów ciała modzelowatego [30, 78].



Rys. 2.3. Anatomiczne płaszczyzny ciała człowieka (od lewej): strzałkowa, czołowa, poprzeczna [32]

Przedstawione powyżej przykładowe rezultaty i wnioski z badań wskazują, że występujące w trakcie ZCB siły oddziaływań między pojazdami zwykle powodują nadmierną deformację nadwozia samochodu B. Wpływa to na poziom zagrożenia w trakcie zderzenia, ponieważ z reguły skutkuje to dodatkowymi siłami oddziałującymi na pasażera, którego ciało zostaje uderzone przez deformowane nadwozie. Jedną z przyczyn tej nadmiernej deformacji jest brak kompatybilności pomiędzy zderzającymi się samochodami. Skutkiem zagrożenia jest wysokie prawdopodobieństwo obrażeń obejmujących obszar klatki piersiowej pasażerów samochodu B. To prawdopodobieństwo jest znacznie większe względem pasażerów samochodu A, na co wskazują wartości wskaźnika agresywności (por. rys. 2.2). Z uwagi na największy poziom zagrożenia dla kierowcy samochodu B, problem deformacji boku nadwozia jako skutku symetrycznego ZCB (por. rys. 1.2, punkt 1.2) będzie rozważany w rozprawie.

2.1.2. Bezpieczeństwo bierne bocznej części nadwozia i problemy jego kształtowania

Każdy samochód posiada elementy składające się na system bezpieczeństwa pojazdu. Wyróżniamy bezpieczeństwo czynne i bierne [190]. Na bezpieczeństwo czynne pojazdu składają się wszystkie układy i elementy, których działanie ma zapobiec wystąpieniu wypadku drogowego. Z kolei bezpieczeństwo bierne jest związane z ograniczaniem skutków wypadku. Wyróżnia się tu bezpieczeństwo bierne wewnętrzne, mające na celu zmniejszenie ryzyka obrażeń kierowcy i pasażerów pojazdu oraz zewnętrzne, ukierunkowane na bezpieczeństwo innych uczestników ruchu drogowego [190].

Wśród aktualnie stosowanych rozwiązań wyróżnia się następujące podstawowe układy i urządzenia, stanowiące elementy systemu bezpieczeństwa biernego wewnętrznego samochodu osobowego [190]:

- pasy bezpieczeństwa,
- poduszki i kurtyny gazowe,
- fotele i zagłówki,
- konstrukcja nadwozia.

System bezpieczeństwa biernego wewnętrznego może być rozpatrywany w trzech strefach: czołowej, bocznej i tylnej. Ma to związek z zadaniami pełnionymi przez elementy systemu bezpieczeństwa biernego w zależności od przebiegu wypadku drogowego. W rozprawie rozpatrywana jest problematyka systemu bezpieczeństwa biernego wewnętrznego bocznej strefy nadwozia samochodu osobowego (dalej nazywanego skrótowo: system bezpieczeństwa biernego). Na rysunku 2.4 przedstawiono zestaw typowych elementów tego systemu. Ich łączne działanie ma na celu ograniczenie zagrożenia powstającego w trakcie bocznego uderzenia pojazdu.



Rys. 2.4. Elementy składowe bezpieczeństwa biernego (po lewej) oraz istotne elementy konstrukcji bocznej części nadwozia samochodu osobowego (po prawej) [100]

Podstawowym elementem systemu bezpieczeństwa biernego pojazdu jest nadwozie. Projektuje się je z uwzględnieniem szeregu zadań i ograniczeń, wynikających m. in. z cech użytkowych, jakie musi posiadać samochód osobowy. W trakcie wypadku drogowego to nadwozie stanowi główny element rozpraszający energię zderzenia, w rezultacie jego deformacji. Nadawane są mu takie cechy i właściwości, aby proces dyssypacji energii uderzenia w trakcie wypadku drogowego przebiegał w sposób zaplanowany i korzystny w aspekcie minimalizacji zagrożenia dla osób jadących. Pożądane jest osiąganie dużej energii rozpraszanej na deformację, której głębokość nie będzie obejmować przestrzeni pasażerskiej. Jednocześnie niekorzystne są duże wartości sił oddziałujących na nadwozie samochodu. Stąd też zadanie kształtowania właściwości nadwozia do przygotowania systemu bezpieczeństwa biernego jest złożone i trudne. To zadanie jest jednym z wyzwań do ograniczania zagrożenia w trakcie ZCB. Problem ten będzie rozważany w rozprawie.

W literaturze widocznych jest wiele działań w kierunku doskonalenia systemu bezpieczeństwa biernego przedniej części nadwozia samochodu. Z uwagi na konstrukcyjną dostępność miejsca w tym obszarze, te działania są ułatwione, a osiąganie wyraźnych efektów jest możliwe. Niestety, zdecydowanie mniej jest dostępnych wyników analiz i badań w zakresie rozwoju systemu bezpieczeństwa biernego boku nadwozia. W wielu pracach analizowane są rozwiązania związane z doskonaleniem konstrukcji drzwi przednich. Zazwyczaj tę konstrukcję modyfikuje się o elementy wykonywane z materiałów o wysokiej odporności na oddziaływania dynamiczne. Celem jest ograniczenie głębokości deformacji [66, 92, 112, 168, 185, 186].

Analogiczne badania są prowadzone dla innych elementów konstrukcji bocznej części nadwozia, a w szczególności dla słupka środkowego (por. rys. 2.4). Przykłady takich działań są w [66, 79, 97]. Rozważana jest tam możliwość modyfikacji właściwości słupka środkowego w aspekcie poprawy jego udarności. W tym przypadku oprócz właściwości materiałowych, uwzględnia się również zróżnicowanie geometrii ukształtowania konstrukcji tego elementu.

W ramach prowadzonej analizy stanu zagadnienia nie odszukano natomiast badań w obszarze doskonalenia konstrukcji tylnych drzwi pojazdu i wpływu ich właściwości na przebieg procesu powstawania zagrożenia dla pasażerów, w tym także dla kierowcy. Takie badania są planowane w rozprawie.

Poza nadwoziem, podstawowymi elementami systemu bezpieczeństwa biernego w aspekcie ograniczania skutków bocznego uderzenia samochodu są poduszki i kurtyny gazowe oraz fotele. Ich przykłady przedstawiono na rysunku 2.5. Poduszki gazowe to urządzenia, które w trakcie wypadku drogowego w bardzo krótkim czasie napełniają się gazem [190]. W wyniku bezwładnego ruchu ciało człowieka w trakcie wypadku oddziałuje z poduszką gazową. Ma to za zadanie ograniczyć ryzyko kontaktu ze sztywnymi i kanciastymi elementami wnętrza pojazdu. W aspekcie uderzenia bocznego stosuje się poduszki gazowe ramieniowe, montowane w drzwiach, słupku środkowym lub w oparciu fotela [44, 106]. Kurtyny gazowe z kolei zwykle programowane są w taki sposób, aby podczas wypadku drogowego zwiększać poziom ochrony głowy pasażera. Montowane są w ramce nad drzwiami tak, aby po uruchomieniu ograniczać ryzyko uderzenia głowy o szybę boczną i elementy konstrukcyjne nadwozia.



Rys. 2.5. Różne rozwiązania konstrukcyjne bocznej poduszki gazowej oraz przykład kurtyny gazowej dedykowanej ochronie pasażerów podczas wywrócenia pojazdu [106]

Technologia poduszek i kurtyn gazowych jest dobrze rozpoznana. Aktualne badania dotyczą problematyki czasu otwarcia i dostosowania stopnia napełnienia poduszek do parametrów pasażera i jego pozycji w samochodzie w chwili poczatkowej wypadku drogowego. Problematyka ta jest analizowana m. in. w [7, 14, 43, 144]. Wykorzystanie bocznych poduszek gazowych budzi jednak pewne watpliwości. W [98] na podstawie analizy statystyk wypadków drogowych stwierdzono, że zastosowanie bocznych poduszek gazowych zwiększa prawdopodobieństwo obrażeń górnych partii ciała człowieka, jako skutku bocznego uderzenia pojazdu. Porównywano skutki wypadków, w których brały udział samochody wyposażone w boczne poduszki gazowe oraz bez takich elementów. Problem stwierdzono w przypadku wystąpienia deformacji ingerującej w przestrzeń, w której znajdują się pasażerowie. Wtedy uruchomienie poduszki gazowej jest w zbyt małej odległości od ciała człowieka, co wpływa na wzrost prawdopodobieństwa obrażeń. Zatem przy znacznej deformacji bocznej części nadwozia w trakcie ZCB, powodującej przemieszczenie elementów konstrukcji boku nadwozia do wnętrza pojazdu, zastosowanie i działanie poduszek gazowych jest wątpliwe. Problematyka bocznych poduszek i kurtyn gazowych jest natomiast szeroko analizowana w odniesieniu do zagadnień związanych z procesem zagrożenia powstającego podczas bocznego wywrócenia samochodu (ang. rollover) [145, 180]. Nie jest to jednak przedmiotem rozważań w rozprawie.

Fotele samochodowe jako urządzenie bezpieczeństwa biernego są dość dobrze rozwinięte w zakresie ochrony podróżujących przed skutkami zderzenia czołowego oraz tylnego. Stosowane są w tym aspekcie aktywne zagłówki [171], a odpowiednie wyprofilowanie siedziska ma za zadanie zapobiegać zsunięciu się pasażera z fotela w trakcie wypadku [106, 190]. Za utrzymanie pasażera na fotelu odpowiadają pasy bezpieczeństwa [171, 190]. Aktualnie w samochodach stosowane są tzw. pasy trzypunktowe, obejmujące ciało człowieka na odcinku brzusznym i po przekątnej torsu [106, 171]. Jednak ich działanie jest ograniczone w przypadku bocznego uderzenia samochodu. W tej konfiguracji zderzenia ciało człowieka przemieszcza się zwykle w płaszczyźnie bocznej (kierunek osi O_BY_B , por. rys. 1.5, punkt 1.3) i jest niedostatecznie przytrzymane przez pasy bezpieczeństwa i elementy fotela.

Luzon-Narro i in. w [95] przedstawili zarys stanu techniki, związanej z systemem bezpieczeństwa biernego na boku nadwozia w samochodach osobowych. Na rysunku 2.6 przedstawiono przykładowe elementy będące na etapie rozwoju i możliwe do wdrożenia w przyszłości. Rozwiązania te są oparte o wykorzystanie nowoczesnych układów mechatronicznych. Możliwym problemem po ZCB jest zablokowanie zdeformowanych drzwi. Oznaczeniem 1 na rysunku 2.6 wyróżniono koncepcję systemu wspomagającego. Jest to zestaw siłowników, który po aktywacji swoim działaniem dąży do otwarcia uszkodzonych drzwi. Z kolei pod numerem 2 na rysunku pokazano koncepcję pompowanej belki wzmacniającej strukturę drzwi. Jest ona przygotowana ze stali o wysokiej wytrzymałości, a po identyfikacji zagrożenia ZCB, pod działaniem gazów pirotechnicznych ulega dodatkowemu napompowaniu do uzyskania wzrostu jej sztywności tuż przed bocznym uderzeniem. Pod numerem 4 pokazano przykład doskonalenia elementów wnętrza samochodu. Zaproponowano aktywny

podłokietnik z pirotechnicznym siłownikiem umieszczonym u podstawy drzwi. Sygnał wyzwalający odsuwa podłokietnik od pasażera, zwiększając w ten sposób odległość między pasażerem a drzwiami o 30 mm, czyli o 20%. Rozwiązanie to uwzględnia również zastosowanie podatnego materiału panelu drzwi. Interesujący układ obrotowego fotela oznaczono numerem 5. Układ ten powoduje przemieszczenie pasażerów wewnątrz pojazdu, obracając podstawę fotela w strefie mocowania do nadwozia za pomocą zestawu siłowników pirotechnicznych. Przemieszczenie użytkownika zwiększa odległość między nim a drzwiami. Dodatkowo uwzględniono tu zintegrowany pas bezpieczeństwa z dwustronnym napinaczem, aby poprawić połączenie między pasażerem a fotelem. Przykład innego układu o podobnym przeznaczeniu przedstawiono w [54]. Jest to rozwiązanie opracowane przez producenta samochodów Mercedes. Jego działanie polega na odsunięciu fotela z pasażerem do wnętrza kabiny, po identyfikacji sytuacji kolizyjnej w ruchu drogowym. Korzyścią takiego rozwiązania jest oddalenie pasażera od deformowanych elementów nadwozia.

Układ obrotowego fotela (5 na rys. 2.6) może być zintegrowany z boczną poduszka gazową o zwiększonej pojemności (6 na rys. 2.6), której koncepcja zakłada wypełnienie zwiększonej przestrzeni między pasażerem a panelem drzwi po uruchomieniu układu obrotowego fotela. Przedstawione na rysunku 2.6 oraz inne dodatkowe układy i urządzenia usztywniające strukturę nadwozia na czas wypadku są stale rozwijane, jednak na tym etapie nie są na znaczną skale spotykane w aktualnie produkowanych samochodach osobowych.



Rys. 2.6. Koncepcyjne rozwiązania systemów bezpieczeństwa biernego na boku samochodu osobowego [95]: 1 – aktywny system otwierania drzwi; 2 – pompowana belka drzwiowa; 3 – zewnętrzna poduszka gazowa; 4 – aktywny podłokietnik; 5 – obrotowe siedzenie; 6 – boczna poduszka gazowa o dużej objętości

Zasadniczym problemem i wyzwaniem w kształtowaniu systemu bezpieczeństwa biernego w bocznej strefie nadwozia samochodu osobowego jest jej niewielki rozmiar (grubość). W przypadku przedniej i tylnej części nadwozia mamy kilkadziesiąt centymetrów przestrzeni, którą można w przemyślany sposób ukształtować tak, aby ograniczyć skutki wypadku drogowego. Bok nadwozia natomiast zwykle ma grubość jedynie kilkunastu centymetrów, a bezpośrednio przy jego krawędzi wewnątrz pojazdu znajdują się pasażerowie. Stąd też możliwości programowania tej strefy są mocno

ograniczone, a skutkiem wypadku jest deformacja ingerująca w przestrzeń kabiny pasażerskiej, czego przykład przedstawiono na rysunku 1.6 (punkt 1.4). Mimo znacznego zaawansowania technologicznego przygotowania konstrukcji nadwozia i innych elementów systemu bezpieczeństwa biernego bocznej strefy pojazdu, skuteczność jego działania jest niewystarczająca. Potwierdzają to statystyki wypadków drogowych (por. 1.4, punkt 1.2) i agresywność, opisująca ofiarochłonność ZCB (por. rys. 2.2). Wciąż zatem potrzebne są działania mające na celu rozpoznanie przyczyn takiego stanu rzeczy i poszukiwanie potencjalnych kierunków rozwoju systemów bezpieczeństwa, umożliwiających zmniejszenie skutków zagrożenia powstającego w trakcie ZCB samochodów. Będzie to stanowić istotny aspekt rozprawy.

2.1.3. Miary zagrożenia oraz miary jego skutków

Miary zagrożenia to charakterystyczne wartości wielkości fizycznych, na podstawie których możliwe jest wnioskowanie na temat poziomu zagrożenia powstającego w trakcie wypadku drogowego. Dostępne wyniki badań w literaturze pozwoliły na ustalenie zakresu wielkości fizycznych, na podstawie których wyznacza się miary zagrożenia. Są to:

- przyspieszenie, prędkość i przemieszczenie nadwozi pojazdów [8, 9, 27, 46, 61, 76],
- siły oddziaływania między nadwoziami [23, 24, 51, 162, 187],
- dynamiczna deformacja nadwozia i prędkość jej powstawania [19, 23, 24, 27, 88],
- składniki bilansu energii zderzenia [46, 51, 88, 89, 127, 187],
- przyspieszenia i siły oddziałujące na poszczególne części ciała człowieka [5, 27, 95, 136].
 Miarą zagrożenia podczas bocznego uderzenia samochodu może być np.:
- maksymalna wartość przyspieszenia nadwozia [27, 61, 159],
- boczne przemieszczenie nadwozia w czasie fazy kompresji [27, 46],
- maksymalna wartość siły oddziałującej na nadwozie [23, 24, 76, 162],
- zmiana energii mechanicznej (w rezultacie bocznego uderzenia zwykle mamy nagły przyrost energii kinetycznej samochodu B) [51, 89, 159],
- energia wytracona na deformację nadwozia [46, 51, 127, 187],
- maksymalna wartość prędkości deformacji boku nadwozia [19, 27, 29],
- głębokość (zasięg) deformacji [24, 27, 40, 57, 61, 76, 127, 151, 162, 187],
- maksymalne wartości przyspieszenia części ciała człowieka (np. głowy, torsu, miednicy) [8, 27, 61],
- boczne przemieszczenie części ciała człowieka w trakcie uderzenia [8, 29, 90, 192,
- maksymalne ugięcie żeber torsu człowieka [27, 61, 90],
- maksymalna wartość siły oddziałującej na brzuch, miednicę [61, 90].

Skutkiem zagrożenia jest prawdopodobieństwo obrażeń, jakie mogą odnieść pasażerowie pojazdu biorącego udział w wypadku drogowym. To prawdopodobieństwo zwykle jest obliczane w odniesieniu do skali AIS (ang. *Abbreviated Injury Scale*) [191]. W skali tej wyróżnia się 6 stopni obrażeń ciała człowieka (gdzie 1 – drobne, 6 – śmiertelne). Czasem wskazuje się także stopień 0 – brak obrażeń,

skutkiem zdarzenia drogowego są tylko szkody materialne (kolizja drogowa) [91]. Prawdopodobieństwo obrażeń wyznaczane jest na podstawie wartości biomechanicznych wskaźników urazów dla różnych części ciała człowieka. Wskaźniki te oblicza się na podstawie miar zagrożenia związanych z tymi częściami ciała – np. maksymalnego ugięcia żeber dla biomechanicznego wskaźnika urazów klatki piersiowej [22, 90]. Na rysunku 2.7 przedstawiono przykładowe rezultaty analizy statystyk wypadków drogowych z pracy [91]. Ustalono częstość występowania różnych stopni obrażeń wybranych części ciała człowieka. Widoczne jest, że najczęstsze są obrażenia klatki piersiowej, z kolei obrażenia szyi nie są istotnym problemem w odniesieniu do ZCB.

Dostępne w literaturze badania i analizy w obszarze ZCB są prowadzone na podstawie oceny miar zagrożenia powstającego w trakcie bocznego uderzenia samochodu. Z wykorzystaniem tych miar wnioskuje się o prawdopodobieństwie obrażeń, mierzonym z wykorzystaniem skali AIS. Takie podejście zastosowali np. Gierczycka i in. w [52]. Analizowano tam poziom zagrożenia dla kierowcy podczas uderzenia samochodu w boczną część nadwozia. Ustalono, że dla uderzenia w bok samochodu z prędkością ok. 17 m/s przez inny pojazd dochodzi do ugięcia żeber klatki piersiowej o ok. 50 mm. Wartość tego ugięcia stanowi ważną miarę zagrożenia jako biomechaniczny wskaźnik obrażeń. Obliczono prawdopodobieństwo P(AIS3) obrażeń 3-go stopnia w skali AIS równe 0,7.



Rys. 2.7. Częstość występowania obrażeń różnych części ciała człowieka w skali AIS w badaniach (wykorzystano dane z 1075 ZCB) [91]

W tym punkcie uporządkowano ogólną informację na temat problematyki i skutków ZCB samochodów osobowych. Zidentyfikowano problem ograniczonej kompatybilności zderzających się pojazdów i skutek tego ograniczenia – wysoką ofiarochłonność ZCB. Przedstawiono system bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia i wskazano na problemy jego kształtowania i doskonalenia. Wyszczególniono informacje na temat sposobu oceny poziomu zagrożenia powstającego w trakcie ZCB oraz wnioskowania o jego skutkach. Umożliwia to analizę stanu zagadnienia w aspekcie dostępnych wyników badań procesu powstawania zagrożenia i deformacji boku

nadwozia, działań do ograniczenia skutków zagrożenia oraz rozważań na temat relacji między warunkami początkowymi a skutkami wypadku drogowego.

2.2. Badania procesu powstawania zagrożenia

Proces powstawania zagrożenia w trakcie bocznego uderzenia samochodu jest złożony. Chan i in. analizowali ten problem w [18]. Wykorzystali wyniki badań eksperymentalnych NCAP [170]. Rozważano kinematykę ZCB, ze szczególnym uwzględnieniem procesu deformacji i ruchu manekina na fotelu kierowcy w samochodzie B. Tę kinematykę zobrazowano na rysunku 2.8. Kolorem zielonym pokazano przebieg prędkości środka masy samochodu A. Wraz z początkiem kontaktu zderzeniowego (t = 0) tożsamą prędkość osiąga poszycie karoserii w obszarze drzwi kierowcy (kolor żółty; czas zrównania tych prędkości wynosi od 3 do 5 ms [18]), w związku z jego deformacją. Kolorem fioletowym przedstawiono prędkość środka masy samochodu B. Z kolei kolorem czerwonym jest prędkość deformacji wewnętrznego panelu drzwi do wnętrza przedziału pasażerskiego. Krótkotrwale osiąga ona wartości większe od prędkości deformacji poszycia karoserii nadwozia. Tożsamy przebieg ma prędkość deformacji słupka środkowego [18]. Kolorem granatowym oznaczono prędkość manekina na fotelu kierowcy (przebieg dla torsu, kręgosłupa i miednicy jest podobny [18]).



Rys. 2.8. *Prędkość w charakterystycznych punktach nadwozi pojazdów i manekina w trakcie ZCB* (opis w tekście) [18]

Analiza wyników z pracy [18], przedstawionych na rysunku 2.8 ujawnia mechanizm procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB. Dla czasu $t < t_0$ mamy narastanie prędkości deformacji nadwozia B. Rozpoczyna się także ruch samochodu w kierunku bocznym. Dla czasu $t = t_0$ jest początek oddziaływania pomiędzy deformowanym wewnętrznym panelem drzwi a manekinem. Zazwyczaj $t_0 = 0,01 - 0,02$ s [18]. Manekin osiąga ekstremalną wartość prędkości w czasie 0,02 - 0,04 s od t_0 [18]. Dla czasu od t_0 do t_1 jest ciągły kontakt między deformowanym nadwoziem a manekinem. Następuje proces odkształcenia elementów manekina (ciała człowieka), rozumiany jako możliwe powstawanie obrażeń. Dla czasu $t = t_1$ prędkość manekina staje się większa od prędkości deformacji – następuje odbicie manekina. Wskazuje to na złożoność obciążeń, jakim poddawany jest kierowca samochodu B podczas ZCB. Mamy siły bezwładności (ruch nadwozia samochodu) oraz siły oddziaływań z elementami wyposażenia pojazdu (drzwi, ale także słupek środkowy, fotel, pasy bezpieczeństwa).

Problematyką zasygnalizowaną w [18] zajmowali się Campbell i Cronin w [12]. Z wykorzystaniem badań modelowych analizowali proces powstawania zagrożenia podczas bocznego uderzenia samochodu. W badaniach odwzorowano oddziaływanie deformowanych drzwi nadwozia pojazdu, fotela oraz pasów bezpieczeństwa na model człowieka. Wymuszeniem w obliczeniach była kinematyka drzwi wynikająca z procesu ich deformacji oraz kinematyka fotela przemieszczającego się razem z nadwoziem w trakcie ZCB (por. rys. 2.8). Rozpatrywano proces powstawania zagrożenia jako rezultat sił bezwładności działających na pasażera (ruch fotela) oraz sił oddziaływania pasażera z elementami wnętrza pojazdu, a w szczególności deformowanymi drzwiami. Jako miary zagrożenia wykorzystano maksymalne ugięcie żeber klatki piersiowej, a także charakterystyczne wielkości opisujące kinematykę elementów nadwozia i proces deformacji w trakcie ZCB. Przykładowe wyniki badań [12] przedstawiono na rysunku 2.9.



Rys. 2.9. Animacja bocznego uderzenia manekina na fotelu kierowcy w badaniach [12]

Na podstawie przeprowadzonych analiz w [12] ustalono, że zastosowanie pasa bezpieczeństwa ogranicza poziom zagrożenia powstającego w trakcie ZCB, jednak korzystny wpływ tego pasa jest mniejszy, niż dla innych rodzajów zderzeń pojazdów. Zweryfikowano także wpływ pozycji ramienia manekina w chwili początku ZCB na poziom zagrożenia. Standardowe położenie ramion i kinematykę manekina podczas ZCB w tym wariancie przedstawiono na rysunku 2.10a. Jest to odwzorowanie ułożenia rąk na kole kierownicy przez kierowcę. Na rysunku 2.10b przedstawiono rezultat badań dla alternatywnego ułożenia ramion (ramiona opuszczone). Wyniki badań [12] wskazały, że taka pozycja ramion przekłada się na wyższy poziom zagrożenia w trakcie ZCB. W takiej pozycji ramię oddziałuje bezpośrednio na klatkę piersiową, multiplikując obciążenia, jakim jest poddawana.

W [1] rozważono problem początkowego położenia pasażera wewnątrz pojazdu na prawdopodobieństwo obrażeń wynikających z bocznego uderzenia pojazdu. Te prawdopodobieństwo obrażeń szacowano na podstawie obciążeń klatki piersiowej manekina pomiarowego. Na podstawie przeprowadzonych badań ustalono m. in., że zmiana położenia wyjściowego pasażera o 5 cm do środka pojazdu wpływa na ograniczenie o 26% ryzyka obrażeń klatki piersiowej [1].



Rys. 2.10. Animacja wyników badań położenia ramienia manekina na przebieg procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB [12]

Badaniem procesu powstawania zagrożenia w ZCB zajmował się Gidlewski i in. Przeprowadzono szereg testów zderzeniowych samochodów osobowych, będących symulacją fizyczną przebiegu ZCB. Badania przeprowadzono w Sieć Badawcza Łukasiewicz - Przemysłowy Instytut Motoryzacji (Łukasiewicz-PIMOT) [153]. Fragment wyników tych działań przedstawiono w [47]. Na rysunku 2.11 przedstawiono trajektorię środka masy samochodu B oraz kąt ψ_B odchylania jego nadwozia (por. rys. 1.5b, punkt 1.3). Przed zderzeniem pojazd przemieszczał się zgodnie z kierunkiem osi OY globalnego układu współrzędnych, a samochód A zgodnie z kierunkiem osi OX. Wyniki pokazano dla testów zderzeniowych zrealizowanych dla różnych pozycji pojazdu A względem B w chwili poczatku kontaktu zderzeniowego. Poszczególnymi kolorami na rysunku oznaczono konfiguracje ZCB: kolor niebieski odpowiada uderzeniu samochodu A w środek pomiędzy osiami kół jezdnych samochodu B (test opisany jako ŚR) – zderzenie symetryczne (por. rys. 1.2, punkt 1.1), kolor czerwony odpowiada uderzeniu w okolice osi tylnej samochodu B (OT), a kolor zielony uderzeniu w okolice osi przedniej (OP) (zderzenia niesymetryczne na rys. 1.2). Znakiem "X" na przebiegach oznaczono punkty zakończenia kontaktu zderzeniowego (rozdzielenia pojazdów). Widoczny jest zasadniczy wpływ względnego ustawienia pojazdów w chwili początku kontaktu zderzeniowego na ruch samochodu B, szczególnie w zakresie jego ruchu po zderzeniu. Przedstawione wyniki ujawniają wyraźne zakłócenie ruchu pojazdu w rezultacie jego bocznego uderzenia. Mamy znaczne jego przesuniecie w kierunku bocznym, które jest realizowane przy znacznych oporach ruchu. Wynosi ono od 0,45 do 0,7 m w czasie trwania kontaktu zderzeniowego. Ponadto nadwozie odchyla się o kąt 8-10° (przy zderzeniu symetrycznym - ŚR) do czasu zakończenia kontaktu zderzeniowego (oznaczonego znakiem "X" na rysunkach).



Rys. 2.11. Tor ruchu środka masy samochodu B (po lewej) oraz kąt odchylania jego nadwozia (po prawej) dla różnych konfiguracji ZCB (opis w tekście) [47]

Na rysunku 2.12 zestawiono składowe przyspieszenia środków masy samochodów A i B w testach oznaczonych TZ1, TZ2 i TZ3 [51]. Podstawowe informacje na temat warunków początkowych w tych testach zebrano w tabeli 2.1. Były to testy ZCB symetrycznego (ŚR wśród wyników na rys. 2.11). Wielkości na rysunku 2.12 są wyznaczone w układzie OXY (por. rys. 1.5, punkt 1.3). Ustalono, że dla takiej konfiguracji zderzenia jest największe prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu B (por. punkt 2.1.1). Przebiegi przyspieszenia są nośnikiem informacji na temat przebiegu procesu powstawania zagrożenia. Stanowią również ważny materiał do weryfikacji eksperymentalnej modeli ZCB. W rezultacie bocznego uderzenia z prędkością od 13 do 15 m/s samochód B i jego pasażerowie są poddani przyspieszeniu, którego wartość maksymalna wynosi od 250 do 310 m/s² w kierunku bocznym (kierunek osi OX dla poczatkowego ustawienia samochodu B, por. rys. 1.5, punkt 1.3) Widoczne jest zróżnicowanie ekstremalnych wartości przyspieszenia środków masy samochodów A i B. Dla głównego kierunku występowania przyspieszenia dla pojazdu A wyniosło ono od 120 do 160 m/s², a zatem w przybliżeniu dwukrotnie mniej, niż dla samochodu B. Warte podkreślenia jest, że w przytaczanych badaniach samochody A i B były tego samego modelu [51]. Jest to przykład potwierdzający zasygnalizowaną w punkcie 2.1.1 problematykę ZCB, gdzie mamy wyższy poziom zagrożenia w samochodzie B, aniżeli w samochodzie A.

Przyjęte oznaczenie testu	-	TZ1	TZ2	TZ3
Prędkość początkowa samochodu A	$v_{CA}(t=0) [\mathrm{m/s}]$	12,70	15,10	15,30
Prędkość początkowa samochodu B	$v_{CB}(t=0) \text{ [m/s]}$	6,40	7,50	0
Odległość punktu początku kontaktu zderzeniowego od osi przedniej samochodu B	<i>l_{EB}</i> [m]	1,34	1,25	1,33

Tabela 2.1. Warunki początkowe w testach zderzeniowych zrealizowanych w Łukasiewicz-PIMOT



Rys. 2.12. Składowe przyspieszenia środków masy samochodów A i B w testach TZ1, TZ2 i TZ3; wyniki badań Łukasiewicz-PIMOT [51]

W [51] obliczono składowe siły oddziaływania kontaktowego między zderzającymi się pojazdami. Rezultaty tych obliczeń przedstawiono na rysunku 2.13. Dominującą składową jest oddziałująca równolegle do kierunku zderzenia, a zatem względem osi *OX* globalnego układu współrzędnych (por. rys. 1.5, punkt 1.3). Wartość ekstremalna tej siły (miara zagrożenia) w analizowanych testach wyniosła od 180 do 240 kN. Czas narastania wartości siły wynosił od 0,04 do 0,05 s. Ważna jest obserwacja, że w trakcie ZCB mamy także składową w kierunku stycznym do strefy kontaktu zderzeniowego samochodów. Wpływa to na dynamikę procesu zderzenia samochodów.

Na podstawie zrealizowanej analizy wybranych wyników badania procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB stwierdzono, że do oceny poziomu zagrożenia wykorzystuje się rezultaty obliczeń wielkości fizycznych opisujących kinematykę i dynamikę zderzenia. Wielkości te są zgodne z przedstawionymi w punkcie 2.1.4. Ich wartości charakterystyczne stanowią miary rozważanego w rozprawie zagrożenia.

Analizowane wyniki badań przeprowadzonych w Łukasiewicz-PIMOT (testy o oznaczeniach TZ1, TZ2 i TZ3) stanowią ważny materiał, który będzie wykorzystywany na dalszych etapach rozprawy. Brakuje w nim jednak informacji na temat obciążeń, jakim poddawani byli pasażerowie

samochodów. Potrzebne są zatem działania do rozszerzenia materiału badawczego, umożliwiającego ocenę skutków zagrożenia (prawdopodobieństwa obrażeń) dla kierowcy samochodu B.



TZ1, TZ2 i TZ3 w badaniach Łukasiewicz-PIMOT [51]

2.3. Badania deformacji boku nadwozia

Deformacja boku nadwozia jest głównym czynnikiem powstawania zagrożenia w trakcie ZCB. Stąd też istotna jest analiza stanu zagadnienia w tym obszarze. Uporządkowano ją w trzech punktach, związanych z metodami pomiaru deformacji, relacją pomiędzy procesem deformacji a powstawaniem zagrożenia dla kierowcy samochodu B oraz opisem właściwości konstrukcyjnych bocznej części nadwozia kształtujących przebieg procesu deformacji.

2.3.1. Metody pomiaru deformacji

Deformacja powypadkowa stanowi podstawowe źródło informacji o zderzeniu samochodów. Pozwala na szacowanie warunków początkowych zdarzenia drogowego [60]. Na jej podstawie realizowane są obliczenia rekonstrukcyjne wypadków drogowych [128].

Najczęściej wykorzystywanym w praktyce sposobem pomiaru deformacji jest metoda mechaniczna. Stosowana jest przez takie instytucje jak National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) [111] czy Łukasiewicz-PIMOT. Metodykę i wyniki pomiarów deformacji nadwozia tą metodą przedstawiono w pracach [50, 120, 121]. Na rysunku 2.14 są przykładowe wyniki pomiaru deformacji boku nadwozia samochodu osobowego biorącego udział w teście TZ1, zrealizowanego w Łukasiewicz-PIMOT. Pomiary były na trzech różnych wysokościach nadwozia (wysokość położenia progu bocznego, środka poszycia drzwi i górnej krawędzi drzwi), mierzonych względem podłoża. Na rysunku oznaczono punkty pomiarowe. Wyniki pomiarów metodą mechaniczną umożliwiają analizę charakteru po zderzeniowej deformacji samochodu. Przykładowo, zarys deformacji na rysunku 2.14 pokazuje, że w przeprowadzonym teście ZCB największą głębokość deformacji zmierzono na wysokości środka poszycia drzwi. Ujawniony jest także jej zarys. Największy rozmiar deformacji jest w obszarze od 1,2 do 1,8 m od osi przedniej pojazdu, a zatem w pobliżu środka między osiami kół jezdnych. W tym obszarze mamy część drzwi przednich, słupek środkowy oraz drzwi tylne.



Rys. 2.14. Wyniki pomiaru deformacji bocznej części nadwozia samochodu osobowego metodą mechaniczną na trzech wysokościach względem podłoża [źródło: opracowanie własne na podstawie udostępnionych wyników badań]

Metoda mechaniczna służy do badania deformacji po zderzeniowej nadwozia samochodu. Zatem umożliwia ocenę trwałych skutków ZCB. Pozwala to na częściową analizę procesu powstawania zagrożenia, ponieważ w trakcie kontaktu zderzeniowego mamy deformację dynamiczną. Wynika ona ze sprężysto-plastycznych właściwości materiałów konstrukcyjnych nadwozia samochodu. W fazie kompresji ZCB część powstającej deformacji ma charakter sprężysty, która po ustaniu sił oddziaływania między pojazdami maleje. Po zderzeniu zatem mamy tylko deformację plastyczną i jest ona mierzona w metodzie mechanicznej. Ważna jest analiza procesu powstawania deformacji dynamicznej (a zatem sumy deformacji o charakterze sprężystym i plastycznym) w trakcie fazy kompresji ZCB.

W badaniach eksperymentalnych ZCB zwykle wykorzystuje się szereg czujników, których rezultaty pomiarów umożliwiają wnioskowanie na temat przebiegu procesu deformacji dynamicznej [110]. Takie czujniki montuje się do elementów konstrukcyjnych na boku nadwozia samochodu. W trakcie zderzenia poszczególne elementy ulegają deformacji (przemieszczeniu), a kinematyka tego procesu jest rejestrowana przez czujniki (pomiar przyspieszenia). Transformacja zmierzonego przyspieszenia do układu lokalnego związanego z pojazdem i całkowanie numeryczne uzyskanych przebiegów czasowych umożliwia obliczenie prędkości i przebiegu narastania deformacji dynamicznej. Analizowano to z wykorzystaniem rysunku 2.8 w punkcie 2.2. Przykładowy przebieg prędkości deformacji lewych przednich drzwi samochodu osobowego podczas jego bocznego uderzenia pokazano na rysunku 2.15 (linia ciągła). Jest to fragment wyników przedstawionych w [26]. Przebieg uzyskano po transformacji do układu współrzędnych $O_B X_B Y_B$ (związanego z pojazdem, por. 1.5, punkt 1.3). Linią kreskową na rysunku przedstawiono wynik obliczenia deformacji dynamicznej, jako rezultat całkowania przebiegu prędkości. Osiąga ona głębokość 0,42 m, co jest miarą zagrożenia w ZCB.



Rys. 2.15. *Prędkość (linia ciągła) i narastanie (linia kreskowa) deformacji lewych przednich drzwi podczas bocznego uderzenia samochodu [26]*

Zastosowanie dodatkowych czujników, umożliwiających pomiar wielkości do wnioskowania na temat przebiegu procesu powstawania deformacji dynamicznej w trakcie ZCB jest działaniem kosztownym i trudnym. Czujniki mogą ulec zniszczeniu w trakcie badania i/lub wadliwie zrealizować pomiary. Stąd też o deformacji dynamicznej wnioskuje się także z wykorzystaniem innych metod obliczeniowych. Gidlewska, Gidlewski i Kochanek w [47] prowadzili obliczenia deformacji dynamicznej nadwozi samochodów, powstającej w trakcie ZCB. Wnioskowano o niej na podstawie zmiany odległości środków masy samochodów w trakcie trwania kontaktu zderzeniowego. Uzyskane przebiegi tej deformacji dla testów TZ1, TZ2 i TZ3, przedstawiono na rysunku 2.16.



Rys. 2.16. Przebieg sumarycznej deformacji dynamicznej nadwozi samochodów w trakcie ZCB w testach TZ1, TZ2 i TZ3 (Łukasiewicz-PIMOT) (opis w tekście) [51]

Na rysunku 2.16 oznaczono przebieg deformacji dynamicznej do zakończenia kontaktu zderzeniowego. Przyjęto, że przejście z fazy kompresji do restytucji następuje dla czasu $t = t_{END}$ osiągnięcia ekstremalnej wartości deformacji dynamicznej c_{ABd} . Oznaczone na rysunku 2.16 punkty c_{ABt} odpowiadają deformacji trwałej (po zderzeniowej) nadwozi.

W [47] (i na rys. 2.16) przedstawiono wyniki obliczeń dynamicznej deformacji nadwozi samochodów, jednak jest to deformacja sumaryczna, obejmująca oba pojazdy (przód samochodu A i bok samochodu B). Rozdzielenie tej deformacji na odkształcenia dynamiczne poszczególnych samochodów wymaga dodatkowych założeń. W literaturze nie odszukano sposobu rozwiązania tego problemu.

Podsumowując, badanie procesu deformacji nadwozia samochodu może być realizowane na dwa sposoby. Pierwszym jest ocena rozmiarów i ukształtowania deformacji trwałej nadwozia. Umożliwia to wnioskowanie na temat orientacji samochodów podczas kontaktu zderzeniowego i ogólną ocenę przebiegu ich zderzenia. Jednak jest to wnioskowanie jedynie na podstawie odkształceń plastycznych, które są trwałym skutkiem zderzenia samochodów. Mamy tu zatem jedynie częściową informację na temat przebiegu kulminacyjnej fazy zderzenia.

W drugim sposobie ocenie poddaje się deformację dynamiczną. Może być ona obliczona np. na podstawie przyspieszenia zarejestrowanego przez czujniki rozlokowane na boku nadwozia samochodu w trakcie badań eksperymentalnych. Całkowanie numeryczne przebiegów przyspieszenia pozwala na wnioskowanie na temat narastania deformacji w czasie trwania kontaktu zderzeniowego samochodów. Takie przebiegi mogą być także rezultatem badań modelowych i będą rozważane w rozprawie.

2.3.2. Deformacja a zagrożenie w ZCB

Problematyka deformacji powstającej w trakcie ZCB oraz jej wpływ na poziom zagrożenia dla pasażerów samochodu B są szeroko rozpatrywane w literaturze. W [3] przedstawiono wyniki badań samochodów osobowych produkowanych w latach 2003-2004. Badania zrealizowano w Instytucie Ubezpieczeń Drogowych (*Insurance Institute of Highway Safety*, IIHS) [65]. Polegały one na testach ZCB pojazdów i analizie zakresu deformacji boku nadwozia. Rolę samochodu A pełnił wózek badawczy ze specjalnie przygotowaną deformowalną barierą (dalej w rozprawie będzie używany skrót MDB od ang. *Movable Deformable Barrier*). Zderzenie było symetryczne (por. rys. 1.2, punkt 1.1) z prędkością ok. 14 m/s. W tabeli 2.2 przedstawiono rezultaty wyznaczania średniej deformacji boku nadwozia dla różnych typów pojazdów. Deformację wyznaczano metodą mechaniczną. Uzyskane rezultaty potwierdzają znaczne rozmiary deformacji boku nadwozia, niezależnie od typu (konstrukcji) samochodu. Średnia głębokość deformacji podczas ZCB przy uderzeniu z prędkością ok. 14 m/s wynosi 0,37 m.

Tur nodeno-io noio-de	Maksymalna głębokość deformacji [m]			
i yp nadwozia pojażdu	Zakres	Średnia	Odchylenie standardowe	
Małe pojazdy	0,37 - 0,42	0,40	0,02	
Średnie pojazdy	$0,\!27-0,\!46$	0,38	0,06	
Nieduże SUV-y	0,29 - 0,40	0,34	0,04	
Wszystkie pojazdy	0,27 - 0,46	0,37	0,05	

Tabela 2.2. Wvniki pomiarów deformacji boku nadwozia po ZCB [3]

Charakter deformacji ma bezpośredni związek z prawdopodobieństwem obrażeń pasażerów. Analizowali to Rattenbury, Gloyns i Nolan w [138] z wykorzystaniem statystyk wypadków drogowych. Wyróżniono trzy typy deformacji bocznej części nadwozia w aspekcie obszaru występowania ekstremalnych jej wartości. Zaproponowane typy deformacji to: górny, równomierny i dolny. Przedstawiono je rysunku 2.17.



Rys. 2.17. Wyróżnione charakterystyczne typy zarysów deformacji nadwozia po bocznym uderzeniu [138]

W [138] ustalono zakres obrażeń u pasażerów, w zależności od typu zarysu deformacji boku nadwozia. Rezultaty tych działań zebrano w tabeli 2.3. Typ deformacji określano na podstawie wyników pomiarów realizowanych metodą mechaniczną.

Tun deferme si	Poważne obrażenia		Ofiary śmiertelne	
i yp deformacji	Liczba	Procent	Liczba	Procent
Górny	7	11	6	32
Równomierny	14	22	6	32
Dolny	43	66	7	37
Sumarycznie	68	100	21	100

Tabela 2.3. Ryzyko poważnych obrażeń i śmierci w zależności od zaobserwowanego typu deformacji boku nadwozia [138]

Przedstawione w tabeli 2.3 rezultaty wskazują, że największe zagrożenie powstaje dla deformacji osiągającej ekstremalne wartości w okolicy miednicy pasażera (typ określony jako *dolny*), a zatem w pobliżu dolnej krawędzi drzwi [138]. Jednocześnie udział liczby ofiar śmiertelnych w zderzeniach, w których obserwowano poszczególne typy deformacji nadwozia, jest podobny (por. tab. 2.3).

Ellway, Hallbauer i Kerz w [29] analizowali statystyki wypadków drogowych z wykorzystaniem m. in. baz danych LAB (statystyki wypadków we Francji w latach 2005-2014) [85] i GIDAS (statystyki wypadków w Niemczech w latach 2005-2014) [45]. W zakresie ZCB rozważono relację pomiędzy prawdopodobieństwem obrażeń pasażera samochodu B a głębokością deformacji nadwozia. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 2.18. Kolorem czerwonym zaznaczone są wyniki analizy bazy danych LAB, niebieskim – GIDAS, natomiast zielony kolor to analiza danych będących połączeniem (uśrednieniem) wyników z obu baz. Kojarząc rezultaty przedstawione na rysunku 2.18 z danymi zgromadzonymi w tabeli 2.2 możliwe jest stwierdzenie, że dla średniej deformacji boku nadwozia wynoszącej 0,37 m [3], prawdopodobieństwo P(AIS2) obrażeń 2 stopnia w skali AIS wynosi od 0,65 do nawet 0,88 (por. rys. 2.18) [29].

Na rysunku 2.18 widoczne są znaczne rozbieżności wartości prawdopodobieństwa obrażeń, zależne od bazy danych wykorzystanych w analizie [29]. Przykładowo dla deformacji równej 0,2 m oszacowane prawdopodobieństwo obrażeń na podstawie wyników z bazy LAB wynosi ok. 0,46, a dla bazy GIDAS – aż 0,75. W pracy [29] nie wyjaśniono tych rozbieżności, natomiast wskazano, że bazy danych były filtrowane pod kątem wyboru wypadków drogowych spełniających te same kryteria

(np. rok produkcji samochodu, wiek pasażerów, wykorzystanie pasów bezpieczeństwa). Zidentyfikowane rozbieżności wskazują na konieczność ostrożności w interpretacji wyników.



Rys. 2.18. Prawdopodobieństwo obrażeń 2 stopnia w skali AIS zależnie od głębokości deformacji boku nadwozia w ZCB; wyniki dla bazy danych LAB, GIDAS oraz uśrednione [29]

Radzi i in. w [137] analizowali statystyki wypadków drogowych w Malezji (za lata 2007 – 2016). Zaproponowano klasyfikację deformacji boku nadwozia (ang. *Collision Deformation Classification*). Wyróżniono 9 stopni głębokości deformacji, co przedstawiono na rysunku 2.19. Dodatkowo na rysunku zamieszczono informację na temat częstości występowania deformacji danej głębokości w wypadkach drogowych w Malezji (jako procent ZCB, gdzie była deformacja boku nadwozia) [137]. Wynika z niej, że blisko 1/3 wypadków drogowych, będących ZCB, skutkuje deformacją boku nadwozia 4 stopnia, co odpowiada głębokości deformacji ok. 0,4 – 0.5 m.



Rys. 2.19. Klasyfikacja deformacji boku nadwozia i częstość występowania określonych stopni głębokości deformacji w wypadkach [137]

Analiza danych statystycznych w pracy [137] objęła także skutki wypadków drogowych w postaci obrażeń pasażerów samochodu B, co przedstawiono w tabeli 2.4. Pokazano udział ofiar z obrażeniami śmiertelnymi w przypadku deformacji obejmującej stopnie 1-2 oraz stopnie 3-9 (por. rys. 2.19). Stwierdzono, że w przypadku, kiedy deformacja ma znaczne rozmiary (stopnie 3-9), prawdopodobieństwo obrażeń śmiertelnych u pasażerów samochodu B jest ponad dwukrotnie większe, niż przy deformacji o mniejszej głębokości (stopnie 1-2) [137].

Problem nadmiernej deformacji boku nadwozia i jej wpływ na poziom zagrożenia w ZCB jest sygnalizowany w literaturze. Zestawiając rezultaty z kilku różnych źródeł ustalono, że średnia głębokość deformacji boku nadwozia w trakcie ZCB wynosi ok. 0,4 m. Przekłada się to na wysokie

prawdopodobieństwo obrażeń u pasażerów samochodu B. Wskazano na bezpośrednie powiązanie głębokości deformacji z prawdopodobieństwem obrażeń pasażerów. Potrzebne są zatem działania do ograniczenia głębokości deformacji boku nadwozia.

	Czestość wystepowania	Ciężkość obrażeń		
Głębokość deformacji	deformacji	Śmiertelne	Inne niż śmiertelne	
Stopnie 3-9	75,6 %	63,8 %	36,2 %	
Stopnie 1-2	24,4 %	28,6 %	71,4 %	

Tabela 2.4. Ciężkość obrażeń zależnie od głębokości deformacji boku nadwozia samochodu [137]

2.3.3. Charakterystyka deformacji i problem jej wyznaczenia dla boku nadwozia

Rozważania problematyki procesu deformacji nadwozia zwykle są prowadzone z wykorzystaniem charakterystyki deformacji. Jest to zależność pomiędzy składową normalną F_{kX} siły oddziałującej na nadwozie samochodu a powstającą deformacją (opisywaną np. przez głębokość c_k). W przypadku badań właściwości przedniej części struktury energochłonnej pojazdów, możliwa jest analiza tej siły na podstawie testów zderzeniowych polegających na czołowym uderzeniu samochodu w przeszkodę. Swanson i in. w [165] zaproponowali metodykę obliczania charakterystyki deformacji przedniej części nadwozia samochodu, a przykładowy wynik przedstawiono na rysunku 2.20. Deformację identyfikowano poprzez przemieszczenie samochodu w kierunku powstawania deformacji. Z kolei siła jest mierzona na barierze, w którą czołowo uderza samochód w trakcie badania. Linią kreskową na rysunku pokazano linearyzację częściowego przebiegu charakterystyki [165].



Rys. 2.20. Przykład charakterystyki deformacji przedniej części nadwozia samochodu osobowego [165]

Przedstawiona powyżej metoda znajduje zastosowanie w badaniach właściwości przedniej części nadwozia samochodu. Nie odszukano natomiast analogicznych metod w odniesieniu do bocznej struktury energochłonnej. Digges i Eigen w [24] przedstawili wyniki badania jej właściwości, jednak do przygotowania charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia samochodu wykorzystano stanowisko ze sztywną płytą o szerokości 1,65 m i wysokości 0,46 m (wymiary zbliżone do przodu średniej wielkości samochodu osobowego). Ta płyta była statycznie zagłębiana w bok nadwozia badanego pojazdu. Analizowano nadwozia trzech producentów. Na podstawie pomiarów siły

przykładanej do płyty i jej przemieszczenia, identyfikującego deformację boku nadwozia, przygotowano charakterystyki deformacji, które przedstawiono na rysunku 2.21. Charakterystyki te wskazują na ogólnie obserwowany problem w aspekcie właściwości bocznej strefy energochłonnej. Wraz z narastaniem deformacji maleje sztywność konstrukcji bocznej części nadwozia. Warte jest tu nadmienienie, że przedstawione na rysunku 2.21 wyniki są uzyskane dla samochodów z lat produkcji 1970-1980.



Rys. 2.21. Charakterystyki deformacji boku nadwozia wyznaczone w badaniach statycznych [24]

Strother, Kent i Warner w [160] analizowali relację pomiędzy deformacją boku nadwozia a energią rozproszoną w trakcie jej powstawania. Obliczenia prowadzono dla samochodów z lat produkcji 1980-1988. Na podstawie uzyskanych wyników zaproponowano istotną zmianę podejścia do modelowania charakterystyki deformacji boku nadwozia. Z uwagi na fakt, że dla znacznych głębokości deformacji dynamicznej ($c_B > 0,2$ m, por. rys. 2.21) pogorszeniu ulegają właściwości materiałowo-konstrukcyjne boku nadwozia, mamy zbliżoną do stałej wartość siły oddziaływania F_{BX} , konieczną do zwiększania wartości deformacji. Przedstawiono to na rysunku 2.22b. Jest to istotna różnica względem modelowania właściwości przedniej części nadwozia, gdzie często stosuje się proporcjonalną zależności między siłą oddziałującą a deformacją nadwozia w szerokim zakresie głębokości deformacji (rys. 2.22a) [6, 99], co zostało zaproponowane przez McHenry'ego. Stanowi to wskazówkę do planowanych w rozprawie badań modelowych.



Rys. 2.22. *Standardowy sposób modelowania charakterystyki deformacji nadwozia (a), model zaproponowany w pracy [160](b)*

Gidlewski i in. w [51] obliczyli charakterystyki sumarycznej deformacji nadwozi A i B w trakcie ZCB. Wykorzystano składową siły oddziaływania F_{kX} między nadwoziami (rys. 2.13) i określoną deformację dynamiczną c_{AB} za dwa zderzające się pojazdy (rys. 2.16). Otrzymane w ten sposób charakterystyki deformacji sumarycznej nadwozi A i B dla testów zderzeniowych TZ1, TZ2 i TZ3 przedstawiono na rysunku 2.23. Ta charakterystyka nie umożliwia jednak precyzyjnej analizy właściwości bocznej części nadwozia, ponieważ jest wypadkową deformacji dwóch nadwozi.



Rys. 2.23. Charakterystyka deformacji sumarycznej nadwozi A i B w trakcie ZCB [51]

Germane, Munson i Henry w [46] badali relację między głębokością deformacji boku nadwozia a energią rozproszoną w trakcie jej powstawania. Analizie poddano szereg testów ZCB realizowanych przez NHTSA [110] dla tego samego modelu samochodu osobowego Ford z lat produkcji 1988-1995. Na rysunku 2.24b przedstawiono wyznaczoną relację między średnią deformacją c_B boku nadwozia a energią W_{DB} rozproszoną w trakcie tej deformacji [46]. Ustalono, że relacja między tymi dwiema miarami zagrożenia jest w przybliżeniu liniowa. Jest to wniosek inny niż wynikający z rezultatów badań [24, 160], gdzie stwierdzono nieliniową zależność między siłą oddziałującą na nadwozia a głębokością deformacji (por. rys. 2.21 i 2.22). Przy deformacji wynoszącej ok. 0,27 m mamy rozproszoną energię W_{DB} na poziomie ok. 83 kJ [46]. Na rysunku 2.24a przedstawiono obliczoną w [46] relację pomiędzy energią początkową zderzenia EK_{AB} (t = 0) a średnią deformacją c_B . Ustalono, że energia deformacji W_{DB} stanowi 46% energii początkowej EK_{AB} (t = 0) [46]. Transformacja pozostałej części energii początkowej ma skutek np. w obciążeniach bezwładnościowych, jakim poddawani są pasażerowie. Obciążenia bezwładnościowe wynikają ze zmiany energii kinetycznej samochodu B w trakcie ZCB.

Energia kinetyczna samochodu B w rezultacie bocznego uderzenia rośnie. Identyfikowano to np. w [162]. Analizowano wyniki ponad 40 testów ZCB NHTSA [110], gdzie badano samochody osobowe z lat produkcji 1997-1998. Ustalono, że przyrost energii kinetycznej samochodu B w rezultacie bocznego uderzenia stanowi średnio 22% energii początkowej zderzenia EK_{AB} (t = 0) [162]. Obok deformacji boku nadwozia jest to główny składnik zagrożenia powstającego w trakcie ZCB dla pasażerów samochodu B.


Rys. 2.24. Zestawienie energii początkowej EK_{AB} (t = 0) ZCB i energii W_{DB} rozproszonej na deformację boku nadwozia (a) oraz deformacja c_B boku nadwozia a rozproszona energia W_{DB} (b) [46]

Charakterystyka deformacji umożliwia wnioskowanie na temat właściwości materiałowokonstrukcyjnych nadwozia w aspekcie jego odporności na odkształcenia powstające w wyniku zderzenia. Możliwe jest szacowanie pracy, jaka jest wykonywana na deformację w trakcie wypadku drogowego. Ta praca stanowi istotny element ograniczania zagrożenia, ponieważ im większa część energii początkowej zderzenia jest rozproszona na proces deformacji nadwozi pojazdów, tym mniejsza część energii początkowej zderzenia będzie stanowić źródło obciążeń dynamicznych dla pasażerów [174]. Dla bocznej części nadwozia jest dylemat w tym zakresie, ponieważ do osiągnięcia znacznej pracy deformacji nadwozia korzystna jest duża głębokość deformacji. Z kolei deformacja o znacznej głębokości jest źródłem zagrożenia dla pasażerów, z uwagi na cechy konstrukcyjne bocznej części nadwozia samochodu. Rozważania w zakresie tego dylematu będą prowadzone w rozprawie.

2.4. Możliwości ograniczenia skutków zagrożenia

W poprzednich punktach analizie poddano proces powstawania zagrożenia w trakcie ZCB i jego główny składnik, tj. nadmierną deformację bocznej części nadwozia samochodu. W literaturze są dostępne wyniki badań, w ramach których poszukiwane są możliwości ograniczania skutków zagrożenia. Przykłady takich badań zostaną przedstawione w tym punkcie. Szczególna uwaga zostanie skupiona na działaniach związanych z modyfikacją właściwości nadwozia, z uwagi na ich związek z procesem powstawania deformacji w trakcie wypadku drogowego.

Możliwości doskonalenia właściwości nadwozia w zakresie jego bezpieczeństwa biernego przy bocznym uderzeniu są analizowane przykładowo w [62]. Badano tam możliwość stosowania stali charakteryzującej się zwiększoną odpornością na naprężenia od bazowego materiału konstrukcyjnego, jako materiału słupka środkowego i/lub progu bocznego nadwozia samochodu osobowego. W badaniach modelowych oceniano zakres deformacji po zderzeniowej. Prowadzono symulacje ZCB odtwarzając jego przebieg. Osiągnięte wyniki [62] wskazały, że zastosowanie stali o blisko dwukrotnie zwiększonej odporności na naprężenia (względem materiału bazowego) pozwala na częściowe (od 5 do 15%) ograniczenie zakresu deformacji bocznej części nadwozia.

W [42] weryfikacji poddano trzy różne rozwiązania konstrukcyjne związane z kształtowaniem właściwości bocznej strefy energochłonnej na boku samochodu do ograniczenia deformacji zderzeniowej. Pojazdy oznaczone jako V1, V2 i V3 poddano bocznemu uderzeniu z prędkością ok. 14 m/s. W wariancie V1 była niezmodyfikowana konstrukcja nadwozia, w wariancie V2 zmodyfikowano właściwości słupka środkowego, a w V3 właściwości drzwi przednich. Modyfikacja polegała na wzmocnieniu danego obszaru nadwozia przez dodatkowe elementy konstrukcyjne lub elementy wykonane z materiałów o zwiększonej wytrzymałości. W pracy nie sprecyzowano informacji na temat zastosowanych modyfikacji. Poprzez te modyfikacje kształtowano charakterystykę deformacji boku nadwozia. Obiektem uderzającym był wózek badawczy z MDB.

Wśród wyników badań są rezultaty obliczeń deformacji po zderzeniowej w różnych obszarach boku nadwozia samochodu. Na rysunku 2.25 przedstawiono zarys przekroju drzwi kierowcy (w płaszczyźnie równoległej do $O_B Y_B Z_B$, por. rys. 1.5, punkt 1.3 - oś Z_B jest prostopadła do płaszczyzny $O_B X_B Y_B$) przed zderzeniem (linia niebieska) i po zderzeniu (linia pomarańczowa). Różnica między położeniem obu linii identyfikuje deformację.



Rys. 2.25. Zarys deformacji drzwi kierowcy po ZCB w badaniach [42]

Rezultatem zastosowania modyfikacji właściwości konstrukcji bocznej części nadwozia było ograniczenie głębokości deformacji średnio o ok. 30% w wariancie V2 i 35% w wariancie V3 [42]. Jednocześnie w pracy [42] rozważono skutki ograniczenia głębokości deformacji poprzez ocenę m. in. maksymalnego ugięcia żeber manekina pomiarowego na fotelu kierowcy (jako skutku ZCB). Uzyskane rezultaty budzą pewne wątpliwości, ponieważ stwierdzono, że dla wariantów V2 i V3 uzyskano korzystne zmniejszenie ugięcia żeber w dolnej części klatki piersiowej, ale z kolei dla żeber w górnych partiach to ugięcie było większe. Wskazuje to na znaczną trudność w kształtowaniu właściwości bocznej części nadwozia samochodu do zmniejszenia skutków zagrożenia w trakcie ZCB.

Badania wpływu technologii przygotowania słupka środkowego pojazdu na poziom zagrożenia powstającego w trakcie ZCB prowadzono w [89]. Porównywano słupki środkowe wytworzone poprzez

tłoczenie na gorąco, które ponadto były częściowo zmiękczane oraz/lub wzmacniane dodatkowym elementem konstrukcyjnym. Kształtowano w ten sposób charakterystykę deformacji tego elementu konstrukcyjnego nadwozia, do poprawy jego energochłonności. Analizie poddano energię rozpraszaną na deformację słupka środkowego, stanowiącą miarę zagrożenia w ZCB. Ustalono, że rozpraszana energia, zależnie od wariantu przygotowania słupka środkowego, wynosi od 3 do 3,5% energii początkowej zderzenia pojazdów [89]. Słupek środkowy o zmodyfikowanym procesie wytwarzania umożliwił ograniczenie wartości deformacji nawet o 13,4% [89].

W badaniach modelowych, których wyniki przedstawiono w [169], analizowano wpływ zastosowania dodatkowej belki wzmacniającej konstrukcję drzwi przednich na przebieg ZCB. Model drzwi przednich i dodatkowej belki wzmacniającej przedstawiono na rysunku 2.26. W badaniach ustalono, że zastosowanie dodatkowego elementu pozwoliło na ograniczenie zasięgu deformacji zderzeniowej o ok. 5% (względem wariantu bez dodatkowego elementu).





Rys. 2.26. Model MES drzwi przednich nadwozia samochodu (po lewej) i dodatkowej belki wzmacniającej ich konstrukcję (po prawej) [169]

W tabeli 2.5 zestawiono obliczone w [169] biomechaniczne wskaźniki obrażeń określane dla manekina pomiarowego dla dwóch wariantów obliczeń modelowych – z zastosowaniem belki wzmacniającej w konstrukcji drzwi przednich i bez dodatkowego elementu. Te wyniki są kolejnym przykładem pokazującym trudność doskonalenia konstrukcji bocznej części nadwozia. Zastosowanie dodatkowego elementu pozwala na ograniczenie wartości niektórych wskaźników – maksymalnego przyspieszenia dolnej części kręgosłupa, maksymalnego przyspieszenia żeber klatki piersiowej, czy wskaźnika TTI. Jednak odnotowano wzrost wartości maksymalnego przyspieszenia miednicy. Sygnalizuje to konieczność kompromisowego podejścia w zakresie analizy i doskonalenia systemu bezpieczeństwa biernego bocznej części samochodu.

W ramach pracy [90] prowadzono badania modelowe ZCB, gdzie analizowano system wstępnego napięcia pasów bezpieczeństwa. Ocenie poddawano wybrane miary zagrożenia w zależności od czasu uruchomienia napinacza i siły napinającej. Wyniki uzyskanych badań wskazują, że poprzez system aktywnego napięcia pasów możliwe jest zmniejszenie wartości wybranych wskaźników biomechanicznych obrażeń klatki piersiowej o 5-6,5%. Wstępne napięcie pasa bezpieczeństwa ogranicza zakres ruchu pasażera na fotelu, co pozytywnie wpływa na zmniejszenie obciążeń, jakim jest poddawany w rezultacie oddziaływania z elementami konstrukcji nadwozia.

Rozważany wariant Obszar manekina	Z belką wzmacniającą	Bez belki wzmacniającej	
Dolna część kręgosłupa	574	617	
Górne żebro klatki piersiowej	786	782	
Dolne żebro klatki piersiowej	745	882	
Wskaźnik przyspieszenia klatki piersiowej (TTI)	765	832	
Miednica	1125	996	

Tabela 2.5. Zestawienie obliczonych wskaźników biomechanicznych obrażeń w [169]; wartości w [m/s²]

W ramach działań podejmowanych dla ograniczenia skutków zagrożenia powstającego w trakcie ZCB widocznych jest wiele prac dotyczących zmniejszenia głębokości deformacji bocznej części nadwozia. Istotnym aspektem jest także zwiększenie ilości energii rozpraszanej w trakcie wypadku [71]. Te działania skupiają się zwykle na drzwiach przednich i słupku środkowym, jako podstawowych elementach konstrukcyjnych na boku nadwozia. Modyfikując właściwości materiałowe tych elementów dąży się do zwiększenia odporności nadwozia na siły oddziałujące w trakcie bocznego uderzenia samochodu. Prezentowane wyniki badań wskazują na korzystne skutki stosowanych modyfikacji, polegające na ograniczeniu głębokości deformacji. Warto jednak zaznaczyć, że ograniczenie deformacji o kilkanaście procent wymaga zastosowania materiałów, których wartości parametrów opisujących ich właściwości są nawet dwukrotnie zwiększone [62]. Dodatkowym problemem jest fakt, że osiągnięcie korzystnego ograniczenia deformacji nie zawsze powoduje jednocześnie pozytywny skutek w ograniczeniu skutków zagrożenia, w postaci zmniejszenia wartości wskaźników obrażeń pasażerów samochodu B [42, 169]. Wskazuje to, że problem ograniczania skutków zagrożenia powstającego w trakcie ZCB jest złożony, a działania w tym obszarze są potrzebne i wymagają wieloaspektowej analizy procesów zachodzacych w trakcie zderzenia.

2.5. Relacja między warunkami początkowymi a skutkami ZCB

Poziom zagrożenia i skutki wypadku drogowego ściśle zależą od warunków początkowych zderzenia pojazdów. Stąd też w wielu pracach analizuje się związek pomiędzy stanem ruchu pojazdów w chwili początku ich kontaktu a rezultatem/skutkami zderzenia, np. w postaci prawdopodobieństwa obrażeń pasażerów. W tym celu wykorzystuje się różnego rodzaju wskaźniki i predyktory. Wartości predyktorów umożliwiają determinację warunków początkowych zderzenia samochodów. Występują one jako argument funkcji prawdopodobieństwa obrażeń pasażerów w wypadku.

Badania relacji między warunkami początkowymi a skutkami wypadku drogowego są prowadzone na kilka sposobów:

- na podstawie statystyk i informacji na temat rzeczywistych wypadków drogowych,
- z wykorzystaniem rezultatów badań eksperymentalnych zderzeń samochodów,
- poprzez modelowanie przebiegu wypadku drogowego i analizy jego skutków dla różnych warunków początkowych.

W zastosowaniu do zderzeń pojazdów szeroko wykorzystywanym predyktorem jest parametr Delta-V [31, 118]. Jest on rozumiany jaka różnica prędkości pojazdu przed i po zderzeniu. Na rysunku 2.27 przedstawiono prawdopodobieństwo obrażeń pasażera samochodu uderzanego w przód, bok oraz od tyłu w zależności od wskaźnika Delta-V. Te prawdopodobieństwo obliczyli Viano i Parenteau w [179] na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych zderzeń pojazdów. Przedstawione na rysunku wyniki pokazują relację między warunkami początkowymi zderzenia samochodów (determinowanymi przez parametr Delta-V) a jego skutkiem – prawdopodobieństwem obrażeń. Te rezultaty potwierdzają, że ZCB wiąże się z większym prawdopodobieństwem obrażeń od innych rodzajów zderzeń samochodów, szczególnie dla prędkości uderzenia >11 m/s.



Rys. 2.27. Zależność ryzyka obrażeń pasażera samochodu uderzanego w bok, przód i od tylu, jako funkcja predyktora Delta-V [179]

Predyktor Delta - V został przygotowany i wprowadzony w zakresie analizy zderzenia czołowego samochodów. W pracach [3, 75, 172] adekwatność tego predyktora do ZCB poddawana jest pod wątpliwość. Wynika to ze złożonej kinematyki pojazdów w trakcie ich zderzenia (względem zderzenia czołowego). W pracach [164, 167] rozpatrywano zmodyfikowany predyktor $Delta - V \ lateral$, w którym obliczano różnicę składowej bocznej wektora prędkości pojazdu przed i po zderzeniu. Jednak predyktor ten nie uwzględnia szeregu innych istotnych czynników charakteryzujących przebieg i skutki zderzenia samochodów. Jednym z takich czynników jest dysproporcja mas pojazdów. Skojarzenie masy i prędkości prowadzi do predyktorów określanych w ujęciu energetycznym.

Relację między energią rozproszoną w trakcie zderzenia, a prędkością początkową układu zderzających się pojazdów opracował Campbell [13]. Dla zderzeń czołowych zaproponował liniową relację pomiędzy tymi parametrami. Podejście energetyczne do determinowania predyktorów skutków zderzenia pojazdów przedstawili Andricevic i in. w [3]. Wykorzystano statyczną deformację po zderzeniową oraz kinematykę nadwozia w trakcie zderzenia do wyznaczenia energii rozproszonej na deformację. Powiązano energię rozproszoną na deformację z prędkością uderzenia. Na tej podstawie szacowano wartość predyktora nazwanego jako prędkość równoważna energii (ang. *objective energy equivalent speed - oEES*), wyrażanego w m/s. Do analizy relacji między predyktorem *oEES* a obrażeniami pasażerów wykorzystano bazę danych statystycznych o wypadkach drogowych

w Niemczech [45]. Obrażenia klasyfikowano w skali AIS [96]. Uzyskane wyniki wskazały na istotne różnice prognozowanych obrażeń pasażerów zależnie od rodzaju zderzenia pojazdów. Przykładowo ustalono, że prawdopodobieństwo P(AIS2) obrażeń 2 stopnia w skali AIS na poziomie 0,25 jest przy oEES = 17,8 m/s dla zderzenia czołowego samochodów a przy oEES = 11,1 m/s dla ZCB.

Ji i Levinson w [75] zaproponowali model prawdopodobieństwa obrażeń w oparciu o utratę energii pojazdu (predyktor *ELVIS*). Model ten uwzględnia rozpraszanie energii początkowej zderzających się pojazdów w trakcie procesów rozpatrywanych w kierunku normalnym i stycznym (por. rys. 1.5, punkt 1.3), przy zróżnicowanej masie zderzających się samochodów. W obliczeniach strat energii bazowano na zasadach zachowania energii mechanicznej oraz zachowania pędu, przyjmując, że zderzenie jest plastyczne (brak restytucji). Zaproponowany model uwzględnia rodzaj zderzenia pojazdów (czołowe, ZCB i skośne), warunkując straty energii podczas zderzenia od różnych właściwości nadwozi w kierunku wzdłużnym i bocznym. Istotnym czynnikiem jest także dysproporcja mas samochodów.

Do ustalenia relacji między predyktorem *ELVIS* a prawdopodobieństwem obrażeń wykorzystano bazę danych o wypadkach drogowych w Stanach Zjednoczonych [109]. Obrażenia pasażerów z obu samochodów były klasyfikowane w 7-mio stopniowej skali AIS [84] (0 – szkody tylko materialne; 1 – niewielkie obrażenia pasażera, 6 – obrażenia śmiertelne). Uzyskane wyniki [75] wskazały, że pasażerowie samochodu o większej masie są mniej narażeni na obrażenia, względem pasażerów pojazdu o mniejszej masie. Predyktor *ELVIS* został zestawiony z *Delta* – *V* w analizie statystycznej [75]. Ustalono, że zastosowanie podejścia energetycznych do prognozowania skutków zderzeń pojazdów innych niż czołowe pozwala na uzyskanie wyników o lepszej korelacji ze skutkami rzeczywistych wypadków, niż przy podejściu z wykorzystaniem predyktora *Delta* – *V* [75]. Przy czym w założeniach przedstawionych w [75] w obliczeniach predyktora *ELVIS* nie uwzględnia się składników bilansu energii związanych z oddziaływaniem zderzających się pojazdów z otoczeniem (jak np. energia tracona na pokonanie oporów ruchu).

Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna (ISO 2013) [116] zaproponowała predyktor obrażeń, nazwany jako wskaźnik impulsowy pojazdu (*VPI*). Do wyznaczenia wartości *VPI* wykorzystuje się skupiony układ masa-sprężyna o jednym stopniu swobody, który przedstawiono na rysunku 2.28.



W modelu fizycznym przedstawionym na rysunku 2.28 wykorzystano następujące oznaczenia: M_D – masa manekina (pasażera); ky – sztywność elementu poprzez który pasażer oddziałuje z pojazdem (np. pasy bezpieczeństwa);

 Δy – zakres swobodnego ruchu pasażera (przemieszczenie, jakie musi wykonać pasażer względem pojazdu, aby np. nastąpiło napięcie pasów bezpieczeństwa);

 $y_{BD}(t)$ – analizowany ruch pasażera;

 $x_{CB}(t)$ – przemieszczenie nadwozia pojazdu.

Ruch pojazdu i pasażera jest połączony. Opisuje to funkcja P(t), która jest zdefiniowana przez sprężynę o sztywności k_Y i luzie Δy . Standardowy model ISO opiera się na jednym zestawie parametrów, które są stosowane do wszystkich pojazdów. Zalecane wartości to 1 kg dla masy, 2500 N/m dla sztywności i 0,03 m dla luzu, pozostawiając jedynie ruch pojazdu $x_{CB}(t)$ jako parametr wpływający na obliczenia $y_{BD}(t)$. Przebieg $x_{CB}(t)$ jest zwykle możliwy do ustalenia na podstawie wyników badań eksperymentalnych, a także z wykorzystaniem danych z rzeczywistego wypadku drogowego. Równania modelu do wyznaczenia predyktora *VPI* są zapisane jako:

$$VPI = \max\left(\ddot{y}_{BD}\right),\tag{2.1}$$

$$M_D \ddot{y}_{BD} + k_Y y_{BD} = P(t), (2.2)$$

$$P(t) = \begin{cases} 0, & x_{CB} < \Delta y \\ k_Y(x_{CB} - \Delta y), & x_{CB} \ge \Delta y \end{cases}$$
(2.3)

Norma ISO opisuje procedurę obliczeniową, ale nie wiąże *VPI* z obrażeniami pasażerów. Takie rozważania przeprowadzili Tsoi i Gabler w [172]. Na rysunku 2.29 przedstawiono wykreśloną zależność między predyktorem *VPI* a prawdopodobieństwem obrażeń w skali AIS. Jednak są to wyniki uzyskane dla zderzenia czołowego samochodów. W odniesieniu do ZCB nie przeprowadzono adekwatnych działań.



Rys. 2.29. Zależność między predyktorem VPI a prawdopodobieństwem obrażeń [172]

Metoda wyznaczania predyktora *VPI* jest ciekawa, z uwagi na uwzględnienie dynamiki zderzenia samochodów. Na podstawie wymuszeń powstających w trakcie zderzenia wnioskuje się o obciążeniach, jakim poddawani są pasażerowie.

Kolejnym przykładem predyktora obrażeń jako skutku wypadku drogowego, jest prędkość uderzenia pasażera (*Occupant Impact Velocity* – *OIV*). Wartość tego predyktora jest obliczana z wykorzystaniem modelu opracowanego przez Mitchego [102, 103]. W modelu tym pasażer traktowany jest jako punkt materialny przemieszczający się swobodnie wewnątrz pojazdu, przy czym przyjmuje się ograniczony zakres tego ruchu (0,6 m w kierunku wzdłużnym i 0,3 m w kierunku bocznym). Ruch pasażera wynika z przyspieszenia pojazdu w trakcie zderzenia. Po osiągnięciu zakresu przemieszczenia uznaje się, że pasażer uderza w nieodkształcalne nadwozie pojazdu. Prędkość w chwili uderzenia to wartość *OIV*. Predyktor ten jest stosowany np. w podręczniku Amerykańskiego Stowarzyszenia ds. Autostrad Stanowych i Transportu, dotyczącym oceny bezpieczeństwa ruchu drogowego [2]. Predyktor *OIV* ma charakter ogólny. W [2] przyjęto jego dopuszczalne wartości. *OIV* > 12 m/s oznacza poważne obrażenia, a preferowaną wartością jest max 9 m/s. Wskazane jest jednocześnie, że te wartości dedykowane są czołowym zderzeniom samochodów.

Podsumowując można stwierdzić, że do analizy relacji między warunkami początkowymi zderzenia samochodów a prawdopodobieństwem obrażeń uczestników wypadku drogowego wykorzystuje się różne predyktory. Obliczenia są realizowane na podstawie wyników badań eksperymentalnych, statystyk dotyczących wypadków drogowych oraz badań modelowych. Szeroko wykorzystywany jest predyktor Delta - V, jednak dobrze sprawdza się on w odniesieniu do zderzeń czołowych. Jego zastosowanie do ZCB jest wątpliwe. Lepszym rozwiązaniem są predyktory wykorzystujące parametry w ujęciu energetycznym. Interesujący jest parametr *ELVIS*, w którym analizowana jest strata energii przez zderzające się pojazdy. Nie uwzględnia się tu jednak oddziaływania pojazdów z otoczeniem w trakcie zderzenia.

Ciekawym podejściem jest także analiza wykorzystująca predyktory wyznaczane dla pasażera (manekina). W odniesieniu do ZCB interesujący jest predyktor *OIV*, ponieważ uwzględnia on uderzenie pasażera przez deformowane elementy konstrukcji bocznej części nadwozia. Jest to jeden z istotnych problemów tego rodzaju zderzenia pojazdów (por. punkt 2.3.2).

Znaczna liczba predyktorów została opracowana dla zderzenia czołowego i podejmowane są próby ich adaptacji do ZCB. Z kolei dostępne wyniki badań wskazują, że do analizy ZCB korzystne są predyktory wyrażane w ujęciu energetycznym. Planuje się przygotowanie predyktora, którego wartość będzie uzależniona od masy i prędkości samochodu uderzającego w chwili początku kontaktu zderzeniowego. Możliwe jest prowadzenie tej analizy na podstawie wyników badań modelowych. Pozwalają one na rozpatrywanie szerokiego zakresu wartości parametrów, które determinują warunki początkowe zderzenia samochodów. Takiego działania nie stosuje się w badaniach eksperymentalnych, z uwagi na wysokie koszty i ograniczone bezpieczeństwo ich realizacji.

2.6. Wnioski z analizy stanu zagadnienia

W ramach tego rozdziału przeprowadzono szeroką analizę informacji dostępnych w literaturze w zakresie problematyki ZCB. Rezultat analizy został uporządkowany w kilku punktach, ujmujących problemy i skutki ZCB, dostępne wyniki badań procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB, zagadnienie deformacji boku nadwozia i relację między warunkami początkowymi a skutkami zderzenia. Na podstawie przeprowadzonej analizy poniżej zapisano najważniejsze wnioski, które uporządkowano w trzech kategoriach – związane z ogólną problematyką ZCB, możliwościami rozwoju systemu bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia oraz kształtowaniem kierunku badań w rozprawie.

Wnioski o charakterze ogólnym w problematyce ZCB:

- ZCB jest specyficznym rodzajem zderzenia samochodów, które charakteryzuje się ograniczoną kompatybilnością oddziałujących na siebie nadwozi, co wynika z różnego rozlokowania elementów konstrukcyjnych o wysokiej sztywności w przedniej i bocznej części nadwozi; skutkiem jest wysoki poziom ofiarochłonności dla pasażerów samochodu B.
- Źródłem zagrożenia są siły bezwładności i siły oddziaływania z pojazdem (fotelem, pasami bezpieczeństwa, deformowanym nadwoziem), jakim poddawani są pasażerowie; następstwem zagrożenia jest wysokie prawdopodobieństwo obrażeń np. klatki piersiowej (torsu); prawdopodobieństwo obrażeń prognozuje się zwykle z wykorzystaniem skali AIS.
- Maksymalne przyspieszenie działające na samochód B jest średnio dwukrotnie większe od przyspieszenia samochodu uderzającego, a w wyniku uderzenia mamy wzrost energii kinetycznej nadwozia, co stanowi jeden z czynników powstawania zagrożenia.
- Deformacja boku nadwozia jest głównym czynnikiem zagrożenia; podczas bocznego uderzenia samochodu z prędkością ok. 14 m/s proces deformacji nadwozia może prowadzić do uderzenia pasażera przez deformowane drzwi z prędkością ok. 11 m/s; mamy przy tym średnią głębokość deformacji od 0,27 do ponad 0,4 m.
- Relacja między siłą oddziaływania kontaktowego między pojazdami a deformacją ich nadwozi umożliwia wyznaczenie charakterystyki deformacji, która stanowi źródło informacji na temat sztywności nadwozia i procesu rozpraszania energii w trakcie zderzenia.
- W znacznej liczbie analizowanych publikacji, w budowanych modelach odwzorowujących właściwości systemu bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia nie uwzględnia się bocznych poduszek i kurtyn gazowych, z uwagi na ich ograniczony wpływ na poziom ochrony pasażerów w trakcie ZCB.
- Dostępne są wyniki badań, których celem jest ograniczenie zagrożenia powstającego w trakcie
 ZCB; wskazują one na korzystne osiągnięcia w pewnych aspektach, ale przy jednoczesnym negatywnym wpływie na inne kwestie zmniejszając wpływ jednego czynnika kształtującego zagrożenie intesyfikuje się udział innych czynników, a wypadkowy poziom zagrożenia nie ulega

istotnej poprawie; podkreśla to trudność problematyki ZCB i kształtowania systemów bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia samochodu.

Relacja między warunkami początkowymi zderzenia a jego skutkami jest opisywana z wykorzystaniem różnych predyktorów; najczęściej spotykany jest predyktor *Delta – V*, jednak jego zastosowanie do ZCB budzi wątpliwości.

Wnioski wskazujące możliwości rozwoju (doskonalenia) bezpieczeństwa biernego:

- Celem badań w obszarze ZCB zwykle są działania zmierzające do ograniczenia głębokości deformacji zderzeniowej, a próby rozwoju systemu bezpieczeństwa biernego głównie skupiają się na doskonaleniu konstrukcji drzwi przednich oraz słupka środkowego.
- Nie odnaleziono wyników badań w obszarze doskonalenia konstrukcji tylnych drzwi pojazdu i wpływu właściwości tego elementu na przebieg procesu powstawania zagrożenia dla pasażerów, szczególnie w kontekście kierowcy samochodu B.
- Jednym ze sposobów ograniczenia zagrożenia w trakcie ZCB jest zwiększanie odległości między kierowcą samochodu B a bokiem nadwozia bezpośrednio przed bocznym uderzeniem pojazdu; w tym celu przygotowywane są specjalne systemy mechatroniczne oddziałujące na fotel i powodujące jego przemieszczenie wewnątrz pojazdu.

Wnioski w obszarze kierunku badań w rozprawie:

- Największe prawdopodobieństwo obrażeń w ZCB (dla kierowcy samochodu B) występuje w wyniku uderzenia w środkowy obszar na boku nadwozia między osiami kół jezdnych; wtedy mamy deformację obejmującą przedział pasażerski, a częstym skutkiem ZCB są obrażenia klatki piersiowej (torsu) kierowcy.
- Problem kształtowania systemu bezpieczeństwa biernego boku nadwozia samochodu wynika z konstrukcyjnego ograniczenia miejsca w tej części pojazdu; poszukiwanie możliwości doskonalenia poziomu bezpieczeństwa jest związane z modyfikacją właściwości nadwozia do rozpraszania energii zderzenia przy ograniczeniu głębokości deformacji.
- W badaniach ZCB umożliwiających analizę procesu powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B zwykle odwzorowuje się siły bezwładności działające na pojazd i pasażerów w trakcie uderzenia (z dominującą składową w kierunku osi OX, por. rys. 1.5, punkt 1.3) oraz siły oddziaływania pojazdu na kierowcę (poprzez deformowany bok nadwozia, fotel i pasy bezpieczeństwa).
- Charakterystyka deformacji przedniej części nadwozia jest wyznaczana na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych, nie odszukano natomiast adekwatnych wyników badań do wyznaczenia charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia; charakterystyka deformacji umożliwia

wnioskowanie w zakresie kształtowania właściwości materiałowych i konstrukcyjnych nadwozia pojazdu do ograniczenia zagrożenia powstającego podczas ZCB.

- Występujące w trakcie ZCB siły mają dominującą składową w kierunku osi OX układu współrzędnych (por. rys. 1.5, punkt 1.3), jednak składowa siły względem osi OY również wpływa na przebieg ZCB; konieczne jest rozważenie wpływu wszystkich składowych sił występujących w trakcie ZCB na proces powstawania zagrożenia.
- Korzystne jest poszukiwanie nowych predyktorów, szczególnie wyrażanych jako parametry energetyczne, umożliwiających analizę relacji między warunkami początkowymi a skutkami ZCB.

3. Cel i zakres rozprawy

Przeprowadzona analiza stanu zagadnienia, której rezultaty przedstawiono w rozdziale 2, umożliwia zapisanie celu rozprawy i ustalenie koniecznych działań do jego osiągnięcia.

3.1. Cel rozprawy

Wiedza zgromadzona i uporządkowana w rozdziale 2 pozwala na wskazanie obszarów w zagadnieniu ZCB, które są słabo rozpoznane i możliwe do dalszego zgłębiania. Zgodnie z tematem rozprawy analizuje się problematykę deformacji nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B w trakcie ZCB. Planowane są badania modelowe. Wnioski z analizy stanu zagadnienia ukierunkowały konieczne działania w rozprawie do osiągnięcia kilku celów. Wyróżniono cel główny, naukowy oraz praktyczny:

Cel główny: Opracowanie relacji między warunkami początkowymi zderzenia a procesami deformacji boku nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy pojazdu uderzanego w bok w trakcie zderzenia czołowo-bocznego samochodów osobowych.

Cel naukowy: Analiza wpływu modyfikacji właściwości konstrukcyjno-materiałowych tylnych drzwi w nadwoziu samochodu w aspekcie ograniczenia głębokości deformacji i zmniejszenia zagrożenia powstającego w zderzeniu czołowo-bocznym.

Cel praktyczny: Prognozowanie prawdopodobieństwa obrażeń kierowcy samochodu uderzanego w bok jako skutku zderzenia czołowo-bocznego i próba wskazania możliwego działania do jego ograniczenia.

Realizacja powyższych celów zasadniczych wymaga przeprowadzenia wielu działań cząstkowych. Stąd też wyróżniono **cele pomocnicze**:

- Rozpoznanie metod badań eksperymentalnych i modelowych w obszarze ZCB.
- Uzupełnienie wiedzy o przebiegu procesów zachodzących w ZCB w oparciu o analizę kinematyki i dynamiki pojazdów w czasie zderzenia, na podstawie dostępnych wyników badań eksperymentalnych.
- Opracowanie założeń do modelowania istotnych z punktu widzenia tematu rozprawy procesów i zjawisk.
- Przygotowanie modeli do badania niektórych aspektów przebiegu ZCB i jego skutków, zgromadzenie danych do modelowania, parametryzacja i weryfikacja eksperymentalna opracowanych narzędzi.
- Opracowanie relacji pomiędzy warunkami początkowymi ZCB a zagrożeniem dla kierowcy samochodu uderzanego w bok.
- Analiza wpływu właściwości konstrukcyjno-materiałowych bocznej części nadwozia pojazdu na kształtowanie poziomu zagrożenia dla kierowcy samochodu uderzanego w bok.

3.2. Zakres rozprawy i ograniczenie obszaru rozważań

Realizację postawionych celów rozprawy planuje się poprzez badania modelowe. Wymaga to przeprowadzenia szeregu działań, które są zdeterminowane za pomocą celów pomocniczych. Poszczególne cele pomocnicze są ze sobą powiązane w ciąg przyczynowo skutkowy. Efekty działań do przygotowania materiału badawczego, umożliwiającego realizację postawionych celów, stanowią wywód dysertacji. Wyróżniono następujące elementy, stanowiące zakres rozprawy:

- 1. Analiza stanu zagadnienia w obszarze ZCB (zrealizowana w rozdziale 2).
- 2. Uporządkowana informacja na temat metod prowadzenia badań eksperymentalnych ZCB oraz stosowanych modeli do analizy procesów zachodzących w trakcie zderzenia pojazdów.
- Analiza kinematyki i dynamiki ZCB na podstawie dostępnych wyników badań eksperymentalnych, do uzupełnienia wiedzy na temat przebiegu ZCB w aspekcie kształtowania założeń do modelowania oraz przygotowania materiału do parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modeli do badań w rozprawie.
- 4. Procedura wyznaczania charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia samochodu, do przygotowania ważnych danych do modelowania.
- 5. Model ZCB oraz model oddziaływania pojazdu na kierowcę.
- 6. Procedura parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modeli oraz jej rezultat.
- 7. Badania modelowe i ich wyniki.
- 8. Analiza wyników badań do wnioskowania w celu rozprawy.
- 9. Podsumowanie i wnioski końcowe.

Podejmowana problematyka zderzenia samochodów charakteryzuje się wysokim poziomem złożoności. W związku z obszernością podejmowanego zagadnienia, konieczne jest sprecyzowanie obszaru rozważań. Zgodnie z rezultatami analizy stanu zagadnienia przyjmuje się, że:

- Badania dotyczą symetrycznego ZCB samochodów osobowych, a zatem dla którego jest uderzenie w obszar środkowy na lewym boku pojazdu (w środku odległości pomiędzy osiami kół jezdnych), a osie wzdłużne nadwozi bezpośrednio przed zderzeniem są wzajemnie prostopadłe.
- Prędkość uderzenia w bok samochodu jest większa od 11 m/s.
- Analizie poddaje się procesy zachodzące w fazie kompresji zderzenia.
- System bezpieczeństwa biernego bocznej części samochodu jest uogólniony do elementów struktury nadwozia, z uwagi na ograniczoną rolę innych elementów tego systemu przy występowaniu deformacji o znacznej głębokości.
- Rozważania są prowadzone w zakresie zagrożeń występujących dla kierowcy samochodu uderzanego w bok.

Treść kolejnych rozdziałów jest uporządkowanym materiałem z badań, obliczeń i analiz autora rozprawy do realizacji ustalonych celów pracy.

4. Metody badania procesów zachodzących w trakcie ZCB

Prowadzenie badań ZCB jest trudne i czasochłonne, a przebieg zderzenia samochodów jest determinowany przez wiele czynników. W związku z tym instytuty badawcze wprowadzają znormalizowane procedury badań eksperymentalnych ZCB. W takich badaniach stosowane są manekiny pomiarowe, odwzorowujące cechy ciała człowieka. Manekiny umożliwiają rejestrację i szacowanie obciążeń, jakim poddawani są pasażerowie w trakcie wypadku. Na podstawie mierzonych przez nie wielkości prognozuje się prawdopodobieństwo obrażeń.

W ramach tego rozdziału zostanie uporządkowana informacja na temat stosowanych procedur badań eksperymentalnych i manekinów pomiarowych. Rezultaty badań eksperymentalnych zostaną później wykorzystane podczas analizy kinematyki i dynamiki ZCB do uzupełnienia wiedzy na temat przebiegu ZCB w rozdziale 5. Uporządkowane wyniki badań według wybranych procedur będą stanowić materiał do parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej planowanych w rozprawie narzędzi modelowych (rozdział 6).

W związku z wysokimi kosztami, czasochłonnością i ograniczonym poziomem bezpieczeństwa prowadzenia badań eksperymentalnych, znaczna liczba badań ZCB jest realizowana z wykorzystaniem narzędzi numerycznych i modeli procesów zachodzących w trakcie zderzenia. Przygotowanie narzędzia do obliczeń symulacyjnych wymaga przeprowadzenia analizy stosowanych metod modelowania w podejmowanym zagadnieniu wraz z ich charakterystyką, do wskazania rozwiązań korzystnych do badań w rozprawie. Istotne jest sprecyzowanie informacji na temat stosowanych metod odtwarzania procesu deformacji boku nadwozia samochodu oraz powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B w modelach o różnym stopniu złożoności. Rozważania w tym zakresie będą stanowić treść tego rozdziału.

4.1. Metody i procedury badań eksperymentalnych

Obserwacja i identyfikacja procesów zachodzących w trakcie ZCB jest realizowana na podstawie ustalonych wielkości i miar, które wyróżniono w punkcie 2.1.3. Jednak w przypadku rzeczywistych wypadków drogowych możliwa jest analiza jedynie trwałych ich skutków, jak np. powypadkowego położenia samochodów, śladów na jezdni, uszkodzeń (deformacji) nadwozi pojazdów oraz obrażeń u pasażerów. Na podstawie takich informacji wnioskuje się na temat warunków początkowych i przebiegu wypadku drogowego. Na przestrzeni ostatnich lat w motoryzacji obserwuje się znaczący rozwój technologii rejestratorów danych (ang. *Event Data Recorder -* EDR) [55, 69]. Urządzenia te umożliwiają zapis niektórych parametrów charakteryzujących stan pojazdu w czasie zdarzenia drogowego [54]. Jednak dane z tych rejestratorów są kodowane przez poszczególnych ich producentów i trudno dostępne.

W badaniach eksperymentalnych zderzeń samochodów realizuje się pomiary online wielkości kinematycznych i dynamicznych, których wyniki pozwalają na ilościową i jakością analizę przebiegu krótkotrwałego procesu powstawania zagrożenia dla pasażerów. Zwykle stosowane są czujniki

przyspieszenia, siły i przemieszczenia/ugięcia, montowane w punktach charakterystycznych nadwozi pojazdów oraz na manekinach antropomorficznych, jako urządzaniach pomiarowych o cechach ciała człowieka.

Badania eksperymentalne w zakresie ZCB są realizowane różnymi metodami. Celem takich badań zwykle są aspekty poznawcze, kontrolne lub rozwojowe w odniesieniu do elementów konstrukcji i całych pojazdów. W literaturze zwykle spotyka się dwie metody badań eksperymentalnych: testy zderzeniowe oraz badania stanowiskowe. W badaniach stanowiskowych wykorzystuje się fragment pojazdu, istotny z punktu widzenia celu prowadzonych badań. Zazwyczaj po specjalnie zbudowanym torze rozpędzany jest wózek badawczy z zamontowanym układem pomiarowym, który następnie jest gwałtownie wyhamowywany lub uderza w przeszkodę [35]. Takie testy stanowiskowe nazywane są testami typu *sled* (ang. *sled* – sanki w kontekście wózka badawczego stosowanego na stanowisku).

Testy zderzeniowe (tzw. *full test* – pełne testy z wykorzystaniem kompletnego pojazdu/pojazdów) realizowane są według procedur, które są normowane poprzez poszczególne instytuty badawcze i organizacje rządowe, zajmujące się problematyką bezpieczeństwa ruchu drogowego. W kontekście ZCB są to m. in.:

- regulaminy Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ), np. [140],
- dokumenty Stowarzyszenia Inżynierów Motoryzacji (ang. Society of Automotive Engineers, SAE), np. [18],
- protokoły Instytutu Ubezpieczeń Bezpieczeństwa Drogowego (ang. Insurance Institute for Highway Safety, IIHS), np. [65],
- procedury Krajowej Administracji Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego (ang. National Highway Traffic Safety Administration, NHTSA), np. [110],
- procedury Europejskiego Programu Oceny Nowych Samochodów (ang. European New Car Assessment Programme, Euro NCAP), np. [170].

Ogólne założenia tych procedur są zbliżone. W ramach badań kompletny pojazd jest wyposażany w szereg czujników, a na wybranych fotelach są manekiny pomiarowe. W trakcie badania samochód zostaje uderzony w bok nadwozia przez inny pojazd lub wózek badawczy z MDB. Różnice między poszczególnymi procedurami są związane z prędkością czy kierunkiem ruchu pojazdów przed zderzeniem. Stosowane są manekiny pomiarowe różnych modeli i producentów.

Z uwagi na dostępność wyników, w ramach tej pracy wykorzystywane będą rezultaty testów ZCB, które były realizowane według dwóch procedur. Pierwsza z nich to procedura zderzenia klasycznego (nazywana dalej jako PK), w której samochód zostaje prostopadle uderzony w środkowy obszar na boku nadwozia (w środku odległości pomiędzy osiami kół jezdnych – zderzenie symetryczne, por. rys. 1.2, punkt 1.1) przez inny samochód lub wózek badawczy z MDB. Procedura ta stosowana jest między innymi w Euro NCAP [170], a także w Łukasiewicz-PIMOT [153]. W tej procedurze samochód B porusza się przed zderzeniem po torze prostopadłym do toru ruchu samochodu A lub jest nieruchomy.

Wyniki badań według PK były analizowane w rozdziale 2 rozprawy (badania Łukasiewicz-PIMOT). W NHTSA [111] realizowane są ZCB według procedury Federal Motor Vehicle Safety Standard 214 (nazywanej dalej jako F214) [110]. Zgodnie z tą procedurą przed zderzeniem porusza się tylko jeden samochód (A, rys. 4.1), a osie wzdłużne pojazdów w chwili początku kontaktu zderzeniowego zorientowane są względem siebie pod kątem prostym. Jednak wektor prędkości pojazdu A (rys. 4.1) odchylony jest od jego osi wzdłużnej o kąt 27°. To rozwiązanie wymaga modyfikacji układu jezdnego samochodu A (umożliwiającej tzw. ruch kraba, rys. 4.2), co symuluje względny ruch pojazdów w chwili zderzenia (składowa v_{CAY} wektora prędkości v_{CA} na rys. 4.1).



Rys. 4.1. Test ZCB według PK (po lewej) i według F214 (po prawej)



Rys. 4.2. Przykład modyfikacji układu jezdnego kół osi tylnej samochodu A w procedurze F214 [110]

Zwykle z realizacji testów zderzeniowych według określonych procedur dostępne są raporty i bazy danych zawierające informacje i wyniki badań takie jak:

- dane techniczne samochodów wykorzystanych w testach zderzeniowych,
- wyniki pomiarów przyspieszeń, sił i przemieszczeń zarejestrowane przez czujniki zamontowane na nadwoziach i na manekinach pomiarowych,
- wyniki pomiarów trwałej deformacji nadwozi,
- nagrania z kamer szybkoklatkowych,
- dokumentacja fotograficzna.

4.2. Układy i manekiny pomiarowe, czujniki i filtracja sygnałów

Analizę kinematyki i dynamiki ZCB prowadzi się w układach współrzędnych związanych z pojazdami (lokalne układy współrzędnych) oraz układzie globalnym, który jest związany z podłożem. Orientację tych układów w chwili początku kontaktu zderzeniowego pokazano na rysunku 1.5 w punkcie 1.3. W nadwoziach pojazdów instalowane są czujniki realizujące pomiary przyspieszenia, siły lub przemieszczenia w różnych punktach nadwozi. Ujednolicone rozmieszczenie czujników dla samochodu uderzanego w bok w procedurze F214 [110] przedstawiono na rysunku 4.3. Stwarza to możliwość porównywania wyników różnych testów zderzeniowych między sobą. Zazwyczaj mamy czujniki dokonujące pomiaru trzech składowych wektora mierzonej wielkości fizycznej. Przykład wykorzystania wyników pomiarów czujnika numer 6 przedstawiono wcześniej na rysunku 2.15 w punkcie 2.3.1.



Rys. 4.3. Rozlokowanie czujników (oznaczenia liczbowe) przyspieszenia na nadwoziu samochodu B w teście ZCB według procedury F214 [110]: 1 – próg boczny prawy pomiędzy słupkiem A a B; 2 – próg boczny prawy pomiędzy słupkiem B a C; 3 – belka układu zawieszenia kół tylnych; 4 – próg boczny lewy pomiędzy słupkiem B a C; 5 – próg boczny lewy pomiędzy słupkiem A a B; 6 – lewe przednie drzwi w środku ich długości i wysokości; 7 – przedział pasażerski w miejscu tylnej kanapy; 8 – lewe przednie drzwi w pobliżu ich krawędzi i środka wysokości; 9 – lewe przednie drzwi w środku ich długości w górnej ich części; 10 – lewe tylne drzwi w pobliżu ich krawędzi i środka wysokości; 11 – lewe tylne drzwi w środku ich długości w górnej ich części; 12 – lewy słupek B w dolnej jego części; 13 – lewy słupek B w środku jego wysokości; 16 – punkt mocowania tylnej kanapy z lewej strony; 18 – punkt w pobliżu środka masy samochodu

Zderzenie pojazdów jest zdarzeniem o udarowym charakterze. Stąd też pomiary realizowane przez czujniki są obarczone zakłóceniami i wymagają filtrowania [135]. Wytyczne do realizacji procesu obróbki wyników pomiarów z testów zderzeniowych są podane w normie ISO 6487:2015 *Measurement techniques in impact tests – Instrumentation* (Techniki pomiarowe w testach zderzeniowych –

oprzyrządowanie) [114] oraz wytycznych SAE *Instrumentation for Impact Test Part 1 – Electronic Instrumentation* (Oprzyrządowanie do testów zderzeniowych część 1 – oprzyrządowanie elektroniczne) [147]. W [101] zestawiono informacje w podanych dokumentach normatywnych i na tej podstawie przyjęto wytyczne do filtrowania przebiegów wielkości fizycznych mierzonych w testach zderzeniowych analizowanych w rozprawie. W tabeli 4.1 zestawiono dobór klasy filtra dolnoprzepustowego CFC do odpowiedniego sygnału mierzonego w badaniach eksperymentalnych i obliczanego w badaniach modelowych. Podano częstotliwość obcięcia dla danej klasy filtra.

Tuo eta Hittitusa junta et e ao przemanzanta rezultato n pontanon rozitjen memosetjizjeznijen					
Rodzaj pomiaru wykonywanego w trakcie badań	Klasa filtra CFC	Częstotliwość obcięcia			
		[Hz]			
Przyspieszenie pojazdu w odniesieniu do:					
Porównywania kinematyki samochodu	60	100			
Modelowania zderzenia samochodów	60	100			
Analizy komponentów pojazdu	600	1000			
Całkowania do uzyskania prędkości lub przemieszczenia	180	300			
Siła na barierze	60	100			
Pomiary z czujników na manekinach:					
Przyspieszenie głowy	1000	1650			
Przyspieszenie torsu	180	300			
Ugięcie żeber torsu	180	300			
Przyspieszenie miednicy	1000	1650			
Siła na miednicy	1000	1650			
Moment sily na miednicy	1000	1650			
Siła na udzie, kolanie, piszczelu, łokciu	600	1000			
Moment siły na udzie, kolanie, piszczelu, łokciu	600	1000			
Przemieszczenie uda, kolana, piszczela, łokcia	600	1000			
Przyspieszenie wózka badawczego	60	100			

Tabela 4.1. Klasa filtra CFC do przetwarzania rezultatów pomiarów różnych wielkości fizycznych [101]

Ważnym aspektem analizy zderzeń samochodów jest problem niepewności wyników prowadzonych obliczeń. Jest to analizowane przez Wacha [183] oraz Guzka i Lozię [56]. Ogólnym wnioskiem z prowadzonych rozważań jest konieczność posiadania świadomości, że w analizie zderzeń samochodów często bazuje się na wielkościach obliczanych w sposób pośredni na podstawie rezultatów pomiarów innych parametrów. Powoduje to nałożenie niepewności, co może prowadzić do wyników odbiegających od rzeczywistych.

Z uwagi na brak możliwości realizacji ryzykownych badań eksperymentalnych zderzeń samochodów z udziałem żywych organizmów (ludzi), ważnym elementem takich badań są manekiny antropomorficzne (ang. *anthropomorphic test dummy* - ATD), które mają za zadanie odwzorowywać właściwości i budowę ciała człowieka. Opracowuje się je na podstawie wiedzy z zakresu biomechaniki ciała człowieka i innych dziedzin medycyny. Manekiny to urządzenia pomiarowe, które w trakcie eksperymentu rejestrują różne wielkości fizyczne opisujące obciążenia, jakim są poddawane. Stanowi to podstawę do wnioskowania na temat zagrożenia wynikającego z badanego procesu zachodzącego w trakcie ZCB.

Do badań eksperymentalnych ZCB wykorzystuje się między innymi manekiny ES-2re (np. badania według procedury F214 [110]) oraz SID-IIsFRG (np. badania według procedur stosowanych przez Euro NCAP [170]). Na rysunku 4.4 przedstawiono manekina dedykowanego

do zderzeń bocznych ES-2re, odwzorowującego cechy przeciętnego (50-centylowego) mężczyzny. Jest on wyposażony w zestaw czujników rozlokowanych wewnątrz elementów odtwarzających właściwości poszczególnych części ciała/organów człowieka. Rozmieszczenie czujników przedstawiono na rysunku 4.4. Służą one do pomiaru przyspieszenia, siły lub ugięcia (przemieszczenia).



Rys. 4.4. Manekin ES-2re firmy Humanetics [63] (po lewej) i rozlokowanie czujników manekina pomiarowego [64] (po prawej)

W trakcie zderzenia manekin przemieszcza się razem z pojazdem, a także mamy istotny jego ruch względem nadwozia samochodu. Rezultatem identyfikacja i interpretacja kinematyki manekina na podstawie pomiarów realizowanych przez poszczególne czujniki jest złożonym zagadnieniem. Stąd też zwykle do wnioskowania o poziomie zagrożenia wykorzystuje się wypadkowe wartości zmierzonych wielkości fizycznych.

Na rysunku 4.5 przedstawiono jeden z kluczowych elementów manekina pomiarowego ES-2re do ZCB – moduł odtwarzający właściwości torsu człowieka. Jest on zbudowany z zestawu trzech członów o jednakowych właściwościach, które mają za zadanie odwzorowywać cechy górnej, środkowej i dolnej partii żeber ciała człowieka [64]. Każdy z członów ma zamontowany czujnik przyspieszenia oraz czujnik przemieszczenia, który pozwala na szacowanie ugięcia żeber jako rezultatu bocznego uderzenia (por. rys. 4.4). W przypadku klatki piersiowej jest wysokie prawdopodobieństwo obrażeń w trakcie ZCB, stąd też ten obszar manekina pomiarowego jest szczególnie analizowany w rozprawie.



Rys. 4.5. Moduł żeber (po lewej) i klatki piersiowej (torsu) manekina pomiarowego ES-2re z układem do pomiaru przyspieszenia i ugięcia podczas bocznego uderzenia [64]

Na podstawie wyników pomiarów realizowanych przez czujniki manekina prognozowane jest zagrożenie powstające w trakcie wypadku drogowego. Wyrażane jest ono za pomocą biomechanicznych kryteriów urazów (ang. *injury criteria*). Manekin ES-2re do ZCB umożliwia określenie następujących wskaźników obrażeń [67]:

- głowy (ang. *Head Injury Criterion*, HIC), obliczanego na podstawie wypadkowego przyspieszenia głowy manekina,
- klatki piersiowej (ang. *Thoracic Injury Criteria*), szacowanego na podstawie wyników pomiarów ugięcia żeber manekina lub ekstremalnych wartości przyspieszenia kręgosłupa,
- brzucha (ang. *Abdominal Injury Criterion*), wyznaczanego na podstawie maksymalnej wartości siły określanej jako sumy sił mierzonych przez przednie, środkowe i tylne czujniki siły nacisku w obszarze jamy brzusznej manekina,
- miednicy (ang. *Pelvic Injury Criterion*), określanego na podstawie ekstremalnej wartości siły oddziałującej na czujnik siły zlokalizowany w miejscu spojenia łonowego manekina.

Wartości określonych powyżej wskaźników są wykorzystywane do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń, według skali AIS (ang. *Abreviated Injury Scale*) [96]. Jak już wspomniano, wartość tego prawdopodobieństwa jest miarą skutków zagrożenia powstałego podczas zderzenia samochodów.

W badaniach symulacyjnych przygotowywane są modele komputerowe ciała człowieka, których weryfikacja i parametryzacja oparta jest o rezultaty badań eksperymentalnych manekinów antropomorficznych [72]. Zatem możliwe jest stwierdzenie, że w badaniach modelowych odwzorowuje się manekiny antropomorficzne. Z kolei te manekiny są opracowywane i przygotowane w sposób odtwarzający właściwości ciała człowieka i jego zachowania w trakcie wypadku drogowego. W związku z tym, wnioskowanie na temat przebiegu rzeczywistych procesów na podstawie badań modelowych wymaga świadomości na temat jedynie pośredniego odwzorowania systemu rzeczywistego (człowieka) w tych badaniach.

Modele komputerowe manekinów stanowią jeden z elementów analizy procesu powstawania zagrożenia w trakcie zderzenia pojazdów. Zależnie od celu realizacji badań, przygotowywane są modele fizyczne badanych procesów i zjawisk o różnym stopniu skomplikowania i szczegółowości. Spotyka się modele oparte o metodę elementów skończonych [166] (MES, ang. *finite element method*), modele wielobryłowe [136] (ang. *Multibody Systems* – MBS), a także modele analityczne i dynamiczne [60, 176]. Wybór odpowiedniego narzędzia jest zależny od podejmowanego problemu badawczego. Rozważany w rozprawie proces powstawania zagrożenia w trakcie ZCB oraz jego skutki wymagają uwzględnienia w analizie obciążeń, jakim poddawany jest kierowca samochodu B. Zostanie dobrane narzędzie umożliwiające taką analizę.

4.3. Modele stosowane do badania ZCB

Jak już wspomniano, badania eksperymentalne zderzeń samochodów są trudne, często niebezpieczne i wiążą się z wysokimi kosztami oraz dużą pracochłonnością. Konieczne jest wykorzystanie kosztownej aparatury badawczej, która może zostać uszkodzona w trakcie testu zderzeniowego. W związku z tym problematyka zderzeń pojazdów, w tym ZCB, podejmowana jest coraz szerzej w badaniach modelowych. Celem badań modelowych w zakresie ZCB zwykle jest rozpoznanie możliwości doskonalenia systemu bezpieczeństwa biernego bocznej strefy samochodu oraz doskonalenie metod rekonstrukcji wypadków drogowych.

W literaturze spotyka się modele dynamiki zderzenia samochodów o zróżnicowanym stopniu skomplikowania, zakresie danych do obliczeń i umożliwiających analizę różnego zakresu zachodzących w trakcie zderzenia procesów. Takie modele często są stosowane do rekonstrukcji wypadków drogowych [11, 82, 194]. W [113, 176] wyróżnia się kilka metod modelowania procesów zachodzących w trakcie zderzenia samochodów. Metody te pogrupowano, wyróżniając modele:

- 1) analityczne,
- 2) wieloczłonowe i strukturalne (planarne),
- 3) wielobryłowe (przestrzenne),
- 4) siatkowe i MES.

Dobór metody modelowania procesów istotnych z punktu widzenia tematu rozprawy wymaga analizy rozwiązań stosowanych w badaniach naukowych. Przygotowano zestaw kilku zagadnień podług których porządkowano informacje na temat modeli klasyfikowanych w wyróżnionych wyżej grupach. Zagadnienia to:

- stopień złożoności modeli,
- oddziaływanie między pojazdami w trakcie zderzenia,
- oddziaływanie układu zderzających się samochodów z otoczeniem,
- oddziaływanie pojazdu na człowieka w trakcie zderzenia,
- zakres danych do obliczeń.

W punktach 4.3.1 - 4.3.4 przedstawiono rezultaty analizy stosowanych modeli ZCB, skupionej wokół wyżej zdeterminowanych zagadnień.

4.3.1. Modele analityczne

Analiza procesów zachodzących w trakcie ZCB z zastosowaniem modeli analitycznych jest prowadzona na podstawie budowanych układów równań. Ich rozwiązanie umożliwia wyznaczenie istotnych wielkości determinujących przebieg i skutki zderzenia [174]. To najprostsza metoda modelowania procesów zachodzących w trakcie ZCB.

Metodą analitycznego badania zderzeń samochodów, szczególnie w rekonstrukcji wypadków drogowych, jest model impulsowy, nazywany modelem Kudlicha Slibara [50, 176]. Do jego przygotowania wykorzystano wnioski z badań eksperymentalnych [176]. Oddziaływanie między

pojazdami w trakcie zderzenia uproszczono do wymiany krótkotrwałego impulsu siły, którego punkt przyłożenia jest w strefie kontaktu nadwozi. Model impulsowy pozwala na wyznaczanie początkowych lub końcowych wartości parametrów opisujących kinematykę pojazdów, poprzez rozwiązanie układu równań, wynikającego z zasady zachowania pędu i momentu pędu, uzupełnionego zależnościami dodatkowymi, determinującymi przebieg fazy restytucji zderzenia [48]. Ograniczeniem modelu jest założenie, że układ zderzających się pojazdów jest odizolowany od otoczenia, a zatem nie ma oddziaływań otoczenia na pojazdy. Taki model umożliwia analizę procesu powstawania zagrożenia np. w zakresie zmiany prędkości samochodów w rezultacie ich zderzenia, a zatem potencjalnych obciążeń, jakim poddani byli ich pasażerowie. Model impulsowy jest wykorzystywany w specjalistycznych programach do rekonstrukcji wypadków drogowych, jak PC-Crash [158] i V-SIM [10, 81, 82, 194], z uwagi na niewielki zakres danych potrzebnych do obliczeń.

Istotnie uproszczone podejście do analizy przebiegu procesów zachodzących w trakcie zderzenia samochodów jest także w metodach energetycznych. Oparte są one o zasadę zachowania energii, a ich podstawą jest bilans energii zderzenia. Istotnym składnikiem bilansu jest energia utracona na deformację nadwozi. Oblicza się ją np. na podstawie wyprowadzonych zależności empirycznych [51, 175, 200]. W tej metodzie modelowania możliwe jest szacowanie zmiany energii mechanicznej ruchu samochodu B, jako jednej z miar zagrożenia dla pasażerów. Rozważanie bilansu energii zderzenia jest ściśle powiązane z analizą wyników badań eksperymentalnych do przygotowania zależności empirycznych, opisujących procesy energetyczne w trakcie zderzenia pojazdów. Problem bilansu energii zderzenia szerzej rozważono w punkcie 5.5.

4.3.2. Modele wieloczłonowe i strukturalne

Drugą grupą rozpatrywanych metod modelowania procesów zachodzących w trakcie ZCB są modele wieloczłonowe i strukturalne. Przykłady takich modeli przedstawili Huang [60], Gandhi i Hu [41] oraz Pawlus, Robbersmyr i Karimi [123]. Modele wieloczłonowe są rozpatrywane na płaszczyźnie (zwykle równoległej do płaszczyzny *OXY*, por. rys. 1.5, punkt 1.3). Celem jest opisanie istotnych z punktu widzenia prowadzonych badań fragmentów nadwozi pojazdów. To uszczegółowienie jest realizowane poprzez wprowadzanie w modelu fizycznym członów reprezentujących poszczególne elementy, np. drzwi boczne, próg, słupek środkowy oraz manekina na fotelu. Przykład takiego podejścia przedstawił Huang w [60] oraz pokazano na rysunku 4.6. Nadwozie samochodu B opisano członami: 2 – drzwi przednie, 3 – słupek środkowy, 4 – pozostała część nadwozia. Nadwozie samochodu A oznaczono numerem 1. Dodatkowo mamy model manekina składający się z członów 5 – ramię oraz 6 – tułów. Liczba stopni swobody modelu wieloczłonowego jest zatem związana z liczbą wprowadzonych w modelu fizycznym członów (model przedstawiony na rysunku 4.6 ma 6 członów) i przyjętymi ograniczeniami, dotyczącymi możliwego przemieszczenia każdego członu. Często przyjmuje się, że każdy człon ma jeden stopień swobody (związany z liniowym przemieszczeniem) [60,

176]. Zatem w całym modelu jest od kilku do kilkunastu stopni swobody (dla przykładu z rysunku 4.6 jest 6 stopni swobody).

Pomiędzy poszczególnymi parami członów na rysunku 4.6 są możliwe oddziaływania siłowe o charakterze sprężysto-tłumiącym (symbole sprężyn i tłumików na rysunku 4.6), zgodnie z modelem Kelvina [60, 161, 176]. Siły jako rezultat oddziaływania zderzających się nadwozi samochodów mogą być także opisywane w sposób przedstawiony przez McHenry'ego [6, 99] i Campbella [13] (por. rys. 2.22, punkt 2.3.3).

Podejście opisane przez Huanga [60] rozszerza zakres prowadzonych analiz w aspekcie badania procesu powstawania zagrożenia, względem modeli analitycznych. W modelu fizycznym możliwe jest uwzględnienie człowieka wewnątrz pojazdu (człony 5 i 6 na rys. 4.6) oraz oddziaływanie pojazdu na niego. Pozwala to na wnioskowanie w zakresie czynników cząstkowych wpływających na poziom zagrożenia (np. siły oddziaływania od drzwi na manekina). Z kolei zazwyczaj nie uwzględnia się oddziaływań układu zderzających się samochodów z otoczeniem, jak np. oporów ruchu w styku kół jezdnych z nawierzchnią. Modele wieloczłonowe charakteryzują się niedużym zakresem danych do obliczeń (względem bardziej złożonych metod modelowania), przy czym znaczna część danych jest trudna lub niemożliwa do zmierzenia w badaniach eksperymentalnych.



Rys. 4.6. Wieloczłonowy model ZCB (opis w tekście) [60]

Innym podejściem do modelowania zderzenia samochodów są strukturalne modele powierzchniowe. Zostały one opisane przez Vangiego i in. np. w [177]. Przyjęto ciekawe podejście do modelowania oddziaływań między zderzającymi się pojazdami. Polega ono na zróżnicowaniu właściwości dyssypacyjnych nadwozia w poszczególnych jego obszarach. Przykład modelu przedstawiono na rysunku 4.7. Model fizyczny jest płaskim obszarem ograniczonym konturem, na którym wyróżnia się węzły (kropki na konturze pojazdu na rys. 4.7). Podczas zderzenia kontury pojazdów oddziałują ze sobą w obszarach występowania poszczególnych węzłów (obszar deformacji na rys. 4.7).



Rys. 4.7. Strukturalny model powierzchniowy ZCB [177]

Każdy z węzłów jest związany z nieodkształcalnym członem nadwozia. Jak już wspomniano, zestaw węzłów tworzy kontur, który może wchodzić w interakcję z analogicznym konturem przygotowanym dla innego pojazdu. W trakcie zderzenia dochodzi do przemieszczenia węzłów względem nadwozia. Jest to podstawa do obliczeń sił oddziaływania między zderzającymi się pojazdami. Właściwości połączeń pomiędzy węzłami i członem nadwozia są zróżnicowane zależnie od ich położenia w pojeździe (przód, bok, tył, obszar występowania kół jezdnych).

Przedstawiony przykład strukturalnego modelu powierzchniowego pozwala na istotne zróżnicowanie właściwości nadwozia samochodu, w zależności od jego obszaru oraz konfiguracji i kierunku zderzenia pojazdów. To korzystna cecha modelu w odniesieniu do badania procesów zachodzących w trakcie ZCB. Podobnie, jak w przypadku modeli wieloczłonowych, w modelu strukturalnym powierzchniowym procesy zachodzące w trakcie zderzenia traktuje się jako mające miejsce w izolowanym układzie, bez oddziaływań zewnętrznych (np. oporów ruchu pojazdów). Koncepcja tego modelu pozwala na analizę procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB poprzez interpretację kinematyki węzłów (deformacja nadwozia). Nie uwzględnia jednak bezpośredniego oddziaływania od pojazdu na człowieka. W modelach strukturalnych powierzchniowych oblicza się zbliżony zakres wielkości fizycznych jak w modelach wieloczłonowych, a zatem analizie poddaje się siłę oddziałującą na nadwozia czy przyspieszenia jakim poddawane są samochody i ich pasażerowie.

4.3.3. Modele wielobryłowe

Znacznie wyższym stopniem złożoności, względem metod modelowania przedstawionych w punktach 4.3.1 i 4.3.2, charakteryzują się modele wielobryłowe (ang. *multibody system* – MBS). W tym przypadku poszczególne elementy składowe rzeczywistych systemów są zastępowane przez oddziałujące ze sobą bryły, co analizowane jest w ujęciu przestrzennym. Modele MBS w zastosowaniu do badania procesów zachodzących w trakcie ZCB są przedstawione w wielu pracach, np. [1, 15, 17, 154, 157]. Koncepcję modelowania wielobryłowego przedstawiono na rysunku 4.8a. Mamy tam zestaw kilku brył (bryła 1...*n*), pomiędzy którymi możliwe są oddziaływania siłowe o charakterze sprężystym i tłumiącym. Przemieszczenie brył jest ograniczone wprowadzanymi więzami kinematycznymi (przeguby kuliste lub zawiasowe). Dodatkowo uwzględnia się siły zewnętrzne (np. oddziaływania kontaktowego lub tarcia) przykładane do poszczególnych brył. Przykład podziału nadwozia samochodu na zestaw brył przedstawili Carvalho i Ambrosio w [1, 16] oraz pokazano na rysunku 4.8b. Ujawnia

to złożoność modelu fizycznego MBS – poszczególne elementy konstrukcyjne nadwozia są zastępowane przez zestaw związanych więzami brył. Jest to istotna różnica względem modeli wieloczłonowych. Przykładowo na rysunku 4.6 element konstrukcyjny – słupek środkowy jest uwzględniony w modelu fizycznym jako jeden człon (3, rys. 4.6), a dla modelu MBS mamy zestaw czterech brył (rys. 4.8b). Istotnie wpływa to na liczbę stopni swobody modelu, która dla modeli MBS wynosi od kilkudziesięciu do kilkuset.

Właściwości modeli MBS są determinowane przez wiele parametrów. Tyczą się one geometrii poszczególnych brył, więzów kinematycznych poszczególnych elementów układu i determinacji sił oddziaływania pomiędzy nimi. Ten zestaw parametrów charakteryzuje właściwości odtwarzanego systemu rzeczywistego. Ponadto przygotowywane są modele MBS odtwarzające manekiny pomiarowe, co sygnalizowano w punkcie 4.2. Umożliwia to szczegółową analizę procesu powstawania zagrożenia dla pasażerów.



Rys. 4.8. Ogólny model fizyczny MBS (a) [16] i przykład podziału nadwozia na zestaw wielu brył (b) [1]

Modele MBS analizuje się w ujęciu przestrzennym, co umożliwia prowadzenie analizy ZCB przy uwzględnieniu szerszej liczby zagadnień i zachodzących procesów, względem modeli płaskich. W modelach MBS zwykle aplikuje się siły zewnętrzne związane np. z oporami ruchu samochodów. Jednakowo modele MBS wymagają szerokiego zakresu danych do ich parametryzacji, których interpretacja w systemie rzeczywistym jest trudna a czasem niemożliwa.

4.3.4. Modele siatkowe i MES

Najwyższym stopniem skomplikowania pod kątem fizycznym i matematycznym charakteryzują się modele wykorzystujące metodę elementów skończonych (MES, ang. *finite element method*). Przykłady takich modeli w zastosowaniu do zderzeń samochodów przedstawiono w [90, 105, 119, 150, 152, 197]. W modelach MES obiekty rzeczywiste zostają odtworzone jako struktury siatkowo-punktowe, przy czym każdy z punktów/węzłów jest opisywany indywidualnym zestawem parametrów. To przekłada się na ogromną liczbę danych koniecznych do modelowania i bardzo dużą liczbę stopni swobody modelu (nawet do kilkuset tysięcy stopni swobody). Model fizyczny samochodu opracowanego w MES, wykorzystany do badań procesów zachodzących podczas ZCB, przedstawiono na rysunku 4.9a. W tej metodzie odtwarza się właściwości poszczególnych materiałów i elementów

składowych, z których zbudowane są rzeczywiste elementy konstrukcyjne pojazdu. Przygotowywane są modele cząstkowe (np. koła jezdnego, fotela, drzwi nadwozia), które po złączeniu odtwarzają obiekt rzeczywisty (samochód). Przywoływany w poprzednich podpunktach sposób odwzorowania słupka środkowego jako jednego członu w modelu wieloczłonowym i zestawu kilku brył w modelu wielobryłowym, w modelu MES jest zrealizowany poprzez geometryczne i konstrukcyjno-materiałowe odtworzenie obiektu rzeczywistego.

Na rysunku 4.9b przedstawiono przykład odwzorowania fragmentu bocznej części nadwozia samochodu oraz manekina na fotelu kierowcy. Różnymi kolorami na rysunku wyszczególniono grupy węzłów, które odtwarzają właściwości różnych materiałów konstrukcyjnych, takich jak oparcie i siedzisko fotela, wewnętrzny panel drzwi przednich z tworzywa sztucznego wraz z wkładką tekstylną czy pas bezpieczeństwa.

Modele MES wymagają dużej mocy obliczeniowej maszyn numerycznych, a symulacje są wysoce czasochłonne. Z uwagi na szeroki zakres danych do modelowania i złożoną parametryzację, możliwa jest wysoka precyzja odwzorowania właściwości obiektów rzeczywistych. Jednocześnie przygotowane modele nie są uniwersalne, a np. stanowią odwzorowanie konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego w danym pojeździe. Przy czym przygotowanie modelu MES do badania procesów zachodzących w trakcie ZCB jest zadaniem wymagającym znacznego nakładu pracy oraz dostępu do szerokiego zakresu danych materiałowych i informacji dotyczących rozwiązań konstrukcyjnych budowy nadwozia samochodu.

Modele MES umożliwiają analizę oddziaływań zachodzących pomiędzy poszczególnymi elementami konstrukcyjnymi zderzających się samochodów z uwzględnieniem sił zewnętrznych, związanych np. z oporami ruchu samochodów (współpraca koła ogumionego z nawierzchnią). W sposób szczegółowy odwzorowany jest proces deformacji nadwozia i powstawania zagrożenia dla pasażerów. Obliczenia uzupełnia się także o specjalnie przygotowane modele MES manekinów.



Rys. 4.9. Wysoce zaawansowany model MES samochodu osobowego (wizualizacja wyników obliczeń symulacji uderzenia w bok nadwozia) (a) [90], złożoność modelu MES fragmentu nadwozia samochodu z manekinem na fotelu kierowcy (b) [152]

Uproszczeniem modeli MES są modele siatkowe. Przykładowe zastosowanie modelu siatkowego do badania czołowego uderzenia samochodu w słup przedstawili York i Day w [193]. W przypadku tego typu modeli, obiektu rzeczywistego nie dzieli się na mniejsze modele cząstkowe (np. model drzwi, koła jezdnego itp.). W modelu fizycznym przygotowuje się przestrzenną siatkę, której geometria odpowiada konturowi zewnętrznemu np. nadwozia samochodu. Poszczególne węzły siatki opisywane są unikalnym zestawem wartości parametrów, co wpływa na generowane siły oddziaływania kontaktowego poszczególnych fragmentów siatki z innymi zamodelowanymi obiektami. Można zatem stwierdzić, że modele siatkowe swoją ideą nawiązują do strukturalnych modeli powierzchniowych (por. punkt 4.3.2), ale są opisane w przestrzeni. Szczegółowość siatki jest precyzowana w założeniach do modelowania i wpływa na liczbę stopni swobody całego modelu.

Modele siatkowe są rozwiązaniem pośrednim pomiędzy modelami MBS a MES. Siły powstające między węzłami dwóch stykających się siatek (np. siatkowe nadwozie samochodu i siatka odtwarzająca słup na rys. 4.10) mają znaczenie sił oddziaływania między zderzającymi się obiektami i pojazdami. Nie odszukano rozwiązań, w których w modelu uwzględnieni byliby pasażerowie samochodu i obciążenia, jakim są poddawani w trakcie zderzenia.



Rys. 4.10. Model siatkowy do badania czołowego uderzenia samochodu w słup (po lewej) i rezultat obliczeń symulacyjnych, jako wizualizacja deformacji przedniej części nadwozia (po prawej) [193]

4.3.5. Wybór metody modelowania ZCB w rozprawie

Z przeprowadzonej analizy wynika, że do modelowania zderzeń samochodów, a tym samym badania procesu powstawania zagrożenia, stosuje się zróżnicowane narzędzia modelowe. Różnią się one stopniem złożoności, a zatem uproszczenia systemu rzeczywistego. Cechą wspólną większości tych modeli jest fakt, że w modelowaniu zwykle uwzględniany jest proces deformacji nadwozi, jako rezultat oddziaływania pomiędzy zderzającymi się pojazdami. Charakter przebiegu siły oddziaływania w funkcji deformacji stanowi istotną składową modeli i decyduje o ich poprawności. Zależnie od stopnia uproszczenia, w poszczególnych modelach fizycznych w różny sposób uwzględnia się pasażerów i oddziaływania, jakim są poddawani w trakcie zderzenia (od pojedynczych członów do modeli MBS i MES).

Zdecydowano, że do osiągnięcia postawionych celów pracy, możliwe jest wykorzystanie narzędzia tożsamego z modelami wieloczłonowymi i strukturalnymi. Planowane jest przygotowanie modelu umożliwiającego odtworzenie procesów zachodzących w trakcie ZCB w płaszczyźnie równoległej do nawierzchni jezdni (*OXY*, por. rys. 1.5, punkt 1.3). Taki wybór jest podparty dostępnymi wynikami badań eksperymentalnych, stanowiącymi źródło danych do modelowania. Zastosowanie wysoko złożonych modeli MBS lub MES wymagałoby zbyt dużego nakładu pracy. Ponadto, w związku z ograniczoną dostępnością danych do ich parametryzacji, mogłoby zakończyć się niepowodzeniem. Opracowano narzędzia, będące wypadkową cech metod modelowania poddanych analizie w ramach tego punktu. Istotne z punktu widzenia tematu i celu rozprawy jest odwzorowanie procesu deformacji nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B. Zostanie to uwzględnione w założeniach do modelowania. Przygotowanie tych założeń wymaga ustalenia odpowiedzi na szereg dodatkowych pytań, które pozostają do wyjaśnienia po analizie stanu zagadnienia. Działania do zapisania założeń do modelowania stanowią treść 5 rozdziału.

5. Analiza badań według F214 i kształtowanie założeń do modelowania ZCB

Przeprowadzona analiza stanu zagadnienia dostarczyła wielu wniosków w zakresie procesów zachodzących w trakcie ZCB, w tym procesu powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B. Równocześnie część kwestii i dostępnych rezultatów prac budzi pewne wątpliwości, a w niektórych obszarach nie odszukano badań umożliwiających wnioskowanie do realizacji celów rozprawy. Stąd też potrzebne jest podejmowanie dalszych działań do doskonalenia wiedzy w zakresie procesów zachodzących w trakcie ZCB. Umożliwi to między innymi opracowanie założeń modeli do prowadzenia badań w rozprawie. Rezultaty własnych obliczeń i analiz zostaną przedstawione w tym rozdziale.

Działania są prowadzone z wykorzystaniem dostępnych wyników badań eksperymentalnych ZCB, które były realizowane przez NHTSA według procedury F214. Rezultaty tych badań są ogólnodostępne w internetowej bazie danych [110]. Wykorzystano m. in. testy o oznaczeniach 5146, 5151, 5156, 5161. Dobór został zrealizowany w sposób celowy. W rozdziale 2 analizowano rezultaty badań prowadzonych według PK w Łukasiewicz-PIMOT [153] pod kierownictwem prof. Mirosława Gidlewskiego. Przyjęte w rozprawie oznaczenia tych testów to TZ1, TZ2 i TZ3. Zarówno w badaniach według PK, jak i wybranych do analizy testach według procedury F214, samochodem B była Honda Accord ze zbliżonego roku modelowego (1998-2004), a uderzenie było w środek pomiędzy osiami kół jezdnych na boku nadwozia. Stwarza to możliwość wzajemnego zestawiania, porównywania i kojarzenia wyników badań prowadzonych według PK stanowić będą punkt odniesienia do działań z rezultatami testów zderzeniowych według F214, umożliwiających doskonalenie wiedzy na temat procesów i skutków ZCB.

Dostępne dane na temat pojazdów wykorzystanych w badaniach według procedury F214 zestawiono w tabeli 5.3. Tu rolę pojazdu A pełniły różne samochody osobowe typu SUV, ale o porównywalnych cechach konstrukcyjnych.

Oznaczenie testu	-	5146A	5151A	5156A	5161A	5146B5161B
Marka i model pojazdu	-	Chevrolet Venture	Ford Explorer	Chevrolet Trailblazer	Dodge Ram	Honda Accord
Rok produkcji	-	2001	2002	2002	2002	2004
Masa pojazdu	m_k [kg]	1954	2266	2347	2516	1638-1642
Długość pojazdu	l_k [m]	4,69	4,8	4,88	5,81	4,8
Szerokość pojazdu	<i>b</i> _{<i>k</i>} [m]	1,830	1,863	1,875	2,018	1,812
Rozstaw osi	<i>l_{Kk}</i> [m]	2,852	2,885	2,870	3,558	2,740
Rozstaw kół	<i>b_{Kk}</i> [m]	1,630	1,663	1,675	1,818	1,550
Wysokość środka masy	<i>h_{Ck}</i> [m]	0,670	0,680	0,700	0,760	0,560
Masowy moment bezwładności	J_{kX} [kgm ²]	590	684	709	760	494-496
	J_{kZ} [kgm ²]	3587	4351	4648	7065	3024-3031
Składowe wektora prędkości w chwili zderzenia	$v_{CAX}(t=0) \text{ [m/s]}$	13,27	13,37	13,27	13,51	0
	$v_{CAY}(t=0) \text{ [m/s]}$	-6,76	-6,81	-6,76	-6,89	0

Tabela 5.3. Dane pojazdów w testach zderzeniowych 5146, 5151, 5156 i 5161 NHTSA [110]

Rezultaty testów zderzeniowych zostaną wykorzystane do poszukiwania odpowiedzi na następujące pytania:

- Jak przebiega ruch względny pojazdów w trakcie ZCB? (odpowiedź ustalono w punkcie 5.2)
- Które składowe siły oddziałującej na nadwozia istotnie wpływają na przebieg zderzenia? (punkt 5.3)
- W jaki sposób wyznaczyć charakterystykę deformacji boku nadwozia samochodu? (punkt 5.4)
- Które procesy w ujęciu energetycznym są istotne do odwzorowania w badaniach modelowych ZCB? (punkt 5.5.1)
- Jaka część energii zderzenia jest rozpraszana na deformację boku nadwozia B? (punkt 5.5.2)
- Jaki jest wpływ oporów ruchu samochodu B na przebieg procesów zachodzących w trakcie ZCB? (punkt 5.5.3)
- Z czego wynikają obciążenia kierowcy i jak przekładają się one na prawdopodobieństwo obrażeń podczas bocznego uderzenia samochodu? (punkt 5.6)

Jak już wspomniano, ustalenie odpowiedzi na powyższe pytania jest istotne do ukształtowania założeń do badań modelowych w celu rozprawy. Uzupełnią one stan wiedzy po analizie stanu zagadnienia.

W raportach z badań eksperymentalnych [110] dostępne są jedynie wstępnie przetworzone dane, wymagające dalszego postępowania do wyznaczenia wielkości fizycznych umożliwiających wnioskowanie w analizowanej problematyce. Stąd też przygotowanie odpowiedzi na postawione pytania wymagać będzie znacznego zakresu działań, obliczeń i analiz.

5.1. Kinematyka pojazdów w trakcie ZCB

Biorąc pod uwagę rezultaty przedstawione w pracach [49, 122, 184], ustalenia zawarte w procedurze F214 [110] oraz wiedzę teoretyczną przedstawioną w [33], rozważono kinematykę zderzenia dwóch samochodów. Jego ujęcie przedstawiono na rysunku 5.1. Zaznaczono globalny układ współrzędnych *OXYZ* związany z podłożem oraz lokalne układy współrzędnych $O_k X_k Y_k Z_k$ związane z nadwoziami pojazdów. Początki układów lokalnych ustalono w środku między kołami jezdnymi tylnych osi samochodów. Wprowadzone układy współrzędnych są analogiczne jak na rysunku 1.5 (punkt 1.3).

Rozważa się ruch postępowy środków masy pojazdów oraz ruch obrotowy brył nadwozi. Na rysunku 5.1 oznaczono wektor $r_{CB}(x_{CB}, y_{CB}, z_{CB})$ przemieszczenia środka masy C_B w układzie *OXYZ*. Ponadto oznaczono kąty φ_B , θ_B i ψ_B obrotu nadwozia pojazdu B. Założono niezmienne położenie środków masy C_k pojazdów w lokalnych układach współrzędnych.



Rys. 5.1. Model do obliczeń kinematyki ZCB

Przyjęto, że orientacja lokalnego układu współrzędnych $O_k X_k Y_k Z_k$ w układzie globalnym OXYZokreślona jest kątami Cardano, tzn. końcowe jego położenie będzie można otrzymać poprzez obroty kolejno wokół osi $O_k X_k$, $O_k Y_k$ i $O_k Z_k$ układu lokalnego odpowiednio o kąty φ_k , θ_k i ψ_k . Macierz rotacji układu lokalnego w układzie globalnym ma zatem postać

$$\boldsymbol{R}_{O}^{Ok} = \boldsymbol{R}_{xk,\varphi k} \boldsymbol{R}_{yk,\theta k} \boldsymbol{R}_{zk,\psi k}, \tag{5.1}$$

gdzie macierze elementarnych obrotów $R_{xk,\phi k}, R_{yk,\theta k}, R_{zk,\psi k}$ oraz ich I i II pochodne względem czasu wyrażają się następująco:

$$\boldsymbol{R}_{xk,\varphi k} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_{k} & -\sin \varphi_{k} \\ 0 & \sin \varphi_{k} & \cos \varphi_{k} \end{bmatrix},$$

$$\dot{\boldsymbol{R}}_{xk,\varphi k} = \dot{\varphi}_{k} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\sin \varphi_{k} & -\cos \varphi_{k} \\ 0 & \cos \varphi_{k} & -\sin \varphi_{k} \end{bmatrix} = \dot{\varphi}_{k} \boldsymbol{\Omega}_{x} \boldsymbol{R}_{xk,\varphi k}, \ \boldsymbol{\Omega}_{x} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix},$$
(5.2)

$$\begin{split} \ddot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{x}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{k}} &= \ddot{\varphi}_{\boldsymbol{k}} \boldsymbol{\Omega}_{\boldsymbol{x}} \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{x}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{k}} + \dot{\varphi}_{\boldsymbol{k}} \boldsymbol{\Omega}_{\boldsymbol{x}} \dot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{x}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{k}}, \\ \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\theta}\boldsymbol{k}} &= \begin{bmatrix} \cos\theta_{\boldsymbol{k}} & 0 & \sin\theta_{\boldsymbol{k}} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta_{\boldsymbol{k}} & 0 & \cos\theta_{\boldsymbol{k}} \end{bmatrix}, \\ \dot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\theta}\boldsymbol{k}} &= \dot{\theta}_{\boldsymbol{k}} \begin{bmatrix} -\sin\theta_{\boldsymbol{k}} & 0 & \cos\theta_{\boldsymbol{k}} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\cos\theta_{\boldsymbol{k}} & 0 & -\sin\theta_{\boldsymbol{k}} \end{bmatrix} = \dot{\theta}_{\boldsymbol{k}} \boldsymbol{\Omega}_{\boldsymbol{y}} \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\theta}\boldsymbol{k}}, \ \boldsymbol{\Omega}_{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \end{split}$$
(5.3)
$$\ddot{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\theta}\boldsymbol{k}} &= \ddot{\theta}_{\boldsymbol{k}} \boldsymbol{\Omega}_{\boldsymbol{y}} \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{k},\boldsymbol{\theta}\boldsymbol{k}}, \end{split}$$

$$\mathbf{R}_{zk,\psi k} = \begin{bmatrix} \cos\psi_{k} & -\sin\psi_{k} & 0\\ \sin\psi_{k} & \cos\psi_{k} & 0\\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ \dot{\mathbf{R}}_{zk,\psi k} = \dot{\psi}_{k} \begin{bmatrix} -\sin\psi_{k} & -\cos\psi_{k} & 0\\ \cos\psi_{k} & -\sin\psi_{k} & 0\\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \dot{\psi}_{k} \mathbf{\Omega}_{z} \mathbf{R}_{zk,\psi k}, \ \mathbf{\Omega}_{z} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0\\ 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$
(5.4)

 $\boldsymbol{R}_{zk,\psi k} = \psi_k \boldsymbol{\Omega}_z \boldsymbol{R}_{zk,\psi k} + \psi_k \boldsymbol{\Omega}_z \boldsymbol{R}_{zk,\psi k}.$

ο h

67

I pochodna macierzy rotacji:

$$\dot{R}_{O}^{Ok} = \dot{R}_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + R_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + R_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k}$$

$$= \dot{\varphi}_{k} \Lambda^{\varphi} + \dot{\theta}_{k} \Lambda^{\theta} + \dot{\psi}_{k} \Lambda^{\psi},$$
(5.5)
gdzie

$$\Lambda^{\varphi} = \Omega_{x} R_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k}, \Lambda^{\theta} = R_{xk,\varphi k} \Omega_{y} R_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k}, \Lambda^{\psi} = R_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} \Omega_{z} R_{zk,\psi k}.$$
(5.6)

II pochodna macierzy rotacji

$$\ddot{R}_{O}^{Ok} = \ddot{R}_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + \dot{R}_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + \dot{R}_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k} + R_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k} + R_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k} + R_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k} + \dot{R}_{xk,\varphi k} \dot{R}_{zk,\psi k} + \dot{R}_{xk,\varphi k} \dot{R}_{zk,\psi k} \dot{R}_$$

gdzie:

$$\Pi = \dot{\varphi}_{k} \Omega_{x} \dot{R}_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + \dot{\theta}_{k} R_{xk,\varphi k} \Omega_{y} \dot{R}_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + \dot{\psi}_{k} R_{xk,\varphi k} R_{yk,\theta k} \Omega_{z} \dot{R}_{zk,\psi k} + 2\dot{R}_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} R_{zk,\psi k} + 2\dot{R}_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k} + 2R_{xk,\varphi k} \dot{R}_{yk,\theta k} \dot{R}_{zk,\psi k}.$$
(5.8)

Kinematykę środka masy C_k pojazdu opisano:

$$\begin{bmatrix} x_{Ck} \\ y_{Ck} \\ z_{Ck} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{0k} \\ y_{0k} \\ z_{0k} \end{bmatrix} + R_0^{0k} \begin{bmatrix} c_{kx} \\ c_{ky} \\ c_{kz} \end{bmatrix},$$
(5.9)

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{Ck} \\ \dot{y}_{Ck} \\ \dot{z}_{Ck} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{0k} \\ \dot{y}_{0k} \\ \dot{z}_{0k} \end{bmatrix} + \dot{R}_{0}^{Ok} \begin{bmatrix} c_{kx} \\ c_{ky} \\ c_{kz} \end{bmatrix},$$
(5.10)

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{Ck} \\ \ddot{y}_{Ck} \\ \ddot{z}_{Ck} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{0k} \\ \ddot{y}_{0k} \\ \ddot{z}_{0k} \end{bmatrix} + \ddot{R}_{0}^{Ok} \begin{bmatrix} c_{kx} \\ c_{ky} \\ c_{kz} \end{bmatrix},$$
(5.11)

gdzie poprzez c_{kx} , c_{ky} i c_{kz} oznaczono współrzędne środka masy C_k w układzie lokalnym $O_k X_k Y_k Z_k$.

Obliczenia kinematyki środków masy C_k pojazdów wymagają znajomości kinematyki lokalnego układu współrzędnych $O_k X_k Y_k Z_k$. W sposób bezpośredni wielkości fizyczne opisujące tę kinematykę nie są dostępne w rezultatach badań eksperymentalnych [110]. W badaniach wykorzystuje się czujniki przyspieszenia, które montowane są w precyzyjnie ustalonych punktach nadwozi samochodów (por. rys. 4.3 punkt 4.2 dla procedury F214). Rezultatem ich pomiarów są składowe wektora przyspieszenia nadwozia w punkcie montażu czujnika. Czujniki przemieszczają się razem z pojazdem, a zatem realizują pomiary w lokalnym układzie współrzędnych $O_k X_k Y_k Z_k$. Dysponując przebiegami kątów obrotu nadwozia pojazdu (φ_k , θ_k i ψ_k) i ich pochodnych, możliwa jest transformacja zmierzonego przyspieszenia do układu globalnego OXYZ (na podstawie przekształceń równań (5.9) – (5.11)) i wyznaczenie kinematyki układu lokalnego $O_k X_k Y_k Z_k$ (reprezentowanej przez współrzędne x_{0k} , y_{0k} i z_{0k}) w układzie globalnym. W kolejnym kroku możliwe jest obliczenie kinematyki środków masy C_k pojazdów według (5.9) – (5.11). Działania do przygotowania takich danych zostały zrealizowane przez autora rozprawy. Wszystkie przebiegi czasowe wielkości fizycznych poddawano filtracji zgodnie z wytycznymi normatywnymi, które przedstawiono w punkcie 4.2. Z uwagi na znaczną objętość rozprawy i jedynie techniczne znaczenie tych działań, zdecydowano o syntetycznej informacji w tym zakresie.

Opisane wyżej działania zostały przeprowadzone dla czterech wybranych testów z bazy [110]. Na rysunku 5.2 przedstawiono przykładowe rezultaty obliczeń składowych wektora przyspieszenia środków masy samochodów A i B, obliczone według (5.11).



Rys. 5.2. Składowe wektora przyspieszenia środków masy samochodów A i B w testach F214

Wyznaczona kinematyka nadwozi samochodów A i B w trakcie ZCB zostanie wykorzystana do dalszych obliczeń w kolejnych punktach tego rozdziału.

5.2. Ruch względny nadwozi w trakcie ZCB

Dla dostępnych wyników badań modelowych często przyjmowane jest założenie o możliwości analizy procesów zachodzących w trakcie ZCB tylko względem kierunku normalnego zderzenia (por. rys. 1.5, punkt 1.3). Tak jest często np. w modelach wieloczłonowych (por. punkt 4.3.2). To założenie budzi pewne wątpliwości, ponieważ samochody przed zderzeniem zwykle przemieszczają się na torach wzajemnie prostopadłych. Dlatego też w tym zakresie zaplanowano działania do pozyskania odpowiedzi na pytanie: *Jak przebiega ruch względny pojazdów w trakcie ZCB*? Rezultaty tych działań stawią treść tego punktu.

5.2.1. Ruch w płaszczyźnie równoległej do nawierzchni drogi

Jak już wspomniano, w niektórych badaniach modelowych procesów zachodzących w trakcie ZCB przyjmuje się, że w trakcie trwania kontaktu zderzeniowego ruch pojazdów odbywa się względem jednego kierunku (determinowanego przez ruch samochodu A przed zderzeniem – kierunek normalny na rys. 1.5, punkt 1.3) [41, 60, 123]. Jednocześnie analiza dostępnych wyników badań eksperymentalnych pokazała, że kinematyka samochodów jest bardziej złożona (np. rys. 2.11 i 2.12, punkt 2.2). Postanowiono zweryfikować ruch nadwozi w trakcie ZCB. Dla uproszczenia tej analizy rozważa się ruch nadwozi A i B w płaszczyźnie równoległej do podłoża (*OXY* globalnego układu współrzędnych, por. rys. 5.1). Położenie pojazdów w tej płaszczyźnie przedstawiono na rysunku 5.3. Kolorem zielonym na rysunku oznaczono współrzędne opisujące przemieszczenie punktów C_A i C_B oraz kąty odchylania nadwozi ψ_k .



Rys. 5.3. Współrzędne opisujące ruch nadwozi w trakcie ZCB w plaszczyźnie OXY globalnego układu współrzędnych

Interesujący jest ruch względny nadwozi w obszarze ich kontaktu zderzeniowego. To względne przemieszczanie powoduje dyssypację energii zderzenia poprzez deformację, tarcie, zaczepianie czy rozrywanie elementów karoserii nadwozi. Na rysunku 5.3 wprowadzono punkty E_A i E_B . Punkt E_A jest

w układzie $O_B X_A Y_A$, a punkt E_B w $O_B X_B Y_B$. Przyjęto, że ich współrzędne w układzie OXY w chwili początku kontaktu zderzeniowego są takie same. Punkty są w strefie kontaktu nadwozi i przyjmuje się, że w nich zaczepiona jest siła oddziaływania między nadwoziami F_k . Kinematyka tych punktów stanowi podstawę do obliczeń prędkości względnej między zderzającymi się samochodami.

Na rysunku 5.4 przedstawiono wyniki obliczeń składowych \dot{x}_{EA} i \dot{x}_{EB} wektora prędkości w punktach E_A i E_B względem kierunku osi OX globalnego układu współrzędnych. Do obliczeń wykorzystano zależność (5.10), zmodyfikowaną o współrzędne punktów E_A i E_B (w zależności (5.10) są współrzędne środka masy samochodu). Wyniki uzupełniono o różnicę obliczonych prędkości ($\dot{x}_{EA} - \dot{x}_{EB}$), identyfikującą prędkość względną w kierunku bocznego uderzenia samochodu. Tę różnicę pokazano na rysunku 5.4 linią kreskową i wynika ona z ruchu względnego nadwozi. W trakcie ZCB mamy znaczne zmiany wartości składowych wektorów prędkości samochodów w kierunku osi OX. Względem tego kierunku powstaje deformacja, a ze zmianą prędkości jest związana zmiana energii kinetycznej obu samochodów. Jest to zatem główny kierunek zderzenia (kierunek normalny, por. rys. 1.5, punkt 1.3). Stąd też często przyjmowane uproszczenie analizy ZCB w zakresie rozpatrywanej kinematyki samochodów w trakcie zderzenia. Widoczne jest, że prędkość względna w strefie kontaktu maleje do zera w czasie 0,07-0,09 s. Samochód B po tym czasie ma większą prędkość od samochodu A, co ma związek z procesem restytucji części energii kinetycznej układu zderzających się samochodów, po zakończeniu fazy kompresji. Podobne wnioski zapisano dla badań według PK (por. rys. 2.10 punkt 2.3.1) [51].



Rys. 5.4. Składowa wektora prędkości względem kierunku OX w obszarze styku nadwozi w trakcie ZCB

Wyniki obliczeń składowych \dot{y}_{EA} i \dot{y}_{EB} wektora prędkości w punktach E_A i E_B względem kierunku osi *OY* przedstawiono na rysunku 5.5. Określono różnicę $\dot{y}_{EA} - \dot{y}_{EB}$, która jest względną prędkością nadwozi A i B w kierunku stycznym do strefy kontaktu (analogicznie, jak dla rys. 5.4, przebiegi te oznaczono linią kreskową). Ponadto, dyskretne wartości prędkości względnej nadwozi wyznaczono również na podstawie analizy poklatkowej filmów z testów zderzeniowych. Wynik oznaczono na rysunku 5.5 linią kropkową.



W wyniku uderzenia, nadwozie B rozpoczyna ruch zgodny z kierunkiem wypadkowego wektora prędkości pojazdu A (v_{CA} na rys. 4.1, punkt 4.1). W trakcie zderzenia w strefie kontaktu zderzeniowego wartość prędkości względnej pojazdów (opisanej jako $\dot{y}_{EA} - \dot{y}_{EB}$) maleje. Zmienia się ona od około 7 m/s w chwili początku kontaktu zderzeniowego (wartość wynika z warunków początkowych zderzenia) do 0 w czasie 0,05 – 0,07 s, co wskazuje na względne przemieszczenie nadwozi w płaszczyźnie ich styku. Po tym czasie prędkość $\dot{y}_{EA} > 0$ (zmiana kierunku), co może mieć związek z ruchem obrotowym nadwozia A (identyfikowanym przez kąt ψ_A , rys. 5.3) w rezultacie zderzenia.

Na rysunku 5.6 przedstawiono uśrednione wyniki pomiaru trwałej deformacji nadwozi A i B w poszczególnych próbach zderzeniowych. Pomiary deformacji były realizowane metodą mechaniczną (por. punkt 2.3.1), a ich wyniki są dostępne w raportach z badań [110]. Można zauważyć, iż w przypadku boku nadwozia B ekstrema wartości deformacji nie pokrywają się z miejscem początku kontaktu zderzeniowego samochodów (punkt przecięcia osi wzdłużnej samochodu A z osią wzdłużną samochodu B w czasie początku zderzenia zaznaczono pionową linią kreskową). Przy uwzględnieniu występującego odchylania nadwozia A, jest to możliwe potwierdzenie zidentyfikowanej
tendencji do względnego przemieszczania się samochodów w kierunku stycznym do obszaru deformacji w trakcie ZCB. Podobny rezultat deformacji nadwozia zaobserwowano dla testu według PK (por. rys. 2.14, punkt 2.3.1). To względne przemieszczenie względem kierunku stycznego zderzenia stanowi także podstawę do wnioskowania o procesie dyssypacji energii, związanego np. z tarciem w strefie kontaktu nadwozi.



Rys. 5.6. Porównanie średniej deformacji nadwozia B w poszczególnych testach zderzeniowych

Na podstawie wyników obliczeń prędkości względnych w strefie kontaktu nadwozi A i B, które przedstawiono w tym podrozdziale, możliwe jest stwierdzenie, że w trakcie ZCB samochodów ich nadwozia przemieszczają się względem siebie nie tylko względem kierunku normalnego zderzenia, ale również w kierunku stycznym. Ma to wpływ na przebieg procesów zachodzących w trakcie zderzenia, np. procesu deformacji, co przedstawiono na rysunku 5.6. Jest to odpowiedź na pytanie postawione na początku punktu. Zatem w badaniach modelowych istotnym aspektem będzie odwzorowanie nie tylko ruchu nadwozi względem kierunku normalnego zderzenia, ale również przemieszczenia w kierunku stycznym. Na tej podstawie zapisano założenie do modelowania: *odtwarza się ruch postępowy i obrotowy nadwozi pojazdów w plaszczyźnie równoleglej do OXY globalnego układu współrzędnych*.

Szersze ujęcie rezultatów działań przedstawionych w tym podrozdziale autor rozprawy pokazał w [129].

5.2.2. Ruch w płaszczyźnie pionowej

Rezultaty badań eksperymentalnych dostępne w literaturze ([47], por. punkt 2.2) wskazują na złożony ruch pojazdu w trakcie jego bocznego uderzenia. Oprócz przemieszczenia liniowego w kierunku uderzenia, mamy także ruch obrotowy względem dwóch osi głównych pojazdu (pionowa i wzdłużna). Nie odszukano natomiast wyników badań pokazujących kinematykę nadwozia B w kierunku pionowym, która także może mieć istotny wpływ np. na siły oporu bocznego przesuwania pojazdu w trakcie jego uderzenia. Na podstawie analizy stanu zagadnienia stwierdzono, że w analizie ZCB często pomija się te opory ruchu. Może to prowadzić do błędnej interpretacji procesów zachodzących w trakcie zderzenia i nieprawidłowych wyników badań.

Przygotowano i przeprowadzono obliczenia umożliwiające analizę ruchu nadwozia B w płaszczyźnie OXZ (rys. 5.7). Współrzędne x_{CB} , z_{CB} przemieszczenia środka masy samochodu B w globalnym układzie współrzędnych i kąt φ_B jego obrotu względem osi wzdłużnej oznaczono i przedstawiono na rysunku 5.7.



Rys. 5.7. Współrzędne nadwozi w trakcie ZCB w płaszczyźnie OXZ

Obliczono współrzędne przemieszczenia (oznaczone na rysunku 5.7) oraz ich pochodne (na podstawie zależności (5.9) – (5.11), punkt 5.1). Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunkach 5.8 i 5.9.

Na rysunku 5.8 zestawiono wyniki obliczeń pionowej współrzędnej przemieszczenia z_{CB} i przyspieszenia \ddot{z}_{CB} środka masy samochodu B w analizowanych wynikach badań eksperymentalnych. W kulminacyjnej fazie ZCB, nadwozie B przemieszcza się istotnie w kierunku pionowym, czego rezultatem może być np. zwiększenie dynamicznego nacisku kół jezdnych na nawierzchnię wskutek przekazania sił od nadwozia poprzez układ zawieszenia do kół. Przyczyny tego ruchu zostaną rozważone w punkcie 5.3. Ten potencjalny wzrost siły nacisku ma bezpośrednie przełożenie na siły oporu ruchu samochodu B, który w rezultacie zderzenia jest przesuwany w bok po nawierzchni. Skutki tego zjawiska zostaną rozważone w punkcie 5.6.3.



Rys. 5.8. Wyniki obliczeń współrzędnej z_B i przyspieszenia ż_B środka masy nadwozia B w trakcie bocznego uderzenia

Na rysunku 5.9 przedstawiono przebieg kąta obrotu nadwozia względem osi wzdłużnej φ_B . W rezultacie bocznego uderzenia mamy obrót nadwozia o kąt 5-15 stopni w czasie 0,1 sekundy. Jak już wspomniano, rezultaty tych obliczeń zostaną wykorzystane do analizy sił działających na samochód B w trakcie ZCB, co jest ujęte w podrozdziale 5.3. Szersze ujęcie tego materiału autor rozprawy przedstawił w [132].



Rys. 5.9. Kąt φ_B obrotu nadwozia samochodu B względem osi wzdłużnej w trakcie bocznego uderzenia

5.3. Siły oddziałujące na nadwozie uderzane w bok

W trakcie ZCB samochody i ich pasażerowie są poddawani obciążeniom udarowym, które wynikają z sił bezwładności, oddziaływań między pojazdami oraz oddziaływań nadwozi z nawierzchnią drogi. Wyznaczenie tych sił stanowi podstawę do wnioskowania na temat przebiegu procesu powstawania zagrożenia. Poszukiwana jest odpowiedź na pytanie: *Które składowe siły oddziałującej na nadwozia istotnie wpływają na przebieg zderzenia*?

W rozdziale 4 przeprowadzono postępowanie do ustalenia metody modelowania ZCB do badań w rozprawie. Przyjęto, że procesy zachodzące w trakcie ZCB będą rozpatrywane w płaszczyźnie równoległej do nawierzchni drogi *OXY* (jak na rys. 5.3). Postanowiono zweryfikować wpływ oddziaływań w płaszczyźnie prostopadłej, celem możliwego ich uwzględnienia w modelowaniu. Wynika to ze zidentyfikowanego w punkcie 5.2.2 istotnego przemieszczenia nadwozia B w trakcie ZCB w płaszczyźnie *OXZ* (por. rys. 5.7 i 5.8, punkt 5.2.2). Stąd też, na rysunku 5.10 przedstawiono układ sił, działających w trakcie ZCB w płaszczyźnie *OXZ* globalnego układu współrzędnych. W szczególności zaznaczono wektor siły $F_B(F_{BX}, F_{BZ})$ oddziałującej na pojazd B, wypadkowy wektor siły bezwładności $F_{Ck}(F_{CkX}, F_{CkZ})$ i składowe reakcji Z_{BL} , Z_{BP} , T_{BLY} , T_{BPY} w styku kół jezdnych samochodu B z nawierzchnią. Zidentyfikowany w punkcie 5.2.2 zakres przemieszczenia liniowego (rys. 5.8) i kątowego (rys. 5.9) pojazdu prowadzi do zblokowania układu zawieszenia i przeniesienia osi obrotu nadwozia B do styku kół lewej strony samochodu z nawierzchnią (punkt *L* na rys. 5.10). Taki stan przedstawiono na rysunku 5.10, a czas tego zblokowania oznaczono jako $t = t_z$.



Rys. 5.10. Schemat układu sił w trakcie ZCB

Dla czasu $t = t_Z$ następuje zmiana położenia osi obrotu nadwozia B z linii wzdłużnej przechodzącej przez środek masy, na linię leżącą na jezdni, przechodzącą przez punkty styku kół lewej strony pojazdu z podłożem. Na rysunku 5.10 ślady tych linii to punkty C_B i L. Zgodnie z twierdzeniem Steinera, zmiana położenia osi obrotu bryły (w tym przypadku nadwozia samochodu), wpływa na zwiększenie wartości masowego momentu bezwładności nadwozia:

$$J_{BX}^{*} = J_{BX} + m_B \left(\frac{b_{KB}^{2}}{4} + h_{CB}^{2}\right).$$
(5.12)

Na potrzeby obliczeń sił działających na nadwozia pojazdów w trakcie ZCB przyjęto następujące założenia:

- czas trwania kontaktu zderzeniowego wynosi 0,12s,
- pojazd A toczy się z pomijalnie małymi oporami własnymi,
- pojazd B przemieszcza się w kierunku osi OX i OZ globalnego układu współrzędnych oraz obraca się w płaszczyźnie $O_B X_B Z_B$ (przechył boczny φ_B),
- przesunięcie boczne jest praktycznie przy pełnym poślizgu opon pojazdu B; to pozwala przyjąć wartość współczynnika przyczepności poślizgowej µ; zatem reakcje styczne w obszarze styku kół z nawierzchnią można obliczyć:

$$T_{BLY} = \mu Z_{BL}, T_{BPY} = \mu Z_{BP}, \tag{5.13}$$

– punkty E_A , E_B na nadwoziach A i B są we wspólnym środku obszaru deformacji nadwozi.

Na podstawie układu sił (rys. 5.10) i przyjętych założeń zapisano układ równań równowagi samochodu B:

$$\sum X = 0 \to F_{BX} + F_{CBX} - T_{BLY} - T_{BPY} = 0,$$
(5.14)

$$\sum Z = 0 \to Z_{BL} + Z_{BP} - Q_B + F_{CBZ} - F_{BZ} = 0,$$
(5.15)

$$\sum M_L = 0 \to Z_{BP}b + F_{CBX}h_{CB} + M_{BX} - F_{BX}h_{EB} - Q_B\frac{b}{2} + F_{CBZ}\frac{b}{2} = 0.$$
(5.16)

Wielkości niewiadome w równaniach (5.14) - (5.16) to reakcje Z_{BL} i Z_{BP} oraz składowe F_{BX} i F_{BZ} siły F_B oddziaływania na nadwozie B. Wartości F_{CBX} , F_{CBZ} i M_{BX} opisują zależności:

$$F_{CBX} = m_B \ddot{x}_{CB}, \ F_{CBZ} = m_B \ddot{z}_{CB}, \tag{5.17}$$

$$M_{BX} = I_{BX} \ddot{\varphi}_B \tag{5.18}$$

i uzyskano je wykorzystując rezultaty obliczeń kinematyki ZCB, przedstawione w punkcie 5.1. Reakcje styczne T_{BLY} i T_{BPY} w równaniu (5.14) zastąpiono zależnością (5.13). W tabeli 5.4 przedstawiono wartości parametrów wykorzystanych do obliczeń.

Tuben 5.1. In an oser memory on parametrow wykorzystane do obliczen										
Numer testu	Marka i model pojazdu A	Marka i model pojazdu B	m_A [kg]	$m_{\scriptscriptstyle B} \ [kg]$	J _{BX} [kgm ²]	J_{BX}^{*} [kgm ²]	h_{CB} $[m]$	h_{EB} $[m]$	b_{KB} $[m]$	μ [—]
5146	Chevrolet Venture		1953,9	1640,3	495,4	2071,1	0,6	0,4	1,55	0,6
5151	Ford Explorer	Honda	2266,2	1639,7	495,2	2070,3				
5156	Chevrolet Trailblazer	Accord	2346,9	1642,6	496,1	2070,4				
5161	Dodge Ram	-	2515,7	1638,8	494,9	2069,2				

Tabela 5.4. Wartości niektórych parametrów wykorzystane do obliczeń

Układ równań (5.14) - (5.16) przekształcono do postaci:

$$Z_{BP} = \frac{-M_{BX} + F_{BX}h_{ED} + Q_B \frac{b}{2} - F_{CBZ} \frac{b}{2} - F_{CBX}h_{CB}}{b} = \frac{J_{BX}\ddot{\varphi}_B - F_{BX}h_{EB} + m_B g \frac{b}{2} + m_B \ddot{z}_{CB} \frac{b}{2} + m_B \ddot{y}_{CB}h_{CB}}{b},$$
(5.19)

$$Z_{BL} = \frac{1}{\mu} (F_{BX} - F_{CBX}) - Z_{BP} = \frac{1}{\mu} (-m_A \ddot{x}_{CA} + m_B \ddot{y}_{CB}) - Z_{BP},$$
(5.20)

 $F_{BZ} = F_{CBZ} + Z_{BL} + Z_{BP} - Q_B = m_B \ddot{z}_{CB} + Z_{BL} + Z_{BP} - m_B g.$ (5.21)

Do rozwiązania układu równań niewiadomą pozostaje składowa F_{BX} siły oddziaływania na nadwozie B. Co do wartości jest ona równa składowej siły oddziaływania na nadwozie A w tym samym kierunku (F_{AX}). Względem tego kierunku (OX), w przypadku nadwozia A, dominujący udział ma jeszcze siła bezwładności F_{CAX} (rys. 5.10). Zakłada się, że siły oporów ruchu pojazdu A są możliwe do pominięcia, z uwagi na ruch pojazdu zgodny z kierunkiem toczenia kół jezdnych. Wtedy możliwe jest zapisanie:

$$F_{BX} = F_{AX} = F_{CAX} = m_A \ddot{x}_{CA}, \tag{5.22}$$

co umożliwia rozwiązanie układu równań (5.19) – (5.21). Przeprowadzono obliczenia do wyznaczenia reakcji Z_{BP} , Z_{BL} w styku kół samochodu uderzanego w bok z nawierzchnią oraz pionowej składowej siły oddziaływania F_{BZ} między pojazdami.

Z uwagi na analizę płaskiego układu sił, w prowadzonych rozważaniach brakuje wyznaczenia składowej siły kontaktowej F_{BY} w kierunku osi *OY* globalnego układu współrzędnych (por. rys. 5.1, punkt 5.1). W sposób analogiczny, jak dla składowej F_{BX} , przyjęto:

$$F_{BY} = m_B \ddot{y}_{CB},\tag{5.23}$$

ponieważ względem tego kierunku pojazd B toczy się przy oporach możliwych do pominięcia (w odniesieniu do wartości innych sił oddziałujących na samochód).

Przeprowadzono obliczenia poszukiwanych sił oddziałujących na pojazd B w trakcie jego bocznego uderzenia. Na rysunku 5.11 przedstawiono składowe siły F_B oddziaływania na nadwozie B. Wyniki obliczeń analizowanych sił w badaniach według procedury PK przedstawiono na rysunku 2.13

w punkcie 2.2. Charakter przebiegu składowej F_{BX} dla badań według PK i F214 jest zgodny. Różnice występują natomiast dla składowej F_{BY} , co może mieć związek z różnym przebiegiem badań dla tych procedur.



Rezultaty obliczeń przedstawione na rysunku 5.11 ukazują charakter obciążeń, jakim poddawane jest nadwozie B w trakcie ZCB. Dominująca jest składowa F_{BX} wektora siły F_B , oddziałująca w kierunku prostopadłym do osi wzdłużnej pojazdu, a zatem w kierunku bocznym dla pasażerów. Jest to kierunek normalny zderzenia (por. rys. 1.5, punkt 1.3). Rezultatem działania tej siły jest boczne przesunięcie samochodu B oraz deformacja jego nadwozia. Składowa F_{BX} jest w szczytowym punkcie około 5 razy większa od składowej F_{BY} , oddziałującej w kierunku stycznym zderzenia. Stąd też często przyjmowane uproszczenie w badaniach modelowych, w którym odwzorowuje się tylko jedną składową siły oddziaływania między pojazdami F_k . Źródłem składowej F_{BY} w głównej mierze jest tarcie występujące w strefie kontaktu nadwozi pojazdów podczas ich wzajemnego przemieszczania (które analizowano w punkcie 5.2.1). Tak też to będzie interpretowane w dalszych rozważaniach.

Ważną obserwacją jest składowa F_{BZ} , która krótkotrwale osiąga nawet 50-80% wartości dominującej składowej F_{BX} . Analiza materiałów wideo z testów zderzeniowych wskazała na potencjalną przyczynę osiąganych wartości składowej F_{BZ} . W trakcie ZCB przednia część samochodu A przemieszcza się nad próg boczny samochodu B, prowadząc do oddziaływania na nadwozie B siłą F_{BZ} . Ten proces ma istotny wpływ na poszukiwane dalej reakcje w styku kół jezdnych z nawierzchnią. Jest to potwierdzenie ograniczonej kompatybilności cech konstrukcyjnych samochodów w aspekcie ich ZCB. Problem ten zidentyfikowano w punkcie 2.1.1 na podstawie analizy prac [36, 39, 77, 191].

Składowa F_{BZ} ma skutek w reakcjach normalnych Z_{BL} i Z_{BP} w styku kół jezdnych pojazdu z nawierzchnią. Na rysunku 5.12 przedstawiono wyniki obliczeń tych reakcji. Oznaczono chwilę czasu $t = t_z$, w której nastąpiło zblokowanie zawieszenia. Linią kreskową zaznaczone są wartości reakcji odpowiadające stanowi statycznego nacisku kół na drogę (wynikającemu tylko z ciężaru pojazdu), natomiast linią kropkową oznaczono sumaryczną wartość reakcji $Z_{BL} + Z_{BP}$ w stanie nacisku

dynamicznego. Reakcje normalne Z_{BL} i Z_{BP} w analizowanym układzie zależą od dynamicznie zmieniających się sił oddziaływania kontaktowego między nadwoziami, a także od dynamiki samochodów rozpatrywanej w kierunku pionowym. W punkcie 4.3 analizowano modele, w których nie uwzględnia się dynamicznego nacisku kół jezdnych na drogę (Z_{BL} i Z_{BP} to reakcje na ten nacisk). Z kolei powiązana jest z nim np. siła oporu bocznego przesuwania samochodu w trakcie uderzenia (por. zal. (5.13)).



Rys. 5.12. Wyniki obliczeń reakcji normalnych w styku kół lewej i prawej strony pojazdu B z nawierzchnią (opis w tekście)

Analiza przebiegów na rysunku 5.12 pokazuje, że w stanie dynamicznym (przy uwzględnieniu dynamiki samochodu B) suma reakcji normalnych w styku kół z nawierzchnią jest nawet od 6 do 8 razy większa względem sumy reakcji dla stanu statycznego (w którym uwzględnia się jedynie ciężar pojazdu). Wpływ tych reakcji na opory ruchu samochodu B będzie rozważony w punkcie 5.6.3.

Podsumowując, możliwe jest stwierdzenie, że trzy składowe siły oddziaływania między pojazdami F_k w układzie współrzędnych *OXYZ* istotnie wpływają na przebieg i skutki ZCB. W związku z tym, konieczne jest uwzględnienie ich wpływu w badaniach modelowych. Stanowi to odpowiedź na pytanie postawione na początku tego punktu.

Materiał badawczy, którego rezultaty przedstawiono w tym punkcie rozprawy, w szerszym ujęciu został opisany w [132, 199].

5.4. Charakterystyka deformacji boku nadwozia

W punkcie 2.3.3 przedstawiono problematykę wyznaczania charakterystyki deformacji nadwozia samochodu w trakcie zderzenia [51, 104]. Charakterystykę opisano zależnością między siłą

 F_k oddziałującą na pojazd w strefie kontaktu zderzeniowego a powstającą deformacją c_k . Dla przedniej części nadwozia takie charakterystyki uzyskuje się na podstawie wyników badań eksperymentalnych, polegających na czołowym uderzeniu samochodu w sztywną przeszkodę [24, 165]. Wtedy obserwujemy deformację nadwozia (przeszkoda nie ulega odkształceniu), której odpowiada przemieszczenie pojazdu w trakcie zderzenia. Jednocześnie deformacja bryły nadwozia przebiega w przybliżeniu równomiernie (mamy równe skrócenie przedniej części nadwozia na całej jego szerokości). Stąd też jest możliwość opisu deformacji c_A parametrem liniowym.

W przypadku ZCB mamy deformację dwóch nadwozi samochodów pod działaniem tej samej siły w strefie kontaktu. Rozważania przeprowadzone w punkcie 5.3 pozwoliły na ustalenie, że dominujący udział w procesie deformacji nadwozi ma składowa F_{kX} siły oddziaływania między pojazdami F_k . Z kolei charakter zarysu trwałej deformacji bocznej części nadwozia jest istotnie nieliniowy (por. rys. 2.14, punkt 2.3.1). W związku z tym, opisanie deformacji boku nadwozia parametrem liniowym jest wątpliwe. Jak zasygnalizowano w rozdziale 2, liczba dostępnych wyników badań do wyznaczenia charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia samochodu jest ograniczona. Z kolei taka charakterystyka jest istotna w aspekcie planowanych w rozprawie badań modelowych i próby odtworzenia procesu deformacji bocznej części nadwozia. Charakterystyka deformacji boku nadwozia będzie determinować przebieg tego procesu. Powstało zatem pytanie: *W jaki sposób wyznaczyć charakterystykę deformacji boku nadwozia samochodu*? Poszukując odpowiedzi, opracowano oryginalną metodykę do jej pozyskania. Zostanie ona przedstawiona w tym punkcie.

W agencji NHTSA [111] prowadzone są badania według procedury F214, w których w bok nadwozia uderza wózek badawczy z MDB. Pozwala to na uzyskanie większej powtarzalności badań oraz obniża koszty. Przykładowy widok MDB, zamontowanej na wózku badawczym, przedstawiono na rysunku 5.13. Właściwości MDB determinujące przebieg procesu deformacji nadwozi w trakcie ZCB są normalizowane w procedurze NHTSA [86], a wyniki ich badań dostępne, np. w [196].



Rys. 5.13. Deformowalna bariera (MDB) na wózku badawczym do badań według procedury F214 [110]

Do rozważań w tym punkcie wybrano wyniki badań [110] według procedury F214, gdzie wózek badawczy z MDB uderzał w bok samochodu Honda Accord (a zatem tego samogo samochodu B, który

był wykorzystany w testach analizowanych w poprzednich punktach rozdziału 5). Numery testów to 5044, 5270, 5279, 5475 [110]. Rezultaty wybranych testów zderzeniowych wstępnie przetworzono według metodyki przedstawionej w punktach 5.1-5.3, do przygotowania danych do obliczeń w ramach tego punktu.

5.4.1. Podział bocznej części nadwozia na strefy

Konstrukcja nadwozia samochodu jest wysoce złożona w aspekcie kształtowania cech systemu bezpieczeństwa biernego. Na bok nadwozia składa się wiele elementów o różnych właściwościach materiałowo-konstrukcyjnych. Ich rola i udział w przebiegu ZCB jest różna. Stąd też, na podstawie analizy cech nadwozia samochodu osobowego, jego boczną część podzielono na kilka obszarów o zróżnicowanych właściwościach w zakresie bezpieczeństwa biernego. Jest to rezultat analizy konstrukcji samochodu osobowego, którą przedstawiono w punkcie 2.1.2 oraz stosowanego podejścia do modelowania procesów zachodzących w trakcie ZCB, które analizowano w punkcie 4.3. Wyróżniono obszar słupka przedniego (A), środkowego (B) i tylnego (C) oraz drzwi przednich i tylnych. Podziału dokonano wprowadzając szereg równoległych płaszczyzn prostopadłych do podłoża. Obszary oznaczono na rysunku 5.14.



Rys. 5.14. Idea podziału bocznej części nadwozia na obszary o różnych właściwościach konstrukcyjno-materiałowych

W trakcie bocznego uderzenia samochodu powstaje zagrożenie, zależnie od analizowanego strukturalnego wycinka nadwozia. Poprzez wycinek rozumie się prostopadłościenny fragment struktury pojazdu, wydzielony przez wprowadzone w sposób celowy wzajemnie prostopadłe płaszczyzny. Do analizy prowadzonej w rozprawie, na boku nadwozia wydzielono wycinki, które przedstawiono na rysunku 5.15. Są one powiązane z obszarami oznaczonymi na rysunku 5.14. Linią kreskową oznaczono ślady płaszczyzn umożliwiających wydzielenie wycinków, a zacieniowane kolorem czerwonym są rzuty prostopadłościennych wycinków na trzy płaszczyzny. Mamy zatem pięć wycinków o równej wysokości i głębokości, a o różnej szerokości. Ograniczenie wycinków płaszczyznami poziomymi jest powiązane z faktem, że w tym obszarze mamy istotne oddziaływanie między pojazdami w trakcie ZCB. Z kolei wewnątrz pojazdu są pasażerowie na fotelach. Z lokalizacją wycinków

płaszczyzny $O_B X_B Y_B$ odpowiada obserwowanym w trakcie ZCB ekstremalnym głębokościom deformacji boku nadwozia. Wydzielone z przekroju samochodu wycinki o zróżnicowanych właściwościach w aspekcie bezpieczeństwa biernego (procesu deformacji w trakcie zderzenia) w układzie $O_B X_B Y_B$ są reprezentowane przez strefy *Bs* (gdzie *s* = [2..6], rys. 5.15). Każda strefa posiada określoną geometrię i jest opisana uśrednionymi parametrami determinującymi proces deformacji wycinka nadwozia, który zastępuje. Zatem opisanie procesów zachodzących w płaszczyźnie $O_B X_B Y_B$ (w strefach *Bs*) umożliwi odtworzenie przebiegu ZCB. Szerokość stref oznaczono na rysunku 5.15 symbolem *b_s*. Wartości tego parametru dla rozpatrywanego modelu samochodu B zestawiono w tabeli 5.3.



Rys. 5.15. Identyfikacja wycinków nadwozia i reprezentujących je stref wydzielonych na boku nadwozia samochodu osobowego

Tabela 5.3. Wymiar geometryczny opisujący szerokość stref Bs								
Strefa	B2	B3	B4	B5	B6			
<i>b_s</i> [m]	0,20	0,75	0,30	0,50	0,20			

Dalej, na podstawie wyników badań eksperymentalnych, będzie poszukiwany sposób opisania właściwości stref *Bs* w aspekcie procesu deformacji wycinków boku nadwozia (których właściwości są uśrednione w strefach).

5.4.2. Siły oddziałujące w wycinkach nadwozia w trakcie ZCB

W punkcie 5.3 wyznaczono składowe wektora siły oddziaływania między nadwoziami A i B w trakcie ZCB. Składowa F_{BX} (por. rys. 5.11, punkt 5.3) jest dominującą siłą w procesie deformacji bocznej części nadwozia. Ustalono, że ten proces będzie rozpatrywany dla stref Bs (por. rys. 5.15). W każdej strefie w trakcie ZCB będzie oddziaływanie siły R_{BSn} , jako składnika F_{BX} . W każdej chwili czasu t trwania ZCB, będzie spełniona zależność:

$$F_{BX}(t) = \sum_{s=2}^{6} R_{Bsn}(t).$$
(5.24)

Stąd też, możliwe jest zapisanie:

$$R_{Bsn}(t) = r_{Bs}F_{BX}(t), \tag{5.25}$$

gdzie r_{Bs} to współczynnik określający udział R_{Bsn} w F_{BX} , przy czym: $\sum_{s=2}^{6} r_{Bs} = 1.$

Konieczne jest ustalenie wartości r_{BS} dla poszczególnych wycinków na boku nadwozia. Wykorzystano rezultaty badań, które Jayasuriya i in. przedstawili w pracach [73, 74]. Poprzez badania modelowe MES analizowano proces ZCB według procedury F214. Wykorzystano modele komputerowe wózka badawczego z MDB (jako samochodu A) oraz samochodu osobowego (pojazd B). Wśród wyników badań pokazano obliczone wartości sił R_{BSn} oddziałujących w punktach zlokalizowanych w analizowanych wycinkach boku nadwozia. Te rezultaty obliczeń sił R_{BSn} spełniały warunek zapisały zależnością (5.24). Na tej podstawie przyjęto wartości r_{BS} do dalszych obliczeń. Zestawiono je w tabeli 5.4.

Tabela 5.4. Wartości współczynnika r_{Bs} ustalone na podstawie wyników [73, 74]

r_{B2}	r _{B3}	r_{B4}	r_{B5}	r_{B6}
0,15	0,33	0,25	0,14	0,13

Na podstawie przyjętych wartości r_{BS} przeprowadzono obliczenia R_{BSn} z wykorzystaniem zależności (5.25). Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rysunku 5.16. Zostaną one wykorzystane do wyznaczenia charakterystyki deformacji boku nadwozia. Dane z tabeli 5.4 zostaną zweryfikowane w trakcie parametryzacji modelu ZCB do badań w rozprawie. Stanowi to treść rozdziału 6.



Rys. 5.16. Siła F_{BX} w analizowanych testach uderzenia MDB w bok samochodu Honda Accord oraz jej składniki R_{Bsn} oddziałujące w poszczególnych wycinkach boku nadwozia

(5.26)

5.4.3. Deformacja dynamiczna bocznej części nadwozia Sumaryczna deformacja dynamiczna nadwozi

Po zakończeniu zderzenia możliwe jest zmierzenie trwałej deformacji nadwozi. Metodyka pomiarów i przykładowe wyniki zostały przedstawione w punkcie 2.3.1. Takie pomiary dostarczają informacji na temat zarysu i rozkładu tej deformacji trwałej w różnych wycinkach nadwozia. Z kolei w czasie zderzenia mamy deformację dynamiczną. Obejmuje ona powstające odkształcenia plastyczne (trwałe) nadwozia oraz odkształcenia sprężyste, które redukują się po ustaniu oddziaływania między zderzającymi się pojazdami. Przebieg narastania deformacji dynamicznej ma wpływ na proces powstawania zagrożenia w trakcie ZCB. Wartość deformacji dynamicznej na koniec zderzenia odpowiada deformacji trwałej, możliwej do zmierzenia po ZCB.

W trakcie ZCB mamy deformację obu zderzających się pojazdów (lub samochodu B oraz MDB). Możliwa jest identyfikacja sumarycznej deformacji dynamicznej c_{AB} nadwozi jako zmiany odległości między pojazdami w trakcie zderzenia. Procedurę jej obliczania zaproponowali Gidlewska, Gidlewski i Kochanek w [47]. Deformację c_{AB} określono na podstawie zmiany odległości środków masy samochodów w trakcie trwania kontaktu zderzeniowego. Przygotowano rysunek pomocniczy 5.17, gdzie linią kropka-kreska oznaczono położenie osi wzdłużnych samochodów w globalnym układzie współrzędnych *OXY*. Oznaczono środki masy C_A i C_B pojazdów oraz kąty odchylenia ψ_A i ψ_B osi wzdłużnych od osi *OX*. Wprowadzono punkt *C* przecięcia osi wzdłużnych pojazdów. Poprzez zmianę odległości między punktami C_A a *C* identyfikowano sumaryczną deformację c_{AB} nadwozi samochodów. Wykorzystano zależności:

$$x_{C} = \frac{\left(tg\left(\frac{\pi}{2} - \psi_{A}\right)y_{CA} - x_{CA}\right)tg(\pi - \psi_{B}) - (tg(\pi - \psi_{B})y_{CB} - x_{CB})tg\left(\frac{\pi}{2} - \psi_{A}\right)}{tg\left(\frac{\pi}{2} - \psi_{A}\right) - tg(\pi - \psi_{B})},$$
(5.27)

$$y_{C} = \frac{\left(x_{CA} - tg\left(\frac{\pi}{2} - \psi_{A}\right)y_{CA}\right) - (x_{CB} - tg(\pi - \psi_{B})y_{CB})}{tg\left(\frac{\pi}{2} - \psi_{A}\right) - tg(\pi - \psi_{B})},$$
(5.28)

$$C_A C = \sqrt{(x_C - x_{CA})^2 + (y_C - y_{CA})^2},$$
(5.29)

$$c_{AB}(t) = C_A C(t=0) - O_A C(t).$$
(5.30)



Rys. 5.17. Wzdłużne osie symetrii samochodu uderzającego (A) i uderzanego (B) oraz charakterystyczne punkty do identyfikacji deformacji dynamicznej nadwozi [47]

Na podstawie zależności (5.27) – (5.30) przeprowadzono obliczenia sumarycznej deformacji dynamicznej c_{AB} nadwozi A i B dla rozpatrywanych w tym punkcie wyników testów zderzeniowych.

Wyniki zestawiono na rysunku 5.18. Analogiczne wyniki dla PK przedstawiono na rysunku 2.16 (punkt 2.3.1).



Rys. 5.18. Sumaryczna deformacja dynamiczna nadwozi w analizowanych testach

Przebieg c_{AB} na rysunku 5.18 stanowi jedynie ogólną informację na temat procesu deformacji nadwozi w trakcie ZCB. Istotne jest wydzielenie udziałów deformacji c_A MDB i c_B nadwozia B w c_{AB} . Wymaga to dalszych założeń i przekształceń.

Umowna sztywność nadwozi A i B

Dysponując obliczoną siłą F_{BX} (por. rys. 5.16) oraz sumaryczną deformacją c_{AB} (por. rys. 5.18) możliwe jest wykreślenie charakterystyki deformacji sumarycznej, jako relacji $F_{BX}(c_{AB})$. Rezultat takiego działania przedstawiono na rysunku 5.19.



Rys. 5.19. Charakterystyka deformacji sumarycznej MDB i boku nadwozia B

Przedstawiona na rysunku 5.19 charakterystyka deformacji nie umożliwia analizy właściwości bocznej części nadwozia, ponieważ ujmuje również deformację MDB. Stąd też dalej poszukuje się metody do wyznaczenia deformacji boku nadwozia.

Podczas zderzenia, nadwozia samochodów ulegają deformacji pod działaniem tej samej siły (por. rys. 5.10, punkt 5.3). Ten fakt zostanie wykorzystany do określenia umownej sztywności nadwozi. Uzyskiwana jest ona dla elementarnych (dyskretnych) przyrostów siły ΔF_{kX} i deformacji Δc_k w czasie zderzenia. Przyjęto:

$$\Delta F_{AX} = k_A \Delta c_A \text{ oraz } \Delta F_{BX} = k_B \Delta c_B, (\Delta F_{AX} = \Delta F_{BX}),$$
gdzie:
(5.31)

 $\Delta F_{kX} = F_{kX}(t + \Delta t) - F_{kX}(t) - \text{zmiana siły oddziałującej na nadwozie k-tego pojazdu w czasie \Delta t, który w obliczeniach wynosił 0,001 s i wynikał z częstotliwości próbkowania aparatury pomiarowej wykorzystanej w badaniach eksperymentalnych;$

 $\Delta c_k = c_k(t + \Delta t) - c_k(t)$ - zmiana deformacji nadwozia k-tego pojazdu;

 k_k – umowna sztywność nadwozia k-tego pojazdu w danym kroku czasu, wyrażona w [kN/m]. Rozważa się umowną sztywność odniesioną do wymiaru liniowego deformacji (kN/m), ponieważ zachodzący proces deformacji rozpatruje się w płaszczyźnie $O_B X_B Y_B$, gdzie strefy *Bs* reprezentują uśrednione właściwości przestrzennych wycinków nadwozia (por. rys. 5.15).

Zatem, zgodnie z zależnością (5.31), przyrost siły oddziałującej na nadwozia ΔF_{kX} spowoduje różny przyrost deformacji Δc_A i Δc_B nadwozi, co zależy od umownych sztywności nadwozi k_A i k_B . Wyznaczenie deformacji nadwozi samochodów wymaga określenia wartości tych sztywności. Zderzające się pojazdy potraktowano jak układ dwóch ustawionych szeregowo sprężyn. Takie podejście stosowano np. w [107]. Pozwala to na zapisanie dodatkowej zależności:

$$\frac{1}{k_Z} = \frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B},\tag{5.32}$$

gdzie k_Z oznacza umowną sztywność zastępczą szeregowego układu dwóch sprężyn. Można ją obliczyć z charakterystyki deformacji obu nadwozi (rys. 5.19) na podstawie zależności:

$$k_Z = \frac{\Delta F_{BX}}{\Delta c_{AB}}.$$
(5.33)

Do wyznaczenia umownych sztywności k_A i k_B przekształcono zależności (5.32) i wykorzystano zależność (5.33). Otrzymano:

$$k_B = k_Z \left(\frac{\frac{\Delta c_B}{\Delta c_A}}{\frac{\Delta c_B}{\Delta c_A}}\right),\tag{5.34}$$

$$k_A = k_B \frac{\Delta c_B}{\Delta c_A}.$$
(5.35)

Deformacja trwała a deformacja dynamiczna

W układzie równań (5.34) – (5.35) mamy cztery niewiadome: k_A , k_B , Δc_B , Δc_A . Do jego rozwiązania konieczne jest przyjęcie dodatkowych założeń. Uwagę skupiono na występującym w (5.34) i (5.35) stosunku $\frac{\Delta c_B}{\Delta c_A}$. Na rysunku 5.20 oznaczono charakterystyczne wartości deformacji c_{AB} : c_{ABd} – maksymalna wartość deformacji dynamicznej c_{AB} nadwozi A i B, osiągana na koniec fazy kompresji (dla czasu $t = t_{END}$),

 c_{ABt} – końcowa wartość deformacji, osiągana na koniec fazy restytucji (a zatem w chwili końca oddziaływania między pojazdami w trakcie zderzenia).

Parametr c_{ABt} odzwierciedla końcową wartość deformacji dynamicznej c_{AB} i odpowiada deformacji trwałej nadwozi, którą można zmierzyć po zakończeniu zderzenia. Wyniki pomiarów deformacji trwałej nadwozi A i B z wykorzystaniem metody mechanicznej (por. punkt 2.3.1) są dostępne w raportach z badań [110]. Na rysunku 5.21 zestawiono wyniki pomiarów deformacji trwałej MBD i nadwozia B z testu 5044 [110]. Wyniki są uśrednieniem deformacji wycinków nadwozia

i MDB do płaszczyzny $O_B X_B Y_B$ (por. rys. 5.15). Linie ciągłe na rysunku prezentują zarys głębokości deformacji. Wskazują one znaczne zróżnicowanie głębokości deformacji MDB i boku samochodu B, co jest charakterystycznym zjawiskiem dla ZCB. Ponadto widoczna jest asymetryczność zarysu deformacji, zarówno dla boku nadwozia (głębokość deformacji w strefie B5 jest większa niż w strefie B3), jak i dla MDB (prawe naroże bariery charakteryzuje się większymi wartościami deformacji niż lewe). Wynika to ze względnego przemieszczenia liniowego i kątowego zderzających się pojazdów w trakcie ZCB. Analizowano to w punkcie 5.2. Skutkiem jest nierównomierny rozkład deformacji.



Rys. 5.20. Charakterystyczne wartości deformacji c_{AB} oznaczone na charakterystyce deformacji sumarycznej nadwozi A i B w teście 5044

Obrano zestaw punktów charakterystycznych deformacji dla boku nadwozia ($C_{1B}^* \dots C_{6B}^*$) oraz dla MDB ($C_{1A}^* \dots C_{5A}^*$). Punkty oznaczono na rysunku 5.20. Ich współrzędne wynikają z szerokości stref (punkty obrano na granicach stref B2 - B6, por. rys. 5.15 i tab. 5.3) dla boku nadwozia i metodyki pomiarów deformacji dla MDB. Wartości deformacji c_{jB}^* i c_{jA}^* w oznaczonych na rysunku 5.21 punktach zebrano w tabeli 5.5.



Poszukuje się charakterystycznych wartości deformacji, które mogą uzupełnić zakres danych do równań (5.34) i (5.35). Ustalono, że suma wartości maksymalnych deformacji dla MDB i nadwozia B (dla danych z rys. 5.21 jest to deformacja c_{5A}^* i c_{4B}^* w punktach C_{5A}^* i C_{4B}^*), jest porównywalna z wartością deformacji dynamicznej c_{ABt} , możliwej do wyznaczenia na podstawie charakterystyki

deformacji sumarycznej (por. rys. 5.20). W tabeli 5.5 zestawiono ustalone wartości c_{ABt} oraz obliczony stosunek $(c_{4B}^* + c_{5A}^*)/c_{ABt}$. Wynosi on średnio 1,02 z odchyleniem standardowym 0,12. W każdym z analizowanych testów w tych samych punktach zmierzono maksymalne wartości deformacji $(c_{5A}^* i c_{4B}^*)$. Daje to podstawę do wykorzystania charakterystycznych wartości deformacji trwałej, zmierzonej po zderzeniu, do obliczeń deformacji dynamicznej.

Lytane L char anter ystyla	uejormueji i	usitatone pe	Luci Lenni,	wartoset w j
	5044	5270	5279	5475
c_{1B}^{*}	0,08	0,16	0,16	0,05
c_{2B}^{*}	0,19	0,18	0,19	0,24
c_{3B}^*	0,27	0,24	0,25	0,27
c^*_{4B}	0,29	0,33	0,29	0,28
c_{5B}^{*}	0,27	0,29	0,17	0,25
c^*_{6B}	0,12	0,13	0,07	0,11
c_{1A}^*	0,00	0,10	0,12	0,07
c_{2A}^*	0,00	0,08	0,09	0,05
c_{3A}^*	0,05	0,09	0,09	0,04
c_{4A}^*	0,06	0,10	0,11	0,05
c^*_{5A}	0,12	0,19	0,13	0,11
$c_{4B}^{*}+c_{5A}^{*}$	0,40	0,52	0,42	0,39
C _{ABt}	0,38	0,44	0,45	0,44
$(c_{4B}^* + c_{5A}^*)/c_{ABt}$	1,06	1,19	0,93	0,89
c_{4B}^*/c_{5A}^*	2,40	1,76	2,16	2,55

Tabela 5.5. Charakterystyczne wartości deformacji nadwozi A i B odczytane z charakterystyki deformacji i ustalone po zderzeniu; wartości w [m]

Deformacja c_{kt} jest końcowym rezultatem fazy restytucji zderzenia. Jak przyjęto na wcześniejszym etapie rozprawy, ta faza ZCB nie jest analizowana. Z kolei na koniec fazy kompresji mamy deformację c_{kd} (por. rys. 5.20). Jeżeli na podstawie pomiarów deformacji trwałej c_{jk}^* można wnioskować o wartości c_{kt} to pojawia się pytanie, jaka jest relacja między c_{kd} a c_{kt} ? Konieczna jest ocena, czy przebieg fazy restytucji zderzenia jest porównywalny dla przedniej i bocznej części nadwozia.

Poddano analizie dostępne w literaturze wyniki badań charakterystyki deformacji fragmentów przedniej i bocznej części nadwozi samochodów. Tę analizę rozszerzono o obliczenia własne, przeprowadzone dla przedniej części samochodów A oraz MDB z rozpatrywanych w rozprawie testów zderzeniowych. Obliczono zależność $\frac{c_{kd}}{c_{kt}}$, a wyniki działań zebrano w tabeli 5.6.

Wyniki obliczeń z tabeli 5.6 pokazują, że dla charakterystyki deformacji przedniej części nadwozia samochodu osobowego mamy stosunek $\frac{c_{kd}}{c_{kt}}$ od 1,02 do 1,15, co ustalono na podstawie [200]. Wyniki obliczeń własnych dla przedniej części nadwozia samochodów A wykorzystanych w analizowanych testach [110] oraz dla badań MDB zawierają się w tym przedziale. Odszukano także rezultaty badań różnych fragmentów bocznej części nadwozia, takich jak drzwi czy drzwi z progiem

bocznym [108, 139]. Tu przedział wartości $\frac{c_{kd}}{c_{kt}}$ jest od 1,03 do 1,15. Możliwe jest stwierdzenie, że relacja między deformacją osiąganą na koniec fazy kompresji a koniec fazy restytucji jest podobna dla przedniej i bocznej części nadwozia samochodu. Należy przy tym uwzględnić problem niepewności realizowanych wieloetapowych obliczeń, zakłóceń sygnałów mierzonych w trakcie badań i filtracji wyznaczonych przebiegów. Stąd też wnioskowanie prowadzi się tylko przy ogólnym porównaniu przedziałów uzyskiwanych wartości, a nie precyzyjnie wyznaczonych wartości ocenianych wielkości.

Fragment nadwozia, dla którego analizowano charakterystykę deformacji	$\frac{C_{kd}}{C_{kt}}$	1 1,1 1,2	Źródło wyników badań
Przód samochodu osobowego przy różnych prędkościach początkowych zderzenia	1,02 1,15		[200]
Drzwi przednie z progiem bocznym nadwozia	1,03 1,15		[139]
Drzwi przednie nadwozia	1,03 1,08		[139]
Drzwi przednie oraz drzwi tylne nadwozia	1,09 1,11		[108]
Przód samochodów A z testów 5146, 5151, 5156, 5161, na podstawie badań [110] o nr. 3676, 3730, 4244, 5061	1,05 1,09		obliczenia własne
MDB, na podstawie badań [110] o nr. 990, 991, 992, 993, 1068	1,06 1,10		obliczenia własne

Tabela 5.6. Wyniki obliczeń relacji między maksymalną a trwałą deformacją dynamiczną dla różnych fragmentów nadwozi pojazdów

Dla charakterystyki sumarycznej deformacji z rysunku 5.19 obliczono stosunek $\frac{c_{ABd}}{c_{ABt}}$, wyniki przedstawiono w tabeli 5.7.

Tabela 5.7. Wyniki obliczeń relacji między deformacją dynamiczną a trwałą dla charakterystyki deformacji sumarycznej nadwozi

Nr testu	5044	5270	5279	5475
$\frac{C_{ABd}}{C_{ABt}}$	1,16	1,14	1,07	1,09

Podsumowując granice przedziałów uzyskanych wyników, mamy dla charakterystyki deformacji:

- przedniej części nadwozia $\frac{c_{Ad}}{c_{At}}$ od 1,02 do 1,15,
- fragmentów boku nadwozia $\frac{c_{Bd}}{c_{Bt}}$ od 1,03 do 1,15,
- sumarycznej nadwozi $\frac{c_{ABd}}{c_{ABt}}$ od 1,07 do 1,16.

Zestawienie wyników obliczeń wartości $\frac{c_{ABd}}{c_{ABt}}$ z adekwatnymi wynikami tylko dla przedniej $\left(\frac{c_{Ad}}{c_{At}}\right)$ lub fragmentów bocznej $\left(\frac{c_{Bd}}{c_{Bt}}\right)$ części nadwozia pozwala na stwierdzenie, że przebieg charakterystyki deformacji w tym aspekcie jest podobny dla różnych obszarów nadwozia samochodu. Odzwierciedleniem jest ustalony przedział wartości $\frac{c_{ABd}}{c_{ABt}}$, który jest porównywalny do przedziałów $\frac{c_{Ad}}{c_{At}}$ i $\frac{c_{Bd}}{c_{Bt}}$. Zatem na podstawie wartości c_{kt} , możliwe jest wnioskowanie o wartości c_{kd} , ponieważ są one w przybliżeniu proporcjonalne. Z kolei ustalono, że wartość c_{kt} jest w przybliżeniu równa możliwej do zmierzenia sumie $c_{4B}^* + c_{5A}^*$. Przyjmując założenie proporcjonalności przebiegu deformacji, zapisano zależność:

$$\frac{\Delta c_B}{\Delta c_A} = \frac{c_{4B}^*}{c_{5A}^*},$$
(5.36)

która, przy znanych wartościach c_{4B}^* i c_{5A}^* pozwala na rozwiązanie układu równań (5.34) – (5.35). Wartości c_{4B}^* i c_{5A}^* oraz ich stosunek zestawiono w tabeli 5.5.

Obliczenie deformacji dynamicznej boku nadwozia

Na podstawie zależności (5.34) – (5.35) przeprowadzono obliczenia do wyznaczenia umownych sztywności k_A i k_B nadwozi A i B. Określano ją za przedziały czasu, odpowiadające dyskretyzacji wyników obliczeń siły i deformacji. Takie postępowanie ułatwia przygotowanie wyników badań do obliczeń (wszystkie wielkości są w tej samej dziedzinie). W związku z faktem, że przebieg siły F_{kX} jest silnie niemonotoniczny, wartości umownej sztywności w kolejnych krokach obliczeń (czasu) intensywnie się zmieniają. Stąd też ten parametr ma charakter umowny i nie nadaje się mu interpretacji fizycznej w odniesieniu do właściwości konstrukcyjno-materiałowych nadwozia. Natomiast dysponując umowną sztywnością k_k oraz przebiegiem siły F_{kX} , na podstawie zależności (5.31), możliwe jest obliczenie deformacji c_A i c_B . Przekształcając (5.31), mamy:

$$\Delta c_B = \frac{\Delta F_{BX}}{k_B},\tag{5.37}$$

$$\Delta c_A = \frac{\Delta F_{BX}}{k_A}.$$
(5.38)

Na rysunku 5.22 przedstawiono rezultat obliczeń deformacji c_A (linia kropkowa) i c_B (linia kreskowa). Zestawiono je z dynamiczną deformację sumaryczną c_{AB} (linia ciągła). W każdej chwili czasu mamy $c_{AB} = c_A + c_B$.

Wyniki zestawione na rysunku 5.22 opisują deformację boku nadwozia z wykorzystaniem parametru liniowego. Jak wspomniano na początku tego punktu, charakter deformacji bocznej części nadwozia jest złożony. Jest to widoczne na rysunku 5.21. Stąd opis jej przebiegu parametrem liniowym jest wątpliwy. Z uwagi na przyjętą zależność (5.30) do obliczeń, przebieg c_B na rysunku 5.22 opisuje deformację dynamiczną c_{4B} w punkcie C_{4B} (a przebieg c_A – deformacji c_{5A} w punkcie C_{5A}). Przyjęto, że tempo powstawania deformacji w innych punktach C_{jB} na boku nadwozia jest takie samo, jak dla punktu C_{4B} . Na tej podstawie możliwe jest obliczenie:

$$c_{jB} = \frac{c_{jB}^*}{c_{4B}^*} c_B.$$

0,02

0

0

Rys. 5.22. Rezultat obliczeń deformacji c_A i c_B

t [s]

0,06

0,08

0,1

0,04

Rezultaty obliczeń deformacji dynamicznej w punktach C_{jB} dla testu 5044 zestawiono na rysunku 5.23. Na rysunku 5.23b przedstawiono zarys deformacji dynamicznej na boku nadwozia. Pokazano zmiany tego zarysu w czasie od 0,01 do 0,06 s (krok 0,01 s). Dla czasu ok. 0,06 s mamy maksymalną głębokość deformacji dynamicznej w poszczególnych punktach (por. rys. 5.23a). Osiągnięty rezultat obliczeń stanowi ważny etap realizacji rozprawy. Pozwala on na wnioskowanie w zakresie przebiegu procesu deformacji dynamicznej bocznej części nadwozia samochodu w trakcie ZCB. Ta deformacja istotnie wpływa na powstawanie zagrożenia dla kierowcy samochodu B.

Na rysunku 5.23b linią kropkową oznaczono trwałą deformację nadwozia, determinowaną w punktach C_{jB}^* . Odpowiada ona linii koloru czerwonego na rysunku 5.21. W przeprowadzonych obliczeniach charakter przebiegu tej deformacji wykorzystano do oszacowania deformacji dynamicznej.



Rys. 5.23. Obliczona deformacja dynamiczna w punktach C_{jB} (a) oraz zmiana zarysu deformacji dynamicznej boku nadwozia z krokiem czasu t = 0,01 s (b); wyniki dla testu 5044

Do wykorzystania na dalszym etapie rozprawy, wprowadza się średnią wartość deformacji c_{Bs} w strefie Bs, obliczaną:

$$c_{BS} = 0.5 \cdot (c_{S-1B} + c_{SB}). \tag{5.40}$$

Przykładowo, dla strefy B3, wartość c_{B3} będzie obliczona na podstawie deformacji c_{2B} i c_{3B} w punktach C_{2B} i C_{3B} (por. rys. 5.23). Jest to deformacja występująca w środku szerokości strefy (parametr b_s na rys. 5.15).

Pole deformacji stref na boku nadwozia

Wyniki przedstawione na rysunku 5.23 umożliwiają przeprowadzenie obliczeń pól deformacji w poszczególnych strefach uśredniających właściwości wycinków na boku nadwozia. Znając głębokość deformacji c_{iB} w punktach C_{iB} , możliwe jest obliczenie pól deformacji p_{BS} :

$$p_{Bs} = 0.5 \cdot (c_{s-1B} + c_{sB}) \cdot b_s, \tag{5.41}$$

gdzie b_s to wymiar geometryczny strefy *Bs* (por. rys. 5.15 i tab. 5.3). Takie podejście do analizy deformacji nadwozia jest często stosowane [60, 174]. Wyniki obliczeń pól deformacji p_{Bs} dla testu 5044 zestawiono na rysunku 5.24.



Rys. 5.24. Obliczone pola deformacji w poszczególnych wycinkach boku nadwozia

5.4.4. Wyznaczenie charakterystyki deformacji boku nadwozia

Przeprowadzone w tym punkcie działania służyły wyznaczeniu wielkości umożliwiających przygotowanie charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia. Analizuje się pięć jego wycinków, zdeterminowanych w punkcie 5.4.1. Właściwości wycinków są uśrednione do stref opisanych w płaszczyźnie $O_B X_B Y_B$. Siły R_{Bsn} oddziałujące w trakcie ZCB w poszczególnych wycinkach obliczono w punkcie 5.4.2 i przedstawiono na rysunku 5.16. W punkcie 5.4.3 rozważono proces deformacji dynamicznej boku nadwozia i obliczono pole deformacji p_{Bs} w poszczególnych strefach. Wynik tego działania jest na rysunku 5.24. Zależność między siłą oddziałującą a powstającą w jej rezultacie deformacją to poszukiwana charakterystyka deformacji $R_{Bsn}(p_{Bs})$. Na rysunku 5.25 zestawiono obliczone charakterystyki deformacji dla wycinków *Bs* na podstawie wyników testu zderzeniowego 5044.



Rys. 5.25. Charakterystyka deformacji poszczególnych stref na boku nadwozia dla wyników testu nr 5044

Wyniki zestawione na rysunku 5.25 pokazują zróżnicowanie w przebiegu charakterystyki deformacji dla poszczególnych stref wydzielonych na bocznej części nadwozia. Różne wartości pola deformacji wynikają z różnego przebiegu deformacji dynamicznej (por. rys. 5.23a) oraz różnych wymiarów geometrycznych obranych wycinków (por. rys. 5.15). Z kolei siły R_{Bsn} obliczono na podstawie założeń przyjętych w punkcie 5.4.2 (por. zal. (5.24) i tab. 5.4).

Na rysunku 5.26 zestawiono obliczone charakterystyki deformacji w strefach *Bs* bocznej części nadwozia dla kilku testów zderzeniowych.



Rys. 5.26. Zestawienie charakterystyk deformacji poszczególnych stref na boku nadwozia dla wyników różnych testów zderzeniowych

Analiza wyników przedstawionych na rysunku 5.26 wskazuje na ogólne podobieństwo przebiegów charakterystyki deformacji boku nadwozia w różnych testach zderzeniowych. Jednak pomimo faktu, że wszystkie testy były przeprowadzone dla porównywalnych warunków początkowych, różne są wartości maksymalne składowej siły oddziaływania R_{Bsn} i różne ekstremalne wartości pól deformacji p_{Bs} stref boku samochodu.

Jak już wspomniano, przygotowane charakterystyki deformacji stanowią ważny etap realizacji rozprawy. Będą wykorzystane do budowy i parametryzacji modelu ZCB, co stanowi treść rozdziału 6.

5.4.5. Dyskusja wyników obliczeń

Do wyznaczenia charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia zrealizowano obliczenia, które wymagały przyjęcia kilku założeń. Postanowiono przeprowadzić możliwą weryfikację

uzyskanych rezultatów. Wyniki obliczeń deformacji dynamicznej bocznej części nadwozia porównano z dostępnymi w raportach [110] informacjami na temat jej przebiegu.

Do badań według procedury F214 stosuje się znaczna liczbę czujników przyspieszenia, które umieszczane są w określonych punktach nadwozia B. Przedstawiono to na rysunku 4.3 w punkcie 4.2. Stosuje się czujniki, które są instalowane w obszarze nadwozia, który ulega deformacji. Analiza zarejestrowanego przez nie przyspieszenia po transformacji do lokalnego układu współrzędnych (związanego z pojazdem, $O_B X_B Y_B Z_B$ – por. rys. 5.1, punkt 5.1) umożliwia ogólne wnioskowanie na temat przebiegu procesu deformacji nadwozia. Wykorzystano sygnał zarejestrowany przez czujnik oznaczony numerem 13 na rysunku 4.3 (punkt 4.2). Był on zlokalizowany w środkowej części słupka B. Na podstawie zmierzonego przyspieszenia wyznaczono prędkość przemieszczenia czujnika względem nadwozia pojazdu. Ta prędkość ma znaczenie deformacji nadwozia (czujnik przemieszcza się razem z deformowanym słupkiem środkowym). Na rysunku 5.27 uzyskane w ten sposób wyniki dla kilku testów zderzeniowych (kolor granatowy - pomiar) zestawiono z rezultatem obliczenia prędkości deformacji w strefie B4 (obejmującej słupek B) na podstawie deformacji c_{B4} (kolor czerwony – obliczenia). Wyniki pomiarów z czujników przyspieszenia montowanych w obszarze objętym procesem deformacji są obarczone znacznymi zakłóceniami. Jednak rezultaty przedstawione na rysunku 5.27 wskazują dobrą zgodność między wynikami pomiarów a obliczeniami. Obliczona prędkość deformacji rozpoczyna się od wartości szczytowej i następnie maleje do zera. Wynika to ze sposobu prowadzenia obliczeń (bazującego na przemieszczeniu względnym pojazdów – mamy ruch jednego pojazdu przed początkiem zderzenia). Z kolei dla prędkości deformacji uzyskanej z pomiarów od chwili czasu t = 0 s mamy gwałtowny wzrost wartości (przyspieszenia zarejestrowanego przez czujnik i obliczonej na jego podstawie prędkości na rys. 5.27), w związku z rozpoczęciem procesu deformacji w obszarze obejmującym czujnik. Podobne wyniki zestawiono w ramach analizy stanu zagadnienia (por. rys. 2.8, punkt 2.2 - linia zielona odpowiada linii czerwonej na rys. 5.27, a linia żółta - linii granatowej).



Rys. 5.27. Zestawienie prędkości deformacji w strefie B4 (słupek środkowy) obliczonej na podstawie przebiegu deformacji dynamicznej i sygnału czujnika przyspieszenia zamontowanego w nadwoziu

Dyskusję otrzymanych wyników rozszerzono o porównanie charakterystycznych wartości deformacji dynamicznej z odpowiednimi wartościami trwałej deformacji, zmierzonej po zakończeniu

zderzenia. Ważnym parametrem w obliczeniach była maksymalna wartość deformacji trwałej c_{4B}^* (por. rys. 5.21 i tab. 5.5). W obliczeniach charakterystyki deformacji odpowiadać jej będzie c_{4Bt} (odczytywana jak c_{ABt} na rysunku 5.20). Wartości tych dwóch parametrów powinny być równe. W tabeli 5.8 zestawiono je dla analizowanych testów zderzeniowych. Obliczono stosunek c_{4Bt}/c_{4B}^* .

Analogicznie rozważono wartość pola deformacji bocznej części nadwozia p_{Bt} a p_B^* , co także przedstawiono w tabeli 5.8. Dla poszczególnych testów zderzeniowych stosunek c_{4Bt}/c_{4B}^* wynosi od 0,84 do 1,12. Średnia wartość za cztery rozpatrywane testy zderzeniowe wynosi 0,99 z odchyleniem standardowym 0,10. Z kolei dla relacji p_{Bt}/p_B^* mamy wartości w przedziale od 0,91 do 1,12, a wartość średnia jest równa 1,00 (odchylenie standardowe 0,07). Uzyskane wyniki umożliwiają potwierdzenie poprawności zastosowanej procedury wyznaczania charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia. Szczególną uwagę zwracają średnie wartości obliczone za cztery testy zderzeniowe. Jest to wskazówka, że uśrednienie wyników badań za kilka testów zderzeniowych pozwala na poprawę jakości odwzorowania przebiegu procesu deformacji boku nadwozia. Zostanie to wykorzystane do obliczenia funkcji regresji charakterystyki deformacji.

	5044	5270	5279	5475	Średnia	Odchylenie standardowe
C_{4Bt}	0,28	0,28	0,29	0,31	0,29	0,01
c_{4B}^{*}	0,29	0,33	0,29	0,28	0,30	0,02
c_{4Bt}/c_{4B}^*	0,98	0,84	1,01	1,12	0,99	0,10
p_{Bt}	0,45	0,40	0,43	0,52	0,45	0,04
p_B^*	0,46	0,44	0,42	0,47	0,45	0,02
p_{Bt}/p_B^*	0,98	0,91	1,01	1,12	1,00	0,07

Tabela 5.8. Zestawienie charakterystycznych wartości deformacji dynamicznej i trwałej

5.4.6. Model regresji charakterystyki deformacji

Przebieg charakterystyki deformacji boku tego samego modelu pojazdu (Honda Accord) jest ogólnie zgodny dla wyników różnych testów zderzeniowych. Jednak przebiegi nie są identyczne. Wskazuje to na ogólną trudność w uzyskaniu powtarzalności przebiegu badań eksperymentalnych ZCB oraz na problem niepewności obliczanych w sposób pośredni wielkości fizycznych. Są to ogólnie znane wnioski. Konieczna jest świadomość tego faktu przy prowadzeniu dalszych działań i analiz z wykorzystywaniem charakterystyki deformacji boku nadwozia. Do dalszego postępowania w rozprawie postanowiono zastąpić zbiór charakterystyk deformacji w poszczególnych strefach wydzielonych na boku nadwozia tego samego modelu pojazdu funkcjami regresji. Przykład takich działań mamy np. w [130]. W odniesieniu do charakterystyki deformacji przedniej części nadwozia, często stosuje się regresję liniową [83, 148, 178]. Wynika to z prostego opisu matematycznego i przyjmowanych założeń o liniowości procesów zachodzących w trakcie zderzenia pojazdów. Jednak analizując charakterystykę deformacji (rys. 5.26), założenie o możliwości zastąpienia jej przebiegu funkcją regresji liniowej budzi watpliwości. Z kolei regresja wielomianowa, szczególnie

z zastosowaniem wielomianów wyższych stopni (większych od 3) może być problematyczna w późniejszym wykorzystaniu modelu regresji w badaniach modelowych. Ma to związek z brakiem monotoniczności funkcji regresji oraz z wątpliwą ekstrapolacją danych źródłowych (dopasowanie modeli regresji jedynie w wąskim przedziale zmian argumentu funkcji).

Rozwiązaniem pośrednim pomiędzy regresją liniową a wielomianową są funkcje regresji przedziałami liniowe (ang. *piecewise linear function*). Są one zbudowane z kilku odcinków prostych o różnym współczynniku kierunkowym. Regresję przedziałami liniową stosowano np. w [14, 19, 28, 149, 196]. Przygotowano procedurę regresji charakterystyki deformacji boku nadwozia funkcją przedziałami liniową. Z przebiegu charakterystyki wydzielono fragment dla fazy kompresji zderzenia (fazę, w której narasta deformacja dynamiczna), ponieważ faza restytucji nie jest analizowana w rozprawie. Następnie stworzono zbiór charakterystyk deformacji uzyskanych na podstawie różnych testów zderzeniowych. Przykładowy efekt dla charakterystyki w strefie B3 przedstawiono na rysunku 5.28, gdzie kolorem czerwonym oznaczono punkty stanowiące elementy zbioru charakterystyk deformacji. Ten zbiór punktów zastąpiono funkcją regresji przedziałami liniową. Przyjęto następujące założenia do procedury regresji:

- poszukiwana jest funkcja monotoniczna rosnąca,
- funkcja składa się z dwóch odcinków (przedziałów),
- − linia regresji zawiera w sobie punkt (0, 0) (gdy $p_{Bs} = 0 \rightarrow R_{Bsn} = 0$),
- punkt przejścia między odcinkami linii regresji jest dla deformacji p_a i poszukuje się go w przedziale od 25% do 75% maksymalnej wartości deformacji p_{Bs} (zapewnienie dostatecznej liczby punktów do wprowadzenia linii regresji),
- funkcję regresji liniowej w danym przedziale ustala się z wykorzystaniem metody najmniejszych kwadratów,
- kryterium dopasowania funkcji regresji do danych wyjściowych jest współczynnik korelacji (funkcja celu).

Dzieląc zbiór punktów (por. rys. 5.28) na dwa podzbiory, gdzie kryterium podziału była graniczna wartość deformacji (punkt przejścia poszukiwanej funkcji regresji) prowadzono obliczenia do wprowadzenia dwóch odcinków linii regresji. Metodą przeszukiwania określonego przedziału wartości deformacji p_{Bs} (determinującej punkt przejścia p_a) dobrano funkcję regresji charakteryzującą się największą wartością współczynnika korelacji z danymi wyjściowymi. Przyjęto model regresji:

$$R_{Bsn} = \begin{cases} a_1 p_{Bs} & \text{dla } p_{Bs} < p_a \\ a_2 p_{Bs} + a_3 & \text{dla } p_{Bs} \ge p_a \end{cases}$$
(5.42)

Rezultatem realizacji procedury regresji są ustalone wartości współczynników z zależności (5.42). Zebrano je w tabeli 5.9 razem z osiągniętymi wartościami współczynnika korelacji między funkcją regresji a danymi wyjściowymi. Przykład wykreślenia funkcji regresji charakterystyki deformacji strefy B3 przedstawiono na rysunku 5.28 czarnym kolorem.

	B2	B3	B4	B5	B6
a ₁ [-]	2046,41	819,51	1233,41	419,56	1578,78
a ₂ [-]	518,94	81,95	215,33	41,96	157,88
<i>a</i> ₃ [kN]	17,36	60,04	36,99	25,83	25,07
$p_a [\mathrm{m}^2]$	0,011	0,081	0,036	0,068	0,018
Wsp. korelacji	0,91	0,85	0,87	0,86	0,83

Tabela 5.9. Wartości współczynników modelu regresji charakterystyki deformacji boku nadwozia



Rys. 5.28. Regresja zbioru charakterystyk deformacji (kolor czerwony) w strefie B3 na boku nadwozia funkcją przedziałami liniową (kolor czarny)

Przebieg funkcji regresji jest zgodny z ogólnie obserwowaną tendencją w zakresie właściwości bocznej części nadwozia. Po osiągnięciu pewnej progowej wartości deformacji (dla wyników na rys. 5.28 dla $p_a = 0,081 \text{ m}^2$) mamy pogorszenie właściwości konstrukcyjno-materiałowych boku nadwozia. Skutkiem jest narastanie deformacji dynamicznej dla mniejszego przyrostu siły oddziałującej na nadwozie. Zbliżone wnioski mamy z analizy stanu zagadnienia (por. rys. 2.22, punkt 2.3.3).

Zaproponowany model regresji charakterystyki deformacji boku nadwozia samochodu stanowi ważny etap realizacji rozprawy. Będzie on dalej wykorzystany w modelowaniu. Podobne postępowanie było np. w [60], co analizowano w punkcie 4.3.

5.4.7. Podsumowanie procedury wyznaczania charakterystyki deformacji boku nadwozia

Możliwe jest stwierdzenie, że efekty podjętych działań do wyznaczenia charakterystyki deformacji boku nadwozia, są porównywalne dla różnych testów zderzeniowych. Pozwala to na wnioskowanie, że opracowana metodyka wyznaczania tej charakterystyki jest prawidłowa. Porządkując to zagadnienie, metodyka wyznaczania charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia samochodu jest następująca:

- 1. Przeprowadzić obliczenia kinematyki nadwozi A i B w trakcie ZCB oraz ustalić maksymalne wartości deformacji po zderzeniowej c_{jB}^* i c_{jA}^* (por. rys. 5.21 i tab. 5.5).
- 2. Obliczyć siłę F_{BX} oddziałującą na nadwozie B na podstawie zależności (5.22) oraz siły R_{Bsn} w strefach Bs (zależność (5.25)).
- Obliczyć sumaryczną deformację dynamiczną c_{AB} nadwozi A i B z wykorzystaniem zależności (5.27) (5.30).

- 4. Przeprowadzić obliczenia umownej sztywności k_B nadwozia B z wykorzystaniem zależności (5.35).
- 5. Wyznaczyć deformację dynamiczną c_B nadwozia B na podstawie zależności (5.31) i deformacje c_{iB} (zależność (5.39)).
- 6. Obliczyć pola deformacji p_{Bs} w strefach Bs (zależność (5.41)).
- 7. Wyznaczyć charakterystykę deformacji stref *Bs* bocznej części nadwozia samochodu jako zależności $R_{Bsn}(p_{Bs})$ (por. rys. 5.23).
- 8. Opcjonalnie przeprowadzić regresję przebiegu charakterystyki z wykorzystaniem funkcji przedziałami liniowej, opisanej modelem (5.42).

Przygotowana charakterystyka deformacji $R_{Bsn}(p_{Bs})$ jest możliwa do wykorzystania w wielu działaniach i analizach, a w tym:

- modelowaniu oddziaływania między pojazdami w trakcie ZCB i procesu deformacji nadwozia,
- analizie bilansu energii zderzenia z rozróżnieniem jego składników,
- rekonstrukcji wypadków drogowych,
- badaniach do doskonalenia poziomu bezpieczeństwa biernego.

Opracowana procedura jest oryginalnym sposobem rozwiązania postawionego problemu w rozprawie. Rozważania przedstawione w tym punkcie zostały częściowo opublikowane w [133]. Na podstawie przeprowadzonych w tym punkcie rozważań zapisano założenie do modelowania: oddziaływanie między nadwoziami w trakcie ZCB będzie opisywane przez charakterystykę deformacji o przebiegu przedziałami liniowym.

Analogiczne obliczenia jak dla boku nadwozia przeprowadzono do wyznaczenia charakterystyki deformacji przedniej części nadwozia. Będą one częściowo wykorzystywane na dalszym etapie rozprawy.

5.5. Bilans energii ZCB

Analiza procesów zachodzących w trakcie ZCB może być prowadzona z wykorzystaniem bilansu energii. Ważną jego zaletą jest możliwość oceny wpływu wielu czynników na przebieg i skutki zderzenia. To pozwala na wnioskowanie np. w zakresie działań do ograniczenia poziomu zagrożenia powstającego w trakcie ZCB.

5.5.1. Składniki bilansu i rezultaty obliczeń

Analizę ZCB z wykorzystaniem bilansu energii przeprowadzili Gidlewski i in. w [51], gdzie zapisano go w postaci:

$$EK_{A}(t = 0) + EK_{B}(t = 0) = EK_{A}(t = t_{1}) + EK_{B}(t = t_{1}) + WD_{AB}(t = t_{1}) + WT_{AB}(t = t_{1}) + WF_{AB}(t = t_{1}) + ER(t = t_{1})$$
(5.43)

wykorzystano oznaczenia:

 EK_A , EK_B – energia kinetyczna samochodu uderzającego (A) i uderzanego w bok (B);

 $WD_{AB} = WD_A + WD_B$ – praca deformacji nadwozi samochodów A i B;

 WF_{AB} – praca sił tarcia w strefie kontaktu nadwozi;

 $WT_{AB} = WT_A + WT_B - \text{praca sił oporów ruchu samochodów A i B, przy czym w ZCB <math>WT_B \gg WT_A$; ER - pozostała część energii związana z innymi procesami zachodzącymi w trakcie zderzenia pojazdów;t = 0 - czas początku kontaktu zderzeniowego;

 $t = t_1 - rozpatrywany czas w trakcie zderzenia; często analizuje się <math>t_1 = t_{END}$, a zatem w chwili końca fazy kompresji.

Dla procedury PK są dostępne wyniki obliczeń bilansu energii ZCB, zrealizowane dla testów TZ1, TZ2 i TZ3 [51]. W ramach tego punktu przeprowadzone zostaną działania do zapisania i obliczenia bilansu energii ZCB dla wyników badań eksperymentalnych według procedury F214. To rozszerzenie materiału badawczego pozwoli na ustalenie odpowiedzi na pytanie: *Które procesy w ujęciu energetycznym są istotne do odwzorowania w badaniach modelowych ZCB?*

Obliczenie bilansu energii ZCB wymaga wyznaczenia poszczególnych jego składników, które wyszczególniono w (5.43). Energia kinetyczna samochodów A i B jest możliwa do obliczenia na podstawie kinematyki ich nadwozi, którą rozważono w punkcie 5.1.

Energia rozproszona na deformację (praca deformacji WD_k) nadwozi samochodów jest obliczana na podstawie charakterystyki deformacji (por. rys. 5.22). Wykorzystuje się zależność:

 $WD_{k}(t_{n}) = WD_{k}(t_{n-1}) + \sum_{s=2}^{6} 0.5 \cdot [R_{ksn}(t_{n}) + R_{ksn}(t_{n-1})] \cdot [c_{ks}(t_{n}) - c_{ks}(t_{n-1})], \quad (5.44)$ przy czym: $t_{n} - t_{n-1}$ krok czasowy kolejnych pomiarów podczas kontaktu zderzeniowego oraz $WD_{k}(t_{n} = 0) = 0.$

W punkcie 5.3 ustalono, że w strefie kontaktu nadwozi działa składowa styczna siły oddziaływania F_{kY} między pojazdami. Interpretuje się ją jako tarcie przy względnym przemieszczeniu pojazdów w trakcie zderzenia (co analizowano w punkcie 5.2.2). Rezultatem jest rozpraszana energia WF_{AB} poprzez tarcie w strefie kontaktu nadwozi. Oblicza się ją:

$$WF_{AB}(t_n) = WF_{AB}(t_{n-1}) + 0.5 \cdot [F_{BY}(t_n) + F_{BY}(t_{n-1})] \cdot [(y_{EB}(t_n) - y_{EA}(t_n)) - y_{EB}(t_{n-1}) - y_{EA}(t_{n-1})],$$
(5.45)

gdzie y_{EB} i y_{EA} to współrzędne wektora przemieszczenia punktów E_A i E_B (por. rys. 5.3).

Na podstawie wyników obliczeń zrealizowanych w punkcie 5.3 możliwe jest wyznaczenie wartości reakcji stycznych T_{BLY} i T_{BPY} w styku kół jezdnych z nawierzchnią (por. rys. 5.7, punkt 5.3), zgodnie z zależnością (5.13). Suma reakcji dla lewych i prawych kół pojazdu stanowi wartość siły oporu przesuwania bocznego pojazdu B T_{BY} w trakcie zderzenia (por. rys. 5.10, punkt 5.3). Praca sił oporu, konieczna do przesuwania bocznego x_{CB} nadwozia pojazdu, to energia rozproszona na tarcie kół o nawierzchnię W_{TBY} , co oblicza się:

$$W_{TBY}(t_n) = W_{TBY}(t_{n-1}) + 0.5 \cdot [T_{BY}(t_{n-1}) + T_{BY}(t_n)] \cdot [x_{CB}(t_n) - x_{CB}(t_{n-1})]$$
(5.46)
gdzie:

 $T_{BY} = T_{BLY} + T_{BPY}$, przy czym składniki sumy obliczono według (5.13);

 $W_{TBY}(t=0)=0;$

 x_{CB} – boczne przesunięcie samochodu, obliczone według (5.9).

Z wykorzystaniem zależności (5.44) – (5.46) obliczono składniki bilansu energii ZCB. Powrócono do analizy wyników badań o numerach 5146, 5151, 5156 i 5161 [110], które rozpatrywano w punktach 5.1-5.3 rozprawy. Na rysunku 5.29 zestawiono wyniki obliczeń składników bilansu energii w czasie trwania kontaktu zderzeniowego pojazdów. Obliczono sumę tych składników, którą na rysunku pokazano linią kropkową. Zgodnie z zasadą zachowania energii mechanicznej, suma ta powinna być stała i równa energii początkowej zderzenia samochodów.





W badaniach ZCB według procedury F214 energia początkowa zderzenia jest równa energii kinetycznej samochodu A $EK_A(t = 0)$ (samochód B nie przemieszcza się). W trakcie zderzenia ta energia początkowa zostaje rozdzielona na energię otrzymaną przez samochód A, energię otrzymaną przez samochód B oraz energię rozproszoną. W energii otrzymanej przez samochód B mamy dwa składniki – zmianę energii kinetycznej pojazdu EK_B oraz pracę deformacji jego nadwozia WD_B . Na rysunku 5.29 widoczny jest wzrost energii kinetycznej samochodu B EK_B oraz ujętej w sposób łączny pracy deformacji nadwozi WD_{AB} . Z rysunku 5.29 wynika, że najmniejszy udział w procesie rozpraszania energii początkowej zderzenia ma praca tarcia w strefie kontaktu nadwozi WF_{AB} . Pod koniec czasu trwania kontaktu zderzeniowego, energie kinetyczne samochodów ulegają wyrównaniu lub mamy $EK_B > EK_A$. Na rysunku 5.29 nie pokazano pozostałej energii rozpraszanej (energia reszt *ER*) w trakcie ZCB. Jej wartość jest dopełnieniem sumy składników bilansu energii do wartości energii początkowej zderzenia. Energia reszt *ER* wynika z zachodzących w trakcie zderzenia procesów, które są nieujęte w żadnym ze składników bilansu.

W tabeli 5.10 zestawiono wartości poszczególnych składników bilansu energii dla czasu końca fazy kompresji $t = t_{END}$ dla dostępnych badań według PK (wyniki zaczerpnięto z [42] i zacieniowano w tabeli) oraz rezultatów obliczeń dla badań według procedury F214. Dla każdego analizowanego testu zderzeniowego zapisano w tabeli ustaloną wartość t_{END} . Zastosowano ujęcie procentowe, względem energii początkowej zderzenia. Na podstawie danych z tabeli 5.10 przygotowano rysunek 5.30.

weating FK (zacientowane komorki) i F214									
	TZ1	TZ2	TZ3	5146	5151	5156	5161		
$EK_{AB}(t=0) [\%]$	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0		
t_{END} [s]	0,071	0,075	0,065	0,072	0,088	0,076	0,072		
$EK_{AB}(t = t_{END}) [\%]$	56,4	59,8	49,8	52,6	50,5	55,2	63,1		
$WD_{AB}(t = t_{END})$ [%]	30,3	30,1	36,3	28,2	26,2	25,4	25,6		
$WF_{AB}(t = t_{END})$ [%]	5,2	3,4	1,8	3,8	2,5	3,4	3,4		
$WT_{AB}(t = t_{END})$ [%]	6,1	4,6	9,4	4,6	8,2	4,9	5,5		
$ER(t = t_{END}) [\%]$	2,0	2,1	2,7	11,0	13,0	11,0	3,0		

 Tabela 5.10. Zestawienie charakterystycznych wartości składników bilansu energii zderzenia w badaniach według PK (zacieniowane komórki) i F214



Rys. 5.30. Zestawienie wartości charakterystycznych składników bilansu energii zderzenia według PK i F214

Słupki zakreskowane na rysunku 5.30 odpowiadają wynikom obliczeń dla testów zderzeniowych TZ1, TZ2 i TZ3, które realizowano według PK. Z kolei słupki wypełnione kolorem są dla rezultatów badań według F214. Widoczne jest zasadnicze podobieństwo wartości charakterystycznych poszczególnych składników bilansu energii ZCB, obliczonych dla badań prowadzonych różnymi procedurami. Energie kinetyczne pojazdów (w tabeli 5.10 i na rysunku 5.30 pokazane w ujęciu łącznym za samochód A i B jako EK_{AB}) oraz energia rozproszona na deformacje nadwozi samochodów

 WD_{AB} to dominujące składniki w bilansie energii zderzenia. Stanowią też główne czynniki związane z procesem powstawania zagrożenia, który jest analizowany w rozprawie.

5.5.2. Praca deformacji boku nadwozia

W punkcie 5.4 przygotowano procedurę umożliwiającą obliczenie charakterystyki deformacji boku nadwozia samochodu. Na podstawie tej charakterystyki możliwe jest wyznaczenie energii, która jest rozpraszana na deformację nadwozi w trakcie zderzenia. Opisano to zależnością (5.44). W punkcie 5.6.1 przedstawiono wyniki obliczeń pracy deformacji WD_{AB} jako sumy za oba zderzające się pojazdy. Istotnym aspektem z punktu widzenia tematu i celu rozprawy jest ustalenie pracy deformacji boku nadwozia samochodu WD_B . Jest to jeden z czynników kształtujących poziom zagrożenia w trakcie ZCB, a wartość tej pracy jest miarą zagrożenia. Poszukuje się odpowiedzi na pytanie: *jaka część energii zderzenia jest rozpraszana na deformację boku nadwozia B*?

Przeprowadzono obliczenia pracy deformacji boku nadwozia na podstawie rezultatów działań przedstawionych w punkcie 5.4. Wykorzystano badania według procedury F214 w dwóch wariantach – w jednym było zderzenie dwóch samochodów osobowych (testy 5146, 5151, 5156 i 5161), a w drugim wariancie rolę samochodu A pełnił wózek badawczy z MDB (testy 5044, 5270, 5279, 5475). Rezultaty obliczeń zestawiono w tabeli 5.11. Pracę deformacji boku nadwozia WD_B odniesiono do początkowej energii zderzenia $EK_A(t = 0)$. Dodatkowo, dane w tabeli uzupełniono o pracę deformacji obu nadwozi WD_{AB} (przedstawianą wcześniej w tab. 5.10 i na rys. 5.30, punkt 5.5.1). Wartości poszczególnych wielkości obliczono dla czasu końca fazy kompresji t_{END} .

		5146	5151	5156	5161	5044	5270	5279	5475
$EK_A(t=0)$	[kJ]	216,68	255,10	260,26	289,30	175,54	238,74	239,46	239,51
$WD_B(t = t_{END})$	[kJ]	53,35	50,37	56,12	52,35	34,9	36,32	43,73	37,39
$WD_{AB}(t = t_{END})$	[kJ]	61,29	67,88	66,07	73,93	41,66	53,15	64,41	45,95
$WD_B(t = t_{END})/EK_A(t = 0)$	[%]	25%	20%	22%	18%	20%	15%	18%	16%
$WD_{AB}(t = t_{END})/EK_A(t = 0)$	[%]	28%	27%	25%	26%	24%	22%	27%	19%
$WD_B(t = t_{END})/WD_{AB}(t = t_{END})$	[%]	87%	74%	85%	71%	84%	68%	68%	81%

Tabela 5.11. Porównanie pracy deformacji z energią początkową zderzenia; zacieniowano komórki z wynikami dla testów ZCB z wykorzystaniem MDB

Wyniki obliczeń w tabeli 5.11 pokazują udział pracy deformacji boku nadwozia WD_B w procesie rozpraszania energii zderzenia samochodów. Stanowi ona od 15 do 25% początkowej energii zderzenia $EK_A(t = 0)$. Dodatkowo widoczny jest dominujący udział (od 68 do 87%) pracy deformacji WD_B boku nadwozia w energii WD_{AB} , obliczonej za deformację obu nadwozi. W trakcie ZCB przednia część nadwozia samochodu A nie ulega istotnej deformacji, czego skutkiem jest mała ilość rozproszonej energii zderzenia. Wskazuje to na problem braku kompatybilności zderzających się samochodów, co potwierdza wnioski z analizy stanu zagadnienia prowadzonej w punkcie 2.1.1. WD_B stanowi średnio 19% energii początkowej $EK_A(t = 0)$. Z kolei energia WD_{AB} to średnio 25% energii początkowej $EK_A(t = 0)$. Zatem praca deformacji WD_A to średnio tylko 6% energii rozproszonej w trakcie ZCB. Jest to wartość zbliżona do wyników badań według PK. W [51] obliczono, że WD_{AB} stanowi od 30 do 36% energii początkowej $EK_A(t = 0)$.

5.5.3. Energia rozpraszana na boczne przesuwanie samochodu B

Charakterystycznym zjawiskiem w trakcie ZCB jest boczne przesuwanie samochodu B w rezultacie uderzenia. To przesuwanie odbywa się przy znacznych oporach ruchu, co odróżnia ZCB od np. zderzenia czołowego. Przeprowadzono obliczenia do wyznaczenia oporów ruchu samochodu uderzanego w bok. Poszukuje się odpowiedzi na pytanie: *Jaki jest wpływ oporów ruchu samochodu B na przebieg procesów zachodzących w trakcie ZCB?*

W punkcie 5.3 obliczono składowe wektora siły F_k oddziaływania między nadwoziami w trakcie ZCB (por. rys. 5.11). Ustalono, że mamy składową pionową F_{BZ} , której działanie ma skutek w dynamicznym dociążaniu nadwozia B w trakcie kontaktu zderzeniowego. To dociążanie wpływa na opory bocznego przesuwania pojazdu. W punkcie 5.5.1 obliczono energię W_{TBY} rozproszoną na tarcie w styku kół jezdnych samochodu B z nawierzchnią (według (5.46)). Dla porównania przeprowadzono obliczenia pracy W_{TBY}^* tarcia kół jezdnych o nawierzchnię, z uwzględnieniem tylko stanu statycznego nacisku pojazdu na drogę, wynikającego z ciężaru Q_B (poziom obciążenia statycznego pokazano linią kreskową na rysunku 5.12, punkt 5.3). Wartość siły oporu T_{BY}^* w takim przypadku obliczono:

$$T_{BY}^* = \mu Q_B = \mu m_B g \tag{5.47}$$

i wykorzystano do obliczeń W_{TBY}^* według (5.46).

Na rysunku 5.31 zestawiono wyniki obliczeń energii rozpraszanej na przesuwanie pojazdu B w kierunku bocznym dla dwóch przypadków: z uwzględnieniem składowej dynamicznej nacisków normalnych (identyfikowanej przez wartości reakcji Z_{BL} i Z_{BP} , por. rys. 5.10, punkt 5.3) – oznaczenie W_{TBY} , oraz przy uwzględnieniu tylko wartości reakcji w stanie nacisku statycznego Q_B – oznaczenie W_{TBY}^* .

W rezultacie składowej F_{BZ} siły oddziaływania między nadwoziami chwilowy nacisk kół jezdnych na drogę może wzrastać kilkukrotnie względem nacisku statycznego (por. rys. 5.12, punkt 5.3). Multiplikuje to wartość reakcji stycznej w strefie kontaktu kół z nawierzchnią, występującą w trakcie przesuwania bocznego nadwozia B. Przekłada się to na wzrost energii W_{TBY} rozproszonej na tarcie kół o drogę względem przypadku uwzględniającego jedynie nacisk statyczny (W_{TBY}^* , rys. 5.13).

Na rysunku 5.32 przedstawiono wyniki obliczeń średniej wartości stosunku W_{TBY}/W_{TBY}^* . Wartości średnie obliczono dla przedziałów czasu zderzenia z krokiem 0,02 s. Skutkiem zwiększonego nacisku kół na drogę jest większa wartość pracy tarcia podczas bocznego przesunięcia samochodu. Dla poszczególnych testów zderzeniowych jest średnio od 2,2 do 3,2 razy większa względem pracy tylko dla nacisku statycznego pojazdu na nawierzchnię. Na rysunku 5.32 pokazano linią kreskową średnią wartość za wszystkie testy i przedział 0-0,12 s czasu zderzenia. Wartość ta wyniosła 2,7.



Rys. 5.31. Praca sił tarcia w rezultacie bocznego przesuwania samochodu B podczas zderzenia; linie odnoszą się do dwóch metod wyznaczania nacisku kół na jezdnię (opis w tekście)



Rys. 5.32. Stosunek pracy sił tarcia kół pojazdu B obliczony dla nacisku dynamicznego względem nacisku statycznego w poszczególnych przedziałach czasu kontaktu zderzeniowego

Do badań w rozprawie planowany jest do przygotowania model umożliwiający analizę procesów ZCB ujętych na płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny drogi (płaszczyzna *OXY*, por. rys. 1.5, punkt 1.3). Wyniki działań przedstawione w tym punkcie wskazują, że w trakcie ZCB mamy istotne oddziaływania zachodzące w płaszczyźnie prostopadłej do *OXY*. Źródłem tych oddziaływań jest składowa F_{BZ} siły oddziaływania między nadwoziami. Skutkiem tej siły jest wzrost oporów bocznego przesuwania samochodu B w trakcie zderzenia. Celem odwzorowania tego procesu do modelowania przyjmuje się, że siły oporów bocznego przesuwania samochodu B w trakcie ZCB (wynikające z tarcia kół jezdnych o nawierzchnię drogi pod naciskiem wynikającym z ciężaru pojazdu) będą proporcjonalnie zwiększone, w związku z występującym podczas zderzenia dynamicznym dociążaniem nadwozia B; przyjmuje się wartość 2,7 współczynnika multiplikacji.

Przeprowadzone działania w tym punkcie umożliwiły obliczenie bilansu energii ZCB dla dostępnych wyników badań według procedury F214. Uzupełniono informacje na temat istotnych procesów energetycznych zachodzących w trakcie ZCB, ważnych do odwzorowania w badaniach modelowych. Szczegółowo analizie poddano proces rozpraszania energii na deformację bocznej części nadwozia oraz na tarcie w styku kół jezdnych z nawierzchnią w rezultacie bocznego przesuwania samochodu B. Rezultatem tych działań są określone założenia do modelowania. Ponadto stwierdzono, że ilościowe ujęcie procesów energetycznych zachodzących w trakcie ZCB jest podobne w obu analizowanych w rozprawie procedurach badań – PK i F214. Pozwala to na kojarzenie i dalsze porównywanie wyników badań według tych dwóch procedur. Na tej podstawie zapisano założenie do modelowania: *do parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modelu będą wykorzystane wyniki badań eksperymentalnych realizowanych według PK i procedury F214*.

5.6. Obciążenia kierowcy podczas bocznego uderzenia i skutki zagrożenia

W rozprawie rozpatruje się problematykę obciążeń, jakim poddawany jest kierowca samochodu B. Od strony fotela kierowcy następuje boczne uderzenie, a generowane siły oddziaływania między nadwoziami są przyczyną powstawania deformacji nadwozia. Skutkiem tego procesu zwykle jest uderzenie pasażera przez odkształcane elementy konstrukcyjne boku pojazdu. Zostanie to poddane analizie w tym punkcie.

Ogólny charakter przebiegu procesu powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B analizowano w punkcie 2.2. Niestety wśród dostępnych wyników badań nie odszukano rezultatów prac wskazujących na kompletny przebieg procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB. Często mamy tylko końcowy rezultat procesu zderzenia, w postaci prawdopodobieństwa obrażeń. W rozpatrywanych wynikach badań według PK brakuje rezultatów badań obciążeń, jakim poddawani są pasażerowie samochodu uderzanego w bok. Stanowiło to przyczynę podjęcia działań w zakresie analizy wyników badań według procedury F214, w których dostępne są także rezultaty pomiarów obciążeń manekinów.

W ramach tego punktu zostaną rozważone obciążenia manekina na fotelu kierowcy. W procedurze F214 zwykle wykorzystywany jest manekin ES-2re (jego zasadniczą charakterystykę przedstawiono w punkcie 4.2). Poszukiwana jest odpowiedź na pytanie: *Z czego wynikają obciążenia kierowcy i jak przekładają się one na prawdopodobieństwo obrażeń podczas bocznego uderzenia samochodu?* Odpowiedź na to pytanie uzupełni i uporządkuje działania etapu kształtowania założeń do modelowania w zakresie odtworzenia oddziaływania pojazdu na manekina i przygotowania danych do obliczeń.

Na rysunku 5.33 przedstawiono istotne wymiary, które opisują pozycję manekina wewnątrz pojazdu przed rozpoczęciem zderzenia. Jest to fragment opisu procedury F214 [110]. Oznaczone na rysunku wymiary identyfikują wolną przestrzeń między elementami manekina, a boczną częścią nadwozia. W trakcie zderzenia charakter występujących obciążeń i zachodzące procesy prowadzą do wyczerpania tej wolnej przestrzeni i kontaktu manekina z nadwoziem.



Rys. 5.33. Wymiary lokalizujące pozycję manekina na fotelu kierowcy w procedurze F214 [110]

W badaniach według F214 wykorzystywane są kamery montowane w sposób umożliwiający obserwację ruchu manekina na fotelu. Na rysunku 5.34 przedstawiono przebieg testu 5156 [110], gdzie z krokiem czasu 0,02 s pokazano przemieszczenie manekina względem nadwozia pojazdu w płaszczyźnie czołowej (por. rys. 2.3, punkt 2.1.2). Mimo słabej jakości nagrania, widoczne jest uderzenie manekina przez deformowane elementy konstrukcji nadwozia. Następuje to dla czasu t = 0,02 s. Od tej chwili czasu mamy znaczne przemieszczenie manekina w kierunku zgodnym z powstającą deformacją nadwozia. Na rysunku 5.34 widoczny jest także problem wadliwego działania bocznej poduszki gazowej. Jej rozwijanie mamy w czasie 0,02-0,04 s. Jednak w związku z niedostateczną i wyczerpującą się wolną przestrzenią (zbyt mała odległość między manekinem a nadwoziem w tym czasie), manekin oddziałuje z poduszką jeszcze przed jej pełnym napełnieniem. Może to wpływać na "odbicie" manekina i jego późniejszy zakres ruchu w kierunku bocznym (w lewą stronę, zgodnie z rysunkiem 5.34). Zatem poduszka gazowa może mieć negatywny wpływ na obciążenia, jakim poddawany jest manekin. Potwierdza to wnioski, które zapisano w ramach analizy stanu zagadnienia (por. punkt 2.5) [98].

Oprócz poduszek gazowych, istotnym elementem są także pasy bezpieczeństwa. Ich zadaniem jest utrzymanie pasażera na fotelu w trakcie wypadku. W trakcie ZCB działanie pasów jest ograniczone, szczególnie w zakresie przytrzymania pasażera w kierunku bocznym (ruch w tym kierunku obserwowany jest na rysunku 5.34). Widoczne jest znaczne przemieszczenie głowy i torsu manekina względem oparcia fotela.

Na rysunku 5.35 przedstawiono przemieszczenie manekina jak na rysunku 5.34, ale tym razem jest widok od boku, co umożliwia analizę kinematyki manekina w płaszczyźnie strzałkowej (por. rys. 2.3, punkt 2.1.2). Jest to płaszczyzna prostopadła do analizowanej z wykorzystaniem rysunku 5.34. Widoczne jest, że w trakcie ZCB przemieszczenie manekina względem nadwozia pojazdu w płaszczyźnie strzałkowej jest niewielkie. Jest to cecha charakterystyczna tego rodzaju zderzenia samochodów. Mamy tu inny charakter zagrożenia dla pasażera samochodu B niż dla zderzeń czołowych. Ponadto można stwierdzić, że zakres ruchu manekina względem pojazdu w kierunku pionowym jest niewielki i możliwy do pominięcia w rozważaniach.

W płaszczyźnie ruchu pokazanej na rysunku 5.35 widzimy dostateczne działanie pasów bezpieczeństwa – manekin zostaje utrzymany w kontakcie z siedziskiem i oparciem fotela. Dobre jest też podtrzymanie miednicy i ud manekina – nie podlegają one znacznemu przemieszczeniu względem siedziska w płaszczyźnie czołowej ani strzałkowej. Te informacje są istotne z punktu widzenia odwzorowania oddziaływań, jakim poddawany jest manekin w trakcie ZCB, w ramach badań modelowych.



Rys. 5.34. Test 5156 według procedury F214, widok na manekina na fotelu kierowcy od przodu samochodu B, klatki nagrania co 0,02 s



Rys. 5.35. Test o numerze 5156 według procedury F214, widok od boku samochodu B na manekina na fotelu kierowcy, klatki nagrania co 0,02 s

Na rysunku 5.36 przedstawiono przykład analizy kinematyki głowy manekina pomiarowego, przeprowadzonej na podstawie nagrania ze zderzenia (por. rys. 5.34). Określono ruch manekina względem nadwozia samochodu, a wyniki na rysunku 5.36 są dla ruchu głowy w kierunku bocznym

(w płaszczyźnie czołowej manekina – jak na rysunku 5.34). Widoczne jest, że do czasu ok. 0,03 s głowa manekina przemieszcza się w kierunku do uderzanego boku (przemieszczenie o około 0,05 m). Następnie, w rezultacie uderzenia manekina przez deformowane elementy konstrukcji nadwozia oraz napełniającą się poduszkę i kurtynę gazową, rozpoczyna ruch w przeciwnym kierunku z bardzo dużym przyspieszeniem. Jego chwilowa wartość osiąga ok. 800 m/s². Przebieg wypadkowego przyspieszenia głowy stanowi podstawę do wnioskowania na temat prawdopodobieństwa obrażeń. Niestety prowadzenie podobnej analizy nagrania z testu zderzeniowego dla innych elementów manekina (np. torsu) jest mocno ograniczone przez niską jakość dostępnego materiału badawczego. Stąd też do szerszej analizy wykorzystywane są inne źródła danych.



Na rysunku 5.37 przedstawiono przebiegi wypadkowego przyspieszenia głowy manekina w poszczególnych testach zderzeniowych. Z kolei na rysunku 5.38 jest ugięcie żeber w trzech obszarach (górnej, środkowej i dolnej części). Są to wielkości zarejestrowane przez czujniki umieszczone w manekinie pomiarowym (por. punkt 4.2). Stanowią one podstawę wnioskowania na temat skutków zagrożenia powstającego w trakcie ZCB. Odpowiadając na pierwszą część pytania postawionego na początku tego punktu: obciążenia manekina na fotelu kierowcy samochodu B wynikają z sił bezwładności, jakie działają na pojazd w trakcie zderzenia oraz sił oddziaływania z deformowanym bokiem nadwozia, przez którego elementy manekin zostaje uderzony. Potwierdza to wnioski z analizy stanu zagadnienia (por. rys. 2.8, punkt 2.2).



Rys. 5.37. Wypadkowe przyspieszenie głowy manekina


Przedstawione wyniki pokazują przebieg i charakter obciążenia manekina pomiarowego w trakcie ZCB. Na ich podstawie prowadzi się wnioskowanie na temat prawdopodobieństwa obrażeń, które jest skutkiem zagrożenia. Dla wypadkowego przebiegu przyspieszenia głowy (rys. 5.37) oblicza się biomechaniczne kryterium urazów HIC (*Head Injury Criterion*):

$$HIC36 = \max\left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt\right]^{2.5} (t_2 - t_1),$$
(5.48)

gdzie a(t) to wypadkowe przyspieszenie głowy (por. rys. 5.37) w przedziale czasu od t_1 do t_2 , przy czym $t_2 - t_1 \le 0,036 s$, w którym to przedziale występują największe wartości przyspieszenia. Prawdopodobieństwo obrażeń głowy oblicza się z zależności [77]:

$$P(AIS) = N\left(\frac{\ln(HIC36) - a_4}{a_5}\right),\tag{5.49}$$

gdzie N jest funkcją rozkładu normalnego, której argumentem jest wartość *HIC*36, a współczynniki a_4 i a_5 są zależne od stopnia (1-6) w skali *AIS*.

Z kolei w odniesieniu do torsu manekina, prawdopodobieństwo obrażeń oblicza się [77]:

$$P(AIS) = \frac{1}{1 + e^{(a_6 - a_7 \cdot RIB)}},$$
(5.50)

gdzie wartości współczynników a_6 i a_7 są zależne od stopnia skali *AIS*, a *RIB* jest maksymalną wartością ugięcia żeber (na podstawie rys. 5.38), podawaną w [mm]. W tabeli 5.12 zestawiono wartości poszczególnych współczynników dla wybranych stopni skali AIS.

Dla analizowanych wyników badań eksperymentalnych wyznaczono wartości wskaźników *HIC*36 oraz *RIB*. Na ich podstawie przeprowadzono obliczenia prawdopodobieństwa obrażeń głowy i torsu manekina w odniesieniu do różnych stopni skali AIS. Wyniki obliczeń zebrano w tabeli 5.13.

Analiza materiału przedstawionego na rysunkach 5.34 i 5.35 pozwala na identyfikację znacznego zakresu przemieszczenia głowy względem torsu manekina w trakcie bocznego uderzenia samochodu. Może to wskazywać na znaczne prawdopodobieństwo obrażeń głowy, a także szyi w trakcie ZCB.

Jednak analizowane wyniki pomiarów i obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń pokazują, że w trakcie ZCB prawdopodobieństwo poważnych obrażeń głowy jest bardzo małe. Obliczone wartości prawdopodobieństwa dla 3 i 4 stopnia obrażeń (w skali 6-stopniowej) nie przekraczają 1%. W przypadku prawdopodobieństwa mniej poważnych obrażeń głowy (AIS2) to prawdopodobieństwo nie przekracza 6%. Jest to zgodne z dostępnymi w literaturze wynikami badań, które analizowano w punkcie 2.2. Ponadto stwierdzono tam, że prawdopodobieństwo obrażeń szyi również jest małe (por. rys. 2.7, punkt 2.1.3).

Inny jest rezultat analizy prawdopodobieństwa obrażeń torsu, które wynosi ponad 50% w skali AIS3 oraz ponad 20% w skali AIS4. Jest to zgodne z rezultatami analizy stanu zagadnienia (punkt 2.2), gdzie ustalono, że mamy wysokie prawdopodobieństwo obrażeń torsu w trakcie ZCB [87].

Tabela 5.12. Wartości współczynników do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń głowy i torsu według różnych stopni skali AIS [77]

	<u> </u>	
	a_4	<i>a</i> ₅
AIS2 dla głowy	6,9635	0,8466
AIS3 dla głowy	7,4523	0,7399
AIS4 dla głowy	7,6560	0,6058
	<i>a</i> ₆	a ₇
AIS3 dla torsu	2,0975	0,0482
AIS4 dla torsu	3,4335	0,0482

Tabela 5.13. Wartości biomechanicznych kryteriów urazów oraz prawdopodobieństwa obrażeń głowy i torsu w skali AIS

	5146	5151	515C	51(1
	5146	5151	5156	5161
HIC36 [-]	128,1	249,5	281	267
P(AIS2) głowa	0,6%	4,4%	5,9%	5,2%
P(AIS3) głowa	0,0%	0,4%	0,7%	0,6%
P(AIS4) głowa	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
RIB [mm]	45,5	43,5	45,3	45,5
P(AIS3) tors	52%	50%	52%	52%
P(AIS4) tors	22%	21%	22%	22%

Przeprowadzone obliczenia wskazują na możliwość badania relacji między zagrożeniem powstającym w trakcie ZCB a jego skutkiem, w postaci prawdopodobieństwa obrażeń. Rozważając zagrożenie powstające dla torsu człowieka, można ogólnie wnioskować na temat przebiegu i skutków procesów zachodzących w trakcie bocznego uderzenia samochodu. Z uwagi na małe wartości prawdopodobieństwa obrażeń głowy, na dalszym etapie rozprawy nie będzie ono rozpatrywane.

Na podstawie rozważań w tym punkcie zapisano założenia do modelowania:

 W trakcie ZCB kierowca samochodu B jest znacząco obciążany przez siły bezwładnościowe wynikające z kinematyki nadwozia w trakcie zderzenia oraz siły oddziaływania od deformowanej konstrukcji pojazdu. – Skutek zagrożenia powstającego w trakcie ZCB będzie oceniany na podstawie prawdopodobieństwa obrażeń torsu kierowcy samochodu B.

5.7. Założenia do modelowania

Działania, których efekty przedstawiono w tym rozdziale oraz wnioski z analizy stanu zagadnienia (rozdział 2) prowadziły do zapisania założeń do budowy modeli do badań w rozprawie. Założenia te odnoszą się także do przyjętego ograniczenia obszaru prowadzonych rozważań (punkt 3.2) oraz zgromadzonej informacji na temat metod modelowania procesów zachodzących w trakcie ZCB (punkt 4.3). Porządkując rezultaty działań w tym zakresie i zapisując częściowo najważniejsze założenia do modelowania, przygotowano kompletną listę założeń, a mianowicie:

- Odtwarza się ruch postępowy i obrotowy nadwozi pojazdów w płaszczyźnie równoległej do *OXY* globalnego układu współrzędnych.
- Siła oddziałująca na nadwozia w trakcie ZCB ma trzy wzajemnie prostopadłe składowe, które wpływają na przebiegi i skutki zderzenia.
- Składowa siły oddziaływania między pojazdami F_{kY} jest zależna od tarcia w strefie kontaktu nadwozi i wynika ze składowej F_{kX} .
- Siły oporów bocznego przesuwania samochodu B w trakcie ZCB (wynikające z tarcia kół jezdnych o nawierzchnię drogi pod naciskiem wynikającym z ciężaru pojazdu) będą proporcjonalnie zwiększone, w związku z występującym podczas zderzenia dynamicznym dociążaniem nadwozia B; przyjmuje się wartość 2,7 współczynnika multiplikacji.
- Boczne przesuwanie nadwozia jest przy pełnym poślizgu ogumienia (zależność (5.13)).
- Oddziaływanie między nadwoziami w trakcie ZCB będzie opisywane przez charakterystykę deformacji o przebiegu przedziałami liniowym.
- Podstawą parametryzacji i weryfikacji modelu są wyniki badań eksperymentalnych.
- W trakcie ZCB kierowca samochodu B jest znacząco obciążany przez siły bezwładnościowe wynikające z kinematyki nadwozia w trakcie zderzenia oraz siły oddziaływania od deformowanej konstrukcji pojazdu.
- Uwzględnia się przemieszczenie liniowe torsu kierowcy względem fotela pojazdu.
- Uwzględnia się oddziaływanie torsu kierowcy z fotelem (i pasami bezpieczeństwa) oraz bokiem nadwozia samochodu.
- Skutek zagrożenia powstającego w trakcie ZCB ocenia się na podstawie prawdopodobieństwa obrażeń torsu kierowcy samochodu B.

Opracowano model ZCB z uwzględnieniem w/w założeń. Działania w tym zakresie stanowią treść rozdziału 6.

6. Model ZCB i model oddziaływania pojazdu na kierowcę

Przeprowadzone analizy i rozważania w poprzednich rozdziałach stanowiły podstawę do ustalenia wytycznych badań modelowych w rozprawie. Zasadniczym celem planowanych badań modelowych jest rozpoznanie relacji między warunkami początkowymi zderzenia a procesami deformacji boku nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B w trakcie ZCB. Proces analizy powstawania deformacji oraz wyznaczania prawdopodobieństwa obrażeń dla określonych warunków początkowych zderzenia pojazdów przedstawiono na rysunku 6.1.



Rys. 6.1. Proces przekształcania informacji w trakcie obliczeń modelowych

Przygotowanie modelu ZCB oraz modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę, były realizowane w ramach współpracy naukowej z pracownikiem Uniwersytetu Technologiczno-Humanistycznego im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu [173] – dr. inż. Krzysztofem Dziewieckim. Rezultatem współpracy są m. in. publikacje [131, 134]. Udział dr. inż. Krzysztofa Dziewieckiego był w przygotowaniu i weryfikacji modeli matematycznych oraz w opracowaniu programu komputerowego do obliczeń modelowych w środowisku programu Matlab. Koncepcja modeli, modele fizyczne, dodatkowe procedury i metody obliczeń, przygotowanie danych do modelowania oraz parametryzacja i weryfikacja eksperymentalna modeli są rezultatem działań autora rozprawy.

W tym rozdziale zostanie przedstawiony proces budowy modelu, gromadzenia danych do obliczeń oraz osiągnięty rezultat parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej.

6.1. Model ZCB

6.1.1. Model fizyczny

Model ZCB uwzględnia ograniczenia obszaru rozważań (punkt 3.2) oraz zapisane założenia do modelowania (punkt 5.7). Wykorzystano zgromadzoną wiedzę na temat stosowanych modeli do badania procesów zachodzących w trakcie ZCB, którą przedstawiono w punkcie 4.3 rozprawy.

W programie Matlab przygotowano model ZCB. Przedstawiono go w [131, 134] oraz na rysunku 6.2. Rozpatruje się ruch dwóch niezależnych brył (reprezentujących pojazdy A i B) w globalnym układzie współrzędnym *OXY* związanym z podłożem. Każda bryła posiada trzy stopnie swobody. Dla k-tego pojazdu (k = [A, B]) uwzględnia się następujące oddziaływania zewnętrzne:

- reakcje styczne do nawierzchni drogi T_{ki} (np. T_{B1}) w obszarze kontaktu *i*-tej opony z drogą O_{Tki},
 (np. O_{TB1}), które są wyznaczone na podstawie modelu TM-Easy współpracy opony z drogą [57, 162],
- wypadkową siłę oddziaływania $F_k(F_A, F_B)$ pomiędzy zderzającymi się pojazdami, która jest przyłożona w punkcie $E_k(E_A, E_B)$ na granicy obszarów deformacji (oznaczono ją podwójną linią na rys. 6.2).

Geometria brył samochodów, położenie środków masy C_k i punktu E_k przyłożenia siły kontaktowej, zdefiniowane są w lokalnym układzie współrzędnych $O_k X_k Y_k$ pojazdu, związanym z nadwoziem (rys. 6.2). Punkty E_A i E_B mają te same współrzędne w układzie globalnym *OXY*. Wektor siły T_{ki} ma punkt przyłożenia O_{Tki} , który jest początkiem układu $O_{Tki} X_{Tki} Y_{Tki}$. Układ ten nie przemieszcza się względem $O_k X_k Y_k$. Orientację między układami opisuje kąt δ . Przedstawiono to na rysunku 6.2b. Metodykę wyznaczania siły T_{ki} przedstawiono w punkcie 6.1.3.



Rys. 6.2. Model zderzenia pojazdów (a) i oddziaływania kół z nawierzchnią (b)

Położenie k-tego pojazdu określają współrzędne uogólnione w postaci:

 $q_{k} = [x_{0k}, y_{0k}, \psi_{k}]^{T},$ (6.1) gdzie: x_{0k}, y_{0k} - współrzędne początku układu lokalnego w układzie globalnym; ψ_{k} - położenie kątowe pojazdu. Kinematykę środków masy pojazdów C_A , C_B samochodów A i B, opisano:

gdzie c_{kx} , c_{ky} to współrzędne środka masy C_k w układzie $O_k X_k Y_k$.

Ruch pojazdu opisano równaniami w układzie globalnym OXY:

$$m_{k}\ddot{x}_{Ck} = \sum_{i=1}^{4} T_{kix} + F_{kx},$$

$$m_{k}\ddot{y}_{Ck} = \sum_{i=1}^{4} T_{kiy} + F_{ky},$$

$$J_{k}\ddot{\psi}_{k} = \sum_{i=1}^{4} M_{Tki} + M_{Fk}.$$
(6.4)

W punkcie 5.4.1 przedstawiono sposób wydzielenia w bocznej części nadwozia szeregu zwymiarowanych stref o zróżnicowanych właściwościach w zakresie procesu ich deformacji zderzeniowej (por. rys. 5.15, punkt 5.4.1). Analogiczne postępowanie przeprowadzono dla przedniej części nadwozia, gdzie wyróżniono 5 stref (od A1 do A5) i zastosowano w modelu. Strefy oznaczono na rysunku 6.3.

W trakcie trwania kontaktu zderzeniowego mamy szereg przenikających się par stref (jedna strefa na nadwoziu A, druga na nadwoziu B). Oblicza się pole przenikania p_{rs} . Przykładowo, na rysunku 6.3 mamy 5 par przenikających się ze sobą stref (zakreskowane obszary na rysunku – A3-B3, A3-B4, A4-B4, A4-B5 oraz A5-B5). Dla przykładu oznaczono pole p_{33} dla pary stref A3-B3. Konieczne jest opracowanie metodyki wyznaczania sił oddziaływania kontaktowego między zderzającymi się pojazdami. Pola przenikania się par stref w trakcie trwania zderzenia stanowią podstawę do ich obliczania. Idea tego procesu zostanie przedstawiona w kolejnym punkcie. Wykorzystano informacje na temat modeli rozpatrywanych w punkcie 4.3, np. [177].



Rys. 6.3. Strefy nadwozi A i B posiadające wspólne pola w trakcie kontaktu zderzeniowego

Na rysunku 6.4 przedstawiono oznaczenia wymiarów wydzielonych stref oraz istotne wymiary geometryczne samochodów A i B. Dla pojazdu B są one spójne z rysunkiem 5.15 (punkt 5.4.1). Wartości parametrów z rysunku 6.4 stanowią dane do modelowania.



Rys. 6.4. Wymiary geometryczne konturów samochodów A i B oraz wydzielonych stref na przodzie i boku nadwozia

6.1.2. Metodyka wyznaczania siły oddziaływania między pojazdami i punktu jej przyłożenia

Do wyznaczenia siły F_k oddziaływania kontaktowego rozważa się ruch dwóch stref A_r i B_s w płaszczyźnie OXY. W budowanym modelu te strefy są wydzielone w nadwoziach samochodów (por. rys. 6.3, punkt. 6.1.1) i przemieszczają się jak bryły pojazdów. Globalny układ współrzędnych OXY jest ten sam jak dla zderzenia samochodów (por. rys. 6.2). Strefa A_r przemieszcza się z prędkością v_{Ar} , a strefa B_s z prędkością v_{Bs} . Zobrazowano to na rysunku 6.5. Każda strefa ma ustalony kształt wielokąta wypukłego, a jej położenie jest określone na rysunku linią konturową.



Rys. 6.5. Rozważany schemat ruchu dwóch stref wydzielonych w nadwoziach A i B

Tory ruchu pojazdów prowadzą do przeniknięcia stref A_r i B_s . Przypadek ten pokazano na rysunku 6.6. Rozmiar przenikania opisuje wartość pola p_{rs} . Na rysunku oznaczono lokalny układ współrzędnych $P_{krs}nt$, którego początek jest w punkcie $P_{Ars} = P_{Brs}$ (współrzędne punktów P_{Ars} i P_{Brs} w globalnym układzie współrzędnych *OXY* są takie same). Kierunek osi $P_{krs}t$ jest równoległy do prostej przechodzącej przez punkty przecięcia linii konturowych stref A_r i B_s (linia kreskowa na rysunku 6.6). Oś $P_{krs}n$ jest prostopadła do $P_{krs}t$.



Rys. 6.6. Kontakt dwóch stref jako rezultat ich względnego przemieszczania się

Wartość pola p_{rs} jest podstawą do obliczeń elementarnych sił kontaktowych między strefami A_r i B_s . Schemat tych sił przedstawiono na rysunku 6.7. Dla poprawienia czytelności rysunku strefy odsunięto od siebie, w rzeczywistości ich położenie jest jak na rysunku 6.6. W strefie B_s oddziałuje siła R_{Brs} , a w strefie $A_r - R_{Ars}$. Kierunek ich działania jest ten sam, ale mają one przeciwny zwrot. Wektory wypadkowe wynikają ze składowych w kierunku normalnym $P_{krs}n$ i stycznym $P_{krs}t$. Przyjęto, że zwrot składowej w kierunku normalnym jest taki, aby powodować wzajemne odpychanie stref. Z kolei zwrot składowej siły w kierunku stycznym jest przeciwny do różnicy rzutów wektorów prędkości v_{Ar} i v_{Bs} rzutowanych w kierunku osi $P_{krs}t$ (por. rys. 6.6). Zatem oddziaływanie to ma hamować względny ruch brył pojazdów (w których wydzielono strefy). Te założenia wynikają ze zidentyfikowanych sił oddziaływania między pojazdami i ich skutków, co analizowano w rozdziałe 5.



Rys. 6.7. Schemat sił działających w strefach $A_r i B_s$, jako rezultat powstania wspólnego pola p_{rs}

Wartości składowych elementarnej siły kontaktowej R_{krs} oblicza się: $R_{krsn} = f(p_{rs}),$ (6.5)

$R_{krst} = \mu_{AB}R_{krsn}$, gdzie μ_{AB} ma znaczenie współczynnika tarcia kinetycznego między parą stref A_r i B_s .

Pole p_{rs} jest obliczane w każdym kroku obliczeń. Każda strefa jest ograniczona zbiorem punktów, zdeterminowanych w układzie lokalnym $O_k X_k Y_k$ (a układ lokalny opisuje ruch bryły pojazdu w układzie OXY). Pole p_{rs} jest parametrem figury określonej przez część punktów wyznaczających kontur figury Ar, część punktów strefy Bs oraz dwa punkty leżące na przecięciu konturów stref. Przykład punktów określających figurę o polu p_{rs} przedstawiono na rysunku 6.8. Wartość pola tak powstałego wielokąta jest obliczana z wykorzystaniem funkcji *polyarea*, dostępnej w bibliotece programu Matlab.



Rys. 6.8. Punkty figury określającej pole p_{rs} pary stref $A_r - B_s$

Każda strefa ma określone właściwości w aspekcie zderzenia. Opisane jest to charakterystykami $R_{Arn}(p_{Ar})$ i $R_{Bsn}(p_{Bs})$, gdzie p_{Ar} i p_{Bs} oznaczają pola stref A_r i B_s , którymi oddziałują one z innymi strefami. Określają to charakterystyki deformacji nadwozia samochodu, które dla boku nadwozia wyznaczono w punkcie 5.4 (por. rys. 5.26, punkt 5.4.4 i 5.28, punkt 5.4.6). Na ich podstawie oblicza się składową elementarnej siły kontaktowej R_{krsn} według (6.5). Przykład postępowania podczas wyznaczania zależności $R_{krsn}(p_{rs})$ przedstawiono na rysunku 6.9. Z przykładowych charakterystyk $R_{Arn}(p_{Ar})$ i $R_{Bsn}(p_{Bs})$ dla tej samej wartości siły $R_n = R_{Bsn} = R_{Arn}$ odczytuje się odpowiadające im argumenty p_{Ar} i p_{Bs} . Następnie oblicza się p_{rs} jako sumę $p_{Ar} + p_{Bs}$. Punkt o współrzędnych $[R_n; p_{rs}]$ należy do poszukiwanej charakterystyki $R_{krsn}(p_{rs})$. Powtarzając tę operację dla wielu wartości R_n otrzymuje się zbiór punktów, który aproksymuje się do ustalenia modelu analitycznego $R_{krsn}(p_{rs})$ (zależność (6.5)). Przykładowo na rysunku 6.9 mamy cztery różne wartości $R_{n1} \dots R_{n4}$ i wykreśloną na ich podstawie charakterystykę $R_{rsn}(p_{rs})$.

Dysponując charakterystyką $R_{rsn}(p_{rs})$ w każdym kroku obliczeń na podstawie wyznaczonego pola p_{rs} oblicza się składowe siły R_{krs} według (6.5) i (6.6). Na jej podstawie określa się wartości pól p_{Ar} i p_{Bs} (działanie odwrotne do przedstawionego w poprzednim akapicie i na rysunku 6.9), przy czym $p_{Ar} + p_{Bs} = p_{rs}$. Stanowi to podstawę do ustalenia położenia punktów P_{krs} , czego ideę przedstawiono na rysunku 6.10. Pola p_{Ar} i p_{Bs} decydują o położeniu punktu P_{krs} względem osi $P_{krs}n$, natomiast położenie tego punktu w kierunku osi $P_{krs}t$ jest zawsze w połowie odcinka łączącego punkty 1*AB* i 2*AB* (por. rys. 6.8). Pola p_{Ar} i p_{Bs} są interpretowane jako deformacja dynamiczna danej strefy,

(6.6)

a zatem rezultat zderzenia. W punktach P_{krs} mamy lokalne układy współrzędnych $P_{krs}nt$, w których rozpatruje się elementarne siły kontaktowe \mathbf{R}_{krs} (por. rys. 6.6 i 6.7).



Rys. 6.9. *Wyznaczenie charakterystyki* $R_{rsn}(p_{rs})$ na podstawie nieliniowych charakterystyk deformacji stref Ar oraz Bs



Rys. 6.10. Pola p_{Ar} i p_{Bs} w czasie oddziaływania stref Ar oraz Bs

Na rysunku 6.11 przedstawiono położenie samochodów A i B w trakcie zderzenia z oznaczonymi strefami wewnątrz konturów ich nadwozi. Jak już wspomniano, strefy poszczególnych nadwozi są z nimi trwale związane i poruszają się razem z nimi. Stąd też elementarne siły kontaktowe R_{krs} , powstające jako rezultat oddziaływania par stref, tworzą układ sił działających na nadwozie. Przykład takiego układu sił oddziałujących na nadwozie B w trakcie zderzenia przedstawiono na rysunku 6.11. Siły te zaczepione są w punktach P_{krs} , których położenie wynika z rozmiaru deformacji w każdej ze stref (por. rys. 6.10). Linia poprowadzona przez zestaw punktów P_{krs} (podwójna linia na rys. 6.11) uwidacznia zasięg deformacji dynamicznej nadwozi w trakcie zderzenia. Tę linię oznaczono także na rysunku 6.2.



Rys. 6.11. Elementarne siły kontaktowe oddziałujące na nadwozie samochodu B w trakcie zderzenia

Na podstawie zestawu elementarnych sił kontaktowych R_{krs} w poszczególnych strefach deformacji wyznacza się ich wypadkowy wektor F_k i punkt jego przyłożenia E_k (rys. 6.2, punkt 6.1.1), przy czym punkt ten leży zawsze na granicy deformacji (podwójna linia na rys. 6.2 i 6.11). Składowe wektora F_k w globalnym układzie współrzędnych *OXY* występują w równaniach ruchu (6.4) jako F_{kx} , F_{ky} , M_{Fk} .

6.1.3. Model współpracy koła z nawierzchnią TM-Easy

Współpraca ogumienia z jezdnią została opisana za pomocą nieliniowego modelu TM-Easy [59, 142, 143, 182]. Umożliwia on wyznaczenie siły zewnętrznej $T_{ki}(T_{kix}, T_{kiy})$, generowanej w styku *i*-tego koła z drogą. Siła ta jest funkcją poślizgu wzdłużnego s_{xTi} oraz poprzecznego s_{yTi} , a obliczane są dla każdego koła z zależności:

$$T_{Tkix}(s_{kix}) = \mu \,\mu_{kix}(s_{kix}) \,Z_{ki},\tag{6.7}$$

$$T_{Tkiy}(s_{kiy}) = \mu \,\mu_{kiy}(s_{kiy}) \, Z_{ki}, \tag{6.8}$$

gdzie:

 μ - lokalny współczynnik przyczepności koła do nawierzchni;

 $\mu_{kix}(s_{kix}), \mu_{kiy}(s_{kiy})$ - jednostkowa siła wzdłużna i poprzeczna w styku *i*-tego koła z nawierzchnią, jako charakterystyka opisująca właściwości konkretnego modelu opony w funkcji poślizgu;

 Z_{ki} - siła normalna od jezdni na *i*-te koło, wynikająca z położenia środka masy C_k w pojeździe.

Na rysunku 6.2b zaznaczono wektor prędkosci v_{Tki} w punkcie O_{Tki} styku koła z nawierzchnią, który przemieszcza się razem z pojazdem. W lokalnym układzie współrzędnych $O_{Tki}x_{Tki}y_{Tki}$ wektor prędkości ma składowe v_{Tkix} i v_{Tkiy} .

Na podstawie rysunku 6.2b określono poślizg wzdłużny dla i-tego koła:

$$s_{kix} = \frac{v_{Tkix}}{(v_{kio} + v_{Tkix})},$$
(6.9)

oraz poślizg boczny:

$$s_{kiy} = \frac{v_{Tkiy}}{(v_{kio} + v_{Tkix})},$$
 (6.10)

gdzie:

 v_{kio} – prędkość na obwodzie *i*-tego koła, wynikająca z jego ruchu obrotowego.

Kąt znoszenia koła można obliczyć z zależności:

$$\alpha = -\arctan\frac{v_{kiyT}}{(v_{kio} + v_{kixT})}.$$
(6.11)

Wartości poślizgu według (6.9), (6.10) są konieczne do obliczenia sił stycznych T_{Tkix} i T_{Tkiy} według (6.7), (6.8) od nawierzchni drogi. Są to składowe występujące w układzie $O_{Tki}x_{Tki}y_{Tki}$. Ich wypadkowy wektor T_{ki} po transformacji do globalnego układu współrzędnych OXY występuje w równaniu ruchu samochodu (6.4).

6.2. Model oddziaływania pojazdu na kierowcę

W przygotowywanym modelu uwzględniono model ES-2re manekina na fotelu kierowcy samochodu B (lewym przednim fotelu). Umożliwia on wyznaczenie przebiegów kinematycznych i dynamicznych do obliczenia biomechanicznego wskaźnika obrażeń torsu. Przyjęto założenie, że obecność manekina w samochodzie ma pomijalnie mały wpływ na ruch pojazdów podczas zderzenia i na proces deformacji nadwozi. Natomiast ruch samochodu wywołuje ruch manekina. Położenie manekina wewnątrz samochodu B w chwili czasu t = 0 przedstawiono na rysunku 6.12.



Rys. 6.12. *Położenie manekina* D *dla* t = 0

Rozpatruje się ruch manekina w układzie lokalnym pojazdu $O_B X_B Y_B$. Przyjęto uproszczenie konstrukcji manekina pomiarowego. W członie *D* skupiono masę torsu, ramion, szyi i głowy. Wymuszeniem kinematycznym dla manekina są przebiegi współrzędnych uogólnionych opisujących ruch pojazdu (por. (6.1)). Uwzględnia się oddziaływanie manekina z fotelem (poruszającym się razem z układem $O_B X_B Y_B$) oraz bokiem nadwozia samochodu przy zmieniającej się wartości luzu Δy (odległości boku manekina od krawędzi nadwozia), jako rezultatu deformacji. Wartość penetracji bocznej części nadwozia do kabiny pasażerskiej w obszarze kontaktu z członem manekina w chwili *t* opisano współrzędną $y_{Dc}(t)$ (przy czym w chwili t = 0 mamy $y_{Dc}(t = 0) = y_{BD}(t = 0) +$ $w_D + \Delta y$ – por. rys. 6.12). Jest ona wyznaczana na podstawie położenia punktów $P_{Brs}(t)$ (por. rys. 6.3 i 6.11) w czasie trwania zderzenia.

Modeluje się oddziaływanie torsu manekina (D – rys. 6.12) z pojazdem. Te oddziaływania wywołują siły o charakterze sprężysto-tłumiącym, występujące między członem D a fotelem i bokiem nadwozia samochodu. Na rysunku 6.12 oznaczono graficzną reprezentację tych sił jako sprężyny i tłumiki. Są one połączone z punktem D i bryłą pojazdu. Po wyczerpaniu luzu Δy człon manekina zaczyna oddziaływać z deformowanym bokiem nadwozia. Przykładowy stan układu dla chwili czasu t > 0 przedstawiono na rysunku 6.13.



Rys. 6.13. Położenie manekina D w chwili t > 0

Rezultatem oddziaływania manekina z fotelem i bokiem nadwozia są siły f_D i składowe f_{Y1}, f_{Y2} i f_{X1} oznaczone na rysunku 6.13. Ich wartości dla czasu t oblicza się: $f_{X1}(t) = k_{X1}[x_{BD}(t) - x_{BD}(t=0)] + d_{X1}\dot{x}_{BD}(t),$ (6.12)

$$f_{Y1}(t) = k_{Y1}[y_{BD}(t) - y_{BD}(t=0)] + d_{Y1}\dot{y}_{BD}(t),$$
(6.13)

$$f_{Y2}(t) = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } y_{Dc}(t) - w_D - y_{BD}(t) \ge 0\\ k_{Y2}[y_{Dc}(t) - y_{BD}(t) + w_D] + d_{Y2}[\dot{y}_{Dc}(t) - \dot{y}_{BD}(t)] & \text{jeżeli } y_{Dc}(t) - w_D - y_{BD}(t) < 0 \end{cases}$$
(6.14)

Różniczkowe równania dynamiki dla manekina mają postać:

$$M_D \begin{bmatrix} \ddot{x}_D \\ \ddot{y}_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \end{bmatrix}.$$
(6.15)

Wektor siły f_D , działający na manekina w układzie lokalnym $O_B X_B Y_B$, ma postać:

$$\boldsymbol{f}_{\boldsymbol{D}} = \begin{bmatrix} f_{X1} \\ f_{Y1} + f_{Y2} \end{bmatrix},\tag{6.16}$$

zaś w układzie globalnym:

$$\boldsymbol{F}_{\boldsymbol{D}} = \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \end{bmatrix} = \Phi_{B} \boldsymbol{f}_{\boldsymbol{D}}.$$
(6.17)

Kinematykę bryły manekina w układzie absolutnym OXY wyznacza się:

$$\begin{bmatrix} x_D \\ y_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{OB} \\ y_{OB} \end{bmatrix} + \Phi_B \begin{bmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_D \\ \dot{y}_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{OB} \\ \dot{y}_{OB} \end{bmatrix} + \dot{\psi}_B \widetilde{\Phi}_B \begin{bmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_D \\ \ddot{y}_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{OB} \\ \ddot{y}_{OB} \end{bmatrix} + (\ddot{\psi}_B \widetilde{\Phi}_B - \dot{\psi}_B^2 \Phi_B) \begin{bmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \end{bmatrix}.$$

$$(6.18)$$

przy czym Φ_B i $\tilde{\Phi}_B$ oblicza się według (6.3).

Powyższe określa kinematyczne i dynamiczne oddziaływania między samochodem B a manekinem (kierowcą). Na podstawie tych wyników obliczeń prognozowane jest zagrożenie powstające w trakcie ZCB (por. rys. 6.1). Wyrażane jest ono za pomocą biomechanicznego wskaźnika obrażeń. Jak przedstawiono w punkcie 5.6, dla torsu manekina ES-2re wyróżnia się m. in. *Thoracic Injury Criteria* [77], szacowany na podstawie ugięcia żeber:

$$Maksymalne \ ugięcie \ \dot{z}eber \rightarrow RIB = \max \left[y_{BD}(t) - y_{Dc}(t) + w_D \right].$$
(6.19)

Wartości *RIB* stanowią podstawę do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń ciała człowieka według skali AIS [191]. Jest to realizowane według zależności (5.50), por. punkt 5.6.

Przedstawiona w punktach 6.1 i 6.2 koncepcja modelu ZCB i modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę jest oryginalnym sposobem przygotowania narzędzia do badań modelowych. Zastosowanie narzędzia umożliwi zgromadzenie wyników, które będą analizowane do osiągnięcia celu rozprawy.

6.3. Parametryzacja modelu

6.3.1. Zakres parametrów modelu

W puntach 6.1 i 6.2 przedstawiono koncepcję i budowę modelu ZCB pojazdów oraz modelu umożliwiającego analizę oddziaływania pojazdu na kierowcę samochodu B. Zakres parametrów modelu obejmuje:

- masę samochodów,
- masowe momenty bezwładności nadwozi,
- rozstaw osi i kół jezdnych pojazdów,
- zarys konturu brył nadwozi pojazdów,
- parametry geometryczne wydzielonych stref nadwozi samochodów,
- charakterystyki poszczególnych stref na boku i przodzie nadwozia w aspekcie oddziaływania między nimi w trakcie zderzenia,
- współczynnik tarcia kinetycznego między parami stref,
- charakterystyki współpracy koła ogumionego z nawierzchnią (do modelu TM-Easy),
- masę manekina,
- geometrię członu torsu manekina,
- współczynniki opisujące właściwości kontaktu manekina z fotelem samochodu i deformowanym bokiem nadwozia,
- charakterystyki prawdopodobieństwa obrażeń torsu w skali AIS.

Przygotowanie zestawu danych charakteryzujących poszczególne parametry jest oparte o wykorzystanie rezultatów działań przedstawionych w rozdziałach 2, 4 i 5 rozprawy. Informacje na temat niektórych parametrów modelu nie są dostępne. Opracowano procedurę parametryzacji modelu, w ramach której te brakujące dane na temat parametrów zostaną dobrane. Proces ten oparty jest o weryfikację eksperymentalną i zostanie przedstawiony w kolejnych punktach.

6.3.2. Procedura parametryzacji i weryfikacji modelu

Proces gromadzenia danych do modelowania jest zagadnieniem złożonym i o wysokim stopniu trudności. Wynika to z faktu, że dla modeli zderzeń pojazdów wartości niektórych parametrów nie są możliwe do ustalenia na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych. W ich przypadku konieczne jest podejmowanie dodatkowych działań do oszacowania wartości brakujących danych. Stąd też przygotowano procedurę parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej opracowanych modeli.

Działania do weryfikacji eksperymentalnej modelu oparto o wykorzystanie dostępnych rezultatów testów zderzeniowych według PK (wyniki badań Łukasiewicz-PIMOT, przedstawione częściowo w rozdziale 2) oraz według F14 (wyniki badań NHTSA, przedstawione i analizowane w rozdziale 5). Łącznie wybrano 4 testy, których przebieg był odtwarzany w obliczeniach modelowych. Są to testy o oznaczeniach TZ1, TZ2 i TZ3 (PK, Łukasiewicz-PIMOT) oraz test o numerze 5156 (F214, NHTSA). Weryfikacja eksperymentalna modelu dla różnych warunków początkowych i przebiegu zderzenia samochodów umożliwia skrupulatną analizę odpowiedzi modelu w ramach jego parametryzacji.

Opracowano procedurę parametryzacji, którą częściowo zaczerpnięto z prac [36, 80, 181]. Zestaw parametrów modelu podzielono na kilka grup, tj. parametry:

- możliwe do zmierzenia (np. dane masowe i bezwładnościowe, wymiary geometryczne),
- możliwe do obliczenia (np. właściwości stref przedniej części nadwozia pojazdu),
- konieczne do oszacowania (np. dane opisujące właściwości stref na boku nadwozia samochodu).

Wartości parametrów możliwych do zmierzenia zaczerpnięto bezpośrednio z dostępnych rezultatów testów zderzeniowych. Następnie przeprowadzono działania własne do ustalenia wartości grupy parametrów modelu, które nie były możliwe do zmierzenia, ale możliwe do obliczenia. Wykorzystano wiedzę zgromadzoną w ramach analizy stanu zagadnienia oraz przetwarzania dostępnych wyników badań eksperymentalnych i modelowych.

W procesie parametryzacji modelu uwagę skupiono na ustaleniu wartości danych opisujących parametry znajdujące się w ostatniej grupie – koniecznych do oszacowania. Poszukiwane wartości parametrów poddano bazowemu oszacowaniu. Bazowe oszacowanie jest tu rozumiane jako racjonalny, początkowy dobór wartości poszczególnych parametrów. Wynik tego szacowania przedstawiono w punkcie 6.3.3. Wykorzystano przy tym wyniki badań eksperymentalnych i własne obliczenia, które zostały zrealizowane w poprzednich rozdziałach rozprawy. Z tak ustalonymi parametrami modelu wykonano wstępne obliczenia symulacyjne. Uzyskane wyniki obliczeń porównano z rezultatami badań

eksperymentalnych. Ocenie poddano wielkości fizyczne opisujące kinematykę samochodu B oraz dynamikę procesu deformacji nadwozia. Stanowiło to początkowy etap procesu i umożliwiło sprawdzenie poprawności fizycznej przygotowanego modelu. Następnie zaplanowano i zrealizowano badania, w których sprawdzono wrażliwość modelu na zmiany wartości szacowanych parametrów. W dalszym postępowaniu uwagę skupiono dobraniu wartości tych parametrów, które istotnie wpływały na wyniki modelowania. Dobór prowadzono poprzez analizę odpowiedzi modelu na zmiany wartości szacowanych parametrów w pewnych zakresach względem przyjętych wartości bazowych. Oceniano zgodność wyników modelowania z wynikami badań eksperymentalnych. Porównywano wielkości decydujące o kinematyce procesu deformacji w fazie kompresji zderzenia, czyli:

- przebiegi kąta obrotu nadwozi (ψ_A i ψ_B),
- składowe wektora prędkości liniowej środka masy i prędkości kątowej ($\dot{x}_{CA}, \dot{y}_{CA}, \dot{\psi}_A, \dot{x}_{CB}, \dot{y}_{CB}, \dot{\psi}_B$),
- składowe przyspieszenia środka masy ($\ddot{x}_{CA}, \ddot{y}_{CA}, \ddot{x}_{CB}, \ddot{y}_{CB}$) samochodów A i B.

Weryfikowano także przebiegi opisujące proces deformacji nadwozia. Dla modelu manekina analizie poddano przebieg przyspieszenia wypadkowego torsu manekina oraz ugięcia jego żeber. Jak już wspomniano, weryfikację eksperymentalną oparto o wyniki kilku testów zderzeniowych. Celem takiego zabiegu jest uniknięcie parametryzacji modelu do odwzorowania konkretnego (unikatowego) przebiegu pojedynczego eksperymentu. Rezultatem procesu parametryzacji ma być model umożliwiający badanie np. wpływu warunków początkowych zderzenia na jego przebieg i skutki. Weryfikacja modelu względem testów ZCB realizowanych przy różnych warunkach początkowych umożliwi ocenę, czy takie badania będą dostarczać prawidłowych wyników.

Analizę porównawczą wsparto obliczeniami współczynnika korelacji Pearsona oraz obserwacją wartości charakterystycznych rozpatrywanych wielkości fizycznych. Działania te były prowadzone do osiągnięcia oczekiwanej zgodności rezultatów obliczeń modelowych względem wyników badań eksperymentalnych.

Na rysunku 6.14 przedstawiono opisaną powyżej procedury parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modeli.

Proces parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie uwagę skupiono na parametrach modelu ZCB (por. punkt 6.1). W drugim etapie, po zakończeniu realizacji procedury dla modelu ZCB, uwagę skupiono na wartościach parametrów modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę (por. punkt 6.2).



Rys. 6.14. Przygotowana procedura parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modeli

6.3.3. Przygotowanie wstępnych danych do parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej

Jak przedstawiono w punkcie 6.3.2, dane opisujące parametry modeli były gromadzone w kilku etapach, zgodnych z ustalonymi grupami parametrów (możliwe do zmierzenia, możliwe do obliczenia i konieczne do oszacowania).

Parametry możliwe do zmierzenia

Podstawowe dane techniczne pojazdów do modelu ZCB zaczerpnięto bezpośrednio z rezultatów testów zderzeniowych według PK (TZ1, TZ2, TZ3) i F214 (test 5156).

W obliczeniach modelowych odtwarza się manekina pomiarowego ES-2re, który był wykorzystywany w badaniach eksperymentalnych według procedury F214. Tego manekina scharakteryzowano w punktach 4.2 i 5.7 rozprawy. Przedstawiono tam istotne informacje na temat pozycji tego manekina względem nadwozia samochodu w początkowej chwili kontaktu zderzeniowego. Ustalono potrzebne dane do modelowania, takie jak masa manekina M_D , jego wymiar geometryczny w_D i odległość Δy (por. rys. 6.12, punkt 6.2).

W tabeli 6.1 zestawiono dane opisujące wartości parametrów możliwych do zmierzenia.

	Tabela 0.1. Warlosci parametrow mozilwych ao zmierzenia							
	Parametr Jednostka		Samochód A Samochód B					
	m _k kg		1550					
	J_{kZ}	J_{kZ} kgm ²		3200				
b _k m		1,75						

Tabela 6.1. Wartości parametrów możliwych do zmierzenia

Parametr	Jednostka	Samochód A Samochód B		
b_{Kk}	m	1,	50	
l_k	m	4,0	60	
l_{Kk}	m	2,	68	
l_{1k}	m	1,	10	
l_{yk}	m	0,	00	
<i>w</i> ₁	m	0,30	-	
<i>w</i> ₂	m	0,20	-	
<i>W</i> ₃	m	0,75	-	
<i>W</i> ₄	m	0,20	-	
<i>w</i> ₅	m	0,30	-	
b_1	m	- 0,90		
<i>b</i> ₂	m	-	0,20	
<i>b</i> ₃	m	-	0,75	
b_4	m	-	0,30	
<i>b</i> ₅	m	- 0,50		
<i>b</i> ₆	m	- 0,20		
M _D	kg	45,00		
w _D	m	0,235		
Δy	m	0,10		

Parametry możliwe do obliczenia

Na podstawie analizy ZCB w punktach 2.2.1 i 5.3 (m. in [68]) przyjęto, że w fazie kompresji zderzenia występuje tarcie kinetyczne w strefie kontaktu nadwozi. Współczynnik tarcia kinetycznego μ_{AB} między stykającymi się nadwoziami pozwala na ustalenie relacji między składowymi sił wywołujących ruch względny brył (ciał). Wykorzystano wartości składowych siły F_k (por. punkt 6.1.1). Do obliczenia wartości współczynnika tarcia wykorzystano testy zderzeniowe, w których oba pojazdy w chwili początku kontaktu zderzeniowego przemieszczały się w kierunkach wzajemnie prostopadłych. Tak ma to miejsce w testach według procedury F214 oraz testach TZ1 i TZ2 według PK. Siła styczna wynika w głównej mierze z tarcia między nadwoziami podczas zderzenia. Zgodnie z teorią tarcia Coulomba, stosunek siły stycznej do normalnej może być podstawą do wnioskowania na temat współczynnika tarcia między nadwoziami (także między parami stref nadwozi). Na tej samej podstawie zapisano zależność (6.6) (por. punkt 6.1.2). W obliczeniach modelowych przyjęto tę samą wartość dla wszystkich kontaktujących się stref Ar - Bs.

Reakcje w styku kół jezdnych z nawierzchnią są opisywane za pomocą modelu TM-Easy (por. punkt 6.1.3). Ich wartości bezpośrednio zależą od poślizgu w styku koła z jednią. Zależność jednostkowej siły wzdłużnej i poprzecznej (a zatem składowych siły T_{ki} , por. punkt 6.1.1 i 6.1.3) w styku *i*-tego koła z nawierzchnią od poślizgu przedstawiono na rysunku 6.15. Jest to rezultat analizy wyników przedstawionych w [94, 155].

W obliczeniach składowych siły T_{ki} uwzględnia się wpływ lokalnego współczynnika przyczepności koła do nawierzchni μ oraz siły normalnej od jezdni na koło Z_{ki} , co opisano

zależnościami (6.7) i (6.8) (por. punkt 6.1.3). Siła normalna Z_{ki} w przyjętym modelu fizycznym ZCB jest stała i wynika z części ciężaru pojazdu przypadającego na *i*-te koło jezdne (a zatem wynika z położenia środka masy C_k). W rozdziale 5.3 obliczono natomiast dynamiczny nacisk kół jezdnych na drogę samochodu uderzanego w bok. Stwierdzono znaczny wzrost wartości tych nacisków, względem nacisku statycznego. Celem uwzględnienia tego zjawiska w obliczeniach modelowych, przyjęto współczynnik z_B korygujący wartość siły normalnej Z_{ki} , na podstawie analizy wyników obliczeń sił i pracy oporów ruchu samochodu uderzanego w bok (por. punkt 5.5.3). Przyjęto, że:

$$Z_{ki} = z_B Z_{ki}^*, ag{6.20}$$

gdzie Z_{ki}^* to siła nacisku na *i*-te koło *k*-tego pojazdu, wynikająca ze statycznego rozkładu masy pojazdu.



Rys. 6.15. Charakterystyki składowych reakcji stycznej w funkcji poślizgu ogumienia samochodu osobowego o rozmiarze 235/60R16 w modelu TM-Easy [94, 155]

Charakterystyki opisujące zależność elementarnej siły kontaktowej od zakresu deformacji poszczególnych stref przedniej części nadwozia $R_{Arn}(p_{Ar})$ są możliwe do obliczenia na podstawie testów czołowego uderzenia samochodu w sztywną przeszkodę. Wyniki takich testów są dostępne w internetowej bazie danych NHTSA [110]. W tych testach samochód z określoną prędkością uderza czołowo w barierę, której powierzchnia jest podzielona na szereg komórek. Każda komórka jest wyposażona w czujnik siły, co umożliwia analizę sił oddziaływania na barierę poszczególnych fragmentów przedniej części nadwozia pojazdu, podczas jego deformacji. Zaadaptowano procedurę wyznaczania charakterystyki deformacji przedstawioną w punkcie 5.4.6. Dla samochodu A z testów TZ1, TZ2 i TZ3, obliczenia zrealizowano dla testu czołowego uderzenia w barierę numer 5062 [110]. W przypadku samochodu A z testu 5156 wykorzystano wyniki oznaczone numerem 4244 [110]. Wyniki tych badań częściowo analizowano wcześniej (por. tab. 5.6, punkt 5.4.3).

Zgodnie z wymiarami stref na przedniej części nadwozia (rys. 6.4, punkt 6.1.1) pogrupowano komórki bariery i zarejestrowane przez nie przebiegi siły. Rozpatrywano te same modele pojazdu, które były samochodem A w testach wybranych do weryfikacji eksperymentalnej modeli. Pogrupowanie komórek bariery i odpowiadające im strefy na przedniej części nadwozia przedstawiono na rysunku 6.16. Sumę sił zmierzonych przez komórki w poszczególnych grupach przyjęto za elementarną siłę kontaktową R_{Arn} w danej strefie przedniej części nadwozia. Jest to działanie analogiczne do obliczeń według zależności (5.25) (por. punkt 5.4.2).



Rys. 6.16. Pogrupowanie komórek umożliwiających pomiar siły nacisku na sztywnej barierze do wyznaczania elementarnych sił kontaktowych w strefach A1-A5 dla samochodu A z testu 5156

Możliwe jest przyjęcie, że w czasie trwania fazy kompresji uderzający w barierę samochód przemieszcza się tylko ruchem postępowym w kierunku prostopadłym do bariery. To przemieszczenie odpowiada deformacji c_A jego nadwozia. Obliczono je na podstawie całkowania numerycznego składowej przyspieszenia środka masy pojazdu, które było mierzone w trakcie testu. Wartości pola p_{Ar} można obliczyć:

$$p_{Ar} = c_A w_r, \tag{6.21}$$

co stanowi argument poszukiwanej charakterystyki $R_{Arn}(p_{Ar})$ (por. rys. 6.9, punkt 6.1.2). Zatem z czujników siły na barierze mamy siłę R_{Arn} , a z obliczeń przemieszczenia – pole p_{Ar} . Zależność siły od pola $R_{Arn}(p_{Ar})$ wyznacza przebieg charakterystyki dla stref przedniej części nadwozia samochodu A. Rezultaty działań przedstawiono na rysunku 6.17. Z uwagi na symetrię stref A1 i A5 oraz A2 i A4, mamy trzy przebiegi na rysunku. W punkcie 5.4.6 zaproponowano metodę regresji przebiegów charakterystyki deformacji z wykorzystaniem funkcji przedziałami liniowej. Postać funkcji opisano zależnością (5.36) (por. punkt 5.4.6). Tę metodę regresji zastosowano także dla charakterystyk $R_{Arn}(p_{Ar})$ (rys. 6.17). Linią kreskową na rysunku oznaczono rezultat w postaci obliczonych funkcji regresji. Przygotowana charakterystyka obowiązuje dla fazy kompresji zderzenia i stanowi dane do obliczeń modelowych. Z uwagi na specyficzny przebieg charakterystyki $R_{Arn}(p_{Ar})$ dla stref A1, A5 oraz A3 pojazdu 5156A (por. rys. 6.17), zdecydowano o zastosowaniu funkcji regresji liniowej (obliczenia wskazały na brak korzyści wprowadzania funkcji przedziałami liniowej).

Uzyskane współczynniki funkcji regresji opisanej zależnością (5.35) zebrano w tabeli 6.2, łącznie z pozostałymi wartościami parametrów możliwych do obliczenia. Wskaźnikiem doboru funkcji regresji jest współczynnik korelacji liniowej. Uzyskane wartości tego współczynnika dla poszczególnych funkcji zestawiono w tabeli 6.2.



Rys. 6.17. Zależność elementarnej siły kontaktowej w strefach R_{Arn} A1-A5 przedniej części nadwozia A od pola ich deformacji p_{Ar} dla samochodu z testu 5156 oraz samochodu z testów TZ1, TZ2 i TZ3

	Tuben 0.2. Wanoser parametrow mozinwych ub obilezenia						
Parametr	Jednostka	Wartość					
μ_{AB}	-		0,20				
μ	-		0,8	80			
l_{EB}	m		1,3	34			
Z _B	-		2,7	/0			
Cture Cr		Współczynnik funkcji regresji Współczynn					
Strefa	<i>a</i> ₁ [-]	<i>a</i> ₂ [-]	<i>a</i> ₃ [-]	$p_a [\mathrm{m}^2]$	liniowej		
A1; A5 5156A	528	-	-	-	0,69		
A2; A4 5156A	9499	950	607	0,07	0,94		
A3 5156A	863	-	-	-	0,95		
A1; A5 TZ1,2,3A	1634	163	65	0,04	0,85		
A2; A4 TZ1,2,3A	3156	316	57	0,02	0,65		
A3 TZ1,2,3A	786	79	46	0,06	0,92		

1 abcua 0.2. $n a nosci parametro n moziu v ven ao obiiczenia$
--

Parametry konieczne do oszacowania

W punkcie 5.4 przeprowadzono postępowanie, którego rezultatem są obliczone charakterystyki deformacji stref B2-B6, wydzielonych dla bocznej części nadwozia (por. rys. 5.26, punkt 5.4.4). Wprowadzono model regresji tych charakterystyk, a jego współczynniki zapisano w tabeli 5.8 (punkt 5.4.6). Tak przygotowane dane zostaną wykorzystane w modelowaniu. Jednak do ich obliczenia dokonano założeń opartych o analizę dostępnych wyników badań w publikacjach naukowych. Tyczy się to obliczeń sił R_{Bsn} (por. tab. 5.4, punkt 5.4.2). Stąd też charakterystyki opisane modelem (5.35) i danymi z tabeli 5.9 (por. punkt 5.4.6) traktuje się jako oszacowane i wymagające dalszej parametryzacji według opracowanej procedury (por. punkt 6.3.2)

Jak przedstawiono w punkcie 6.2, w obliczeniach modelowych uwzględnia się oddziaływanie manekina z fotelem (poruszającym się razem z układem $O_B X_B Y_B$), pasami bezpieczeństwa oraz bokiem nadwozia samochodu przy zmieniającej się wartości luzu Δy (odległości boku torsu manekina od powierzchni nadwozia), jako rezultatu deformacji y_{Dc} (por. rys. 6.12 i 6.13, punkt 6.2). Te oddziaływania wywołują odkształcenia w elementach sprężysto-tłumiących, wiążących człon *D* z fotelem i bokiem nadwozia samochodu. Parametry opisujące właściwości tych elementów stanowią dane do modelowania. Podobny sposób oddziaływania manekina z otoczeniem jest w [195, 198]. Na podstawie rezultatów przedstawionych w tych pracach oszacowano bazowe wartości parametrów elementów sprężysto-tłumiących. Rezultat tego szacowania przedstawiono w tabeli 6.3. Te wartości były dalej doskonalone w trakcie realizacji procedury parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modelu.

k_{X1}	kN/m	0,2
d_{Y1}	kNs/m	0,3
k_{Y1}	kN/m	4,0
d_{Y1}	kNs/m	12,0
k_{X2}	kN/m	600,0
d_{Y2}	kNs/m	0,0

Tabela 6.3. Oszacowane bazowe wartości parametrów modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę [195, 198]

6.4. Rezultat weryfikacji eksperymentalnej modeli

Proces parametryzacji modelu wymagał znacznego nakładu pracy. Wynikało to z konieczności weryfikacji przyjętych wartości danych opisujących wartości parametrów, które są trudno dostępne. W ramach realizowanej procedury parametryzacji korygowano wartości parametrów koniecznych do oszacowania. W pierwszym etapie uwagę skupiono na parametryzacji modelu ZCB (por. punkt 6.1). Osiągnięte rezultaty przedstawiono w punkcie 6.4.1. W etapie drugim parametryzacji poddano model oddziaływania pojazdu na kierowcę (por. punkt 6.2) – wyniki działań zebrano w punkcie 6.4.3. Dla modeli po weryfikacji eksperymentalnej przeprowadzono dodatkowe obliczenia sprawdzające, czego rezultaty przedstawiono w punkcie 6.4.3.

6.4.1. Rezultaty dla modelu ZCB

Weryfikację prowadzono względem wyników czterech testów ZCB, realizowanych według różnych procedur i warunków początkowych. Miało to na celu uzyskanie oczekiwanej jakości parametrów do modelowania i wynikającej z tego zgodności odpowiedzi modelu z odpowiedzią systemu rzeczywistego na te same wymuszenie (warunki początkowe zderzenia pojazdów). Zgodnie z przyjętymi założeniami, przygotowany model pozwala na odtwarzanie procesów zachodzących w trakcie trwania fazy kompresji ZCB. Wynika to z faktu, że po przejściu do fazy restytucji istotnie zmienia się charakter oddziaływania między pojazdami. To wymagałoby doboru wartości parametrów dla tej fazy zderzenia. Z kolei, jak ustalono w poprzednich rozdziałach, istotne zjawiska związane

z procesem powstawania zagrożenia mamy w fazie kompresji. Stąd też przyjęto, że rozszerzenie analizy o fazę restytucji w badaniach modelowych wykracza poza zakres rozprawy.

Zgodnie z przyjętą procedurą parametryzacji (por. punkt 6.3.2), uwagę skupiono na parametrach koniecznych do oszacowania. Dla modelu ZCB były to charakterystyki $R_{Bsn}(p_{Bs})$ poszczególnych stref na boku nadwozia opisujące oddziaływania między zderzającymi się pojazdami w trakcie zderzenia. Modyfikacji poddano wartości sił R_{Bsn} , weryfikując przyjęte założenie w punkcie 5.4.2 (por. zal. (5.25) i tab. 5.4). Zachowano przy tym relację opisaną zależnością (5.25) (punkt 5.4.2).

Na poniższych rysunkach przedstawiono przykłady uzyskanych wyników weryfikacji eksperymentalnej przygotowanego modelu ZCB. Jest to końcowy stan parametryzacji, na podstawie którego stwierdzono gotowość modelu do wykorzystania w badaniach. Na rysunku 6.18 pokazano animację przebiegu zderzenia w teście TZ2. Oznaczono pozycje samochodów z krokiem 0,01 s, gdzie linią ciągłą są wyniki obliczeń modelowych, a linią kreskową rezultat badań eksperymentalnych.



Rys. 6.18. Przebieg fazy kompresji zderzenia w teście TZ2 w obliczeniach modelowych i badaniach eksperymentalnych

Wyniki przedstawione na rysunku 6.18 pokazują ogólną zgodność przebiegu ZCB w obliczeniach symulacyjnych i modelowych. Ujawnione jest względne przemieszczenie samochodów A i B w fazie kompresji. Charakter tego przemieszczenia w obliczeniach modelowych a eksperymentalnych jest zgodny. W modelowaniu osiągnięto możliwość odtworzenia złożonej kinematyki (ruch postępowy i obrotowy) pojazdów w trakcie ZCB.

Ważnym etapem weryfikacji eksperymentalnej modelu ZCB była analiza porównawcza przebiegów wielkości fizycznych opisujących kinematykę i dynamikę zderzających się pojazdów.

Wybrane przebiegi opisujące kinematykę samochodu B, obliczone w badaniach modelowych (linie ciągłe) i jako rezultat badań eksperymentalnych (linie kreskowe) dla testów TZ2 i 5156 zestawiono na rysunkach 6.19-6.22. Zgodnie z przyjętym założeniem, pokazano wyniki dla fazy kompresji zderzenia.



Rys. 6.19. Zestawienie składowych wektora przyspieszenia środka masy w teście zderzeniowym TZ2 i 5156 w badaniach eksperymentalnych (linia kreskowa) i obliczeniach modelowych (linia ciągła)



Rys. 6.20. Zestawienie składowych wektora prędkości środka masy w teście zderzeniowym TZ2 i 5156 w badaniach eksperymentalnych (linia kreskowa) i obliczeniach modelowych (linia ciągła)



Rys. 6.21. Zestawienie prędkości kątowej odchylania nadwozia B w teście zderzeniowym TZ2 i 5156 w badaniach eksperymentalnych (linia kreskowa) i obliczeniach modelowych (linia ciągła)



Rys. 6.22. Zestawienie kąta odchylania nadwozia B w teście zderzeniowym TZ2 i 5156 w badaniach eksperymentalnych (linia kreskowa) i obliczeniach modelowych (linia ciągła)

Wyniki przedstawione na rysunkach 6.19-6.22 umożliwiają ogólne porównanie zgodności między poszczególnymi wielkościami fizycznymi dla obliczeń modelowych prowadzonych do odtworzenia przebiegu badań eksperymentalnych. Ten ogólny charakter zmian wartości wielkości fizycznych opisujących kinematykę samochodu B w trakcie zderzenia jest porównywalny. Widoczne są jednak pewne rozbieżności. Przeprowadzono obliczenia współczynnika korelacji Pearsona pomiędzy przebiegami poszczególnych wielkości fizycznych z badań modelowych a eksperymentalnych. Wartości tego współczynnika dla wybranych parametrów zebrano w tabeli 6.4.

ally relational synthetic of a sudan ensperymental						
		<i>ẍ_{CB}</i>	\ddot{y}_{CB}	$\dot{\psi}_B$		
	TZ1	0,69	0,55	0,84		
	TZ2	0,74	0,85	0,83		
	TZ3	0,92	0,52	0,44		
	5156	0,89	-0,23	0,90		

Tabela 6.4. Wybrane wyniki obliczeń współczynnika korelacji Pearsona między rezultatami symulacji a badań eksperymentalnych

Przyjmuje się, że wartość współczynnika korelacji Pearsona >0,4 wskazuje na korelację umiarkowaną, a dla wartości współczynnika >0,7 mamy korelację znaczącą [125]. Wyniki z tabeli 6.4 pokazują dobre odtworzenie przebiegu przyspieszenia \ddot{x}_{CB} w obliczeniach modelowych. Ta składowa wektora przyspieszenia stanowi główne źródło zagrożenia w trakcie ZCB, zatem uzyskana zgodność wyników obliczeń modelowych i badań eksperymentalnych jest kluczowa w ocenie poprawności realizacji parametryzacji modelu.

Wśród dwunastu wartości współczynnika korelacji zestawionych w tabeli 6.4 jedna z nich jest ujemna. Świadczy to o braku oczekiwanej zgodności przebiegów w badaniach modelowych i eksperymentalnych. Uzyskano ją dla składowej \ddot{y}_{CB} przyspieszenia w odniesieniu do testu 5156. Parametr \ddot{y}_{CB} dla testu 5156 jest trudny do odtworzenia w badaniach modelowych. Wynika to ze specyfiki procedury F214 (złożonego ruchu samochodu A i braku przemieszczenia samochodu B przed zderzeniem). Jednocześnie wartości \ddot{y}_{CB} w ZCB są kilkukrotnie mniejsze

od \ddot{x}_{CB} (por. rys. 6.19). Zatem wpływ \ddot{y}_{CB} na przebiegi i wyniki obliczeń modelowych jest ograniczony. Wynik weryfikacji eksperymentalnej modelu wskazuje na pewną trudność w odtworzeniu względnego przemieszczenia pojazdów w badaniach modelowych. Dla pozostałych analizowanych wielkości fizycznych otrzymano umiarkowane oraz znaczące wartości współczynnika korelacji.

W tabeli 6.5 zestawiono charakterystyczne wartości pokazywane na rysunkach 6.19-6.22. Wybrano wartości maksymalne (MAX) i minimalne (MIN) poszczególnych wielkości fizycznych w obliczeniach modelowych (kolumny oznaczone jako *Sym.* w tabeli) i badaniach eksperymentalnych (oznaczenie *Test*). Wyniki zebrano dla weryfikacji modelu względem rezultatów czterech analizowanych testów zderzeniowych. Wykorzystując wartości MAX i MIN wyznaczono rozstęp (MAX-MIN) wartości poszczególnych wielkości fizycznych. Obliczono różnicę wartości rozstępu dla obliczeń modelowych i wyników badań eksperymentalnych. W tabeli podano stosunek tej różnicy względem wartości rozstępu danej wielkości fizycznej. Zastosowano ujęcie procentowe (wiersze z wynikami oznaczono symbolem %).

Test	Dorom	<i>x</i> _{CB} [m/s^2]	ÿ _{CB}	[m/s ²]	$\dot{\psi}_B$ [deg/s]	
Test	Param.	Sym.	Test	Sym.	Test	Sym.	Test
	MAX	163,89	161,96	12,34	-0,71	120,53	103,62
T71	MIN	-1,48	-1,27	-73,57	-41,58	-0,19	-0,22
121	MAX-MIN	165,37	163,23	85,91	40,87	120,72	103,84
	%	1	%	52	2%	14	4%
	MAX	202,14	198,32	24,72	88,52	129,29	109,66
T7 2	MIN	-5,68	-2,04	-72,03	-26,89	-0,34	-0,53
122	MAX-MIN	207,82	200,36	96,75	115,41	129,63	110,19
	%	4%		19%		15%	
	MAX	227,32	238,31	2.36	40,03	25,60	41,82
T7 2	MIN	-1,09	0,00	-13.24	-2,44	-0,28	-31,52
125	MAX-MIN	228,41	238,31	15,60	42,47	25,88	73,34
	%	4	%	63% 65		5%	
	MAX	164,60	158,96	27,70	3,60	67,43	64,61
5156	MIN	3,15	0,00	-67,81	-28,03	0,00	0,00
5150	MAX-MIN	161,45	158,96	95,51	31,63	67,43	64,61
	%	2	%	6	7%	4	%

Tabela 6.5. Zestawienie wartości charakterystycznych poszczególnych wielkości fizycznych, obserwowanych w procesie weryfikacji eksperymentalnej modelu ZCB; objaśnienie w tekście

Rezultaty obliczeń zestawione w tabeli 6.5 wskazują na bardzo dobrą zgodność obliczonych przedziałów zmienności składowej \ddot{x}_{CB} przyspieszenia. Dobra jest zgodność przedziału zmian prędkości kątowej $\dot{\psi}_B$ dla testów TZ1, TZ2 i 5156. Ograniczona jest za to zgodność obliczonych wartości dla składowej przyspieszenia \ddot{y}_{CB} . Wskazuje to na trudność przygotowania modelu ZCB w tym obszarze. Stanowi to możliwe wyjaśnienie upraszczania modeli do badań ZCB, polegających na ograniczeniu ich kinematyki do analizy jednego kierunku ruchu (gdzie zgodność wyników jest wysoka). Takie postępowanie analizowano w punkcie 4.3.2.

Kluczowym aspektem procesu parametryzacji modelu była weryfikacja i modyfikacja oszacowanych charakterystyk $R_{Bsn}(p_{Bs})$. Determinują one przebieg procesu deformacji bocznej części nadwozia samochodu. Na rysunku 6.23 zestawiono wizualizację zarysu deformacji boku nadwozia dla testów TZ2 i 5156. Jest to maksymalna deformacja dynamiczna w obliczeniach modelowych (czerwona linia ciągła) i deformacja zmierzona po zderzeniu w badaniach eksperymentalnych (czerwona linia kreskowa).



Rys. 6.23. Porównanie zarysu deformacji boku nadwozia dla testów TZ2 i 5156 w obliczeniach modelowych (dla czasu końca fazy kompresji) i badaniach eksperymentalnych (zmierzona trwała deformacja nadwozia)

Szerszą informację na temat odtworzenia w obliczeniach modelowych procesu deformacji boku nadwozia przedstawiono z wykorzystaniem tabeli 6.6. Zestawiono tam wartość pól deformacji p_{Bs}^* , wynikających z trwałej deformacji nadwozia w badaniach eksperymentalnych (na rysunku 6.23 zarys tej deformacji jest linią kreskową), z deformacjami $p_{Bs}(t = t_{END})$, których wartość jest dla czasu końca fazy kompresji w obliczeniach modelowych (linia ciągła na rysunku 6.23). W ostatniej kolumnie podano pola sumaryczne deformacji w rozpatrywanych strefach B2-B6 boku nadwozia. Deformacja $p_{Bs}(t = t_{END})$ nie odpowiada wprost wartości p_{Bs}^* , ponieważ p_{Bs}^* opisuje deformację trwałą, po zakończeniu ZCB. Z kolei $p_{Bs}(t = t_{END})$ odnosi się do końca fazy kompresji i jest dla maksymalnej deformacji dynamicznej. W punkcie 5.4.3 ustalono, że stosunek $p_{Bs}(t = t_{END})/p_{Bs}^*$ jest od 1,03 do 1,15 (por. tab. 5.6, punkt 5.4.3). Rezultat obliczeń tej relacji dla wyników weryfikacji eksperymentalnej modelu ZCB zamieszczono w tabeli 6.6. Zastosowano ujęcie procentowe.

Na podstawie wyników zebranych w tabeli 6.6 możliwe jest stwierdzenie, że uzyskano dobre odtworzenie procesu deformacji bocznej części nadwozia. Pewne zastrzeżenia budzi przebieg deformacji w skrajnych strefach (B2, B6), jednak kluczowe znaczenie w procesie powstawania zagrożenia ma deformacja w strefach B3-B5. Odnosząc się do całkowitego pola deformacji, to stosunek $p_B(t = t_{END})/p_B^*$ mieści się w przedziale wynikającym z analizy dostępnych wyników badań w literaturze.

Nr testu	Parametr	B2	B3	B4	В5	B6	Suma <i>p</i> _B
	p_{Bs}^*	0,01	0,14	0,08	0,10	0,03	0,36
TZ1	$p_{BS}(t=t_{END})$	0,01	0,16	0,08	0,12	0,02	0,40
	$p_{Bs}(t=t_{END})/p_{Bs}^*$	71%	114%	106%	123%	84%	111%
	p_{Bs}^*	0,03	0,21	0,11	0,13	0,03	0,51
TZ2	$p_{BS}(t=t_{END})$	0,01	0,24	0,13	0,14	0,02	0,53
	$p_{Bs}(t=t_{END})/p_{Bs}^*$	32%	113%	123%	106%	62%	105%
	p_{Bs}^{*}	0,04	0,24	0,11	0,14	0,03	0,56
TZ3	$p_{BS}(t=t_{END})$	0,05	0,29	0,13	0,16	0,02	0,65
	$p_{Bs}(t=t_{END})/p_{Bs}^*$	133%	122%	110%	115%	68%	115%
	p_{Bs}^{*}	0,03	0,27	0,14	0,19	0,05	0,67
5156	$p_{BS}(t=t_{END})$	0,04	0,32	0,15	0,20	0,04	0,75
	$p_{Bs}(t=t_{END})/p_{Bs}^*$	129%	121%	106%	108%	78%	112%

Tabela 6.6. Pole deformacji bocznej części nadwozia w obliczeniach modelowych i badaniach eksperymentalnych; wartości podano w [m²]

Na rysunku 6.24 przedstawiono przebieg obliczonej charakterystyki deformacji sumarycznej nadwozi A i B w badaniach modelowych (linie ciągłe) i eksperymentalnych (linie kreskowe) dla dwóch testów. Dla testu TZ2 (rys. 6.24a) przedstawiono zależność $F_{BX}(c_{AB})$, gdzie c_{AB} opisuje deformację obu nadwozi. Inaczej jest dla wyników na rysunku 6.24b (dla testu 5156). Przedstawiono tam charakterystykę deformacji bocznej części nadwozia samochodu jako zależność $F_{BX}(p_B)$, gdzie p_B to suma deformacji w strefach B2-B6. Pozwala to na ocenę odwzorowania przebiegu dynamicznych procesów zachodzących w trakcie ZCB, a dokładnie przebiegu procesu deformacji nadwozi jako rezultatu siły oddziałującej na nadwozia. Ogólny charakter narastania siły F_{BX} w funkcji powstającej deformacji dynamicznej c_{AB} (rys. 6.24a) i pola deformacji p_B (rys. 6.24b) w badaniach modelowych a eksperymentalnych jest zgodny.



Rys. 6.24. Zestawienie charakterystyki deformacji sumarycznej nadwozi A i B w teście TZ2 (a) oraz charakterystyki deformacji boku nadwozia w teście 5156 (b) dla obliczeń modelowych i wyników badań eksperymentalnych

Na podstawie przedstawionych rezultatów weryfikacji eksperymentalnej modelu ZCB możliwe jest stwierdzenie o dobrym stanie jego parametryzacji. W zasadniczym punkcie procedury parametryzacji uwagę skupiono na dobraniu danych opisujących parametry modelu konieczne do oszacowania. Są to charakterystyki $R_{Bsn}(p_{Bs})$ opisane modelem regresji (5.35) w punkcie 5.4.5. Docelowe wartości współczynników tego modelu stanowią rezultat procesu parametryzacji modelu ZCB. Zebrano je w tabeli 6.7.

	B2	B3	B4	B5	B6
<i>a</i> ₁ [-]	1010,85	350,81	505,23	831,23	2703,94
a ₂ [-]	253,65	90,51	112,96	285,24	676,76
<i>a</i> ₃ [kN]	8,33	21,06	14,15	37,13	36,49
$p_a [\mathrm{m}^2]$	0,011	0,081	0,036	0,068	0,018

Tabela 6.7. Wartości parametrów opisujących właściwości w zakresie procesu deformacji poszczególnych stref na boku nadwozia samochodu B; stan końcowy parametryzacji

6.4.2. Rezultaty dla modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę

W drugim etapie parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej uwagę skupiono na wartościach parametrów modelu oddziaływania pojazdu na manekina. W punkcie 6.3.3 wstępnie oszacowano te wartości na podstawie danych literaturowych (por. tab. 6.3). Zgodnie z procedurą parametryzacji, na podstawie prowadzonych obliczeń modelowych doskonalono dobór wartości parametrów modelu.

Proces weryfikacji eksperymentalnej modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę prowadzono na podstawie zarejestrowanego w teście zderzeniowym 5156 ugięcia żeber i przyspieszenia wypadkowego torsu manekina pomiarowego. Wyniki badań eksperymentalnych do tego procesu przygotowano w punkcie 5.6. Rezultaty parametryzacji modelu przedstawiono na rysunku 6.25, gdzie zestawiono wyniki obliczeń modelowych i eksperymentalnych dla testu 5156.



Rys. 6.25. Ugięcie żeber (a) oraz wypadkowe przyspieszenie torsu manekina (b) w badaniach eksperymentalnych (linia kreskowa) i modelowych (linia ciągła) dla testu 5156

Zgodnie z ustaleniami przedstawionymi w punkcie 6.2, istotnym parametrem oddziaływania pojazdu na kierowcę jest maksymalne ugięcie żeber *RIB* (por. (6.19) punkt 6.2 i (5.50) punkt 5.6). Wartość tego parametru dla testu 5156 wyniosła 41,7 mm w obliczeniach modelowych oraz 42,0 mm w badaniach eksperymentalnych. Na podstawie zależności (5.50) (punkt 5.6) obliczono prawdopodobieństwo obrażeń torsu dla uzyskanego ugięcia żeber w obliczeniach modelowych i badaniach eksperymentalnych. Wyniki zestawiono w tabeli 6.8. Jest to końcowy rezultat parametryzacji modelu.

Tabela 6.8. Zestawienie wartości prawdopodobieństwa obrażeń torsu w obliczeniach modelowych i badaniach eksperymentalnych

	RIB [mm]	P(AIS3+)
Obliczenia modelowe	41,7	0,594
Badania eksperymentalne	42,0	0,599

Uzyskana zgodność analizowanych w procesie parametryzacji wielkości dla modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę pozwoliła na zapisanie docelowych wartości parametrów tego modelu. Zebrano je w tabeli 6.9.

Tabela 6.9. Wartości parametrów modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę; stan końcowy parametryzacji

Parametr	Jednostka	Wartość
k_{X1}	kN/m	0,30
d_{Y1}	kNs/m	0,20
k_{Y1}	kN/m	5,00
d_{Y1}	kNs/m	10,00
k_{X2}	kN/m	700,00

6.4.3. Dodatkowe obliczenia sprawdzające model

Model po parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej wykorzystano do rozszerzonego sprawdzenia jego poprawności. Przeprowadzono dodatkowe obliczenia, celem odniesienia wyników obliczeń kinematyki deformacji boku nadwozia do rezultatów jej pomiarów w badaniach eksperymentalnych. Na rysunku 6.26 porównano przebieg i prędkość deformacji przednich drzwi samochodu w czasie jego bocznego uderzenia. Wyniki badań eksperymentalnych w tym zakresie są z [26] i były pokazane wcześniej w punkcie 2.2.2. Konieczne jest tu jednak zaznaczenie, że w publikacji źródłowej nie sprecyzowano dokładnie warunków początkowych testu zderzeniowego. Dlatego też porównanie przedstawione na rysunku 6.26 umożliwia jedynie ocenę zgodności charakteru przebiegów opisujących kinematykę deformacji drzwi przednich. Stwierdzono, że obliczenia modelowe dobrze odzwierciedlają przebieg deformacji.



Rys. 6.26. Zestawienie kinematyki (prędkość – kolor czerwony; głębokość – kolor granatowy) deformacji drzwi przednich podczas bocznego uderzenia

Rozszerzając obliczenia sprawdzające i weryfikujące model ZCB wyznaczono bilans energii zderzenia dla testów zderzeniowych TZ2 oraz 5156. Obliczono trzy istotne składniki tego bilansu: energię kinetyczną EK_A , EK_B samochodów A i B oraz sumaryczną pracę deformacji nadwozi WD_{AB} . Korzystano z zależności wyprowadzonych w punkcie 5.5.1. Na rysunku 6.27 przedstawiono rezultaty obliczeń (linie ciągłe) z odniesieniem ich do wyników testów zderzeniowych (linie kreskowe). Pokazano przedział czasu obejmujący fazę kompresji zderzenia.

Analiza przebiegu zderzenia w ujęciu energetycznym jest istotna z punktu widzenia celu rozprawy. Stąd też sprawdzenie wyników modelowania w tym aspekcie jest istotne. Porównanie składników bilansu w czasie fazy kompresji zderzenia w obliczeniach modelowych i eksperymentalnych wskazuje na dobrą ich zgodność. Na tej podstawie wnioskuje się o możliwości prowadzenia analizy odpowiedzi modelu dla różnych energii początkowych zderzenia.



Rys. 6.27. Porównanie wybranych składników bilansu energii zderzenia w obliczeniach modelowych i eksperymentalnych dla testów TZ2 i 5156

Opracowanie modelu ZCB i oddziaływania pojazdu na kierowcę samochodu B oraz przeprowadzenie jego parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej stanowiły ważny etap realizacji

rozprawy. Te działania prowadzono dla wyników różnych badań eksperymentalnych. Celem było przygotowania narzędzia umożliwiającego prowadzenie badań modelowych dla różnych warunków początkowych ZCB. Uzyskane wyniki zrealizowanych działań są zadowalające. Przygotowane narzędzie zostanie wykorzystane do badań w rozprawie. Te badania i analiza ich wyników są przedstawione w rozdziale 7.

7. Badania symulacyjne i analiza ich wyników

Rezultatem działań przedstawionych w poprzednich rozdziałach rozprawy jest przygotowany model ZCB oraz model oddziaływania pojazdu na kierowcę samochodu B. Narzędzia te umożliwiają przeprowadzenie badań modelowych do realizacji celu rozprawy, którym jest rozpoznanie relacji między warunkami początkowymi zderzenia a procesami deformacji boku nadwozia i powstawania zagrożenia dla osób jadących w trakcie zderzenia ZCB samochodów osobowych. Oprócz głównego celu działań w rozprawie, w punkcie 3.1 zapisano kilka celów dodatkowych i pomocniczych. Jednym z takich celów badań jest zgromadzenie wiedzy umożliwiającej analizę wpływu modyfikacji właściwości drzwi tylnych samochodu na ograniczenie zasięgu deformacji zderzeniowej i tym samym zmniejszenie zagrożenia powstającego w trakcie bocznego uderzenia pojazdu.

Przygotowano plan badań modelowych do zgromadzenia wyników, umożliwiających wnioskowanie w ramach analizy zagadnień stanowiących cele rozprawy. Tę analizę podzielono na kilka etapów. Jest to ujęte w poszczególnych punktach rozdziału.

7.1. Plan badań i zakres obliczeń

Zaplanowano badania modelowe ZCB samochodów. Rozważono jedną z często występujących w ruchu drogowym sytuacji krytycznych, co identyfikowano w punkcie 1.2. W tej sytuacji samochód A zbliża się do skrzyżowania z drogą podporządkowaną, jadąc z dużą prędkością. Samochód B realizuje manewr skrętu w lewo z drogi podporządkowanej w drogę, którą jedzie samochód A. Dochodzi do wymuszenia pierwszeństwa przejazdu. Na skutek zauważonego zagrożenia wypadkowego, kierowca samochodu B zatrzymuje pojazd na pasie ruchu samochodu A. Samochód A uderza czołowo w bok samochodu B bez wcześniejszego hamowania.

Wizualizację tej sytuacji wypadkowej przedstawiono na rysunku 7.1. W chwili początku kontaktu zderzeniowego osie wzdłużne pojazdów są prostopadłe, a uderzenie następuje w środek między osiami kół jezdnych samochodu B (wymiar $\frac{1}{2}l_{KB}$ na rysunku 7.1). Samochód A w chwili początku zderzenia porusza się z prędkością v_{CA} , samochód B jest nieruchomy (linią kreskową na rysunku oznaczono zaplanowaną, ale niezrealizowaną trajektorię pojazdu). Prędkość v_{CA} determinuje początkową energię zderzenia (wynikającą z energii kinetycznej $EK_A(t = 0)$). W punkcie 2.2.4 rozpatrzono wykorzystywane predyktory skutków ZCB. Na tej podstawie przyjęto, że energia kinetyczna samochodu A w chwili początku kontaktu zderzeniowego $EK_A(t = 0)$ będzie traktowana jako predyktor skutków ZCB i nazywana energią kinetyczną uderzenia EKU. Zgodnie z rozpatrywanym zagadnieniem, analizuje się proces powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B.



Rys. 7.1. Rozpatrywana w badaniach modelowych sytuacja krytyczna na skrzyżowaniu dróg

Dla rozważanej sytuacji krytycznej przygotowano i przeprowadzono badania modelowe, w których wariantowano:

- prędkość początkową samochodu A v_{CA} w zakresie od 11 do 28 m/s (a tym samym wartość EKU),
- charakterystykę $R_{B5n}(p_{B5})$ (por. rys. tab. 6.2, punkt 6.4.1) opisującą właściwości strefy B5 nadwozia B (por. rys. 5.15, punkt 5.4.1), obejmującej drzwi tylne samochodu.

Warunki krytyczne rozpatrywanej sytuacji krytycznej odpowiadają testowi zderzeniowemu nr TZ3, realizowanemu według PK. Rezultaty i dane tego testu wykorzystano w procesie parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modelu ZCB, co przedstawiono w rozdziale 6. Stąd też do badań modelowych wykorzystano dane opisujące parametry modeli zgodne z tym testem zderzeniowym.

Przeprowadzono badania modelowe zgodnie z ustalonymi wariantami obliczeń. Łącznie wykonano ponad 200 symulacji ZCB. Na wyniki obliczeń składają się przebiegi wielkości fizycznych opisujących:

- kinematykę nadwozi A i B w fazie kompresji zderzenia,
- kinematykę manekina D,
- siły oddziaływania kontaktowego między pojazdami i ich składowe,
- reakcje w styku kół jezdnych pojazdów z nawierzchnią,
- kinematykę procesu deformacji nadwozi,
- siły oddziaływania pojazdu na kierowcę,
- ugięcie żeber torsu manekina kierowcy.

Uzyskane wyniki grupowano i analizowano w kilku obszarach. Zostanie to przedstawione w kolejnych punktach.

7.2. Wpływ warunków początkowych na przebieg ZCB i proces deformacji boku nadwozia

Jak zapisano w punkcie 7.1, warunki początkowe zderzenia są determinowane przez *EKU*, związaną z energią kinetyczną samochodu A w chwili początku kontaktu zderzeniowego $EK_A(t = 0)$. W tym punkcie jest analizowany wpływ wartości *EKU* na przebieg procesu deformacji nadwozia.

7.2.1. Rezultat ZCB samochodów i procesu deformacji nadwozia

Rozpatrywane są wyniki obliczeń zrealizowanych dla prędkości samochodu A $v_{CA}(t=0) = 17$ m/s. Odpowiadało to EKU = 210 kJ. Na rysunku 7.2 przedstawiono rezultat obliczeń modelowych w postaci animacji ruchu samochodów A i B w czasie od 0 do 0,08 s zderzenia (krok 0,01 s). Linią czerwoną pokazano zarys deformacji dynamicznej nadwozi A i B (granicę obszarów deformacji - por. rys. 6.2, punkt 6.1.1) w poszczególnych krokach czasu. Pokazuje to proces narastania deformacji w trakcie zderzenia.



Na rysunku 7.3 zestawiono wielkości fizyczne opisujące kinematykę samochodu B w trakcie jego bocznego uderzenia. W rezultacie bocznego uderzenia przez samochód A, samochód B osiąga wypadkowe przyspieszenie równe 226 m/s², w chwili czasu t = 0,031 s (rys. 7.3a). W przedziale czasu t = 0 - 0,06 s następuje wzrost prędkości ruchu tego pojazdu o 8,2 m/s (por. rys. 7.3b). Prędkość kątowa odchylania nadwozia B w trakcie bocznego uderzenia osiąga małe wartości (rys. 7.3c). Wynika to z oddziaływania momentu M_{FB} od siły F_B (por. rys. 6.2, punkt 6.1.1). Z uwagi na uderzenie



w pobliżu środka masy samochodu B, mamy niewielką wartość momentu M_{FB} (por. zal. (6.4)). Do czasu t = 0,06 s nadwozie B odchyla się o kąt 0,85 deg (rys. 7.3d).

Rys. 7.3. Składowe wektora prędkości (a) i przyspieszenia (b) środka masy oraz kąt (c) i prędkość kątowa (d) odchylania nadwozia samochodu B w trakcie bocznego uderzenia; EKU = 210 kJ

Na rysunku 7.4 zestawiono zarys deformacji nadwozia B w poszczególnych chwilach kontaktu zderzeniowego (za czas od 0 do 0,06 s). Na rysunku kolorem zielonym oznaczono początkowe położenie członu manekina D. Rysunek ujawnia proces narastania deformacji dynamicznej do wnętrza przedziału pasażerskiego pojazdu. Jego skutkiem jest uderzenie kierowcy (w tym torsu) będące źródłem zagrożenia w ZCB. Deformację dynamiczną (głębokość deformacji c_{Bs}) i prędkość \dot{c}_{Bs} jej narastania w poszczególnych strefach nadwozia B zestawiono na rysunku 7.5. Te wyniki ujawniają przebieg procesu powstawania deformacji w różnych strefach nadwozia B. Jest to ważny element przygotowanego modelu, umożliwiający realizację celu rozprawy. Wyniki przedstawione na rysunku 7.5a pozwalają na identyfikację czasu końca fazy kompresji zderzenia $t_{END} = 0,06$ s, bo wtedy mamy maksymalną wartość deformacji. W rezultacie bocznego uderzenia przez samochód z EKU = 210 kJ, deformacja w strefie występowania drzwi przednich i słupka środkowego osiąga głębokość 0,45 – 0,5 m. Stanowi to kolejną z miar zagrożenia rozważanego w rozprawie. Prędkość deformacji nadwozia (rys. 7.5b) stanowi informację na temat poziomu zagrożenia, ponieważ wiąże się z energią, z jaką zostanie uderzony kierowca. W analizowanym przypadku prędkość ta wynosi 12-14 m/s. Wartości tej miary zagrożenia są zgodne z rezultatem analizy stanu zagadnienia w tym obszarze (por. rys. 2.15, punkt 2.3.1).


Rys. 7.4. Zarys deformacji boku nadwozia w poszczególnych chwilach czasu; EKU = 210 kJ



Rys. 7.5. Deformacja i prędkość deformacji w poszczególnych strefach na boku nadwozia B; EKU = 210 kJ

Na rysunku 7.6a przedstawiono przebieg składowej normalnej elementarnej siły kontaktowej R_{Bsn} w poszczególnych strefach na boku nadwozia. Na podstawie sumy tych sił wyznaczana jest siła F_B oddziaływania na nadwozie B. Z przebiegu siły R_{Bsn} i głębokości deformacji c_{Bs} możliwe jest obliczenie pracy deformacji WD_{Bs} w poszczególnych strefach na boku nadwozia. Obliczenia zrealizowano z wykorzystaniem zależności (5.44) (punkt 5.5.1). Rezultat tych obliczeń przedstawiono na rysunku 7.6b. Praca deformacji to ważny składnik bilansu energii ZCB (por. punkt 5.5.1). Ponadto jest to źródło informacji na temat całkowitej energii, jaką w trakcie bocznego uderzenia otrzymał samochód B. Rozdział tej pracy deformacji na poszczególne strefy na boku samochodu pozwala na wnioskowanie w zakresie poszukiwania możliwości doskonalenia jego konstrukcji w zakresie dyssypacji energii zderzeniowej.



Rys. 7.6. Składowa normalna elementarnej siły kontaktowej (a) i praca deformacji (b) w poszczególnych strefach nadwozia B

Na rysunku 7.7a pokazano przebieg zmian wartości poszczególnych składników bilansu energii ZCB. Uwzględniono tu energię kinetyczną EK_A , EK_B nadwozi A i B, pracę deformacji WD_A , WD_B nadwozi A i B oraz pracę tarcia WT_{BY} w styku kół samochodu B z nawierzchnią (podczas jego bocznego przesunięcia w trakcie zderzenia). Linią kreskową na rysunku pokazano sumę wyszczególnionych składników. Z uwagi na niewielkie wartości względem innych składników, na rysunku pominięto pracę tarcia w strefie kontaktu nadwozi A i B WF_{AB} oraz pracę związaną z pokonaniem oporów ruchu samochodu A WT_A . Na rysunku 7.7b pokazano udział procentowy wartości poszczególnych składników w EKU. W czasie trwania fazy kompresji (do $t_{END} = 0,06$ s) samochód A wytracił 75% swojej początkowej energii. Aż 50% EKU zostało przekazane na pracę deformacji WD_B i wzrost energii kinetycznej EK_B samochodu B. W czasie fazy kompresji zderzenia energia kinetyczna EK_B samochodu B wzrosła o około 55 kJ. Stanowi to źródło obciążeń bezwładnościowych, obserwowanych także na przebiegu przyspieszenia (rys. 7.3a). Tym obciążeniom jest poddawany kierowca.



W punkcie 2.1.4 ustalono miary zagrożenia powstającego w trakcie ZCB samochodów. Dla ZCB, w którym następuje uderzenie w bok nadwozia z EKU = 210 kJ określono następujące wartości tych miar:

- maksymalne przyspieszenie nadwozia samochodu B: 222,0 m/s²,
- boczne przemieszczenie nadwozia w czasie fazy kompresji: 0,21 m,
- maksymalna siła oddziałująca na nadwozie B: 249,5 kN,
- zmiana energii mechanicznej: 55,0 kJ,
- energia wytracona na deformację nadwozia: 54,4 kJ,
- maksymalna prędkość deformacji boku nadwozia: 15,0 m/s (strefa B4 słupek środkowy),
- zasięg (głębokość) deformacji: 0,49 m (strefa B3 drzwi przednie).

Te wyniki stanowią rezultat jednego wariantu obliczeń modelowych. Na podstawie zbioru wyników dla różnych *EKU*, analizie poddanie zostanie relacja między tą energią a deformacją nadwozia B i powstającym zagrożeniem. Stanowi to główny cel rozprawy.

7.2.2. Energia początkowa a proces deformacji nadwozia

Na rysunku 7.8 przedstawiono zarys deformacji bocznej części nadwozia samochodu dla różnych wartości *EKU* (poszczególne linie na rysunku; wartości *EKU* w [kJ] zapisano w legendzie). Pokazano stan deformacji na koniec fazy kompresji zderzenia (czas $t = t_{END}$). Naturalnie, wraz ze wzrostem wartości *EKU*, mamy większą deformację boku nadwozia. Uzyskane wyniki umożliwiają stwierdzenie, że wraz ze wzrostem *EKU* zmienia się charakter (zarys) deformacji – dla mniejszych energii uderzenia maksymalną deformację mamy w obszarze słupka środkowego, a dla większych – w obszarze drzwi przednich. Wynika to z różnych właściwości poszczególnych stref na boku nadwozia. Ustalono je w procesie przygotowania danych do modelowania i parametryzacji modelu poprzez charakterystyki $R_{Bsn}(p_{Bs})$ (opisane parametrami, których wartości zestawiono w tabeli 6.7, punkt 6.4.1). Dla mniejszych wartości *EKU* głębokość deformacji drzwi przednich jest mniejsza niż słupka środkowego. W konstrukcji tych drzwi stosowane są wkładki energochłonne i belki wzmacniające, które przejmują część energii uderzenia (por. rys. 2.4, punkt 2.1.2). Ich działanie jest jednak ograniczone i dla większych energii uderzenia mamy dominującą deformację w tej strefie nadwozia.



Rys. 7.8. Zarys deformacji boku nadwozia w zależności od wartości EKU (liczby w legendzie rysunku)

Rozszerzeniem informacji z rysunku 7.8 jest rysunek 7.9. Pokazano zależność głębokości deformacji c_{Bs} (dla końca fazy kompresji $t = t_{END}$) w poszczególnych strefach *Bs* na boku nadwozia (rys. 7.9a) od *EKU*. Różna głębokość deformacji w poszczególnych strefach *Bs* wynika z dwóch czynników – pierwszym jest lokalizacja stref na boku nadwozia w odniesieniu do miejsca uderzenia samochodu A w B – strefy B3-B5 znajdują się w środku obszaru kontaktu zderzeniowego między oddziałującymi nadwoziami, stąd też tam mamy największą deformację c_{Bs} . Drugim czynnikiem są zróżnicowane charakterystyki deformacji stref $R_{Bsn}(p_{Bs})$. Decydują one o wartościach sił

potrzebnych do powstania deformacji w poszczególnych strefach na boku nadwozia. Kluczowa jest deformacja w strefach B3 i B4, ponieważ w ich pobliżu jest fotel kierowcy. Przykładowo w strefie B3 (drzwi przednie) zaobserwowano 3,5-krotny wzrost głębokości deformacji c_{B2} dla 6-krotnego wzrostu *EKU*. Dla skrajnych przypadków (*EKU* ok. 600 kJ, co odpowiada v_{CA} ok. 28 m/s), maksymalna deformacja boku nadwozia osiąga wartość powyżej 0,9 m. Zasięg tej deformacji jest do połowy całkowitej szerokości pojazdu, a jej skutkiem będzie wysokie prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu B.

Na rysunku 7.9b przedstawiono maksymalną prędkość deformacji \dot{c}_{Bs} w poszczególnych strefach na boku nadwozia w zależności od *EKU*. W obszarze stref B3 i B4 jest fotel kierowcy, a zatem prędkość deformacji w tych strefach będzie w przybliżeniu odpowiadać prędkości (energii), z jaką zostanie uderzony kierowca przez deformowane elementy nadwozia. 6-krotny wzrost wartości *EKU* przekłada się na 2,5-krotny wzrost prędkości deformacji \dot{c}_{B3} w strefie B3.



Rys. 7.9. Zależność między EKU a maksymalną głębokością (po lewej) i prędkością (po prawej) deformacji w poszczególnych strefach na boku nadwozia B

Na rysunku 7.10 pokazano zależność wartości głównych składników bilansu energii ZCB $(t = t_{END})$ od wartości *EKU*. Wyniki obliczeń pokazują, że wraz ze wzrostem *EKU*, rośnie wartość pracy deformacji WD_B boku nadwozia, przy stałym udziale pracy deformacji WD_A przedniej części nadwozia samochodu A. Wynika to z małego udziału deformacji nadwozia A w sumarycznej deformacji nadwozi – dla małych wartości deformacji charakterystyka dla stref na nadwozia nie jest liniowa (por. rys. 6.17, punkt 6.3.3). Z kolei charakterystyka deformacji boku nadwozia nie jest liniowa (por. rys. 5.28, punkt 5.4.6), czego wpływ jest widoczny na rysunku 7.10 (zmiana udziału pracy deformacji względem wartości *EKU*). Natomiast wzrost pracy deformacji WD_B nadwozia B ma rezultat w zmniejszeniu udziału energii kinetycznej $EK_B(t = t_{END})$ w odniesieniu do EKU. EK_B reprezentuje na rysunku 7.10 przyrost energii kinetycznej samochodu B (ponieważ $EK_B(t = 0) = 0$). Procentowa ilość energii, jaka jest dostarczona do samochodu B (rozumiana jako suma WD_B i EK_B) w trakcie ZCB nie jest stała względem EKU. Poprzez energię dostarczoną do samochodu rozumie się energię związaną z pracą deformacji i zmianą energii kinetycznej samochodu. Ustalono, że:

- dla EKU = 100 kJ mamy $WD_B(t = t_{END}) + EK_B(t = t_{END}) = 50\% EKU$,
- dla $EKU = 600 \text{ kJ mamy } WD_B(t = t_{END}) + EK_B(t = t_{END}) = 63\% EKU.$

Wskazuje to, że wraz ze wzrostem *EKU* maleje ilość energii kinetycznej EK_A , którą samochód A wytraca w trakcie ZCB. Sumaryczna ilość energii, jaka jest rozpraszana przez samochód A w rezultacie ZCB wynosi:

- $WD_A(t = t_{END}) + (100\% EK_A(t = t_{END})) = 88\% EKU (dla EKU = 100 kJ),$
- $WD_A(t = t_{END}) + (100\% EK_B(t = t_{END})) = 82\% EKU$ (dla EKU = 600 kJ).

Mamy tutaj zatem odwrotny trend jak dla samochodu B (ilość energii wytraconej przez samochód A maleje ze wzrostem *EKU*). Przedstawione wyniki obliczeń wskazują na problematykę i pewne cechy charakterystyczne ZCB, które wskazywano na początkowym etapie rozprawy (punkt 2.2). Do samochodu B przekazywana jest mniejsza ilość energii początkowej (*EKU*) niż wytracana przez samochód A. Jednak z uwagi na kierunek oddziaływania obciążeń oraz problem deformacji boku nadwozia, to dla pasażerów samochodu B mamy większy poziom zagrożenia. Skutek tego zagrożenia, ujęty jako prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu B, będzie analizowany w kolejnych punktach.



Rys. 7.10. Zależność między EKU a wartościami wybranych składników bilansu energii zderzenia w czasie końca fazy kompresji $(t = t_{END})$

Deformacja boku nadwozia jest szczegółowo analizowana z wykorzystaniem rysunku 7.11. Przedstawiono na nim zmianę udziału pracy deformacji WD_{Bs} poszczególnych stref nadwozia B w całkowitej pracy deformacji WD_B boku nadwozia, w zależności od *EKU*. Zatem dla każdej wartości *EKU* suma składników pokazanych na rysunku 7.11 będzie wynosić 100% i odpowiada wartościom WD_B na rysunku 7.10.

Analiza wyników przedstawionych na rysunku 7.11 pokazuje, że w średnio 40% pracy deformacji WD_B boku nadwozia mamy w strefie B3 (drzwi przednie, praca WD_{B3}). Energia rozpraszana na deformację w strefie drzwi tylnych (strefa B5) jest dwukrotnie mniejsza, niż dla strefy B3. To wyraźna dysproprocja pomiędzy strefami obejmującymi elementy konstrukcyjne nadwozia o podobnych funkcjach (drzwi). Wniosek ten potwierdza rezultaty analizy konstrukcji bocznej części nadwozia samochodu osobowego, prowadzonej w punkcie 2.1.2 oraz dostępnych wyników działań

do doskonalenia bezpieczeństwa biernego boku nadwozia samochodu, przedstawianych w punkcie 2.4. Drzwi tylne pojazdu nie są w równym stopniu przygotowane w zakresie kształtowania ich własciwości w odniesieniu do przebiegu procesu deformacji nadwozia. Ponadto, udział pracy deformacji stref B3 (drzwi przednie) i B4 (słupek środkowy) w całkowitej pracy deformacji boku nadwozia rośnie wraz ze wzrostem *EKU*. Natomiast nie jest widoczny taki wzrost w przypadku pracy deformacji w strefie B5 (drzwi tylne). Te obserwacje potwierdzają ukształtowaną przesłankę do potrzeby doskonalenia konstrukcji tego obszaru nadwozia, w zakresie poprawy jego właściwości do pochłaniania energii zderzenia. Udział pracy deformacji w strefie B6 (słupek tylny) pozostaje niewielki, ponieważ nie podlega ona znacznej deformacji w trakcie zderzenia.



Rys. 7.11. Udział pracy deformacji w poszczególnych strefach w całkowitej pracy deformacji boku nadwozia w zależności od wartości EKU (wartości dla czasu $t = t_{END}$)

Przeprowadzone obliczenia modelowe i analiza ich wyników potwierdzają motywację do analizy możliwości doskonalenia bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia samochodu osobowego poprzez modyfikację właściwości drzwi tylnych pojazdu. Stanowi to cel naukowy rozprawy. Badania w tym obszarze oraz ich wyniki zostaną przedstawione w punkcie 7.4.

7.3. Wpływ warunków początkowych zderzenia na prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy

W punkcie 7.2 rozpatrywano relacje pomiędzy wprowadzonym w rozprawie predyktorem *EKU* a przebiegiem procesu deformacji bocznej części nadwozia samochodu. W ramach tego punktu uwaga będzie skupiona na skutkach ZCB, opisywanych m. in. przez prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu B. Jest to cel praktyczny rozprawy.

7.3.1. Obciążenia i prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy w trakcie ZCB

W punkcie 7.2.1 przedstawiono przykład wyników obliczeń modelowych ZCB w ujęciu ukazującym przebieg procesu deformacji bocznej części nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B. W tym punkcie wyniki obliczeń modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę zostaną wykorzystane do obliczenia prawdopodobieństwa obrażeń.

Na rysunku 7.12 przedstawiono animację przemieszczenia samochodu B w trakcie bocznego uderzenia wraz z ruchem członu manekina (oznaczonego kolorem zielonym) wewnątrz pojazdu. Pokazano wyniki obliczeń dla czasu od 0 do 0,08 s, z krokiem 0,01 s. Przemieszczenie pojazdu i manekina jest w układzie współrzędnych *OXY*. Dodatkowo pokazano proces powstawania deformacji bocznej części nadwozia (linia koloru czerwonego). Położenie linii zarysu deformacji względem członu manekina pozwala na identyfikację procesu jego uderzenia przez deformowane nadwozie. Czerwonym zaciemnieniem pokazano obszar członu manekina, który ulega odkształceniu (ugięciu) w wyniku uderzenia przez elementy konstrukcyjne nadwozia pojazdu. Rozmiar liniowy tego obszaru stanowi podstawę wnioskowania o wartości ugięcia żeber torsu manekina. Szczegółowy przebieg tego procesu pokazano na rysunku 7.13.



Rys. 7.12. Animacja przemieszczenia manekina i jego oddziaływania z deformowanym bokiem nadwozia podczas ZCB (EKU = 210 kJ)

Na rysunku 7.13a przedstawiono przemieszczenie punktu na krawędzi członu manekina (linia koloru zielonego, krawędź jest oddalona o wymiar w_D od punktu D – rys. 6.12 oraz tab. 6.9, punkt 6.4.2) i przemieszczenia bocznej części nadwozia do wnętrza przedziału pasażerskiego w rezultacie deformacji (linia koloru czerwonego, wymiar y_{Dc} na rysunku 6.13, punkt 6.2). Pokazano składowe przemieszczenia względem osi $O_B Y_B$ lokalnego układu współrzędnych. Przecięcie tych dwóch linii oznacza kontakt manekina z deformowanym nadwoziem. Zakres tego kontaktu jest pokazany linią kropkową i interpretowany jako ugięcie żeber torsu. To ugięcie oblicza się zgodnie z zależnością (6.19) (punkt 6.2). Na rysunku 7.13b przedstawiono prędkość torsu i deformacji boku nadwozia w obszarze manekina w trakcie bocznego uderzenia samochodu. Są to zatem pochodne wielkości z rysunku 7.13a.

Linią kropkową na rysunku 7.13b pokazano różnicę prędkości deformacji boku nadwozia a ruchu torsu manekina.



Rys. 7.13. Przemieszczenie (a) i prędkość (b) deformacji boku nadwozia w pobliżu torsu manekina i bryły manekina w trakcie bocznego uderzenia (EKU = 210 kJ)

W chwili czasu t = 0,02 s następuje wyczerpanie luzu pomiędzy manekinem a bokiem nadwozia (luz ten jest określony parametrem Δy w danych do modelowania, por. tab. 6.9, punkt 6.2). Następuje uderzenie manekina kierowcy z prędkością ok. 12,5 m/s (rys. 7.13b). W rezultacie tego uderzenia prędkość manekina chwilowo osiąga wartość ok. 8,7 m/s (względem nadwozia samochodu). Odpowiada to energii kinetycznej 17 kJ. Obliczone maksymalne ugięcie żeber *RIB* (rys. 7.13a) osiągnęło wartość 43,2 mm (podaje się wartość w [mm], ponieważ taka jest wykorzystywana do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń według [77]). Na podstawie zależności (5.50) (por. punkt 5.6) obliczono prawdopodobieństwo obrażeń P(AIS3+) = 0,50 i P(AIS4+) = 0,21. Wartości te umożliwiają prognozowanie skutków zagrożenia powstającego w trakcie ZCB samochodów i stanowią końcowy etap analizy wyników obliczeń w przygotowanym modelu. To prawdopodobieństwo pozwala zatem na powiązanie warunków początkowych zderzenia (determinowanych przez *EKU*) ze skutkami wypadku drogowego. Analiza tej relacji stanowi cel praktyczny rozprawy.

7.3.2. Warunki początkowe ZCB a prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy samochodu B

Rozważania w zakresie relacji między warunkami początkowymi ZCB a prawdopodobieństwem obrażeń kierowcy samochodu B są prowadzone z wykorzystaniem rezultatów badań modelowych. Postanowiono rozszerzyć te rozważania o analizę dostępnych wyników badań eksperymentalnych, zrealizowanych według F214. Przeszukano ogólnodostępną bazę danych NHTSA [110] w poszukiwaniu wyników badań, które spełniały następujące kryteria:

- samochodem B był pojazd typu sedan o zbliżonych parametrach, do pojazdu odtwarzanego w badaniach modelowych,
- na fotelu kierowcy był manekin ES-2re, który był modelowany,
- uderzenie następowało przez inny samochód osobowy lub wózek badawczy z MDB.

Na podstawie powyższych kryteriów z bazy [110] wybrano 20 testów. Ustalono wartość *EKU* oraz zmierzoną wartość *R1B*. Na rysunku 7.14 przedstawiono rezultaty badań modelowych w postaci wyników obliczeń maksymalnego ugięcia żeber torsu manekina *R1B* w zależności od *EKU* (kolor czerwony). Rysunek rozszerzono o wyniki badań eksperymentalnych (niebieskie punkty na rysunku). Największa wartość *EKU*, dla której odszukano wyniki badań eksperymentalnych to około 230 kJ (najbardziej wysunięty punkt w prawą stronę na rysunku 7.14). Było to badanie, gdzie samochód osobowy typu SUV o masie 2 500 kg uderzył czołowo w bok samochodu typu sedan z prędkością ok. 13 m/s. W badaniach eksperymentalnych wartość *EKU* jest ograniczona prędkością początkową samochodu A. Z uwagi na rosnące ryzyko zdarzeń niepożądanych, zwykle nie realizuje się badań dla prędkości większych niż 17 m/s [110]. Ważną zaletą badań modelowych jest brak takich ograniczeń w doborze warunków początkowych ZCB. Stąd też zrealizowane badania są dla szerokiego zakresu wartości *EKU*. Dla *EKU*<108 kJ wartość *RIB* jest równa 0. Oznacza to, że w rezultacie ZCB nie dochodzi do ugięcia żeber manekina, a poziom zagrożenia jest umiarkowany.

Przedstawione na rysunku 7.14 wyniki badań eksperymentalnych ujawniają znaczny rozrzut wartości *RIB* względem *EKU*. Szczególnie jest to widoczne dla *EKU* równego ok. 120 kJ. Wartość *RIB* dla tej energii jest od 5 do 27 mm, a zatem wartość minimalna jest ponad pięciokrotnie mniejsza od maksymalnej. Ten zbiór wyników jest dla badań zrealizowanych z wykorzystaniem wózka badawczego z MDB. Powinno to wpłynąć na dobrą powtarzalność uzyskiwanych wyników, jednak osiągane rezultaty (wartości *RIB*) są istotnie zróżnicowane. Wskazuje to na trudność w ogólnej interpretacji uzyskiwanych wyników, z uwagi na unikatowość i niepowtarzalność przebiegu ZCB.



Rys. 7.14. Maksymalne ugięcie żeber torsu manekina w zależności od wartości EKU (wyniki obliczeń modelowych – kolor czerwony; wyniki badań eksperymentalnych – kolor granatowy)

Rezultaty badań modelowych przedstawione na rysunku 7.14 mieszczą się w zakresie wykorzystanych do analizy wyników badań eksperymentalnych. Stanowi to podstawę do wnioskowania na temat poprawności rezultatów modelowania procesu powstawania zagrożenia w trakcie ZCB. Wartości *RIB* są wykorzystywane do obliczeń prawdopodobieństwa obrażeń torsu. Realizuje się je według zależności (5.50), por. punkt 5.6. Rezultaty obliczeń tego prawdopodobieństwa w skali AIS3 oraz AIS4 przedstawiono na rysunku 7.15. Prawdopodobieństwo obliczono dla wyników badań modelowych (czerwony kolor na rysunku) oraz rezultatów badań eksperymentalnych (kolor niebieski).



Rys. 7.15. Relacja pomiędzy warunkami początkowymi ZCB (determinowane jako EKU) a prawdopodobieństwem obrażeń torsu kierowcy samochodu B

W zakresie *EKU* od 0 do 100 kJ prawdopodobieństwo obrażeń torsu jest stałe i wynosi 0,11 w skali AIS3 oraz 0,03 w skali AIS4. W tym przedziale *EKU* nie dochodzi do ugięcia żeber w rezultacie bocznego uderzenia samochodu. Dla większych wartości *EKU* prawdopodobieństwo obrażeń narasta i osiąga wartość bliską 1,00 dla *EKU* = 450 kJ w skali AIS3 i *EKU* = 550 kJ w skali AIS4. Zależność wykreślona na rysunku 7.15 stanowi podstawę do wnioskowania na temat relacji między warunkami początkowymi zderzenia (*EKU*) a prawdopodobieństwem obrażeń kierowcy samochodu B. Jest to głównym celem rozprawy.

Dla wyników badań modelowych z rysunku 7.15 obliczono model regresji nieliniowej z zastosowaniem funkcji logit [141, 146, 188]. Jest on często stosowany podczas analizy zagadnień bezpieczeństwa ruchu drogowego. Model przyjęto w postaci:

$$P(AIS) = \frac{e^{a_8 + a_9 \cdot EKU}}{1 + e^{a_8 + a_9 \cdot EKU}},$$
(7.1)

gdzie a_8 i a_9 to współczynniki modelu obliczane metodą regresji, natomiast *EKU* jest energią kinetyczną uderzenia samochodu A w B w kJ. Wykorzystano środowisko programu Statistica [156]. Współczynniki modelu obliczono dla wartości *EKU* w przedziale od 100 do 600 kJ. Wykorzystano wartości prawdopodobieństwa obrażeń *P*(*AIS3*) oraz *P*(*AIS4*), przy czym stworzono zbiór wyników z badań modelowych uzupełnionych o rezultaty badań eksperymentalnych (por. rys. 7.15). Dla danej wartości *EKU* obliczano liczbę przypadków ZCB, których rezultatem jest odniesienie obrażeń określonego stopnia w skali AIS oraz analogiczną liczbę przypadków, w których takie obrażenia nie wystąpią. Rozpatrywano sumę przypadków równą 1000. Przykładowo dla *EKU* = 258 kJ mamy *P*(*AIS3*) = 0,790. Oznacza to, że na 1000 ZCB, skutkiem 790 z nich mogą być obrażenia torsu kierowcy 3-go stopnia w skali AIS, a 210 ZCB może być bez takich obrażeń. Tak przygotowane dane wykorzystano do obliczenia modelu logit (7.1) w programie Statistica. W tabeli 7.1 zestawiono uzyskane wartości współczynników a_8 i a_9 . Obliczoną funkcję logit przedstawiono na rysunku 7.15 czarnym kolorem.

	a_8	a_9
P(AIS3)	-3,755	0,019
P(AIS4)	-4,731	0,018

Tabela 7.1. Wartości współczynników a8 i a9 funkcji regresji prawdopodobieństwa obrażeń torsu

Przygotowany model analityczny umożliwia prognozowanie obrażeń kierowcy samochodu B w zależności od zaproponowanego w rozprawie predyktora skutków ZCB w postaci energii kinetycznej uderzenia samochodu A w B (*EKU*). Model zapisany zależnością (7.1) i określony współczynnikami o wartościach z tabeli 7.1 obowiązuje dla ZCB samochodów, w którym:

- pojazdem B jest średniej klasy samochód osobowy typu sedan z lat produkcji 1999-2004,
- uderzenie jest w środkowy obszar bocznej części nadwozia (między osiami kół jezdnych), a osie wzdłużne pojazdów w chwili początku kontaktu zderzeniowego są prostopadłe względem siebie,
- prędkość początkowa samochodu B jest równa lub bliska 0.

7.4. Analiza możliwości ograniczenia zagrożenia dla kierowcy samochodu B

Celem naukowym rozprawy jest rozważenie możliwości ograniczenia zagrożenia dla kierowcy samochodu B w trakcie ZCB. W ramach analizy stanu zagadnienia ustalono między innymi, że działania w tym obszarze skupiają się na doskonaleniu konstrukcji drzwi przednich i słupka środkowego (por. punkt 2.2.3). Natomiast rezultaty działań własnych wskazały, że istotną rolę podczas bocznego uderzenia może pełnić także strefa drzwi tylnych pojazdu. Ilość energii rozproszonej na deformację tych drzwi jest znacznie mniejsza niż np. dla drzwi przednich (por. rys. 7.11, punkt 7.2.2). Postanowiono zatem skupić się na tej strefie (B5, por. rys. 5.15, punkt 5.4.1) w zakresie poszukiwania możliwości ograniczenia zagrożenia powstającego w trakcie ZCB.

Rozważone zostanie, czy modyfikacja właściwości strefy B5 na boku nadwozia zmniejszy prawdopodobieństwo obrażeń kierowcy? Poprzez taką modyfikację systemu rzeczywistego rozumie się np. wzmocnienie konstrukcji drzwi tylnych czy ulokowanie w ich strukturze dodatkowych wkładek energochłonnych. Prowadzi to do zmiany właściwości materiałowo-konstrukcyjnych tego wycinka nadwozia. Wyniki badań przedstawione w punkcie 7.2 i 7.3 pokazały, że poziom zagrożenia w znacznej mierze wynika z oddziaływania deformowanego nadwozia na kierowcę. Stąd też rozpatrzony zostanie przypadek, w którym po modyfikacji właściwości strefy B5 (określonych przez charakterystykę $R_{B5n}(p_{B5})$) ocenie poddane zostaną zmiany głębokości deformacji c_{Bs} w strefie B5, ale również w strefach B3 i B4, w których jest fotel kierowcy. Zmiana charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ może mieć wpływ także na inne miary zagrożenia, jak np. maksymalne przyspieszenie nadwozia w trakcie ZCB. Stąd też zmiany wartości miar zagrożenia zostaną rozważone w szerszym ujęciu, a w końcowej ocenie analizie poddanie zostanie prawdopodobieństwo obrażeń.

Przygotowano i przeprowadzono badania modelowe wpływu charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ na przebieg procesu deformacji nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu B. Wyjściowa charakterystyka stanowi rezultat procesu parametryzacji i weryfikacji eksperymentalnej modelu, co przedstawiono w punktach 6.3 i 6.4. W ramach badań rozważano trzy nowe warianty charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ dla strefy B5, gdzie każdy kolejny jest modyfikacją charakterystyki uzyskanej w procesie parametryzacji modelu. Nową charakterystykę $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$ obliczano:

$$R_{B5n}^{*}(p_{B5}) = h \cdot R_{B5n}(p_{B5}), \tag{7.2}$$

gdzie *h* to współczynnik skalowania, przy czym $h = \{1, 1, 25, 1, 5, 1, 75\}$. Przyjęto oznaczenie poszczególnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ jako 100%, 125%, 150% oraz 175%. Przebieg zmodyfikowanej charakterystyki przedstawiono na rysunku 7.16.



Rys. 7.16. Rozpatrywane warianty charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ (wariant 100% to charakterystyka $R_{B5n}(p_{B5})$ będąca rezultatem parametryzacji modelu)

Przeprowadzono badania modelowe, w których dla różnych wartości *EKU* wykonywano obliczenia z wykorzystaniem przygotowanych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$. Warunki badań były zgodne z planem przedstawionym w punkcie 7.1. Na rysunku 7.17 zestawiono zarys deformacji bocznej części nadwozia samochodu jako rezultatu uderzenia z *EKU* = 210 kJ. Poszczególne linie na rysunku odnoszą się do wyników dla różnych wariantów $R_{B5n}^*(p_{B5})$. Widoczne jest oczekiwane ograniczenie głębokości deformacji w strefie B5, ale także pewne ograniczenie tej deformacji w innych strefach, co może stanowić podstawę do wnioskowania o zmniejszeniu poziomu zagrożenia dla kierowcy samochodu B.



Rys. 7.17. Zarys głębokości deformacji boku nadwozia, zależnie od wariantu charakterystyki $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$; wyniki obliczeń dla EKU = 210 kJ

Rysunek 7.18 jest pochodnym względem rysunku 7.17. Obliczono tutaj o ile procent zmniejsza się maksymalna deformacja dynamiczna w poszczególnych strefach na boku nadwozia dla różnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$, względem charakterystyki oznaczonej jako 100%.



Rys. 7.18. Ograniczenie głębokości deformacji w poszczególnych strefach na boku nadwozia dla EKU = 210 kJ (a) oraz zmiana maksymalnej wartości głębokości deformacji boku nadwozia (b) dla różnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ i w zależności od EKU

Wyniki przedstawione na rysunku 7.18 pokazują korzystny wpływ modyfikacji charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ na proces deformacji w trakcie ZCB. W wariancie 175% mamy zmniejszenie deformacji w strefie drzwi przednich (B3) i słupka środkowego (B4) o 5-6% przy *EKU* = 210 kJ (rys. 7.18a). Naturalnie ograniczenie deformacji w strefie drzwi tylnych (B5) jest znacznie większe. Będzie to miało również korzystny wpływ na poziom zagrożenia dla pasażera na tylnej kanapie pojazdu. Jednak to zagadnienie jest poza obszarem rozważań w rozprawie. Wyniki przedstawione na rysunku 7.18b pokazują, że wpływ modyfikacji charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ jest w przybliżeniu proporcjonalny w szerokim zakresie wartości *EKU*. Mamy:

- w wariancie 125% ograniczenie maksymalnej deformacji boku nadwozia o ok. 2%,
- w wariancie 150% o około 4%,
- w wariancie 175% o około 5,5%.

Podobne rezultaty badań analizowano w punkcie 2.3. W pracy [168], poprzez modyfikację struktury drzwi przednich samochodu uzyskano ograniczenie maksymalnej deformacji boku nadwozia o ok. 5%, co traktowano jako ważne osiągnięcie w prowadzonych badaniach. Na podstawie [62] ustalono, że zastosowanie stali o dwukrotnie zwiększonej odporności na naprężenia pozwala na ograniczenie zakresu deformacji bocznej części nadwozia od 5 do 15%. Z kolei modyfikacja procesu wytwarzania elementów konstrukcyjnych nadwozia pozwala na ograniczenie głębokości deformacji nawet o 13,4% [89]. Stanowi to wskazówki do możliwych konstrukcyjnych i technologicznych rozwiązań zadania ograniczenia zagrożenia w trakcie ZCB, poprzez doskonalenie konstrukcji drzwi tylnych. Rezultatem tych zmian będzie oczekiwana modyfikacja charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$.

Ograniczenie deformacji może mieć również negatywne skutki, ponieważ z rozmiarem deformacji wiąże się ilość energii rozproszonej w trakcie ZCB. Im mniej energii jest rozproszone na deformację, tym większa część *EKU* będzie mieć udział w innych składnikach bilansu energii (por. zal. (2.1), punkt 2.1.3). Negatywne skutki szczególnie ma składnik *EK_B* związany z energią kinetyczną samochodu B. Im większy jest przyrost energii kinetycznej w rezultacie bocznego uderzenia, tym większym obciążeniom są poddani pasażerowie.

Zasygnalizowany wyżej problem jest dalej analizowany. Na rysunku 7.19a przedstawiono negatywny skutek modyfikacji charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ w postaci ograniczenia wartości pracy deformacji nadwozia B. Mamy zatem zmniejszenie ilości energii, jaka jest rozpraszana w trakcie bocznego uderzenia. Rezultatem jest większa część energii przekazanej do samochodu B w postaci energii kinetycznej. Zmianę ilości tej energii w poszczególnych wariantach charakterystyki $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$, względem charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$, przedstawiono na rysunku 7.19b. Rysunek 7.19 przygotowano w zależności od *EKU*.

Dla wartości *EKU* mniejszych od 200 kJ, mamy porównywalny wpływ modyfikacji charakterystyki $R_{B5n}(p_{B5})$ w poszczególnych jej wariantach, na przyrost wartości energii kinetycznej $EK_B(t = t_{END})$ – wynosi on od 1 do 4%. Dla większych *EKU* wpływ charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ na przyrost energii kinetycznej $EK_B(t = t_{END})$ jest większy. Przykładowo, dla *EKU* równej około 350 kJ, w wariancie charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ 175%:

- energia kinetyczna $EK_B(t = t_{END})$ jest o 14% większa niż w przypadku wariantu 100%,
- praca deformacji boku nadwozia $WD_B(t = t_{END})$ jest mniejsza o około 9%.

Należy tutaj uwzględnić fakt, że udział składnika $WD_B(t = t_{END})$ w bilansie energii ZCB jest większy, niż $EK_B(t = t_{END})$ (por. rys. 7.10, punkt 7.2.2). Rozpatrując wartości liczbowe tych składników, dla wariantu 175% i *EKU* około 350 kJ, mamy:

- zmniejszenie $WD_B(t = t_{END})$ o 9 kJ,
- wzrost $EK_B(t = t_{END})$ o 10 kJ.



Rys. 7.19. Zmiana pracy deformacji bocznej części nadwozia (a) i zmiana przyrostu energii kinetycznej nadwozia B w rezultacie bocznego uderzenia (b) dla różnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$ i w zależności od EKU

Przeprowadzona analiza rysunku 7.19 wskazuje na konieczność kompromisowego podejścia w kształtowaniu właściwości struktury bocznej części nadwozia. Ograniczenie zasięgu deformacji boku nadwozia jest działaniem korzystnym, jednak negatywnym skutkiem działań zwiększających ogólną sztywność jego konstrukcji, jest wzrost obciążeń jakim poddawani są pasażerowie. Na rysunku 7.20 przedstawiono jedną z miar zagrożenia w postaci maksymalnego przyspieszenie nadwozia samochodu B, dla różnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ (zależnie od *EKU*). Widoczny tu trend potwierdza problem zaobserwowany na rysunku 7.20b. Modyfikacja właściwości strefy B5 powoduje wzrost obciążeń bezwładnościowych, jakim poddawany jest samochód B i jego kierowca. Mamy wzrost wartości ważnej miary zagrożenia (przyspieszenie maksymalne). Pokazuje to, jak złożony jest wpływ rozpatrywanej zmiany cech konstrukcyjnych boku nadwozia na proces powstawania zagrożenia dla kierowcy. Niektóre miary zagrożenia ulegają korzystnemu zmniejszeniu (głębokość deformacji nadwozia), ale wartości innych miar rosną (maksymalne przyspieszenie nadwozia samochodu).



Rys. 7.20. Maksymalne przyspieszenie nadwozia samochodu uderzanego w bok (a) oraz zmiana wartości tego przyspieszenia względem wariantu 100% (b) dla różnych wariantów charakterystyki R_{B5n}*(p_{B5}) i w zależności od EKU

Dalsze wnioskowanie opiera się na analizie prawdopodobieństwa obrażeń torsu, jako wypadkowej wszystkich oddziaływań (bezwładnościowych – przyspieszenie nadwozia przekazywane na manekina i dynamicznych – uderzenie torsu przez deformowane nadwozie). Rozpatrywane prawdopodobieństwo obrażeń umożliwia prognozowanie skutków powstającego zagrożenia w trakcie bocznego uderzenia samochodu. To prawdopodobieństwo obliczono zgodnie z zależnością (5.50) (punkt 5.6), a zatem analogicznie jak w poprzednich punktach rozprawy. Rezultaty obliczeń dla skali AIS3 i ASI4 przedstawiono na rysunku 7.21. Podobnie jak na poprzednich rysunkach, przedstawiono względne odniesienie wyników obliczeń dla różnych wariantów charakterystyki $R_{B5n}^{*}(p_{B5})$.



Rys. 7.21. Zmiana prawdopodobieństwa obrażeń torsu kierowcy samochodu B w skali AIS3 (po lewej) i AIS4 (po prawej) dla różnych charakterystyk R_{B5n}*(p_{B5}) i w zależności od EKU

Uzyskane wyniki pozwalają na wnioskowanie, że rozpatrywana w tym punkcie możliwość ograniczenia zagrożenia dla kierowcy samochodu B bok daje korzystne rezultaty. Modyfikując właściwości strefy B5 (drzwi tylne samochodu) możliwe jest zmniejszenie prawdopodobieństwa obrażeń kierowcy. Wyniki na rysunku 7.21 pokazują, że dla niskich wartości *EKU* (120-210 kJ; co odpowiada prędkości uderzenia 12-17 m/s przez samochód o masie 1 500 kg) mamy ograniczenie prawdopodobieństwa obrażeń torsu w skali AIS3 od 3 do 9% w zależności od wariantu charakterystyki $R_{B5n}^*(p_{B5})$ oraz od 3 do 11% dla prawdopodobieństwa obrażeń w skali AIS4.

Dla wysokich wartości *EKU* (szczególnie powyżej 300 kJ) korzystne skutki rozpatrywanej modyfikacji właściwości strefy B5 są niewielkie. Wynika to z rosnącego udziału obciążeń wynikających z przyrostu energii kinetycznej nadwozia B (por. rys. 7.19b), bez proporcjonalnego zmniejszenia głębokości deformacji nadwozia (rys. 7.18b). Warto jednak zwrócić uwagę na fakt, że *EKU* = 300 kJ odpowiada prędkości uderzenia samochodu o masie 1 500 kg przekraczającej 28 m/s. Jest to skrajny przypadek zdarzenia występującego w ruchu drogowym, którego skutki zwykle są tragiczne.

Przeprowadzone badania modelowe pozwoliły na stwierdzenie, że modyfikacja cech konstrukcyjnych nadwozia samochodu osobowego typu sedan w obszarze obejmującym drzwi tylne pojazdu może pozwolić na zmniejszenie zagrożenia powstającego w trakcie ZCB. Działania w tym zakresie stanowiły cel naukowy i praktyczny rozprawy.

8. Podsumowanie, wnioski końcowe oraz plan dalszego działania

8.1. Podsumowanie zrealizowanych działań

Przygotowana rozprawa porusza zagadnienia związane ze zderzeniem czołowo-bocznym (ZCB) samochodów osobowych. W rozdziale 1 przytoczono definicje określeń i pojęć opisujących zagadnienia związane z wypadkami drogowymi oraz ich przebiegiem. Analizie poddano statystyki wypadków drogowych. Umożliwiło to na wskazanie problematyki ZCB samochodów, których udział w całkowitej liczbie wypadków drogowych przekracza 30% i z roku na rok narasta. Skupiono uwagę na ogólnym przebiegu procesów zachodzących w trakcie ZCB i na tej postawie zdefiniowano pojęcie zagrożenia w wypadku drogowym.

W rozdziale 2 przeprowadzono szeroką analizę stanu zagadnienia w obszarze ZCB samochodów. Tę analizę skupiono na kilku obszarach – problemach i skutkach ZCB, badaniach procesu powstawania zagrożenia, badaniach deformacji boku nadwozia, możliwości ograniczania skutków zagrożenia oraz relacji między warunkami początkowymi a skutkami ZCB. Zasadniczym problemem podczas bocznego uderzenia samochodu jest powstawanie nadmiernej deformacji jego nadwozia, której zasięg obejmuje przestrzeń, w której znajdują się pasażerowie. Za przyczyny takiego stanu rzeczy wskazuje się brak kompatybilności pojazdów w aspekcie ich zderzenia oraz ograniczone możliwości projektowania konstrukcji bocznej części nadwozia, jako kluczowego elementu systemu bezpieczeństwa biernego pojazdu.

Przeprowadzona analiza stanu zagadnienia pozwoliła na wskazanie obszarów niedostatecznie rozpoznanych lub wątpliwych. Ustalono, że relacja między warunkami początkowymi zderzenia a jego skutkami zwykle opisywana jest za pomocą predyktorów, które przygotowano do zderzeń czołowych. Ich przebieg jest inny niż ZCB. Dostępne są badania, w których podejmowana jest próba wykorzystania predyktorów opisywanych w ujęciu energetycznym, co potraktowano jako wskazówkę do podjęcia własnych działań w rozprawie. W literaturze dostępna jest znaczna liczba badań, których celem jest zwiększenie poziomu bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia poprzez doskonalenie konstrukcji drzwi przednich i słupka środkowego. Nie znaleziono rezultatów badań prowadzonych dla drzwi tylnych samochodu.

Na podstawie rezultatów wniosków z analizy stanu zagadnienia zapisano cel i zakres rozprawy. Określono także ograniczenie obszaru rozważań, z uwagi na obszerność zagadnienia zderzenia czołowo-bocznego samochodów. Stanowiło to treść rozdziału 3.

Realizacja celu rozprawy wymagała przeprowadzenia szeregu działań dodatkowych. W rozdziale 4 uporządkowano informacje na temat metod badania procesów zachodzących w trakcie zderzenia. Rozpatrzono problematykę badań eksperymentalnych w tym obszarze. Zwykle są to tzw. testy zderzeniowe, które są wysoce czasochłonne i drogie, a ich przebieg może być niebezpieczny. Przeprowadzenie takich badań nie było możliwe w ramach rozprawy. Dlatego analizie poddano stosowane modele do odtwarzania procesów zachodzących w trakcie zderzenia pojazdów. Pozyskano w ten sposób wskazówki do przygotowania narzędzia do obliczeń modelowych w rozprawie.

Poddano analizie przebieg i skutki ZCB według procedury Federal Motor Vehicle Safety Standards No. 214 (F214) [110], ponieważ takie wyniki badań są ogólnodostępne. Umożliwiło to uszczegółowienie założeń do modelowania oraz przygotowanie materiału do obliczeń modelowych. Stanowiło to treść rozdziału 5, gdzie w ramach własnych działań, obliczeń i analiz rozważono kinematykę pojazdów w trakcie ZCB, wyznaczono składowe siły oddziaływania między pojazdami oraz oszacowano ich wpływ na przebieg procesów zachodzących w trakcie zderzenia. Istotnym etapem realizacji rozprawy było opracowanie oryginalnej metodyki i wyznaczanie charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia. Stanowiła ona ważne dane do modelowania. Rozważono obciążenia, jakim w trakcie ZCB poddawany jest kierowca samochodu uderzanego w bok (B). Na koniec rozdziału 5 uporządkowano ustalone założenia do modelowania.

W rozdziale 6, bazując na wiedzy zebranej na wcześniejszych etapach realizacji rozprawy, przedstawiono model ZCB oraz model oddziaływania pojazdu na kierowcę. Znaczną uwagę poświęcono procesowi parametryzacji modeli, ze względu na trudność pozyskania danych opisujących wartości poszczególnych parametrów. Opracowano w tym zakresie procedurę, którą wykorzystano do procesu parametryzacji. Modele były weryfikowane względem wyników badań eksperymentalnych, realizowanych według różnych procedur.

Uzyskane wyniki badań modelowych i ich analiza zostały przedstawione w rozdziale 7. Pogrupowano je według celów postawionych w punkcie 3.1 rozprawy. Rozważono relację pomiędzy warunkami początkowymi zderzenia a przebiegiem procesu deformacji boku nadwozia oraz prawdopodobieństwem obrażeń kierowcy samochodu uderzanego (B). Wykorzystano predyktor skutków ZCB w postaci energii kinetycznej uderzenia (*EKU*). Osobno rozważono możliwość ograniczenia prawdopodobieństwa obrażeń poprzez zmianę właściwości konstrukcyjnych wycinka nadwozia, w którym są tylne drzwi. Dyskusję wyników badań modelowych oparto o porównanie z dostępnymi rezultatami badań eksperymentalnych w analizowanym zagadnieniu oraz dostępnymi wynikami innych badań w literaturze.

8.2. Osiągnięte rezultaty w rozprawie

W ramach rozprawy konieczne było podjęcie wielu działań do przygotowania modelu ZCB i modelu oddziaływania pojazdu na kierowcę. W rozdziale 4 skupiono uwagę na metodach i procedurach prowadzenia badań eksperymentalnych i modelowych w obszarze ZCB. Stwierdzono, że możliwość organizacji badań eksperymentalnych w ramach rozprawy jest trudna, z uwagi na ich wysokie koszty, czasochłonność i ograniczony poziom bezpieczeństwa. Stąd też poddano analizie stosowane modele do badania ZCB. Rozpatrzono szeroki zakres wykorzystywanych narzędzi badawczych, ustalono ich korzystne i negatywne cechy. Na tej podstawie sformułowano wskazówki do przygotowania badań w rozprawie.

Analiza dostępnych rezultatów badań zderzeń pojazdów (rozdział 2) oraz wyników testów zderzeniowych (rozdział 5) umożliwiła wnioskowanie w zakresie kształtowania założeń do modelowania. Rozpatrzono istotne procesy do uwzględnienia w modelu fizycznym, które zachodzą w systemie rzeczywistym zderzających się pojazdów. Rozważono kinematykę samochodów w trakcie ZCB i wyznaczono składowe siły oddziałującej na nadwozia. Oceniono wpływ tych składowych na przebieg procesów zachodzących w trakcie zderzenia. Obliczono i porównano bilans energii ZCB w testach zderzeniowych zrealizowanych według różnych procedur. Na tej podstawie wnioskowano na temat podobieństw w przebiegu ZCB w dwóch procedurach. W końcowym efekcie działań uszczegółowiono założenia i przygotowanie danych do budowy modelu ZCB i oddziaływania pojazdu na kierowcę.

Opracowano oryginalną metodykę i wyznaczono charakterystykę deformacji boku nadwozia. Pozwoliła ona na przygotowanie danych do modelowania. Dodatkowo umożliwia ona wnioskowanie w zakresie przebiegu procesu deformacji bocznej części nadwozia samochodu, a w tym porównywanie różnych nadwozi pojazdów do oceny ich przygotowania w zakresie pełnienia oczekiwanych funkcji w systemie bezpieczeństwa biernego.

Przygotowano model ZCB i model oddziaływania pojazdu na kierowcę. Zaproponowano metodykę wyznaczania sił oddziaływania między pojazdami. Jest ona oparta na charakterystyce deformacji nadwozia, obliczanej według procedury przedstawionej w punkcie 5.4. W modelowaniu uwzględniono istotne oddziaływanie układu zderzających się pojazdów z otoczeniem (opory ruchu). Modele umożliwiły badanie procesów zachodzących w trakcie zderzenia, w tym procesu deformacji bocznej części nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy. Ważnym etapem przygotowania modelu była jego parametryzacja i weryfikacja eksperymentalna. Opracowano procedurę parametryzacji, w której ustalono wartości parametrów modeli. Te dane w znacznej części nie były możliwe do bezpośredniego pozyskania z wyników badań eksperymentalnych. Weryfikację eksperymentalną oparto o odtwarzanie w obliczeniach modelowych kilku różnych testów zderzeniowych ZCB, realizowanych według różnych procedur. Rezultatem tych działań były przygotowane modele, umożliwiające prowadzenie badań dla różnych warunków początkowych, a tym samym przebiegu ZCB pojazdów.

Według autora rozprawy, do najważniejszych, oryginalnych osiągnięć pracy można zaliczyć:

- opracowaną procedurę wyznaczania charakterystyki deformacji bocznej części nadwozia samochodu na podstawie rezultatów testu zderzeniowego (punkt 5.4 rozprawy),
- model fizyczny ZCB i model oddziaływania pojazdu na kierowcę, ze szczególnym uwzględnieniem metodyki obliczania sił oddziaływania między nadwoziami i w styku kół jezdnych z nawierzchnią (punkt 6.1 i 6.2),
- procedurę parametryzacji i uzyskany rezultat weryfikacji eksperymentalnej modeli, opartej na wynikach kilku testów zderzeniowych (punkt 6.3.2 i 6.4),

- wyniki badań modelowych w aspekcie:
 - zaproponowanego modelu analitycznego między zaproponowanym predyktorem (energią kinetyczną uderzenia, *EKU*) a prawdopodobieństwem obrażeń kierowcy samochodu uderzanego w bok (B) (punkt 7.3.2),
 - analizy możliwości ograniczenia zagrożenia powstającego w trakcie ZCB i rekomendacji potencjalnej modyfikacji właściwości materiałowo-konstrukcyjnych wycinka drzwi tylnych nadwozia (punkt 7.4).

8.3. Wnioski z przeprowadzonych rozważań i obliczeń

Analiza przebiegu ZCB w badaniach eksperymentalnych pozwoliła na zapisanie wniosków:

- złożona kinematyka pojazdów w trakcie ZCB ma wpływ na przebieg procesów dyssypacji energii,
 a w tym powstawania zagrożenia dla pasażerów; wymaga to uwzględnienia w modelowaniu,
- siła oddziałująca na nadwozia w trakcie zderzenia ma trzy wzajemnie prostopadłe składowe;
 rezultatem dominującej składowej jest deformacja nadwozi pojazdów, składowa styczna do strefy kontaktu pojazdów może być interpretowana jako siła tarcia i jej rezultatem jest dyssypacja energii, składowa pionowa powoduje dynamiczne dociskanie samochodu uderzanego (B) do nawierzchni, co wpływa na siłę oporu bocznego przesuwania tego pojazdu podczas zderzenia,
- składniki bilansu energii ZCB w testach zderzeniowych według dwóch procedur stosowanych przez instytuty badawcze mają podobne wartości procentowe, na podstawie czego wnioskuje się o podobieństwie przebiegu ZCB w testach według różnych procedur.

Wyznaczenie charakterystyki deformacji boku nadwozia na podstawie opracowanej metodyki pozwoliło na stwierdzenie, że:

- złożoność procesów zachodzących w trakcie ZCB skutkuje ograniczoną powtarzalnością przebiegu charakterystyki w testach zderzeniowych realizowanych dla tych samych warunków początkowych,
- charakter deformacji bocznej części nadwozia jest nieliniowy, a przebieg charakterystyki deformacji może być opisany modelem regresji jako funkcja przedziałami liniowa,
- wyznaczona charakterystyka deformacji boku nadwozia stanowi ważne uzupełnienie danych do modelowania i umożliwia opis procesu deformacji boku nadwozia w trakcie ZCB.

Przeprowadzone badania modelowe wykazały, że:

 wyniki obliczeń z wykorzystaniem przygotowanego narzędzia umożliwiają analizę relacji pomiędzy warunkami początkowymi a skutkami ZCB samochodów osobowych, a w szczególności procesu deformacji bocznej części nadwozia i powstawania zagrożenia dla kierowcy samochodu uderzanego w bok (B),

- nieliniowe właściwości stref wydzielonych w bocznej części nadwozia są przyczyną różnego charakteru deformacji w trakcie ZCB, zależnie od energii kinetycznej uderzenia (*EKU*),
- możliwe jest ustalenie zależności analitycznej między zaproponowanym predyktorem (energią kinetyczną uderzenia, *EKU*) a prawdopodobieństwem obrażeń kierowcy samochodu uderzanego (B) (rys. 7.17 oraz zal. (7.1) i tab. 7.1),
- wraz ze wzrostem energii kinetycznej uderzenia (*EKU*) zwiększa się udział pracy deformacji boku nadwozia (*WD_B*) a maleje udział energii kinetycznej samochodu uderzanego w bok (*EK_B*) w bilansie energii zderzenia pojazdów,
- deformacja w strefie reprezentującej wycinek drzwi tylnych samochodu (B5) skutkuje rozproszeniem średnio o 50% mniej energii, niż w przypadku deformacji w strefie wycinka drzwi przednich (B3); wskazuje to obszar do doskonalenia bezpieczeństwa biernego bocznej części nadwozia,
- modyfikacja właściwości wycinka drzwi tylnych (strefa *B*5) umożliwia częściowe ograniczenie zasięgu deformacji w obszarze fotela kierowcy (rys. 7.20), jednak jednocześnie występuje wzrost obciążeń bezwładnościowych (maksymalne przyspieszenie nadwozia, rys. 7.22), jakim poddawany jest kierowca; wskazuje to na konieczność kompromisowego podejścia w kształtowaniu właściwości struktur energochłonnych na boku nadwozia,
- w zakresie wartości energii kinetycznej uderzenia (*EKU*) od 120 do 210 kJ mamy korzystny rezultat modyfikacji właściwości nadwozia w wycinku obejmującym drzwi tylne; dla *EKU* > 300 kJ te korzystne skutki są mocno ograniczone.

8.4. Plan dalszego działania w obszarze ZCB

Przewidywane kierunki dalszych prac będą obejmowały:

- analizę charakterystyki deformacji bocznej części nadwozi pojazdów różnych typów, producentów
 i lat produkcji do wnioskowania w zakresie rozwoju i doskonalenia systemu bezpieczeństwa
 biernego samochodu osobowego,
- badania modelowe procesu deformacji boku nadwozia i powstawania zagrożenia w trakcie ZCB dla innych typów pojazdów,
- weryfikację opracowanego predyktora skutków ZCB w zakresie jego wrażliwości na zmianę warunków początkowych zderzenia pojazdów i cech konstrukcyjnych bocznej części nadwozia pojazdu,
- działania do przygotowania przestrzennego modelu wielobryłowego boku nadwozia samochodu
 i wielobryłowego modelu manekina na fotelu kierowcy, umożliwiającego prognozowanie obrażeń
 różnych części ciała człowieka, jako skutku ZCB.

Wykaz literatury

- [1] Ambrosio, J., & Dias, J. (2007). A road vehicle multibody model for crash simulation based on the plastic hinges approach to structural deformations. International Journal of Crashworthiness, 12(1), 77-92.
- [2] American Association of State Highway and Transportation Officials (AASHTO). Manual for Assessing Safety Hardware. Washington, DC: American Association of State Highway and Transportation Officials; 2009.
- [3] Andricevic, N., Junge, M., & Krampe, J. (2018). Injury risk functions for frontal oblique collisions. Traffic injury prevention, 19(5), 518-522.
- [4] Arbelaez, R. A., Baker, B. C., & Nolan, J. M. (2005, June). Delta Vs for IIHS side impact crash tests and their relationship to real world crash severity. In 19th ESV Conference, Paper (pp. 05-0049).
- [5] Barbat, S., Li, X., & Prasad, P. (2007). Vehicle-to-Vehicle Front-to-Side Crash Compatibility Analysis Using a CAE Based Methodology. In 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV) National Highway Traffic Safety Administration (No. 07-0347).
- [6] Bartz, J. A., McHenry, R. R., & Segal, D. J. (1974). Mathematical Reconstruction of Accidents: Analytical and Physical Reconstruction of Ten Selected Highway Accidents. US Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration.
- [7] Bendjaballah, D., Bouchoucha, A., Sahli, M. L., & Gelin, J. C. (2017). Numerical analysis of side airbags deployment in out-of-position situations. International Journal of Mechanical and Materials Engineering, 12(1), 1-9.
- [8] Bidez, M. W., Hauschild, H. W., Mergl, K. M., & Syson, S. R. (2005). Small occupant dynamics in the rear seat: influence of impact angle and belt restraint design (No. 2005-01-1708). SAE Technical Paper.
- [9] Bostrom, O., Fildes, B., Morris, A., Sparke, L., Smith, S., & Judd, R. (2003). A cost effective far side crash simulation. International journal of crashworthiness, 8(3), 307-313.
- [10] Bułka, D., & Świder, P. (2004). Model pojazdu zastosowany w programie V-SIM do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej, Mechanika, 79, 149-156.
- [11] Burg, H., & Moser, A. (Eds.). (2007). Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion: Unfallaufnahme—Fahrdynamik— Simulation. Wiesbaden: Vieweg.
- [12] Campbell, B. M., & Cronin, D. S. (2014). Coupled human body and side impact model to predict thoracic response. International journal of crashworthiness, 19(4), 394-413.
- [13] Campbell, K. L. (1974). Energy basis for collision severity. SAE Transactions, 2114-2126.
- [14] Camponogara, E., & Nazari, L. F. (2015). Models and algorithms for optimal piecewise-linear function approximation. Mathematical Problems in Engineering, 2015.
- [15] Carvalho, M., & Ambrosio, J. (2011). Development of generic road vehicle multibody models for crash analysis using an optimisation approach. International Journal of Crashworthiness, 16(5), 537-556.
- [16] Carvalho, M., & Ambrósio, J. (2010). Identification of multibody vehicle models for crash analysis using an optimization methodology. Multibody System Dynamics, 24(3), 325-345.
- [17] Carvalho, M., Ambrósio, J., & Eberhard, P. (2011). Identification of validated multibody vehicle models for crash analysis using a hybrid optimization procedure. Structural and Multidisciplinary Optimization, 44(1), 85-97.
- [18] Cesari, D. (1983). European Proposal for a Side Impact Crash Test Procedure (No. 830464). SAE Technical Paper.
- [19] Chan, H., Hackney, J. R., Morgan, R. M., & Smith, H. E. (1998). An analysis of NCAP side impact crash data (No. 986235). SAE Technical Paper.
- [20] Chen, D. Z., & Wang, H. (2013). Approximating points by a piecewise linear function. Algorithmica, 66(3), 682-713.
- [21] Choi, D., Lee, K. H., Kim, O. H., Kong, J. S., Kang, C. Y., & Choo, Y. I. (2023). Risk factors affecting severe thoracic injuries in motor vehicle collisions based on age group and collision directions. European Journal of Trauma and Emergency Surgery, 1-9.
- [22] Devane, K., Koya, B., Weaver, A. A., Gayzik, F. S., Hsu, F. C., Davis, M., & Guleyupoglu, B. Injury risk estimation in far-side impacts using small female and average male finite element human body models.
- [23] Digges, K., & Eigen, A. (2001). Measurements of stiffness and geometric compatibility in front-to-side crashes (No. 2001-06-0164). SAE Technical Paper.
- [24] Digges, K., & Eigen, A. (2001). Measurements of vehicle compatibility in front-to-side crashes. In Proceedings of the 2001 International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impact, Isle of Man (pp. 1-8).
- [25] Dong, X., & Zhu, X. (2013). The Research of Methodology of Multi-body Parameterized Modeling for Vehicle Body Crashworthiness. In Proceedings of the 2012 International Conference on Communication, Electronics and Automation Engineering (pp. 493-499). Springer, Berlin, Heidelberg.
- [26] Du Bois, P., Chou, C. C., Fileta, B. B., Khalil, T. B., King, A. I., Mahmood, H. F., ... & Belwafa, J. E. (2004). Vehicle crashworthiness and occupant protection.

- [27] Eichberger, A., Wörgötter, F., Haberkorn, G., & Fellner, B. (2008). A New Side Impact Sled Test Rig at Magna Steyr for Validation of Virtual Side Impact Development. In Proceedings of FISITA WOrld Congress 2008 (pp. 1-10). ..
- [28] Elkady, M., Elmarakbi, A., & Crolla, D. (2012). Development of a novel vehicle dynamics/crash mathematical model for vehicle crash mitigation. International journal of vehicle design, 59(1), 61-81.
- [29] Ellway, J., Hallbauer, K., & Kerz, T. (2019, June). The development of a Euro NCAP far side occupant test and assessment procedure. In 26th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV).
- [30] Fadl, S. A., & Sandstrom, C. K. (2019). Pattern recognition: a mechanism-based approach to injury detection after motor vehicle collisions. RadioGraphics, 39(3), 857-876.
- [31] Figler, B., Mack, C. D., Smith III, T. G., Wessells, H., Kaufman, R., Bulger, E., & Voelzke, B. (2014). Crash test rating and likelihood of major thoracoabdominal injury in motor vehicle crashes: the new car assessment program side-impact crash test, 1998–2010. The journal of trauma and acute care surgery, 76(3), 750.
- [32] Fizjoterapeuty.pl, Płaszczyzny ciała, https://fizjoterapeuty.pl/anatomia/plaszczyzny-ciala.html (dostęp: 7 listopada 2023).
- [33] Frączek, J., & Wojtyra, M. (2008). Kinematyka układów wieloczłonowych: metody obliczeniowe. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.
- [34] Frej, D., & Jaśkiewicz, M. (2021). Vehicle accident frequencies on the example of Poland and Slovakia in 2010-2020. In SHS Web of Conferences (Vol. 129, p. 11003). EDP Sciences.
- [35] Frej, D., Jaśkiewicz, M., Kubiak, P., Zuska, A., & Więckowski, D. (2022, July). Frontal collision simulation in laboratory conditions. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 1247, No. 1, p. 012026). IOP Publishing.
- [36] Fuchs, J., Luber, B., Müller, G., & Rulka, W. (2020). Estimation of dynamic properties for the validation of driven railway vehicle models. In Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks: Proceedings of the 26th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics, IAVSD 2019, August 12-16, 2019, Gothenburg, Sweden (pp. 622-628). Springer International Publishing.
- [37] Gabler, H. C., Hollowell G. W., The Aggressivity of Light Trucks and Vans in Traffic Crashes, SAE Technical Paper Series, Airbag Technology, SP-1333
- [38] Gabler, H. C., The Evolution of Side Crash Compatibility Between Cars, Light Trucks and Vans, SAE International, 2003
- [39] Gabler, H. C., & Hollowell, W. T. (2000). The crash compatibility of cars and light trucks. Journal of Crush Prevention and Injury Control, 2(1), 19-31.
- [40] Gabler, H. C., Digges, K., Fildes, B. N., & Sparke, L. (2005). Side impact injury risk for belted far side passenger vehicle occupants. SAE transactions, 34-42.
- [41] Gandhi, U. N., & Hu, S. J. (1996). Data based models for automobile side impact analysis and design evaluation. International journal of impact engineering, 18(5), 517-537.
- [42] Ganessh, T. S., Bansode, P., Revankar, V., & Kumar, S. (2018, February). Vehicle performance evaluation in side impact (MDB) using ES-II dummy. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 314, No. 1, p. 012021). IOP Publishing.
- [43] Gaylor, L., Junge, M., & Abanteriba, S. (2017). Efficacy of seat-mounted thoracic side airbags in the German vehicle fleet. Traffic injury prevention, 18(8), 852-858.
- [44] Gaylor, L., Junge, M., & Abanteriba, S. (2018). Thoracic side airbags and structural performance in vehicle–vehicle lateral impacts. International journal of crashworthiness, 23(1), 108-116.
- [45] German In-Depth Accident Study (GIDAS), https://www.gidas.org/start-en.html.
- [46] Germane, G. J., Munson, T. S., & Henry, K. C. (2008). Side impact motor vehicle structural characteristics from crash tests. Crash Reconstruction Research, 138, 433.
- [47] Gidlewska, G., Gidlewski, M., & Kochanek, H. (2014). Analiza odkształceń dynamicznych samochodów w czasie zderzenia czołowo-bocznego. Logistyka, (6/2014), 3870-3877.
- [48] Gidlewski, M., & Jemioł, L. (2014). Weryfikacja eksperymentalna modelu Kudlicha-Slibara do wyznaczania prędkości samochodów po zderzeniu prostopadłym. Logistyka, (3), 1952-1965.
- [49] Gidlewski, M., & Prochowski, L. (2016, September). Analysis of motion of the body of a motor car hit on its side by another passenger car. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 148, No. 1, p. 012039). IOP Publishing.
- [50] Gidlewski, M., Jemioł, L., Weryfikacja eksperymentalna metod obliczeniowych stosowanych do analizy zderzenia czołowo bocznego samochodów osobowych, VIII Międzynarodowa Konferencja Problemy Bezpieczeństwa w Pojazdach Samochodowych, Kielce, 2012.
- [51] Gidlewski, M., Prochowski, L., Jemioł, L., & Żardecki, D. (2019). The process of front-to-side collision of motor vehicles in terms of energy balance. Nonlinear Dynamics, 97(3), 1877-1893.

- [52] Gierczycka, D., Watson, B., & Cronin, D. (2015). Investigation of occupant arm position and door properties on thorax kinematics in side impact crash scenarios–comparison of ATD and human models. International journal of crashworthiness, 20(3), 242-269.
- [53] Gierczycka-Zbrożek, D., & Zwierzchowski, M. (2010). Przesłanki do udoskonalania systemów zabezpieczeń biernych w zderzeniach bocznych. Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, 11.
- [54] Guzek, M. Samochodowe "czarne skrzynki" jako urządzenia wspomagające analizę przebiegu wypadku drogowego.
- [55] Guzek, M., & Lozia, Z. (2021). Are EDR Devices Undoubtedly Helpful in the Reconstruction of a Road Traffic Accident?. Energies, 14(21), 6940.
- [56] Guzek, M., & Lozia, Z. (2021). Computing methods in the analysis of road accident reconstruction uncertainty. Archives of Computational Methods in Engineering, 28(4), 2459-2476.
- [57] Hirayama, S., Umakoshi, T., Morimoto, T., Obayashi, K., & Okabe, T. (2005). Research on Compatibility in Frontto-Side Impacts (No. 2005-01-1377). SAE Technical Paper.
- [58] Hirschberg, W., Rill G., Weinfurter H., User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations, Vehicle System Dynamics 2002, Vol.38, No.2, pp.103-125, Offprint Swets & Zeitlinger
- [59] Hirschberg, W., PALČÁK, F., Rill, G., ŠOTNÍK, J., & Kintler, P. (2009). TMeasy for Reliable Vehicle Dynamics Simulation.
- [60] Huang, M. (2002). Vehicle crash mechanics. CRC press.
- [61] Huang, Z., Zhang, B., Wang, L., Liu, C., & Zhang, X. (2020, June). Experimental study on side pole collision and deformable barrier collision of car. In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 1549, No. 3, p. 032120). IOP Publishing.
- [62] Huh, H., Lim, J. H., Song, J. H., Lee, K. S., Lee, Y. W., & Han, S. S. (2003). Crashworthiness assessment of side impact of an auto-body with 60TRIP steel for side members. International Journal of Automotive Technology, 4(3), 149-156.
- [63] Humanetics, ES-2re dummy, https://www.humaneticsgroup.com/products/anthropomorphic-test-devices/sideimpact/es-2re (dostęp: 15 marca 2023 r.).
- [64] Humanteics Innovative Solutions, ES-2re user manual, https://www.humaneticsgroup.com/sites/default/files/2020-11/175-9901_es-2re_user_manual.pdf (dostęp: 15 lutego 2022 r.)
- [65] IIHS (2023). Side Impact Crashworthiness Evaluation, Crash Test Protocol (Version X).
- [66] Ikpe, A. E., Owunna, I. B., & Satope, P. (2017). Design optimization of a B-pillar for crashworthiness of vehicle side impact. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 11(2), 2693-2710.
- [67] Injury criteria for side impact dummies, National Transportation Biomechanics Research Center, NHTSA (2004).
- [68] Ishikawa, H. (1985). Computer Simulation of Automobile Collision—Reconstruction of Accidents. SAE transactions, 254-269.
- [69] Iyoda, M., Trisdale, T., Sherony, R., Mikat, D., & Rose, W. (2016). Event data recorder (EDR) developed by Toyota Motor Corporation. SAE International journal of transportation safety, 4(1), 187-201.
- [70] Jackowski, J., Łęgiewicz, J., & Wieczorek, M. (2011). Samochody osobowe i pochodne. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności.
- [71] Jackowski, J., Posuniak, P., Zielonka, K., & Jurecki, R. (2023). Experimental Testing of Energy-Absorbing Structures Used to Enhance the Crashworthiness of the Vehicles. Energies, 16(5), 2183.
- [72] Jaśkiewicz, M., Frej, D., & Poliak, M. (2022). Simulation of a dummy crash test in Adams. Communications-Scientific letters of the University of Zilina, 24(1), B20-B28.
- [73] Jayasuriya, M. M. (2004). 2-Door Vehicle Body Local Force Evaluation with the IIHS, EuroNCAP, and LINCAP Side Impact Barriers (No. 2004-01-0333). SAE Technical Paper.
- [74] Jayasuriya, M. M., & Saha, N. K. (2005). Local structural force evaluation of a vehicle in side barrier impacts. International Journal of Crashworthiness, 10(5), 451-461.
- [75] Ji, A., & Levinson, D. (2020). An energy loss-based vehicular injury severity model. Accident Analysis & Prevention, 146, 105730.
- [76] Johnson, N. S. (2011). Assessment of Crash Energy-Based Side Impact Reconstruction Accuracy (Doctoral dissertation, Virginia Tech).
- [77] Joksch, H. C. (2000). Vehicle design versus aggressivity.
- [78] Kaczmarczyk, R., & Kaczmarczyk, R. Cranio-cerebral injuries. Part I. Medycyna Rodzinna.
- [79] Kim, D. J., Lim, J., Nam, B., Kim, H. J., & Kim, H. S. (2020). Design and manufacture of automotive hybrid steel/carbon fiber composite B-pillar component with high crashworthiness. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology, 1-13.

- [80] Kitagawa, Y., Pal C.: (2001) Evaluation of vehicle body stiffness and strength for car to car compatibility. SAE transactions, 2348-2354.
- [81] Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017, October). Simulation of car collision with an impact block. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 252, No. 1, p. 012008). IOP Publishing.
- [82] Kostek, R., & Aleksandrowicz, P. (2017, October). Simulation of the right-angle car collision based on identified parameters. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 252, No. 1, p. 012013). IOP Publishing.
- [83] Kurpisz, D., Obst, M., Szymczak, T., & Wilde, R. (2023). Analytical approach for vehicle body structures behaviour under crash at aspects of overloading and crumple zone length. acta mechanica et automatica, 17(1), 68-75.
- [84] Laberge-Nadeau, C., Bellavance, F., Messier, S., Vézina, L., & Pichette, F. (2009). Occupant injury severity from lateral collisions: a literature review. Journal of safety research, 40(6), 427-435.
- [85] Laboratorium Badań nad Wypadkami, Biomechaniką i Zachowaniem Ludzkim (LAB), Francja.
- [86] Laboratory Test Procedure For The New Car Assessment Program Side Impact Moving Deformable Barrier Test, NHTSA.
- [87] Lai, X., Ma, C., Hu, J., & Zhou, Q. (2012). Impact direction effect on serious-to-fatal injuries among drivers in nearside collisions according to impact location: Focus on thoracic injuries. Accident Analysis & Prevention, 48, 442-450.
- [88] Lee, M. S. (2022). A study on collision characteristic of center-pillar with CR420 and hot stamped steel during side crash simulation. International journal of crashworthiness, 27(2), 554-564.
- [89] Lee, M. S., Jin, C. K., Suh, J., Lee, T., & Lim, O. D. (2022). Investigation of Collision Toughness and Energy Distribution for Hot Press Forming Center Pillar Applied with Combination Techniques of Patchwork and Partial Softening Using Side Crash Simulation. Metals, 12(11), 1941.
- [90] Li, M., Zhang, D., Liu, Q., & Zhang, T. (2023). Driver Injury from Vehicle Side Impacts When Automatic Emergency Braking and Active Seat Belts Are Used. Sensors, 23(13), 5821.
- [91] Lidbe, A., Penmetsa, P., Wang, T., Adanu, E. K., & Nambisan, S. (2020). Do NHTSA vehicle safety ratings affect side impact crash outcomes?. Journal of safety research, 73, 1-7.
- [92] Long, C. R., Yuen, S. T. E. E. V. E., & Nurick, G. N. (2019). Analysis of a car door subjected to side pole impact. Latin American Journal of Solids and Structures, 16(8).
- [93] Lozia, Z. (2020, October). Can anything optimistic be found in the statistics of road accidents in Poland in 1975-2018?. In 2020 XII International Science-Technical Conference AUTOMOTIVE SAFETY (pp. 1-4). IEEE.
- [94] Luty, W. (2013). Nieustalone stany znoszenia bocznego ogumienia kół jezdnych w symulacji ruchu krzywoliniowego pojazdu. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, (96).
- [95] Luzon-Narro, J., Arregui-Dalmases, C., Hernando, L. M., Core, E., Narbona, A., & Selgas, C. (2014). Innovative passive and active countermeasures for near side crash safety. International journal of crashworthiness, 19(3), 209-221.
- [96] MacKenzie, E. J., Shapiro, S., & Eastham, J. N. (1985). The Abbreviated Injury Scale and Injury Severity Score: levels of inter-and intrarater reliability. Medical care, 823-835.
- [97] Marklund, P. O., & Nilsson, L. (2001). Optimization of a car body component subjected to side impact. Structural and Multidisciplinary Optimization, 21(5), 383-392.
- [98] McGwin Jr, G., Modjarrad, K., Duma, S., & Rue III, L. W. (2008). Association between upper extremity injuries and side airbag availability. Journal of Trauma and Acute Care Surgery, 64(5), 1297-1301.
- [99] McHenry, R. R. (1963). Analysis of the dynamics of automobile passenger-restraint systems. In Proceedings: American association for automotive medicine annual conference (Vol. 7, pp. 207-249). Association for the Advancement of Automotive Medicine.
- [100] McNeill, A., et al. "Current worldwide side impact activities-divergence versus harmonisation and the possible effect on future car design." Proc 19th Int Technical Conf on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV). Washington DC, Paper. No. 05-0077. 2005.
- [101] Midjena, D. Y., & Muraspahic, S. (2013). Signal analysis, modeling and simulation of vehicle crash dynamics (Master's thesis, Universitetet i Agder/University of Agder).
- [102] Mitchie, JD. Collision risk assessment based on occupant flail-space model. Trans Res Rec. 1981a;796:1-9.
- [103] Mitchie, JD. Recommended Procedures for the Safety Performance Evaluation of Highway Appurtenances. Washington, DC: National Cooperative Highway Research Program, Transportation Research Board National Research Council; 1981b. NCHRP Report 230.
- [104] Mizuno, K., Tateishi, K., Arai, Y., Research on vehicle compatibility in Japan. 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Nagoya, Japonia 2003.

- [105] More, K. C., Patil, G. M., & Belkhede, A. A. (2020). Design and analysis of side door intrusion beam for automotive safety. Thin-Walled Structures, 153, 106788.
- [106] Morello, L., Rossini, L. R., Pia, G., & Tonoli, A. (2011). The Automotive Body: Volume I: Components Design. Springer Science & Business Media.
- [107] Mostafa, K., Digges, K., & Motevalli, V. (2008). Evaluating Frontal Crash Test Force-Deformation Data for Vehicle to Vehicle Frontal Crash Compatibility (No. 2008-01-0813). SAE Technical Paper.
- [108] Narayana, N. A. (2011). Accurate Simulation of Door Side Intrusion in Automotive Structures with Progressive Fracture (No. 2011-01-1070). SAE Technical Paper.
- [109] National Automotive Sampling System, NHTSA, https://www.nhtsa.gov/crash-data-systems/national-automotive-sampling-system.
- [110] National Highway Traffic Safety Administration, U. S. Department of Transportation, Federal Motor Vehicle Safety Standards No. 214, Side Impact Protection, Washington 2000. Testy zderzeniowe numer: 5034, 5044, 5062, 5146, 5151, 5156, 5161, 5270, 5279, 5475.
- [111] National Highway Traffic Safety Administration, U. S. Department of Transportation, http://www.nhtsa.gov/.
- [112] Njuguna, J. (2011). The application of energy-absorbing structures on side impact protection systems. International Journal of Computer Applications in Technology, 40(4), 280-287.
- [113] Noorsumar, G., Rogovchenko, S., Robbersmyr, K. G., & Vysochinskiy, D. (2022). Mathematical models for assessment of vehicle crashworthiness: a review. International journal of crashworthiness, 27(5), 1545-1559.
- [114] Norma ISO 6487: 2015 Road Vehicles, Measurement Techniques in Impact Tests, Instrumentation.
- [115] Norma PN-ISO 6813:2006 Pojazdy drogowe Klasyfikacja zderzeń Terminologia.
- [116] Norma ISO/TR 12353-3:2013 Road vehicles Traffic accident analysis Part 3: Guidelines for the interpretation of recorded crash pulse data to determine impact severity.
- [117] Norma PN-ISO 8855:2018-04 Pojazdy Drogowe Dynamika i zachowanie się podczas jazdy Terminologia.
- [118] O'Connor, J. V., Kufera, J. A., Kerns, T. J., Stein, D. M., Ho, S., Dischinger, P. C., & Scalea, T. M. (2009). Crash and occupant predictors of pulmonary contusion. Journal of Trauma and Acute Care Surgery, 66(4), 1091-1095.
- [119] Omar, T., Eskandarian, A., & Bedewi, N. (1998). Vehicle crash modelling using recurrent neural networks. Mathematical and computer Modelling, 28(9), 31-42.
- [120] Owczarz, M., Witkiewicz, M., Taryfa, S., Jerszow, Ł., Badanie zależności pomiędzy deformacją powypadkową a prędkością kolizyjną samochodów osobowych w chwili początkowej zderzenia, Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, 15/2014, p. 214-217.
- [121] Owczarz, M., Witkiewicz, M., Taryfa, S., Ustalenie prędkości zderzenia w oparciu o zakres uszkodzeń samochodu z wykorzystaniem metod energetycznych: badania pilotażowe, Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, 14(10)/2013, p. 216-218.
- [122] Pawlus, W., Karimi H. R., Robbersmyr K. G.: Reproduction of kinematics of cars involved in crash events using nonlinear autoregressive models, IEEE International Conference on Control Applications, Dubrovnik 2012.
- [123] Pawlus, W., Robbersmyr, K. G., & Karimi, H. R. (2011). Mathematical modeling and parameters estimation of a car crash using data-based regressive model approach. Applied Mathematical Modelling, 35(10), 5091-5107.
- [124] Perez-Rapela, D., Donlon, J. P., Forman, J. L., Pipkorn, B., Shurtz, B. K., Markusic, C., & Crandall, J. R. (2020). Occupant restraint in far-side impacts: cadaveric and WorldSID responses to a far-side airbag. Annals of biomedical engineering, 1-10.
- [125] Peternek, P., & Kośny, M. (2011). Kilka uwag o testowaniu istotności współczynnika korelacji. Zesz. Nauk. WSB Wroc, 20, 341-350.
- [126] Podosek, K., & Jaśkiewicz, M. (2023). Statistical analysis of road accidents of motorcyclists in Poland from 2011 to 2021. Transportation research procedia, 74, 1492-1499.
- [127] Prasad, A. K. (1991). Energy absorbed by vehicle structures in side-impacts. SAE transactions, 735-750.
- [128] Prochowski, L., Unarski, J., Wach, W., Wicher, J., Pojazdy samochodowe. Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych, WKŁ, Warszawa 2014
- [129] Prochowski, L., Ziubiński, M., Gidlewski, M., Experimental and Analytic Determining of Changes in Motor Cars' Positions in Relation to Each Other During A Crash Test Carried Out to the FMVSS 214 Procedure, XI International Scientific and Technical Conference Automotive Safety, Casta – Papernicka, 2018.
- [130] Prochowski, L. (2014). Aproksymacja wielomianowa charakterystyki deformacji zderzeniowej przedniej części nadwozia autobusu. Logistyka, (3), 5300-5307.
- [131] Prochowski, L., Gidlewski, M., Ziubiński, M., & Dziewiecki, K. (2021). Kinematics of the motorcar body side deformation process during front-to-side vehicle collision and the emergence of a hazard to car occupants. Meccanica, 56, 901-922.

- [132] Prochowski, L., Ziubiński, M. & Gidlewski, M., Wpływ składowej dynamicznej siły nacisku kół jezdnych na bilans energii podczas czołowo-bocznego zderzenia samochodów. Wybrane problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych pod redakcją Tomasza L. Stańczyka i Andrzeja Zuski, Monografie, Studia, Rozprawy nr M142, ISSN 1897-2691, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2021 Rozdział monografii po konfr. Automotive Safety 2020 (naciski dynamiczne).
- [133] Prochowski, L., Ziubiński, M., & Pusty, T. (2018, September). Experimental and analytic determining of the characteristics of deformation and side stiffness of a motor car body based on results of side-impact crash tests. In IOP Conference series: materials science and engineering (Vol. 421, No. 3, p. 032025). IOP Publishing.
- [134] Prochowski, L., Ziubiński, M., Dziewiecki, K., & Szwajkowski, P. (2022). Impact energy and the risk of injury to motorcar occupants in the front-to-side vehicle collision. Nonlinear Dynamics, 110(4), 3333-3354.
- [135] Prochowski, L., Żuchowski, A., & Zielonka, K. (2011). Analiza wpływu prędkości uderzenia w przeszkodę na obciążenia dynamiczne osób w samochodzie z ramową konstrukcją nośną.
- [136] Ptak, M., Fernandes, F. A., Dymek, M., Welter, C., Brodziński, K., & Chybowski, L. (2022). Analysis of electric scooter user kinematics after a crash against SUV. PLoS one, 17(1), e0262682.
- [137] Radzi, M. M., Abidin, A. Z., Azman, N. S., Kak, D. W., & Paiman, N. F. (2021). Side-Impact Collisions involving Passenger Vehicles in Real-World Crashes. Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia, 5(3), 439-448.
- [138] Rattenbury, S. J., Gloyns, P. F., & Nolan, J. M. (2001). Vehicle deformation in real-world side impact crashes and regulatory crash tests (No. 2001-06-0248). SAE Technical Paper.
- [139] Rau, H. (1972). Investigation of Vehicle Side Impact Stiffness-Comparison of Static and Dynamic Tests (No. 720224). SAE Technical Paper.
- [140] Regulamin nr 95 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w odniesieniu do ochrony osób przebywających w pojeździe w przypadku zderzenia bocznego [2015/1093].
- [141] Richards, D. C.: Relationship between speed and risk of fatal injury: pedestrians and car occupants. (2010).
- [142] Rill, G., Simulation von Kraftfahrzeugen, Vieweg & Sohn Verlag GmbH, Braunschweig/Wiesbaden 1994.
- [143] Rill, G. (2013, August). TMeasy—A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach. In Proceedings of the XXIII international symposium on dynamic of vehicles on roads and on tracks (IAVSD 2013), Quingdao, China (pp. 19-23).
- [144] Ristow, J., Cordeiro, M., Boyle, D., Telehowski, P., & Atkinson, T. (2020). Factors influencing side air curtain deployment in rollover motor vehicle accidents. Traffic injury prevention, 21(5), 303-307.
- [145] Rho, K. & Han, I. (2017). Characteristic analysis of vehicle rollover accidents: Rollover scenarios and prediction/warning. International Journal of Automotive Technology, 18, 451-461.
- [146] Siu, L., Li, Y., Fan, W.D., Mixed Logit Model Based Diagnostic Analy-sis of Bicycle-Vehicle Crashes at Daytime and Nighttime, Interna-tional Journal of Transportation Science and Technology (2021) https://doi.org/10.1016/j.ijtst.2021.10.001.
- [147] SAE International, Instrumentation for Impact Test, Part 1 Electronic Instrumentation, https://www.sae.org/standards/content/j211/1_202208/ (dostęp: 9 listopada 2022 r.).
- [148] Sahraei, E., Digges, K., Marzougui, D., & Roddis, K. (2014). High strength steels, stiffness of vehicle front-end structure, and risk of injury to rear seat occupants. Accident Analysis & Prevention, 66, 43-54.
- [149] Scott, W., Bonugli, E., Guzman, H., & Swartzendruber, D. (2012). Reconstruction of low-speed crashes using the quasi-static force vs. deformation characteristics of the bumpers involved in the crashes. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 5(2012-01-0598), 592-611.
- [150] Setiawan, R., & Salim, M. R. (2017). Crashworthiness Design for an Electric City Car against Side Pole Impact. Journal of Engineering & Technological Sciences, 49(5).
- [151] Shaikh, J., Lubbe, N., & Sunnevang, C. (2022). Crash characteristics and injury risk of adult car occupants in nearside impacts. Traffic injury prevention, 23(5), 302-307.
- [152] Shi, Mo Gabriel, Mohamed TZ Hassan, and S. A. Meguid. "Nonlinear multibody dynamics and finite element modeling of occupant response: Part II—frontal and lateral vehicle collisions." International Journal of Mechanics and Materials in Design 15.1 (2019): 23-41.
- [153] Sieć Badawcza Łukasiewicz-Przemysłowy Instytut Motoryzacji, https://pimot.lukasiewicz.gov.pl/.
- [154] Sousa, L., Veríssimo, P., & Ambrósio, J. (2008). Development of generic multibody road vehicle models for crashworthiness. Multibody System Dynamics, 19(1), 133-158.
- [155] Stańczyk, T. L., & Strachowski, P. (2013). Ocena możliwości wyznaczania charakterystyk koła ogumionego za pomocą autorskiego systemu do badań drogowych. The Archives of Automotive Engineering-Archiwum Motoryzacji, 59(1), 165-183.
- [156] Statistica, StatSoft EUROPE, https://www.statistica.com/en/

- [157] Steffan, H. (2009). Accident reconstruction methods. Vehicle system dynamics, 47(8), 1049-1073.
- [158] Steffan, H., & Moser, A. (1996). The collision and trajectory models of PC-CRASH (No. 960886). SAE Technical Paper.
- [159] Stolinski, R., Grzebieta, R., & Fildes, B. (1998). Vehicle far-side impact crashes (No. 986177). SAE Technical Paper.
- [160] Strother, C. E., Kent, R. W., & Warner, C. Y. (1998). Estimating vehicle deformation energy for vehicles struck in the side. SAE transactions, 306-322.
- [161] Struble, D. E., & Piganell, T. A. (1992). An Improved Integrated Simulation Model for Side Impact Countermeasure Design (No. 920355). SAE Technical Paper.
- [162] Struble, D. E., Welsh, K. J., & Struble, J. D. (2008). Side impact structural characterization from FMVSS 214D test data. Crash Reconstruction Research, 138, 415.
- [163] Summers, S. M., Prasad A., Hollowell W. T., NTHSA's research program for vehicle aggressivity and fleet compatibility, National Highway Traffic Safety Administration, USA, Paper #249
- [164] Sunnevång, C. (2016). Characteristics of nearside car crashes: an integrated approach to side impact safety (Doctoral dissertation, Umeå universitet).
- [165] Swanson, J., Rockwell, T., Beuse, N. M., Summers, L., Summers, S., & Park, B. (2003). Evaluation of stiffness measures from the US new car assessment program. In Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (Vol. 2003, pp. 13-p). National Highway Traffic Safety Administration.
- [166] Sybilski, K., Fernandes, F. A., Ptak, M., & Alves de Sousa, R. J. (2022). Injury Biomechanics Evaluation of a Driver with Disabilities during a Road Accident—A Numerical Approach. Materials, 15(22), 7956.
- [167] Tanczos, R. L., & Shimada, S. D. (2021). Brain injury severity due to direct head contact from near-side motor vehicle collisions. Traffic injury prevention, 22(sup1), S56-S61.
- [168] Tay, Y. Y., Lim, C. S., & Lankarani, H. M. (2014). A finite element analysis of high-energy absorption cellular materials in enhancing passive safety of road vehicles in side-impact accidents. International Journal of Crashworthiness, 19(3), 288-300.
- [169] Teng, T. L., Chang, K. C., & Nguyen, T. H. (2008). Crashworthiness evaluation of side-door beam of vehicle. Technische Mechanik-European Journal of Engineering Mechanics, 28(3-4), 268-278.
- [170] The European New Car Assessment Programme (EURO-NCAP), https://www.euroncap.com/en.
- [171] Tomasz, N., Dariusz, K., & Krzysztof, B. (2012). Przegląd systemów bezpieczeństwa biernego stosowanych w środkach transportu indywidualnego. Вісник (Національного транспортного університету), (25), 90-98.
- [172] Tsoi, A. H., & Gabler, H. C. (2015). Evaluation of vehicle-based crash severity metrics. Traffic injury prevention, 16(sup2), S132-S139.
- [173] Uniwersystet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, https://uniwersytetradom.pl/.
- [174] Ustawa z dnia 20 czerwca 1997 r. Prawo o ruchu drogowym (Dz.U. 1997 nr 98 poz. 602).
- [175] Vangi, D. (2009). Simplified method for evaluating energy loss in vehicle collisions. Accident Analysis & Prevention, 41(3), 633-641.
- [176] Vangi, D. (2020). Vehicle Collision Dynamics: Analysis and Reconstruction. Butterworth-Heinemann.
- [177] Vangi, D., Begani, F., Gulino, M. S., & Spitzhüttl, F. (2018). A vehicle model for crash stage simulation. IFAC-PapersOnLine, 51(2), 837-842.
- [178] Vangi, D., Cialdai, C., & Gulino, M. S. (2019). Vehicle stiffness assessment for energy loss evaluation in vehicle impacts. Forensic science international, 300, 136-144.
- [179] Viano, D. C., & Parenteau, C. S. (2010). Severe injury to near-and far-seated occupants in side impacts by crash severity and belt use. Traffic injury prevention, 11(1), 69-78.
- [180] Viano, D. C., & Parenteau, C. S. (2018). Rollover injury in vehicles with high-strength-to-weight ratio (SWR) roofs, curtain and side airbags, and other safety improvements. Traffic injury prevention, 19(7), 734-740.
- [181] Viehof, M., & Winner, H. (2018). Research methodology for a new validation concept in vehicle dynamics. Automotive and Engine Technology, 3(1), 21-27.
- [182] Weinfurter, H., Rill, G. & Hirschberg, H., (2007) Tire model TMeasy, Vehicle System Dynamics, 45:sup1, pp. 101-119, DOI: 10.1080/00423110701776284.
- [183] Wach, W. (2016). Calculation reliability in vehicle accident reconstruction. Forensic science international, 263, 27-38.
- [184] Wach, W., Gidlewski M., Prochowski L.: Modelling reliability of vehicle collision reconstruction based on the law of conservation of momentum and Burg equations, Proceedings of 20th International Scientific Conference Transport Means 2016.

- [185] Wang, W., Dai, S., Lu, G., Shu, J., Wang, C., Zhao, W., ... & Meng, Q. (2021). Hierarchical optimization of a novel vehicle door system under side impact based on integrated weighting method. Structural and Multidisciplinary Optimization, 1-20.
- [186] Wang, W., Dai, S., Zhao, W., Wang, C., Ma, T., & Chen, Q. (2020). Reliability-based optimization of a novel negative Poisson's ratio door anti-collision beam under side impact. Thin-Walled Structures, 154, 106863.
- [187] Welsh, K. J., & Struble, D. E. (1999). Crush energy and structural characterization. SAE transactions, 290-301.
- [188] White, M. J.: The "arms race" on American roads: The effect of sport utility vehicles and pickup trucks on traffic safety. The Journal of Law and Economics, 47(2), 333-355. (2004) https://doi.org/10.1086/422979
- [189] Wicher, J. (2001) Kompatybilność i agresywność nowoczesnych środków transportu drogowego. Proceedings of the international scientific conference "Transport of 21st century", Warsaw University of Technology, PAN, Warsaw.
- [190] Wicher, J. (2012). Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego.
- [191] Wykes, N. J., Edwards M. J., Hobbs C. A., Compatibility requirements for cars in frontal and side impact, Transport Research Laboratory, United Kingdom, 98-S3-O-04
- [192] Yang, J., Zhang, B., & Zhu, H. (2021). Study on Movement & Occupant Injury Based On The New FAR SIDE Test. In Journal of Physics: Conference Series (Vol. 1750, No. 1, p. 012044). IOP Publishing.
- [193] York, A. R., & Day, T. D. (1999). The DyMESH method for three-dimensional multi-vehicle collision simulation. SAE transactions, 365-382.
- [194] Zalewski, J., Aleksandrowicz, I., & Aleksandrowicz, P. (2024). SELECTED PROBLEMS IN A VEHICLE-TO-TRUCK COLLISION MODELING. Transport Problems, 19(1).
- [195] Zanoni, A., Cocco, A., & Masarati, P. (2020). Multibody dynamics analysis of the human upper body for rotorcraftpilot interaction. Nonlinear Dynamics, 102(3), 1517-1539.
- [196] Zaouk, A. K., & Marzougui, D. (2001). Development and validation of a US side impact moveable deformable barrier FE model. In 3rd European LS-DYNA Users Conference, Page (Vol. 14).
- [197] Zaouk, A. K., Bedewi, N. E., Kan, C. D., & Marzougui, D. (1997). Validation of a non-linear finite element vehicle model using multiple impact data.
- [198] Zhou, D., Wang, X., Zheng, Q., Fu, T., Wu, M., & Sun, X. (2021). A nonlinear occupant-restraint system model for predicting human injuries caused by vertical impact. Nonlinear Dynamics, 105(4), 3093-3115.
- [199] Ziubiński, M., Determining the side stiffness of a motor vehicle body based on a series of crash tests, XXXVII Seminar of The Students' Association for Mechanical EngineeringAt: Military University of Technology in Warsaw, Poland.
- [200] Żuchowski, A. (2015). Wykorzystanie metod energetycznych w obliczeniach prędkości zderzenia samochodu. The Archives of Automotive Engineering-Archiwum Motoryzacji, 68(2), 197-222.